

VEREIN
DEUTSCHER
INGENIEURESystematische Berechnung
hochbeanspruchter Schraubenverbindungen
Zylindrische Einschraubenverbindungen

VDI 2230

Blatt 1 / Part 1

Systematic calculation
of high duty bolted joints
Joints with one cylindrical boltAusg. deutsch/englisch
Issue German/English*Die deutsche Version dieser Richtlinie ist verbindlich.**The German version of this guideline shall be taken as authoritative. No guarantee can be given with respect to the English translation.*

Inhalt	Seite	Contents	Page
Vorwort zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 Neufassung 2003	3	Preliminary note to the guideline VDI 2230 Part 1 new edition 2003	3
1 Geltungsbereich	4	1 Range of validity	4
2 Unterschiede zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 von Juli 1986 und zur Neufassung von Oktober 2001	5	2 Differences from guideline VDI 2230 Part 1 dated July 1986 and the revised version dated October 2001	5
3 Kraft- und Verformungsverhältnisse	7	3 Load and deformation conditions	7
3.1 Überblick über mögliche Berechnungs- verfahren	8	3.1 Overview of possible calculation methods.	8
3.2 Grundlage zur Berechnung von Einschraubenverbindungen; Kraft- und Verformungsanalyse	8	3.2 Principles for calculating single-bolted joints; analysis of forces and deformation	8
3.2.1 Zentrisch gespannte Einschrauben- verbindung	14	3.2.1 Concentrically clamped single-bolted joint	14
3.2.2 Exzentrisch gespannte Einschrauben- verbindung	14	3.2.2 Eccentrically clamped single-bolted joint	14
3.2.3 Einseitiges Klaffen der Trennfuge	16	3.2.3 One-sided opening of the interface	16
3.2.4 Querkrafteinflüsse	16	3.2.4 Effects of transverse load	16
4 Rechenschritte	17	4 Calculation steps	17
4.1 Übersicht	17	4.1 Overview	17
4.2 Erläuterungen	18	4.2 Explanations	18
5 Berechnungsgrößen	27	5 Calculation quantities	27
5.1 Elastische Nachgiebigkeiten der Verbindung	27	5.1 Elastic resiliences of the joint	27
5.1.1 Nachgiebigkeit der Schraube	27	5.1.1 Resilience of the bolt	27
5.1.1.1 Axiale Nachgiebigkeit	27	5.1.1.1 Axial resilience	27
5.1.1.2 Biegnachgiebigkeit	29	5.1.1.2 Bending resilience	29
5.1.2 Nachgiebigkeit der aufeinander liegenden gespannten Teile	30	5.1.2 Resilience of superimposed clamped parts	30
5.1.2.1 Nachgiebigkeit bei zentrisch gespannter Einschrauben- verbindung	33	5.1.2.1 Resilience for a concentrically clamped single-bolted joint.	33
5.1.2.2 Nachgiebigkeit bei exzentrisch gespannter Einschraubenverbindung	37	5.1.2.2 Resilience for an eccentrically clamped single-bolted joint.	37

VDI-Gesellschaft Entwicklung Konstruktion Vertrieb

Fachbereich Konstruktion
Ausschuss Schraubenverbindungen

VDI-Handbuch Konstruktion

	Seite		Page
5.1.2.3	Nachgiebigkeit bei exzentrischem Angriff einer axialen Betriebskraft	5.1.2.3	Resilience for eccentric application of an axial working load
	42		42
5.2	Krafteinleitung.	5.2	Load introduction.
	43		43
5.2.1	Ersatzwirkungslinie der axialen Betriebskraft – Abstand a	5.2.1	Substitutional line of action of the axial working load – distance a
	43		43
5.2.2	Der Krafteinleitungsfaktor	5.2.2	Load introduction factor
	44		44
5.2.2.1	Grundlagen	5.2.2.1	Basic principles.
	45		45
5.2.2.2	Vorgehensweise zur Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors n	5.2.2.2	Procedure for determining the load introduction factor n
	47		47
5.3	Kraftverhältnis und Schraubenzusatzkraft	5.3	Load factor and additional bolt load
	52		52
5.3.1	Kraftverhältnisse und Schraubenzusatzkraft bis zur Abhebegrenze	5.3.1	Load factors and additional bolt load up to the opening limit
	52		52
5.3.1.1	Zentrische Belastung	5.3.1.1	Concentric loading
	53		53
5.3.1.2	Exzentrische Belastung	5.3.1.2	Eccentric loading
	54		54
5.3.1.3	Äußeres Biegemoment als Sonderfall	5.3.1.3	External bending moment as special case
	55		55
5.3.2	Verhältnisse an der Abhebegrenze bei exzentrischer Belastung	5.3.2	Relationships at the opening limit in the case of eccentric loading
	55		55
5.3.3	Verhältnisse bei klaffender Verbindung	5.3.3	Relationships at an opening joint
	59		59
5.4	Vorspannkraft	5.4	Preload
	62		62
5.4.1	Mindestklemmkraft	5.4.1	Minimum clamp load
	62		62
5.4.2	Vorspannkraftänderungen	5.4.2	Preload changes
	63		63
5.4.2.1	Vorspannkraftverluste durch Setzen und Relaxation.	5.4.2.1	Losses of preload due to embedding and relaxation
	63		63
5.4.2.2	Temperaturabhängige Vorspannkraftänderung	5.4.2.2	Temperature-dependent preload change
	65		65
5.4.3	Montagevorspannkraft und Anziehdrehmoment	5.4.3	Assembly preload and tightening torque
	66		66
5.4.3.1	Drehmomentgesteuertes Anziehen.	5.4.3.1	Torque-controlled tightening.
	69		69
5.4.3.2	Drehwinkelgesteuertes Anziehen.	5.4.3.2	Angle-controlled tightening
	71		71
5.4.3.3	Streckgrenzgesteuertes Anziehen.	5.4.3.3	Yield-controlled tightening.
	72		72
5.4.3.4	Gegenüberstellung der Anziehverfahren.	5.4.3.4	Comparison of the tightening techniques
	72		72
5.4.3.5	Mindestmontagevorspannkraft	5.4.3.5	Minimum assembly preload
	74		74
5.5	Beanspruchungen und Festigkeitsnachweis	5.5	Stresses and strength verification
	74		74
5.5.1	Montagebeanspruchung	5.5.1	Assembly stress
	74		74
5.5.2	Betriebsbeanspruchung.	5.5.2	Working stress.
	77		77
5.5.3	Schwingbeanspruchung	5.5.3	Alternating stress
	79		79
5.5.4	Flächenpressung an Schraubenkopf- und Mutternauflageflächen	5.5.4	Surface pressure at bolt head and nut bearing area
	83		83
5.5.5	Einschraubtiefe.	5.5.5	Length of engagement.
	84		84
5.5.6	Scherbelastung	5.5.6	Shearing load
	89		89
5.5.6.1	Allgemeines	5.5.6.1	General
	89		89
5.5.6.2	Lastaufteilung	5.5.6.2	Load distribution
	89		89
5.5.6.3	Statische Beanspruchung	5.5.6.3	Static stress
	90		90
5.5.6.4	Dynamische Beanspruchung	5.5.6.4	Dynamic stress
	92		92

Seite

Seite

6 Gestaltungshinweise zur Erhöhung der Betriebssicherheit von Schraubenverbindungen	93
6.1 Haltbarkeit der Schraubenverbindung	93
6.2 Lockern und Losdrehen von Schraubenverbindungen	94
7 Formelzeichen und Begriffe	95
Schrifttum	107
Anhang A Tabellen zur Berechnung	109
Anhang B Berechnungsbeispiele	126
Anhang C Berechnung des Krafteinleitungsfaktors	167

6 Design information for increasing the service reliability of bolted joints	93
6.1 Durability of the bolted joint	93
6.2 Loosening of bolted joints	94
7 Symbols and notation	95
Bibliography	107
Annex A Calculation tables	109
Annex B Calculation examples	126
Annex C Calculation of the load introduction factor	167

Vorwort

Die seit mehr als 25 Jahren in der Praxis angewendete Richtlinie ist eine anerkannte und viel beachtete Empfehlung. Sie gilt inzwischen als ein Standardwerk zur Berechnung von Schraubenverbindungen nicht nur im, sondern auch außerhalb des deutschsprachigen Raumes. Das Ziel der Richtlinie besteht darin, dem Konstrukteur und Berechnungsingenieur in Form von Rechenschritten eine weiter verbesserte systematische Vorgehensweise zur Berechnung von Schraubenverbindungen zur Seite zu stellen, die ihm eine funktions- und betriebssichere Auslegung bei weitgehender Ausnutzung der Schraubentragfähigkeit ermöglicht.

Seit dem Erscheinen der Fassung 1986 wurden bei der Anwendung der Richtlinie vielfältige Erfahrungen gemacht, die sich u.a. in einer Reihe von Hinweisen, Anfragen und Änderungswünschen der Anwender ausdrücken. Diese sowie Änderungen im Normenwerk und vor allem einige neue Erkenntnisse und Forschungsergebnisse waren dem VDI-Ausschuss Anlass, Blatt 1 der Richtlinie grundlegend zu überarbeiten und das geplante Blatt 2 (Mehrschraubenverbindungen) vorerst zurückzustellen.

Die Überarbeitung beschränkte sich dabei nicht nur auf eine Aktualisierung einiger Abschnitte, sondern es erfolgte eine Reihe grundsätzlicher Änderungen der Inhalte. Darüber hinaus wurde mit dem Ziel einer verbesserten Übersichtlichkeit der Aufbau der Richtlinie geändert. Inhalte, die nicht unmittelbar zur Berechnung benötigt werden, wurden entweder ganz entfernt (z.B. Höhe des Schraubenkopfes) oder auf ein zum Verständnis erforderliches Mindestmaß reduziert (z.B. Montageverfahren).

Nach intensiver Diskussion und Überarbeitung des 1998 vorgelegten Entwurfs erschien im Oktober 2001 die Neufassung der Richtlinie VDI 2230 – zuerst in deutscher Sprache. Die Fertigstellung der nun

Preliminary note

The guideline, which has been used in practice for over 25 years, is widely recognized and often referred to. It is by now regarded as a standard work for calculating bolted joints not only within but also outside the German-speaking area. The aim of the guideline is to provide the designer and design engineer with a further improved systematic procedure for calculating bolted joints in the form of calculated steps, this procedure enabling him to design the bolted joints in a reliable manner in terms of function and operation while largely utilizing the bolt loading capacity.

Since the appearance of the edition in 1986, a variety of experience has been gained with the use of the guideline and this has manifested itself, among other things, in a number of comments, queries and requests for changes on the part of the users. These and other changes in the standard work and in particular some new knowledge and research results have caused the VDI Committee to fundamentally revise Part 1 of the guideline and to postpone the planned Part 2 (multi-bolted joints) for the time being.

This revision is not just restricted to updating some sections, but rather a number of fundamental changes to the contents have been made. In addition, the structure of the guideline has been changed, with the aim of improving the clarity. Contents which are not directly required for calculation have either been completely removed (e.g. the height of the bolt head) or have been reduced to the minimum required for understanding (e.g. assembly methods).

After intensive discussion and revision of the draft submitted in 1998 the new version of the guideline VDI 2230 Part 1 appeared in October 2001 only in German language. The completion of the available

vorliegenden zweisprachigen Fassung wurde genutzt, um einige kleinere Fehler zu bereinigen und die Angaben zu den Werkstoffkennwerten zu ergänzen. Sie enthält gegenüber der Fassung von 2001 keine grundsätzlichen Änderungen zum Inhalt.

Die Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 „Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrische Einschraubenverbindungen“ ist das Ergebnis einer Gemeinschaftsarbeit des VDI-Ausschusses „Schraubenverbindungen“. Allen ehrenamtlichen Mitarbeitern dieses Ausschusses sei an dieser Stelle für ihr Engagement und das Zur Verfügung gestellte Fachwissen, Tabellen- und Bildmaterial gedankt.

1 Geltungsbereich

Die Festlegungen dieser Richtlinie gelten für Stahlschrauben (Befestigungsgewinde mit 60° Flankenwinkel) in hochbeanspruchten und hochfesten Schraubenverbindungen, d.h. für Festigkeitsklassen 8.8 bis 12.9 bzw. 70 und 80 und einer kraftschlüssigen Übertragung der Betriebsbelastung. Diese besteht in der Regel aus einer statischen oder dynamischen Axialkraft (d.h. Wirkungsrichtung parallel zur Schraubenachse). Darüber hinaus können Biegemomente und Querkkräfte auftreten.

Die Tabellenwerte sind für die Abmessungsbereiche M 4 bis M 39 angegeben. Für Schrauben aus anderen Werkstoffen, bei niedrigeren oder von den Festigkeitsklassen nach DIN EN ISO 898-1 abweichenden Festigkeiten kann die Richtlinie sinngemäß angewendet werden. Gleiches gilt für Schrauben größerer Abmessungen.

Die Richtlinie gilt für eine begrenzte Abmessung der Kontaktflächen in den inneren Trennfugen (Maß G, siehe Abschnitt 5.1.2.2). Wenn dieser Grenzwert überschritten wird, gelten die angegebenen Beziehungen nicht mehr, bzw. es stellt sich ein größerer Berechnungsfehler ein.

Die den Tabellen A1 bis A4, A7, A11 und A12 zu Grunde liegenden Werkstoffeigenschaften gelten nur bei Raumtemperatur, d.h. die Abhängigkeit von tieferen und höheren Temperaturen ist entsprechend zu beachten. Extreme Beanspruchungen (z.B. Korrosion), stoßartige und stochastische Belastungen werden nicht behandelt.

Grundsätzlich befreit die Richtlinie nicht von experimentellen und/oder numerischen (FEM, BEM) Untersuchungen zur Verifizierung der Berechnungsergebnisse. Dies ist insbesondere bei kritischen Verbindungen anzuraten.

Folgende Vorschriften und Normen (Auswahl) sind gegebenenfalls zu beachten:

bilingual version was used, in order to correct some small errors and to supplement the data to the material parameters. The available bilingual version does not contain fundamental changes to contents of the German-language version from October 2001.

The guideline VDI 2230 Part 1 "Systematic calculation of high duty bolted joints – Joints with one cylindrical bolt" is the result of a cooperative effort of the VDI Committee "Bolted joints". All honorary co-workers of this committee are thanked at this point for their engagement and for providing expert knowledge, tables and figures.

1 Range of validity

The stipulations of this guideline apply to steel bolts (fastening threads with 60° flank angle) in high-duty and high-strength bolted joints, i.e. for strength grades 8.8 to 12.9 or 70 and 80 and frictional transmission of the working load. As a rule, the working load consists of a static or dynamic axial load (i.e. direction of action parallel to the bolt axis). In addition, bending moments and transverse loads may occur.

The tabular values are given for the dimension range M 4 to M 39. The guideline may be applied by analogy to bolts made of other materials, in the case of lower strength or strength differing from the strength grades according to DIN EN ISO 898-1. The same applies to bolts of larger dimensions.

The guideline applies to a limited size of the contact areas at the inner interfaces (dimension G, see Section 5.1.2.2). If this limiting value is exceeded, the specified relationships no longer apply, or a larger calculation error occurs.

The material properties based on the Tables A1 to A4, A7, A11 and A12 apply only at room temperature, i.e. appropriate allowance must be made for their temperature dependence at lower and higher temperatures. Extreme stresses (e.g. corrosion), sudden and stochastic loads are not treated.

The guideline in principle does not do away with the need for experimental and/or numerical (FEM, BEM) tests for verifying the calculation results. This is to be recommended, in particular in the case of critical joints.

The following standards or specifications (selection) are to be observed where applicable:

Gesetze, Verordnungen, Verwaltungsvorschriften

TRD 106 Schrauben und Muttern aus Stahl (Deutscher Dampfkesselausschuss; DITR im DIN, Berlin, Beuth-Vertrieb Berlin)

TRD 309 Schrauben

Richtlinie 27/23/EG Richtlinie zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedsstaaten über Druckgeräte

Technische Regeln

DIN 267 Mechanische Verbindungselemente; Technische Lieferbedingungen (Beuth Verlag, Berlin)

DIN V 2505 Berechnung von Flanschverbindungen

DIN 15 018-1 bis -3 Krane; Grundsatz für Stahltragwerke

DIN 18 800-1 Stahlbauten; Bemessung und Konstruktion

DIN 18 801 Stahlhochbau; Bemessung, Konstruktion, Herstellung

DIN V ENV 1991 Eurocode 1 – Grundlagen der Tragwerksplanung und Einwirkungen auf Tragwerke

DIN V ENV 1993 Eurocode 3 – Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten

DIN EN 28 839 Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen; Schrauben und Muttern aus Nichteisenmetallen

DIN EN ISO 898-1 und -2 Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und niedrig legiertem Stahl

DIN EN ISO 3506 Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus nichtrostenden Stählen

EN 1515 Flansche und ihre Verbindungen, Schrauben und Muttern

AD B 7 Schrauben (Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter; Beuth Verlag, Berlin)

AD B 8 Flansche (gilt nur mit AD B 0)

AD W 7 Schrauben und Muttern aus ferritischen Stählen

AD W 10 Werkstoffe für tiefe Temperaturen – Eisenwerkstoffe

DAST-Richtlinie 103 Richtlinie zur Anwendung von DIN V ENV 1993-1-1

Acts, ordinances, administrative regulations

TRD 106 Bolts and nuts of steel (German Steam Boiler Committee; DITR in DIN, Berlin, Beuth-Vertrieb Berlin)

TRD 309 Bolts

Guideline 27/23/EG Guideline for alignment of legal requirements of member states on pressure equipment

Technical rules

DIN 267 Mechanical connecting elements; Technical delivery conditions (Beuth Verlag, Berlin)

DIN V 2505 Calculation of flanged joints

DIN 15 018-1 to -3 Cranes; Principle of steel supporting structures

DIN 18 800-1 Steel framed structures; dimensioning and design

DIN 18 801 Steel building construction; Dimensioning, design, manufacture

DIN V ENV 1991 Eurocode 1 – Basic principles of supporting structure planning and effects on supporting structures

DIN V ENV 1993 Eurocode 3 – Dimensioning and design of steel framed structures

DIN EN 28 839 Mechanical properties of connecting elements; Bolts and nuts of nonferrous metals

DIN EN ISO 898-1 and -2 Mechanical properties of connecting elements of carbon steel and low alloy steel

DIN EN ISO 3506 Mechanical properties of connecting elements of stainless steel

EN 1515 Flanges and their joints, bolts and nuts

AD B 7 Bolts (Working Group Pressure Vessels; Beuth Verlag, Berlin)

AD B 8 Flanges (only applies with AD B 0)

AD W 7 Bolts and nuts of ferritic steel

AD W 10 Materials for low temperatures – ferrous materials

DAST Guideline 103 Guideline for Use of DIN V ENV 1993-1-1

2 Unterschiede zur Richtlinie

VDI 2230 Blatt 1 von Juli 1986 und zur Neufassung von Oktober 2001

Gegenüber der bisherigen Fassung von Juli 1986 der Richtlinie werden zuerst die grundsätzlichen und allgemein gültigen theoretischen Zusammenhänge von Kräften, Momenten und Verformungen in Schraubenverbindungen dargelegt. Aus der allgemein gültigen

2 Differences from guideline VDI 2230 Part 1 dated July 1986 and the revised version dated October 2001

Compared with the previous version of the guideline, first of all fundamental and generally valid theoretical interrelationships of forces, moments and deformations in bolted joints are described. The known design relationships for concentrically and eccentrically

gen Beziehung für die Schraubenzusatzkraft sind durch entsprechende Vereinfachungen die bekannten Berechnungsbeziehungen für zentrisch und exzentrisch verspannte Schraubenverbindungen abgeleitet. Den Berechnungen liegt die Annahme zu Grunde, dass die Querschnitte eben bleiben.

Von ausschlaggebender Bedeutung ist der Verspannungs- bzw. Verformungskörper im Verbindungsbereich der Bauteile, der als ein Hohlkegelstumpf, dem sich ein Hohlzylinder anschließen kann, beschrieben wird. Die Lage des Verformungskörpers bestimmt die Exzentrizitäten der Verspannung (s_{sym}) und der Belastung (a) in der Ebene Schraubenachse – Wirkungslinie der axialen Betriebskraft und, gemeinsam mit seiner Größe und der Schraubennachgiebigkeit, die Belastung der Schraube.

Weitere wesentliche Veränderungen gegenüber der Ausgabe von Juli 1986:

- Der Krafteinleitungsfaktor n wird rechnerisch ermittelt.
- Die Nachgiebigkeit der verspannten Teile δ_p wird auf der Basis des Kegelmodells ermittelt.
- Die Berechnung des Ersatz-Flächenträgheitsmomentes I_{Bers} bezieht sich auf den Verspannungskörper.
- Verschraubungsfälle mit verspannten Bauteilen unterschiedlicher E-Moduli wurden einbezogen.
- Die Darstellung der verschiedenen Kraftverhältnisse Φ wurde vervollständigt.
- Einführung einer durchgängigen Vorzeichenregel für die Abstände a , s_{sym} , u und v .
- Der Setzbetrag wird wieder in Abhängigkeit von der Anzahl der Trennfugen und der Oberflächenrauheit berechnet.
- Bei der Berechnung der Einschraubtiefe werden die Gewindetoleranzen beachtet und neue Erkenntnisse zur Scherfestigkeit verwandt.
- Eine Berechnung der Schraubenkopfhöhe ist nicht mehr enthalten.
- Die Wirkung von Querkraften und die Scherbelastung werden näher behandelt.
- Die Ausführungen zum Abstand a wurden erweitert.
- Durch Beachtung bisher nicht genutzter Reserven kann die Schraubenfestigkeit durch eine höhere Montagevorspannkraft besser ausgenutzt werden (Schubspannungsverteilung bei Fließbeginn, Abfall der Torsionsspannung, Verfestigung bei überelastischem Anziehen).
- Die Veränderung der Vorspannkraft infolge thermischer Belastung wurde aufgenommen.
- Die Angaben zu Werkstoffkennwerten wurden erweitert.

clamped bolted joints are derived by appropriate simplifications from the generally valid relationship for the additional bolt load. The calculations are based on the assumption that the cross sections remain flat.

The clamp or deformation solid in the joint region of the components is of decisive importance. This solid is described as a frustum of a hollow cone, which may be followed by a hollow cylinder. The position of the deformation solid determines the eccentricities of the clamping (s_{sym}) and of the loading (a) in the plane of bolt axis – line of action of the axial working load and, together with its size and the bolt resilience, the loading of the bolt.

Further substantial changes compared with the version dated July 1986:

- The force introduction factor n is determined by calculation.
- The resilience of the clamped parts δ_p is determined on the basis of the cone model.
- The calculation of the substitutional moment of gyration I_{Bers} relates to the clamp solid.
- Bolting cases with clamped components of different Young's moduli have been included.
- The description of the different load factors Φ has been completed.
- Introduction of a universal sign rule for the distances a , s_{sym} , u and v .
- The amount of embedding is again calculated as a function of the number of interfaces and the surface roughness.
- When the tapped thread depth is calculated, the thread tolerances are taken into account and new knowledge about the shear strength is used.
- Calculation of the bolt head height is no longer included.
- The effect of transverse loads and the shear loading are treated in more detail.
- The explanations with regard to the distance a have been amplified.
- By taking into account reserves not used hitherto, the bolt strength can be better utilized by a higher assembly preload (shearing stress distribution at yield point, drop in the torsional stress, strengthening when tightening beyond the elastic limit).
- The variation in the preload as a result of thermal loading has been included.
- The details relating to material characteristic have been expanded.

- Der Abschnitt Schwingfestigkeit wurde aktualisiert und um Hinweise zur Zeitfestigkeit erweitert. Die Berechnung der Schwingbeanspruchung bezieht sich nicht mehr auf den Kernquerschnitt A_{d3} , sondern auf den Spannungsquerschnitt A_S .
- Reibungszahlen werden in Form von Reibungszahlklassen angegeben.
- Die Angaben zu den Anziehungsfaktoren mussten bei Beachtung der in praxi auftretenden Reibungszahlstreuungen teilweise korrigiert werden.
- Der nichtlineare Berechnungsansatz wurde zurückgezogen. Für klaffende Verbindungen (Sonderfall) wurde ein vereinfachtes und bewährtes Näherungsverfahren aufgenommen.
- Analog der üblichen Vorgehensweise bei anderen Maschinenelementen wurde alternativ ein Sicherheitsnachweis in die Berechnung integriert.
- Der Nachweis der Einhaltung einer zulässigen Schraubenzusatzkraft entfällt.
- Erweiterung der Hinweise zur Gestaltung

Die inhaltlichen Unterschiede zur Fassung vom Oktober 2001 beschränken sich auf:

- die Korrekturen zu den mechanischen Eigenschaften von Gusseisen gemäß DIN EN 1561 und DIN EN 1563 inklusive Reduzierung des Schwingfestigkeitsverhältnisses.
- Änderungen zur Grenzflächenpressung bei Gusseisen entsprechend neuer Untersuchungsergebnisse.
- Ergänzungen und Korrekturen zu den Eigenschaften warmfester Stähle.
- Einführung eines Elastizitätsmoduls E_{BI} für den Materialbereich des Innengewindes bei ESV.

3 Kraft- und Verformungsverhältnisse

Eine Schraubenverbindung ist eine lösbare Verbindung von zwei oder mehreren Teilen durch eine oder mehrere Schrauben. Sie soll Kräfte sowie Momente zwischen den verbundenen Teilen bei eindeutiger Lagezuordnung übertragen. Die Schrauben sind so zu bemessen, dass sie den auftretenden Betriebskräften standhalten und die Funktion der entstandenen Verbindung erfüllt werden kann.

In den folgenden Abschnitten werden zunächst verschiedene Berechnungsverfahren dargestellt. Das wegen seiner Vielseitigkeit und relativ einfachen Durchführbarkeit häufig angewandte Verfahren zur Berechnung von Einschraubenverbindungen wird weiter ausgeführt und bildet die Grundlage für die vorliegende Richtlinie.

- The section on dynamic strength has been updated and additional information concerning the fatigue strength is given. The calculation of the alternating stress no longer refers to the cross section A_{d3} at the minor diameter of the bolt thread, but to the stress cross section A_S .
- Friction values are specified in the form of coefficient of friction classes.
- The specifications for the tightening factors had to be partly corrected when taking into account the amount of scatter of the coefficient of friction occurring in practice.
- The non-linear calculation approach has been withdrawn. For opening joints (special case), a simplified and proven approximation method has been included.
- In a similar manner to the conventional procedure in the case of other machine elements, a safety verification has alternatively been included in the calculation.
- The test for compliance with a permissible additional bolt load is omitted.
- Additional design information

The content differences to the version dated October 2001 are limited to:

- Corrections to the mechanical characteristics of cast irons in accordance with DIN EN 1561 and DIN EN 1563 including reduction of the shearing strength ratio.
- Changes to the limiting surface pressure with cast irons according to new test results.
- Additions and corrections of the characteristics of heat resistant steel.
- Introduction of a Young's modulus E_{BI} for the materials area of the internal thread with ESV.

3 Load and deformation conditions

A bolted joint is a detachable connection between two or more parts by means of one or more bolts. It is intended to transmit forces and moments between the joined parts in a clearly defined position relative to one another. The bolts are to be designed in such a way that they withstand the working loads which occur and the function of the joint produced can be fulfilled.

In the following sections, first of all various calculation methods are described. The method for calculating single-bolted joints, which is often used on account of its versatility and the relative ease with which it can be carried out, is explained further and forms the basis for the present guideline.

3.1 Überblick über mögliche Berechnungsverfahren

Zur Berechnung von Schraubenverbindungen muss die Gestalt der Verbindung so weit abstrahiert werden, bis sie einem berechenbaren mechanischen Modell entspricht. Die Kenntnis der Kraftleitung bildet die Voraussetzung.

Bei diesem Vorgehen muss beachtet werden, dass auf Grund der Idealisierung nur eine Annäherung an die wirklichen Verhältnisse in der Verbindung möglich ist. Bei entsprechendem Aufwand lassen experimentelle und numerische Methoden im Vergleich zur Rechnung eine bessere Abbildung der wirklichen Verhältnisse zu [1].

Die bekannten mechanischen Modelle lassen sich hinsichtlich der Dimension des berücksichtigten Umfelds einteilen. Die folgende Zusammenstellung gibt zum einen die wachsende Komplexität der Berechnungsverfahren, aber auch die steigende Spezialisierung des Ansatzes auf bestimmte Verbindungsgeometrien wieder:

- einachsig: Mechanismus der Einschraubenverbindung (1)
- zweiachsig: Mechanismus der Balkenverbindung (2) und (3)
- dreiachsig: Mechanismen plattenartiger Verbindungen (4) bis (8)

In Bild 3.1/1 sind den häufig auftretenden Verbindungsgeometrien mögliche Berechnungsansätze zugeordnet. Sämtliche Verbindungsfälle können grundsätzlich mit Hilfe des Modells der Einschraubenverbindung berechnet werden. Der Konstrukteur muss dazu gegebenenfalls eine komplexe, statisch unbestimmte Verbindung in mehrere Einschraubenverbindungen zerlegen. Die Qualität des Ergebnisses hängt von der Genauigkeit ab, mit der die Schnittlasten hinsichtlich Größe und Verteilung bestimmt werden. Bei komplexeren Berechnungsverfahren entfällt dieses Problem, weil die Schraube in einem größeren Umfeld betrachtet wird.

3.2 Grundlagen zur Berechnung von Einschraubenverbindungen; Kraft- und Verformungsanalyse

Der Berechnung der Einschraubenverbindung liegt das elastische Verhalten der Verbindung in unmittelbarer Umgebung der Schraubenachse zu Grunde. Bei der Montage und im Betriebsfall beeinflusst dieser Bereich maßgeblich die Verformung und damit die Belastung der Schraube.

Die Kräfte und axialen Verformungen in der Einschraubenverbindung lassen sich mit Hilfe eines einfachen mechanischen Federmodells beschreiben. In

3.1 Overview of the possible calculation methods

To calculate bolted joints, the configuration of the joint must be abstracted until it corresponds to a calculable mechanical model. The knowledge of the power transmission is the precondition.

With this procedure, it has to be taken into account that, on account of this idealized situation, only an approximation to the actual conditions at the joint is possible. Given appropriate outlay, experimental and numerical methods, compared with the calculation, permit a better representation of the actual conditions [1].

The known mechanical models can be classified with regard to the size of the surrounding area. The following classification depicts not only the increasing complexity of the calculation methods but also the increasing specialization of the approach for certain joint geometries:

- iniaxial: mechanics of the single-bolted joint (1)
- biaxial: mechanics of the beam joint (2) and (3)
- triaxial: mechanics of plate-like joints (4) to (8)

In Figure 3.1/1, possible calculation approaches are assigned to the joint geometries which frequently occur. All joint cases may in principle be calculated by means of the model for the single-bolted joint. To this end, the designer will possibly have to split a complex, statically undefined joint into several single-bolted joints. The quality of the result depends on the accuracy with which the sectional loads are determined with regard to magnitude and distribution. In more complex calculation methods, this problem does not occur, since the bolt is considered in a larger surrounding area.

3.2 Principles for calculating single-bolted joints; analysis of forces and deformation

The calculation of the single-bolted joint is based on the elastic behavior of the joint in the immediate surroundings of the bolt axis. During assembly and in the service case, this region has a considerable effect on the deformation and thus on the loading of the bolt.

The forces and axial deformations in the single-bolted joint can be described by means of a simple mechanical spring model. In this model, the bolt and



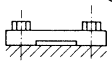
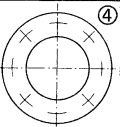


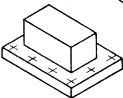
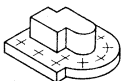
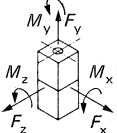
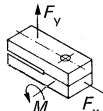
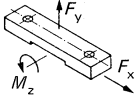
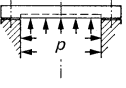
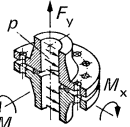
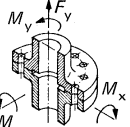
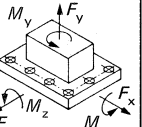
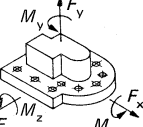
Einschraubenverbindungen		Mehrschraubenverbindungen						Schraubenverb.
zentrisch oder exzentrisch		in einer Ebene	rotationssymmetrisch			symmetrisch	asymmetrisch	Schraubenachsen
Zylinder oder prismatischer Körper	Balken	Balken	Kreisplatte	Flansch mit Dichtring	Flansch mit Flächenauflege	rechteckige Mehrschraubenverbind.	Mehrschraubenverbindung	Geometrie in Ebene
								
								Belastung relevante Lasten
Axialkraft F_A Querkraft F_Q Betriebsmoment M_B	Axialkraft F_A Querkraft F_Q Moment in der Balkenhauptebene M_z	Axialkraft F_A Querkraft F_Q Moment in der Balkenhauptebene M_z		Axialkraft F_A (Rohrkraft) Betriebsmoment M_B Innendruck p	Axialkraft F_A Torsionsmoment M_T Betriebsmoment M_B	Axialkraft F_A Querkraft F_Q Torsionsmoment M_T Betriebsmoment M_B	Axialkraft F_A Querkraft F_Q Torsionsmoment M_T Betriebsmoment M_B	Kräfte und Momente
VDI 2230		bedingt nach VDI 2230		DIN 2505 AD-Merkb. B7 VDI 2230 (bedingt)	bedingt nach VDI 2230			Berechnung
Balkenbiegetheorie mit Zusatzbedingungen			Plattentheorie		bedingt nach Ersatzmodellen			
Finite Elemente Methode (FEM)								

Bild 3.1/1. Übersicht über Schraubenverbindungen (angelehnt an [2])



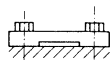
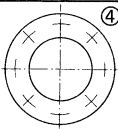
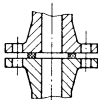
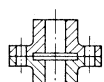
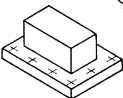
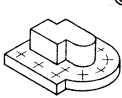
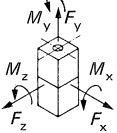
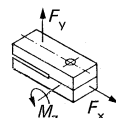
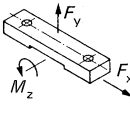
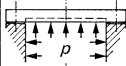
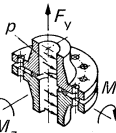
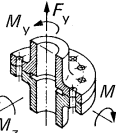
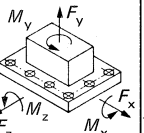
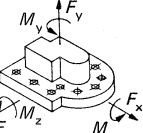
Single-bolted joints		Multi-bolted joints						Bolted joints
concentric or eccentric		in a plane	axial symmetry			symmetrical	asymmetrical	bolt axes
Cylinder or prismatic body	Beam	Beam	Circular plate	Flange with sealing gasket	Flange with plane bearing face	Rectangular multi-bolted joint	Multi-bolted joint	Joint geometry
								
								
Axial force F_A Transverse force F_Q Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Moment in the plane of the beam M_Z	Axial force F_A Transverse force F_Q Moment in the plane of the beam M_Z	Internal ressure p	Axial force F_A (Pipe force) Working moment M_B Internal pressure p	Axial force F_A Torsional moment M_T Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Torsional moment M_T Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Torsional moment M_T Working moment M_B	Forces and moments
VDI 2230		limited treatment by VDI 2230		DIN 2505 AD Note B7 VDI 2230 (limited treatment)		limited treatment by VDI 2230		Calculation procedure
Bending beam theory with additional conditions			Plate theory		limited treatment using simplified models			
Finite Element Method (FEM)								

Figure 3.1/1. Outline of bolted joints (similar to the one given in [2])

diesem Modell werden die Schraube und die verspannten Teile als Zug- bzw. Druckfeder mit den elastischen Nachgiebigkeiten δ_s und δ_p betrachtet, Bild 3.2/1.

the clamped parts are considered as tension and compression springs with the elastic resilienties δ_s and δ_p , Figure 3.2/1.

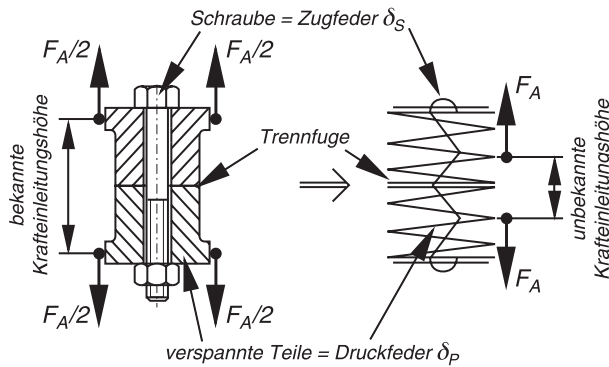


Bild 3.2/1. Überführung einer zentrisch verspannten Verbindung in das Federmodell

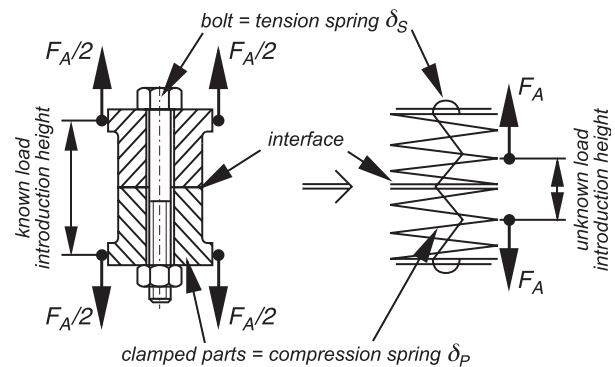


Figure 3.2/1. Conversion of a concentrically clamped joint into the spring model

Bei der Montage der Verbindung wird eine (Montage-) Vorspannkraft F_M erzeugt, die in der Trennfuge eine Klemmkraft F_K bewirkt. Eine über die verspannten Teile eingeleitete, auf die Schraube wirkende axiale Betriebskraft F_A wird dabei anteilig über den verspannten Bereich der Trennfuge, aber auch über die Schraube übertragen. Der die Schraube zusätzlich zur Vorspannkraft belastende Anteil der Betriebskraft wird als Schraubenzusatzkraft F_{SA} bezeichnet, während der verbleibende Anteil F_{PA} die verspannten Teile entlastet. Das Verhältnis dieser Aufteilung ist vom elastischen Verhalten der Verbindungspartner und vom Kraftwirkungsort abhängig und bestimmt somit maßgeblich die Belastung der Schraube.

Die sich einstellenden Kräfte und Verschiebungen in der Schraubenverbindung lassen sich prinzipiell mit Hilfe des Verspannungsschaubilds verdeutlichen. Den verschiedenen Betriebszuständen einer zentrisch verspannten Verbindung (vgl. Abschnitt 3.2.1) wird in Bild 3.2/2 jeweils das entsprechende Verspannungsschaubild zugeordnet. Aus Gründen der Anschaulichkeit wird hier auf die Beachtung von (Montage-)Vorspannkraftänderungen (siehe Abschnitt 5.4.2) verzichtet.

Bei einer erweiterten Betrachtung möglicher Einflüsse auf die Schraubenzusatzkraft reicht das einfache Federmodell nicht mehr aus. Neben den elastischen axialen Nachgiebigkeiten δ_S und δ_P der Schrauben und Platten müssen dann ebenfalls die Biegnachgiebigkeiten β_S und β_P dieser Teile berücksichtigt werden.

Die entsprechende Gleichung (3/1) zur Berechnung der Schraubenzusatzkraft F_{SA} berücksichtigt, dass die Schraube durch eine Betriebskraft F_A und ein Betriebsmoment M_B gelängt werden kann [3]. Mit Hilfe von Einflusszahlen lassen sich die jeweiligen Wirkungen unabhängig von einem bestimmten mechanischen Modell allgemein gültig darstellen.

During the assembly of the joint, an (assembly) preload F_M is produced, and this produces a clamp load F_K at the interface. An axial working load F_A introduced via the clamped parts and acting on the bolt is proportionally transmitted via the clamped region of the interface, but also via the bolt. The proportion of the working load loading the bolt in addition to the preload is designated as additional bolt load F_{SA} , whereas the remaining proportion F_{PA} relieves the clamped parts. The proportion of this distribution depends on the elastic behavior of the joint partners and on the location of the action of force and thus determines to a considerable extent the loading of the bolt.

The forces and displacements which occur in the bolted joint can be illustrated in principle by means of a joint diagram. In Figure 3.2/2, the corresponding joint diagram is in each case assigned to the various working states of a concentrically clamped joint (cf. Section 3.2.1). For the sake of clarity, (assembly) preload changes are not taken into account here (see Section 5.4.2).

For a more extensive analysis of possible effects on the additional bolt load, the simple spring model is no longer sufficient. In addition to the elastic axial resilienties δ_S and δ_P of the bolts and plates, the bending resilienties β_S and β_P of these parts also have to be taken into account.

The corresponding Equation (3/1) for calculating the additional bolt load F_{SA} takes into account the fact that the bolt can be elongated by a working load F_A and a working moment M_B [3]. By means of influencing factors, the respective effects can be represented in a generally valid manner irrespective of a specific mechanical model.

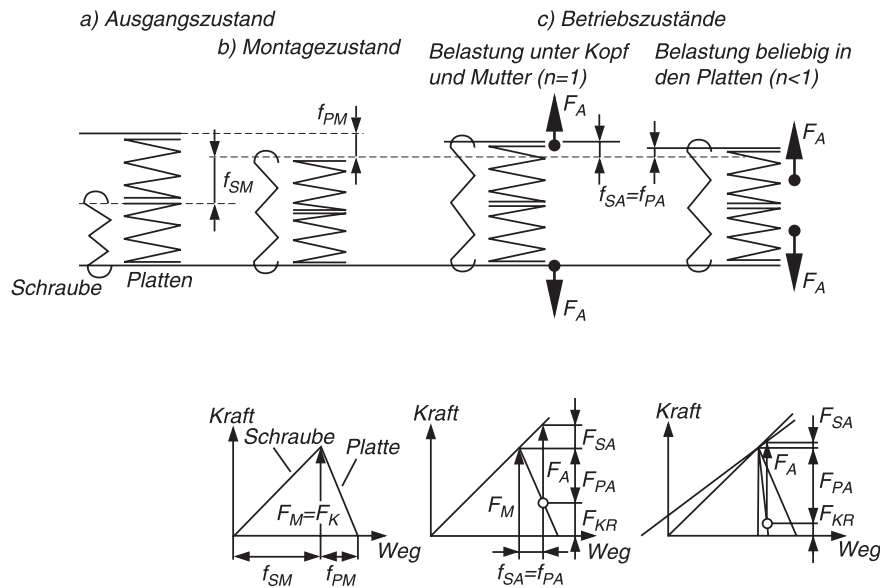


Bild 3.2/2. Verspannungsschaubild für verschiedene Betriebszustände zentrisch verspannter und zentrisch belasteter Schraubenverbindungen

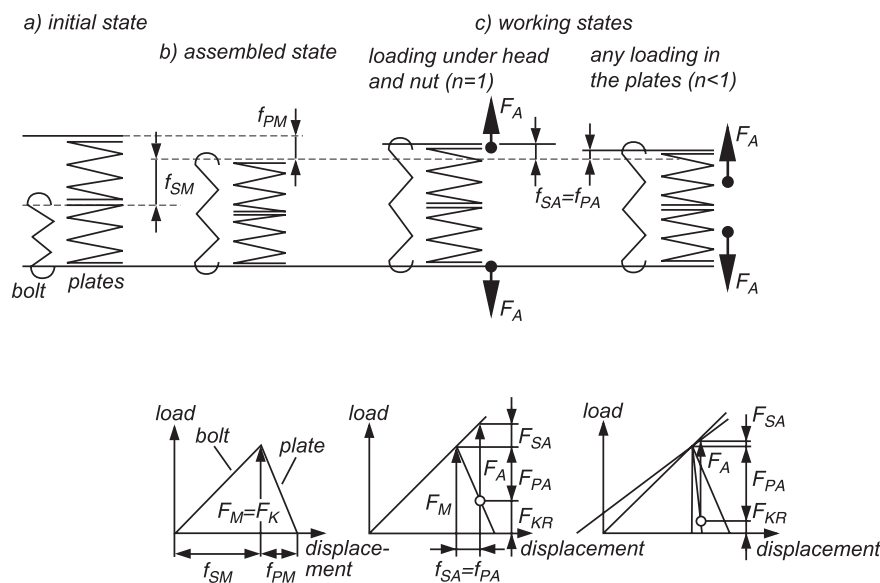


Figure 3.2/2. Joint diagram for various working states of concentrically clamped and concentrically loaded bolted joints

$$F_{SA} = \frac{n \cdot \delta_P \cdot (\beta_P + \beta_S) - m_M \cdot \beta_P \cdot \gamma_P}{(\delta_P + \delta_S) \cdot (\beta_P + \beta_S) - \gamma_P^2} \cdot F_A + \frac{n_M \cdot \delta_P \cdot (\beta_P + \beta_S) - m \cdot \beta_P \cdot \gamma_P}{(\delta_P + \delta_S) \cdot (\beta_P + \beta_S) - \gamma_P^2} \cdot M_B \quad (3/1)$$

Die Größen n , m , n_m und m_m berücksichtigen den Einfluss des Kraft- bzw. Momenteinleitungsortes. Die Einflusszahlen δ , β und γ stehen für Verschiebungen bzw. Schrägstellungen auf Grund von Einheitskräften bzw. -momenten:

$$F_{SA} = \frac{n \cdot d_P \cdot (b_P + b_S) - m_M \cdot b_P \cdot g_P}{(d_P + d_S) \cdot (b_P + b_S) - g_P^2} \cdot F_A + \frac{n_M \cdot d_P \cdot (b_P + b_S) - m \cdot b_P \cdot g_P}{(d_P + d_S) \cdot (b_P + b_S) - g_P^2} \cdot M_B \quad (3/1)$$

The quantities n , m , n_m and m_m take into account the effect of the load or moment introduction point. The influencing factors δ , β and γ stand for displacements or skewness on account of unit loads or moments:

- γ_P Schrägstellung des Schraubenkopfs zur Schraubenachse auf Grund einer gedachten Schraubenzusatzkraft $F_{SA} = 1 \text{ N}$
- n Krafteinleitungsfaktor zur Beschreibung des Einflusses der Betriebskraft auf die Verschiebung des Schraubenkopfes, siehe Abschnitt 5.2.2.1
- m Momenteinleitungsfaktor zur Beschreibung des Einflusses eines Betriebsmoments auf die Schrägstellung des Schraubenkopfes:

$$m = \beta_{VA}/\beta_P \quad (3/2)$$
- n_M Momenteinleitungsfaktor zur Beschreibung des Einflusses eines Betriebsmoments auf die Verschiebung des Schraubenkopfes:

$$n_M = \gamma_{VA}/\delta_P \quad (3/3)$$
- m_M Krafteinleitungsfaktor zur Beschreibung des Einflusses der Betriebskraft auf die Schrägstellung des Schraubenkopfes:

$$m_M = \alpha_{VA}/\beta_P \quad (3/4)$$
- δ_{VA} axiale Verschiebung des Schraubenkopfes auf Grund einer gedachten Betriebskraft $F_A = 1 \text{ N}$
- β_{VA} Schrägstellung des Schraubenkopfs zur Schraubenachse auf Grund eines gedachten Betriebsmoments $M_B = 1 \text{ Nm}$
- γ_{VA} axiale Verschiebung des Schraubenkopfes auf Grund eines gedachten Betriebsmoments $M_B = 1 \text{ Nm}$
- α_{VA} Schrägstellung des Schraubenkopfs zur Schraubenachse auf Grund einer wirkenden Betriebskraft $F_A = 1 \text{ N}$

Die Gleichung (3/1) kann auch bei Einführung eines Kraftverhältnisses Φ (Abschnitt 5.3) in folgender, in Abschnitt 5.3.2 verwendeter Form geschrieben werden:

$$F_{SA} = \Phi_{en}^* \cdot F_A + \Phi_m^* \cdot \frac{M_B}{s_{sym}} \quad (3/5)$$

Dabei sind entsprechend Bild 3.1/1 von der Trennfuge wegweisende Betriebskräfte F_A und entgegen dem Uhrzeigersinn drehende Betriebsmomente M_B immer mit positivem Vorzeichen einzusetzen. Zum Vorzeichen von s_{sym} siehe Abschnitt 3.2.2 und Abschnitt 5.3.2.

Zur Funktionserfüllung der Verbindung wird in der Regel eine ausreichende Flächenpressung bzw. Klemmkraft in der Trennfuge gefordert. Durch das elastische Verhalten der Verbindung wird im Betriebsfall die mit der Montagevorspannkraft F_M erzeugte Klemmkraft reduziert (bei $F_A > 0$). Die vorhandene Restklemmkraft F_{KR} in der Trennfuge kann gemäß Bild 3.2/2 aus der folgenden Beziehung ermittelt werden:

- γ_P skewness of the bolt head relative to the bolt axis on account of an imaginary additional bolt load $F_{SA} = 1 \text{ N}$
- n load introduction factor for describing the effect of the working load on the displacement of the bolt head, see Section 5.2.2.1
- m moment introduction factor for describing the effect of a working moment on the skewness of the bolt head:

$$m = \beta_{VA}/\beta_P \quad (3/2)$$
- n_M moment introduction factor for describing the effect of a working moment on the displacement of the bolt head:

$$n_M = \gamma_{VA}/\delta_P \quad (3/3)$$
- m_M load introduction factor for describing the effect of the working load on the skewness of the bolt head:

$$m_M = \alpha_{VA}/\beta_P \quad (3/4)$$
- δ_{VA} axial displacement of the bolt head on account of an imaginary working load $F_A = 1 \text{ N}$
- β_{VA} skewness of the bolt head relative to the bolt axis on account of an imaginary working moment $M_B = 1 \text{ Nm}$
- γ_{VA} axial displacement of the bolt head on account of an imaginary working moment $M_B = 1 \text{ Nm}$
- α_{VA} skewness of the bolt head relative to the bolt axis on account of an acting working load $F_A = 1 \text{ N}$

The Equation (3/1), when introducing a load factor Φ (Section 5.3), may also be described in the following form used in Section 5.3.2:

$$F_{SA} = \Phi_{en}^* \cdot F_A + \Phi_m^* \cdot \frac{M_B}{s_{sym}} \quad (3/5)$$

In this case, in accordance with Figure 3.1/1, working loads F_A pointing away from the interface and working moments M_B rotating counter-clockwise are always given a positive sign. For the sign of s_{sym} , see Section 3.2.2 and Section 5.3.2.

For the joint to fulfill its function, a sufficient surface pressure or clamp load at the interface is required as a rule. The clamp load produced by the assembly preload F_M is reduced in the service case by the elastic behavior of the joint (at $F_A > 0$). The existing residual clamp load F_{KR} at the interface can be determined according to Figure 3.2/2 from the following relationship:

$$F_{KR} = F_M - F_{PA} = F_M - (F_A - F_{SA}) \quad (3/6)$$

Schraubenverbindungen können nicht nur durch Zugkräfte ($F_A > 0$), sondern auch durch Druckkräfte ($F_A < 0$) belastet werden. In diesem Fall wird zwar die Klemmkraft in der Trennfuge größer, die Restauflagekraft F_{SR} unter dem Schraubenkopf wird dagegen reduziert, so dass es dort zum Abheben kommen kann. Diese Verhältnisse sollen in dem Verspannungsschaubild für druckbelastete Verbindungen verdeutlicht werden (Bild 3.2/3). Es lässt sich die folgende Beziehung zur Berechnung der Restauflagekraft F_{SR} formulieren:

$$F_{SR} = F_M + F_{SA} \quad \text{für } F_{SA} < 0 \quad (3/7)$$

Bei der Anwendung der Gleichung (3/7) muss beachtet werden, dass die Verteilung der Flächenpressung oftmals nicht gleichmäßig ist. Deshalb kann es bei Verbindungen, die nach Gleichung (3/6) ausgelegt werden, früher als berechnet zu einem Aufklaffen (vgl. Abschnitt 3.2.3) der verspannten Teile kommen.

Die Verteilung der Flächenpressung wird umso ungleichmäßiger:

- je größer die Ausdehnung der Trennfuge in Relation zur Höhe der verspannten Teile ist
- je näher der Krafteinleitungsort an der Trennfuge liegt
- je größer ein durch die Betriebskraft verursachtes Biegemoment ist

Die Anwendung der grundlegenden Gleichung (3/1) zur Berechnung der Schraubenzusatzkraft soll am Beispiel einer zentrisch sowie einer exzentrisch verspannten Verbindung vorgestellt werden. Dabei wird eine „reine“, d.h. kraftfreie Betriebsmomentenbelastung nicht berücksichtigt, da sie einen Sonderfall darstellt. M_B wird nur als Sonderfall bezüglich des Abhebens der Verbindung (Abschnitt 5.3.2) und bei der Ermittlung der Biegeausschlagspannung (Abschnitt 5.5.3) beachtet.

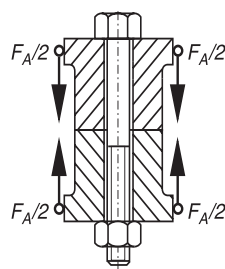


Bild 3.2/3. Verspannungsschaubild einer druckbelasteten Verbindung mit zentrischer Krafteinleitung direkt unter Schraubenkopf und Mutter (Setzen nicht beachtet)

$$F_{KR} = F_M - F_{PA} = F_M - (F_A - F_{SA}) \quad (3/6)$$

Bolted joints may be loaded not only by tensile forces ($F_A > 0$) but also by compressive forces ($F_A < 0$). In this case, although the clamp load at the interface increases, the residual bearing load F_{SR} under the bolt head is reduced, so that opening may occur there. These relationships are to be illustrated in the joint diagram for joints loaded in compression (Figure 3.2/3). The following relationship for calculating the residual bearing load F_{SR} can be formulated:

$$F_{SR} = F_M + F_{SA} \quad \text{where } F_{SA} < 0 \quad (3/7)$$

When applying the Equation (3/7), it has to be taken into account the distribution of the surface pressure is often uneven. Therefore, in joints which are designed according to Equation (3/6), opening of the clamped parts may occur earlier than expected (cf. Section 3.2.3).

The distribution of the surface pressure becomes more uneven:

- the larger the extent of the interface in relation to the height of the clamped parts
- the closer the load introduction point is to the interface
- the larger a bending moment caused by the working load

The use of the basic Equation (3/1) for calculating the additional bolt load is to be shown using the example of a concentrically and an eccentrically clamped joint. In this case, a "pure" working moment load, i.e. a working moment load free of force, is not taken into account, since it constitutes a special case. M_B is taken into consideration only as a special case with regard to opening of the joint (Section 5.3.2) and when determining the alternating bending stress (Section 5.5.3).

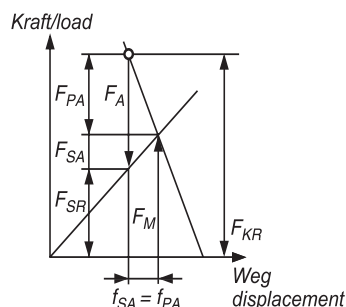


Figure 3.2/3. Joint diagram of a joint loaded in compression with concentric load introduction directly under bolt head and nut (embedding not taken into account)

3.2.1 Zentrisch verspannte Einschraubenverbindung

Eine Schraubenverbindung gilt dann als zentrisch verspannt, wenn sich ein gedachter, vom Schraubenkopf ausgehender Druckkegel nach allen Seiten hin vollständig ausbilden kann bzw. seine Ausbildung in der Ebene Schraubenachse/Wirkungslinie der Betriebskraft seitensymmetrisch eingeschränkt ist (Bild 3.2/4). In diesem Fall stellt sich der Schraubenkopf beim Vorspannen der Verbindung nicht schräg zur Schraubenachse. Die Schraube wird beim Vorspannen also nicht gebogen.

Für diesen einfachen Fall ist die Einflusszahl $\gamma_p = 0$. Aus der Grundgleichung (3/1) geht dann für eine zentrisch verspannte Verbindung bei zentrischem, aber auch exzentrischem Kraftangriff die bekannte Beziehung hervor (Betriebsmoment $M_B = 0$):

$$F_{SA} = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} \cdot F_A \quad (3/8)$$

3.2.2 Exzentrisch verspannte Einschraubenverbindung

Bei exzentrischer Verspannung der Platten, bei der die Schraubenachse nicht mit der Achse des seitensymmetrischen Verspannungskörpers zusammenfällt (Biegung der Schraube beim Vorspannen), können die Einflussgrößen für den reinen Kraftangriff ($M_B = 0$) unter der Voraussetzung, dass

- die Querschnitte eben bleiben und
- ein gedachtes, am Krafteinleitungsort eingeleitetes Moment die Schraube in dem gleichen Verhältnis zusätzlich belastet wie die eingeleitete axiale Betriebskraft (es gilt dann $n = m$),

vereinfacht ermittelt werden:

$$\delta_{VA} = -(\delta_A^z + a \cdot s_{\text{sym}} \cdot \beta_p^z) \quad (3/9)$$

$$\delta_p = +(\delta_p^z + s_{\text{sym}}^2 \cdot \beta_p^z) = \delta_p^* \quad (3/10)$$

$$\gamma_p = +\beta_p^z \cdot s_{\text{sym}} \quad (3/11)$$

$$\alpha_{VA} = -\beta_p^z \cdot a \quad (3/12)$$

Dabei bezeichnet der Parameter s_{sym} den Abstand der Schraubenachse S zur Achse 0 des gedachten seitensymmetrischen Verspannungskörpers. Der Parameter a gibt den Abstand der Ersatzwirkungslinie A der axialen Betriebskraft F_A (siehe Abschnitt 5.2.1) bis zur Achse des gedachten seitensymmetrischen Verspannungskörpers 0 an. Dabei ist zu berücksichtigen, dass a stets positiv eingesetzt wird. Der Abstand s_{sym} ist positiv einzusetzen, wenn die Kraftwirkungslinie A und Schraubenachse S auf derselben Seite bezüg-

3.2.1 Concentrically clamped single-bolted joint

A bolted joint is considered to be concentrically clamped when an imaginary compression cone, starting from the bolt head, can be completely formed on all sides or when its formation is restricted in a laterally symmetrical manner in the plane of bolt axis/line of action of the working load (Figure 3.2/4). In this case, the bolt head is not disposed at an angle to the bolt axis during the preloading of the joint. The bolt is thus not bent during the preloading.

For this simple case, the influencing factor $\gamma_p = 0$. For a concentrically clamped joint in the case of a concentric but also eccentric application of force, the known relationship is then obtained from the basic Equation (3/1) (working moment $M_B = 0$):

$$F_{SA} = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} \cdot F_A \quad (3/8)$$

3.2.2 Eccentrically clamped single-bolted joint

When the plates are clamped eccentrically, during which the bolt axis does not coincide with the axis of the laterally symmetrical clamp solid (bending of the bolt during preloading), the influencing variables for the pure application of force ($M_B = 0$), assuming that

- the cross sections remain flat and
- an imaginary moment introduced at the load introduction point additionally loads the bolt in the same ratio as the axial working load introduced (in this case $n = m$),

can be determined in a simple manner:

$$\delta_{VA} = -(\delta_A^z + a \cdot s_{\text{sym}} \cdot \beta_p^z) \quad (3/9)$$

$$\delta_p = +(\delta_p^z + s_{\text{sym}}^2 \cdot \beta_p^z) = \delta_p^* \quad (3/10)$$

$$\gamma_p = +\beta_p^z \cdot s_{\text{sym}} \quad (3/11)$$

$$\alpha_{VA} = -\beta_p^z \cdot a \quad (3/12)$$

In this case, the parameter s_{sym} designates the distance S from the bolt axis 0 of the imaginary laterally symmetrical clamp solid. The parameter a indicates the distance of the substitutional line of action A of the axial working load F_A (see Section 5.2.1) up to the axis of the imaginary laterally symmetrical clamp solid 0. It is to be taken into account here that a is always to be introduced with a positive sign. The distance s_{sym} is to be introduced with a positive sign if the force action line A and bolt axis S lie on the same side

lich der Achse 0 liegen, und negativ, wenn sich beide auf entgegengesetzten Seiten befinden. Mit β_p^z und δ_p^z werden die entsprechenden Nachgiebigkeiten der verspannten Teile für den zentrisch verspannten Fall bezeichnet (Bild 3.2/4).

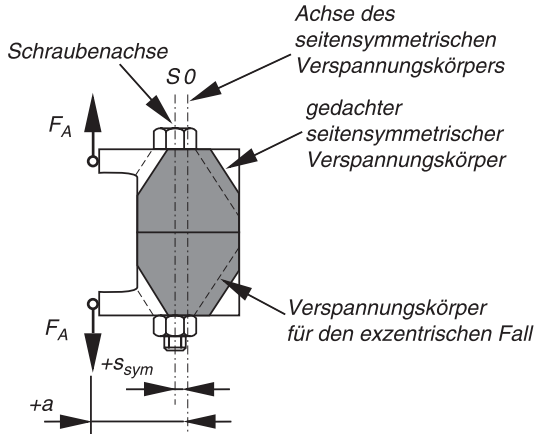


Bild 3.2/4. Modell zur Bestimmung von s_{sym} für eine exzentrisch verspannte Verbindung aus einer gedachten zentrisch verspannten Verbindung

Der Gültigkeitsbereich der nachfolgenden Gleichung (3/13) wird durch die Richtigkeit der Annahme über das Ebenbleiben der Querschnitte festgelegt. Für kleine Exzentrizitäten s_{sym} und a sind die entstehenden Fehler klein. Für größere Werte müssen andere Modelle zur Bestimmung der Einflusszahlen gefunden werden.

Es ergibt sich damit für die Schraubenzusatzkraft:

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_p^z \cdot \left\{ 1 + s_{\text{sym}} \cdot a \cdot \frac{(\beta_p^z / \delta_p^z)}{\left[1 + (\beta_p^z / \beta_s) \right]} \right\}}{\delta_s + \delta_p^z \cdot \left\{ 1 + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{(\beta_p^z / \delta_p^z)}{\left[1 + (\beta_p^z / \beta_s) \right]} \right\}} \cdot F_A \quad (3/13)$$

Die Gleichung berücksichtigt den Einfluss der Schraubenbiegung. In der Regel wird dieser Einfluss wegen der hohen Biegenachgiebigkeit der Schraube vernachlässigt, d.h. $(\beta_p^z / \beta_s) \approx 0$.

Unter den oben genannten Voraussetzungen kann die Biegenachgiebigkeit β_p^z aus dem Flächenträgheitsmoment I_{Bers} näherungsweise ermittelt werden:

$$\beta_p^z \approx \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (3/14)$$

Hiermit kann die bekannte Beziehung zur Berechnung der Schraubenzusatzkraft aufgestellt werden:

relative to the axis 0 and with a negative sign if both are located on opposite sides. The corresponding resilientcies of the clamped parts for the concentrically clamped case are designated by β_p^z and δ_p^z (Figure 3.2/4).

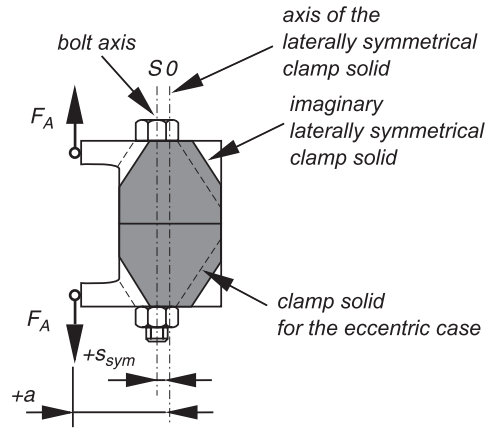


Figure 3.2/4. Model for determining s_{sym} for an eccentrically clamped joint from an imaginary concentrically clamped joint

The range of validity of the following Equation (3/13) is established by the accuracy of the assumption that the cross sections remain flat. For small eccentricities s_{sym} and a , the resulting errors are small. For larger values, other models for determining the influencing factors have to be found.

Thus, for the additional bolt load:

The equation takes into account the effect of the bending of the bolt. As a rule, this effect is ignored on account of the high bending resilience of the bolt, i.e. $(\beta_p^z / \beta_s) \approx 0$.

Based on the above assumptions, the bending resilience β_p^z can be approximately determined from the moment of gyration I_{Bers} :

$$\beta_p^z \approx \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (3/14)$$

Thus the known relationship for calculating the additional bolt load may be stated:

$$F_{SA} = n \cdot \frac{\delta_P^z + s_{\text{sym}} \cdot a \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}}{\delta_S + \delta_P^z + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}} \cdot F_A \quad (3/15)$$

- n Krafteinleitungsfaktor für den gedachten zentrischen Verspannungsfall
- s_{sym} Abstand der Schraubenachse zur Achse des seitensymmetrischen Verspannungskörpers
- a Abstand des Krafteinleitungsortes von der Achse des seitensymmetrischen Verspannungskörpers. Es gilt: $a > 0$

3.2.3 Einseitiges Klaffen der Trennfuge

Beim vorgenannten Berechnungsansatz geschieht die Dimensionierung der Schraube zunächst unter Berücksichtigung der Klemmkraft, die benötigt wird, ein einseitiges Aufklaffen der unter Druck stehenden Trennfuge infolge der axialen Betriebskraft F_A zu vermeiden.

Wenn auf die strenge Forderung nach Vermeidung einseitigen Aufklaffens der Trennfugen der verspannten Teile verzichtet werden kann, stellt sich das Kraft-Verformungs-Verhalten wie in Bild 5.3/4 dar.

Die Betriebskraft F_A geht dabei über die Abhebekraft F_{Aab} , bei der das einseitige Aufklaffen der Trennfugen infolge einer exzentrisch angreifenden axialen Betriebskraft beginnt, hinaus. Das partielle Aufklaffen der Trennfugen kann trotz einer erhöhten Schraubenzusatzkraft F_{SA} in gewissen Grenzen in Kauf genommen werden. Es wird gleichzeitig eine bessere Ausnutzung der Schwingfestigkeit des Schraubengewindes erzielt. Somit kann zum Beispiel ein kleinerer Gewindedurchmesser oder eine niedrigere Festigkeitsklasse für die Schraube vorgesehen werden (siehe Abschnitt 5.4).

3.2.4 Querkrafteinflüsse

Üblicherweise werden Schraubenverbindungen im allgemeinen Maschinenbau so ausgelegt, dass Querkräfte (senkrecht zur Schraubenachse wirkende Betriebskräfte) durch Haftreibung in den Trennfugen einer vorgespannten Verbindung übertragen werden (gleitfeste Verbindung). Es ist jedoch auch möglich, dass die Verbindungselemente selbst (Passschraube) oder weitere Elemente (Stifte oder Hülsen) Querkräfte formschlüssig übertragen (Scher/Lochleibungs-Verbindung). Oftmals kann dann die axiale Schraubenzusatzkraft F_{SA} vernachlässigt werden (Abschnitt 5.5.6).

Wenn ein Richtungswechsel der äußeren Belastung zu Querschiebungen führt, kann bei ungesicherten Verbindungen ein selbsttätiges Losdrehen auftreten.

$$F_{SA} = n \cdot \frac{\delta_P^z + s_{\text{sym}} \cdot a \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}}{\delta_S + \delta_P^z + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}} \cdot F_A \quad (3/15)$$

- n load introduction factor for the imaginary concentric clamping case
- s_{sym} distance of the bolt axis from the axis of the laterally symmetrical clamp solid
- a distance of the load introduction point from the axis of the laterally symmetrical clamp solid. In this case: $a > 0$

3.2.3 One-sided opening of the interface

With the above calculation approach, the bolt is first of all dimensioned while taking into account the clamp load which is required in order to avoid one-sided opening of the interface, which is under pressure, as a result of the axial working load F_A .

If the strict requirement for avoiding one-sided opening of the interfaces of the clamped parts can be dispensed with, the load/deformation behavior appears as in Figure 5.3/4.

In this case, the working load F_A exceeds the opening load F_{Aab} at which the one-sided opening of the interfaces as a result of an eccentrically applied axial working load starts. The partial opening of the interfaces can be tolerated within certain limits despite an increased additional bolt load F_{SA} . At the same time, better utilization of the dynamic strength of the bolt thread is achieved. Thus, for example, a smaller thread diameter or a lower strength grade for the bolt may be provided (see Section 5.4).

3.2.4 Effects of transverse load

Bolted joints in general mechanical engineering are normally designed in such a way that transverse loads (working loads acting perpendicularly to the bolt axis) are transmitted to the interfaces of a preloaded joint by static friction (friction-grip joint). However, it is also possible for the connecting elements themselves (body-fit bolt) or other elements (pins or sleeves) to transmit transverse loads in a positive-locking manner (shearing/bolt-bearing-stress joint). The axial additional bolt load F_{SA} can then often be ignored (Section 5.5.6).

If a change of direction of the external loading leads to transverse shearing, self-loosening of the bolts by rotation can occur if the joints are unsecured. Relative

Relativbewegungen in den gepaarten Gewinden und/oder den Auflageflächen heben die Selbsthemmung auf, so dass das innere Losdrehmoment der Verbindung (entsprechend dem negativen Nutzmoment beim Anziehen) nicht mehr mit den Reibungsmomenten im Gewinde oder den Auflageflächen im Gleichgewicht steht.

Bei hoch vorgespannten Schraubenverbindungen besteht in der Regel keine Gefahr des selbsttätigen Losdrehens. Bei Schrauben mit geringer Biegesteifigkeit kann eine zusätzliche Sicherung notwendig sein, um einen unzulässigen Vorspannkraftverlust zu vermeiden. Losdrehsicherungen stellen sicher, dass als Restvorspannkraft mindestens 80 % der Montagevorspannkraft verbleiben. Verliersicherungen verhindern lediglich ein vollständiges Aufheben der Gewindepaarung, d.h. die Restvorspannkraft kann völlig verloren gehen (siehe auch Abschnitt 6.2).

Bei quer belasteten Schraubenverbindungen stellen sich grundsätzlich höhere Setzbeträge als bei lediglich axial belasteten Verbindungen ein (Abschnitt 5.4.2.1). Bei hoch vorgespannten Schrauben mit großer Nachgiebigkeit ist der Vorspannkraftverlust durch Lockern gering. Bei Schrauben mit geringer Nachgiebigkeit kann ein zusätzliches elastisches Zwischenelement (z.B. Spannscheibe) notwendig sein, um einen unzulässigen Vorspannkraftverlust zu vermeiden. Hierbei ist darauf zu achten, dass das Sicherungselement durch die Montagevorspannkraft nicht auf Block gedrückt wird und die Federwirkung somit nicht mehr gegeben ist.

4 Rechenschritte

4.1 Übersicht

Randbedingungen:

Funktion, Belastung, Geometrie, Werkstoffe, Festigkeitsklassen, Oberflächen, Anziehverfahren, Anziehgeräte

Vorgaben:

R0	Nenndurchmesser, Grenzabmessung	d, G
R1	Anziehfaktor	α_A
R2	Mindestklemmkraft	F_{Kerf}

Verspannungsdreieck:

R3	Aufteilung der Betriebskraft/ Kraftverhältnis	F_{SA}, F_{PA}, Φ
R4	Vorspannkraftänderungen	$F_Z, \Delta F'_{Vth}$
R5	Mindestmontagevorspannkraft	$F_{M \min}$
R6	Maximalmontagevorspannkraft	$F_{M \max}$

Beanspruchungsfälle und Festigkeitsnachweise:

R7	Montagebeanspruchung	$\sigma_{red,M}, F_{Mzul}$
R8	Betriebsbeanspruchung	$\sigma_{red,B}, S_F$

movements in the mating threads and/or the bearing surfaces neutralize the self-locking, so that the inner loosening torque of the joint (in accordance with the negative useful moment during tightening) is no longer in equilibrium with the friction moments in the thread or the bearing surfaces.

In highly preloaded bolted joints there is generally no risk of self-loosening by rotation. In the case of bolts with low bending resistance, additional locking may be necessary in order to avoid an inadmissible loss of preload. Locking means to prevent loosening by rotation ensure that at least 80 % of the assembly preload remains as residual preload. Captive locking means merely prevent complete neutralization of the thread pair, i.e. the residual preload may be completely lost (also see Section 6.2).

The amounts of embedding which occur in principle in transversely loaded bolted joints are greater than in joints which are only axially loaded (Section 5.4.2.1). In the case of highly preloaded bolts with high resilience, the loss of preload due to slackening is slight. In the case of bolts with low resilience, an additional elastic intermediate element (e.g. strain washer) may be necessary in order to avoid an inadmissible loss of preload. Here, care is to be taken to ensure that the locking element is not compressed by the assembly preload until it is blocked and the spring effect is thus no longer provided.

4 Calculation steps

4.1 Overview

Boundary conditions:

function, loading, geometry, materials, strength grades, surfaces, tightening techniques, tightening tools

Inputs:

R0	nominal diameter, limiting measurement	d, G
R1	tightening factor	α_A
R2	minimum clamp load	F_{Kerf}

Distortion triangle:

R3	dividing the working load/ load factor	F_{SA}, F_{PA}, Φ
R4	preload changes	$F_Z, \Delta F'_{Vth}$
R5	minimum assembly preload	$F_{M \min}$
R6	maximum assembly preload	$F_{M \max}$

Stress cases and strength verifications:

R7	assembly stress	$\sigma_{red,M}, F_{Mzul}$
R8	working stress	$\sigma_{red,B}, S_F$

R9	Schwingbeanspruchung	$\sigma_a, \sigma_{ab}, S_D$
R10	Flächenpressung	p_{\max}, S_p
R11	Mindesteinschraubtiefe	$m_{\text{eff min}}$
R12	Gleiten, Abscheren	$S_G, \tau_{Q \max}$
R13	Anziedrehmoment	M_A

R9	alternating stress	$\sigma_a, \sigma_{ab}, S_D$
R10	surface pressure	p_{\max}, S_p
R11	minimum length of engagement	$m_{\text{eff min}}$
R12	slipping, shearing	$S_G, \tau_{Q \max}$
R13	tightening torque	M_A

4.2 Erläuterungen

Die Berechnung einer Schraubenverbindung geht aus von der Betriebskraft F_B , die von außen auf die Verbindung wirkt. Diese Betriebskraft und die durch sie verursachten elastischen Verformungen der Bauteile bewirken an der einzelnen Verschraubungsstelle eine axiale Betriebskraft F_A , eine Querkraft F_Q , ein Biegemoment M_b und gegebenenfalls ein Drehmoment M_T . In Sonderfällen wirkt an der Verschraubungsstelle ein „reines“, d.h. kraftfreies Betriebsmoment M_B .

Wegen der Vielfalt der konstruktiven Ausführungen von Bauteil und Schraubenverbindung kann die im Allgemeinen schwierige und aufwändige Kraft- und Verformungsanalyse, die zur Ermittlung der Ausgangsgrößen führt, nicht Gegenstand dieser Richtlinie sein; diese Aufgabe muss mit Mitteln der Elastomechanik gelöst werden. Nur bei einfachen symmetrischen und relativ steifen Verbindungen lassen sich die Ausgangsgrößen durch einfache Zerlegung der Betriebskraft gewinnen. Im Weiteren werden die Ausgangsgrößen F_A, F_Q, M_T und gegebenenfalls M_B als bekannt vorausgesetzt.

Bei der rechnerischen Ermittlung der erforderlichen Schraubenabmessung wird, ausgehend von den vorab bekannten Belastungsverhältnissen, berücksichtigt, dass ein Vorspannkraftverlust $F_Z + \Delta F_{Vth}$ durch Setzvorgänge und Temperaturänderungen eintreten kann. Weiterhin wird beachtet, dass die in der Trennfuge der verspannten Teile wirkende Kraft im Betriebszustand gegenüber der Montagevorspannkraft F_M um den Anteil $F_{PA} = (1 - \Phi)F_A$ der axialen Schraubenkraft verändert, im Regelfall ($F_A > 0$) vermindert wird und dass auf Grund bestimmter Anforderungen, z.B. Dichtfunktion, Verhinderung des einseitigen Klaffens in den Trennfugen oder des selbsttätigen LöSENS, eine Mindestklemmkraft von der Größe F_{Kerf} in der Schraubenverbindung erforderlich ist.

Schließlich wird berücksichtigt, dass in Abhängigkeit vom gewählten Montageverfahren und von den Reibungsverhältnissen die Montagevorspannkraft F_M in mehr oder weniger weiten Grenzen streuen kann.

All diese Faktoren (Bild 4.2/1) sind Bestandteil der Hauptdimensionierungsformel, die die **Basis der Schraubenberechnung** ist:

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} \quad (4.2/1)$$

$$= \alpha_A [F_{Kerf} + (1 - \Phi) F_A + F_Z + \Delta F_{Vth}]$$

4.2 Explanations

The calculation of a bolted joint is based on the external working load F_B acting on the joint. This working load and the elastic deformations of the components caused by it produces an axial working load F_A , a transverse load F_Q , a bending moment M_b and in some cases a torque M_T at the individual bolting point. In special cases, a "pure" working moment M_B , i.e. a working moment M_B free of force, acts at the bolting point.

The generally difficult and large-scale analysis of forces and deformations which is involved in the determination of the initial quantities cannot be addressed by this guideline because of the large variety of designs of components and bolted joints: this task must be solved by means of elasto-mechanics. Only for simple symmetrical and relatively stiff joints can the initial quantities be obtained by a simple analysis of the working load. The initial quantities F_A, F_Q, M_T and in some cases M_B are subsequently assumed to be known.

When the requisite bolt size is determined by calculation, starting from the loading conditions known beforehand, it is taken into account that a loss of preload $F_Z + \Delta F_{Vth}$ may occur due to embedding actions and temperature changes. It is also taken into account that the load in the working state acting at the interface of the clamped parts, compared with the assembly preload F_M , changes by the proportion $F_{PA} = (1 - \Phi)F_A$ of the axial bolt force – is reduced as a rule ($F_A > 0$) – and that a minimum clamp load of the magnitude F_{Kerf} is required in the bolted joint on account of certain requirements, e.g. sealing function, prevention of one-sided opening at the interfaces or of self-loosening.

Finally, allowance is made for the fact that the assembly preload F_M may be subject to scattering more or less within wide limits depending on the assembly method selected and on the friction conditions.

All of these factors (Figure 4.2/1) are an integral part of the main dimensioning formula, which is the **basis for the bolt calculation**:

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} \quad (4.2/1)$$

$$= \alpha_A [F_{Kerf} + (1 - \Phi) F_A + F_Z + \Delta F_{Vth}]$$

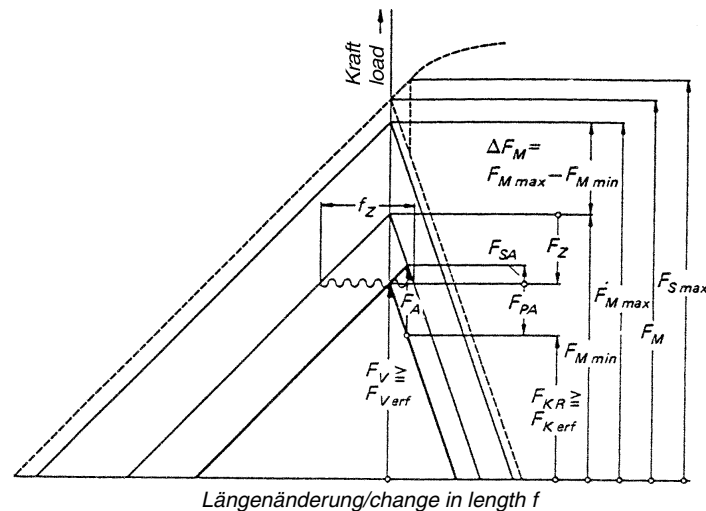


Bild 4.2/1. Hauptdimensionierungs- und weitere wichtige Größen im Verspannungsschaubild (ohne thermische Zusatzkraft ΔF_{vth})

Figure 4.2/1. Main dimensioning and further important quantities in the joint diagram (without additional thermal load ΔF_{vth})

Die Montagevorspannkraft F_M der Schraube dient als Bemessungskriterium für den Schraubennennendurchmesser. Sie kann zusammen mit dem beim Anziehen entstehenden Gewindemoment die genormte Mindeststreckgrenze des Schraubenwerkstoffes bis zu 100 % und mehr (streckgrenzüberschreitende Anziehverfahren) ausnutzen. Die gewählte Schraube muss bei entsprechender Festigkeit des Werkstoffes und bei Beachtung der Reibungsverhältnisse eine zugeordnete Spannkraft F_M aufweisen, die mindestens so groß ist wie die rechnerische maximale Montagevorspannkraft $F_{M \max}$.

Für das am häufigsten angewandte drehmomentgesteuerte Anziehen wird üblicherweise eine 90 %ige Ausnutzung der Mindeststreckgrenze zu Grunde gelegt. Hierfür sind aus den Tabellen A1 bis A4 $F_{M \text{Tab}}$ und das für die Montage zugehörige Anziehdrehmoment M_A zu entnehmen.

Handelt es sich im Betriebsfall um eine Schwingbeanspruchung, so darf die Schwingbeanspruchung $\pm \sigma_{ab}$ die Dauerhaltbarkeit der Schraube nicht überschreiten.

Der Berechnungsgang enthält schließlich auch eine Überprüfung der Flächenpressung unter dem Schraubenkopf oder der Mutter. Die werkstoffeigene Grenzflächenpressung sollte nicht überschritten werden, damit ein Vorspannkraftverlust durch Kriechvorgänge vermieden wird.

Die Konstruktions- und Montagebedingungen sind meist wähl- oder beeinflussbar; sie legen die einzusetzenden Werte für das Setzen und die Vorspannkraftstreuung fest.

The assembly preload F_M of the bolt serves as a dimensioning criterion for the bolt nominal diameter. Together with the thread torque produced during the tightening, it can utilize the standardized minimum yield point of the bolt material up to 100 % and above (tightening techniques exceeding the yield point). For a corresponding strength of the material and with the friction conditions being taken into account, the bolt selected must have an associated clamping load F_M which is at least as high as the calculated maximum assembly preload $F_{M \max}$.

90 % of the minimum yield point is normally taken as a basis for the tightening technique most frequently applied – torque-controlled tightening. $F_{M \text{Tab}}$ and the associated tightening torque M_A for the assembly can be taken from Tables A1 to A4.

If the stress in the working case is an alternating stress, the alternating stress $\pm \sigma_{ab}$ must not exceed the fatigue limit of the bolt.

Finally, the method of calculation also contains a check on the surface pressure under the bolt head or nut. The limiting surface pressure of the material should not be exceeded in order to avoid loss of preload due to creep.

The design or assembly conditions can usually be selected or influenced; these determine the values to be inserted for embedding and the scatter of the preload.

R0 Ermittlung des Nenndurchmessers d und Überprüfung der Grenzabmessung G

Eine überschlägige Ermittlung des Schraubennenn-durchmessers erfolgt nach Tabelle A7.

Die Gültigkeit der Berechnungsbeziehungen bei ex-zentrisch verspannten und bei exzentrisch belasteten Verbindungen ist zu überprüfen. Die Abmessung der Trennfuge c_T in der Ebene Schraubenachse-Wirkungslinie der axialen Betriebskraft soll folgende Grenzabmessungen nicht überschreiten (siehe auch Abschnitt 5.1.2.2):

$$\text{DSV: } G = h_{\min} + d_W \quad (\text{R0/1})$$

$$\text{ESV: } G' \approx (1,5 \dots 2) \cdot d_W \quad (\text{R0/2})$$

Ein Überschreiten der Grenzabmessungen zieht einen größeren Berechnungsfehler nach sich.

R1 Ermittlung des Anziehungsfaktors α_A (Abschnitt 5.4.3)

Der Anziehungsfaktor α_A berücksichtigt die Streuung der erzielbaren Montagevorspannkraft zwischen $F_{M \min}$ und $F_{M \max}$. Eine Ermittlung erfolgt unter Beachtung der Anzieh- und Einstellverfahren sowie gegebenenfalls der Reibungszahlklassen (Tabelle A5) nach Tabelle A8.

$$\alpha_A = \frac{F_{M \max}}{F_{M \min}} \quad (\text{R1/1})$$

Beim streckgrenzgesteuerten und drehwinkelgesteuerten Anziehen wird der Anziehungsfaktor α_A gemäß Tabelle A8 mit $\alpha_A = 1$ gesetzt.

R2 Ermittlung der erforderlichen Mindestklemmkraft F_{Kerf} (Abschnitt 5.4.1)

Die Ermittlung der erforderlichen Mindestklemmkraft F_{Kerf} erfolgt unter Berücksichtigung folgender Forderungen.

- a) Reibschluss zur Übertragung einer Querkraft F_Q und/oder eines Drehmomentes um die Schraubenachse M_Y

$$F_{KQ} = \frac{F_{Q \max}}{q_F \cdot \mu_{T \min}} + \frac{M_{Y \max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \quad (\text{R2/1})$$

- b) Abdichten gegen ein Medium

$$F_{KP} = A_D \cdot p_{i, \max} \quad (\text{R2/2})$$

- c) Verhindern des Aufklaffens (Abschnitt 5.3.2)

$$F_{KA} = F_{Kab} = F_{A \max} \frac{A_D \cdot (a \cdot u - s_{\text{sym}} \cdot u)}{I_{BT} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D} + M_{B \max} \frac{u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D} \quad (\text{R2/3})$$

R0 Determining the nominal diameter d and checking the limiting size G

The bolt nominal diameter is roughly determined according to Table A7.

The validity of the calculation relationships in the case of eccentrically clamped and eccentrically loaded joints is to be checked. The size of the interface c_T in the plane of bolt axis/line of action of the axial working load is not to exceed the following limiting dimensions (also see Section 5.1.2.2):

$$\text{DSV: } G = h_{\min} + d_W \quad (\text{R0/1})$$

$$\text{ESV: } G' \approx (1,5 \dots 2) \cdot d_W \quad (\text{R0/2})$$

Exceeding the limiting dimensions entails a relatively large calculation error.

R1 Determining the tightening factor α_A (Section 5.4.3)

The tightening factor α_A takes into account the scatter of the achievable assembly preload between $F_{M \min}$ and $F_{M \max}$. It is determined while taking into account the tightening and adjusting techniques and if need be the coefficient of friction classes (Table A5) according to Table A8.

$$\alpha_A = \frac{F_{M \max}}{F_{M \min}} \quad (\text{R1/1})$$

For yield- and angle-controlled tightening, the tightening factor α_A according to Table A8 is substituted with $\alpha_A = 1$.

R2 Determining the required minimum clamp load F_{Kerf} (Section 5.4.1)

The required minimum clamp load F_{Kerf} is determined while taking into account the following requirements.

- a) Friction grip to transmit a transverse load F_Q and/ or a torque about the bolt axis M_Y

$$F_{KQ} = \frac{F_{Q \max}}{q_F \cdot \mu_{T \min}} + \frac{M_{Y \max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \quad (\text{R2/1})$$

- b) Sealing against a medium

$$F_{KP} = A_D \cdot p_{i, \max} \quad (\text{R2/2})$$

- c) Prevention of opening (Section 5.3.2)

$$F_{KA} = F_{Kab} = F_{A \max} \frac{A_D \cdot (a \cdot u - s_{\text{sym}} \cdot u)}{I_{BT} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D} + M_{B \max} \frac{u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D} \quad (\text{R2/3})$$

Zu klären ist die Exzentrizität der Verspannung s_{sym} (Abschnitt 3.2.2) und der Belastung (Abstand a , Abschnitt 5.2.1). Bezugspunkt ist dabei die Lage des gedachten, in der Ebene Betriebskrafteinleitung-Schraubenachse seitensymmetrischen Verformungs- bzw. Verspannungskörpers (Bild 3.2/4). Der Abstand a besitzt immer ein positives Vorzeichen (siehe Abschnitt 5.3.2).

Aus den drei Anforderungen folgt die Beziehung

$$F_{\text{Kerf}} \geq \max (F_{\text{KQ}}; F_{\text{KP}} + F_{\text{KA}}) \quad (\text{R2/4})$$

R3 Aufteilung der Betriebskraft in F_{SA} und F_{PA} , Ermittlung von Φ , δ_{S} , δ_{P} und n (Abschnitt 5.1, Abschnitt 5.2.2 und Abschnitt 5.3)

Das Kraftverhältnis Φ ist der Quotient aus der Schraubenzusatzkraft F_{SA} und der axialen Betriebskraftkomponente F_{A} .

$$\Phi = \frac{F_{\text{SA}}}{F_{\text{A}}} \quad (\text{R3/1})$$

Es folgt für die die Platten (bzw. verspannten Teile) entlastende Kraft

$$F_{\text{PA}} = (1 - \Phi) F_{\text{A}} \quad (\text{R3/2})$$

Zur Ermittlung des Kraftverhältnisses Φ wird die elastische Nachgiebigkeit der Schraube δ_{S} (Abschnitt 5.1.1), die elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile δ_{P} (Abschnitt 5.1.2) sowie eine Abschätzung des Krafteinleitungsfaktors n (Abschnitt 5.2.2) benötigt.

Für die typischsten Belastungs- und Verspannungsfälle (weitere siehe Abschnitt 5.3.1) gilt:

- a) Zentrische Belastung und Verspannung ($s_{\text{sym}} = 0$ und $a = 0$). Nach Gleichung (5.3.1/2) folgt

$$\Phi_{\text{n}} = n \cdot \frac{\delta_{\text{P}}}{\delta_{\text{S}} + \delta_{\text{P}}} \quad (\text{R3/3})$$

mit δ_{P} nach Abschnitt 5.1.2

- b) Exzentrische Verspannung und Belastung ($s_{\text{sym}} \neq 0$ und $a > 0$) als der am häufigsten auftretende Fall.

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \frac{\delta_{\text{P}}^{**}}{\delta_{\text{S}} + \delta_{\text{P}}^*} \quad (\text{R3/4})$$

mit δ_{P}^* nach Gleichung (5.12/23) und δ_{P}^{**} nach Gleichung (5.1.2/24).

Für den seltenen Fall der Wirkung eines Betriebsmomentes M_{B} siehe Abschnitt 5.3.1.3.

R4 Vorspannkraftänderungen F_{Z} , $\Delta F'_{\text{Vth}}$ (Abschnitt 5.4.2)

Für den Vorspannkraftverlust F_{Z} einer Schraube infolge Setzens gilt:

The eccentricity of the clamping s_{sym} (Section 3.2.2) and of the loading (distance a , Section 5.2.1) are to be clarified. The reference point in this case is the position of the imaginary, laterally symmetrical deformation and/or clamp solid in the plane of the working load introduction/bolt axis (Figure 3.2/4). The distance a always has a positive sign (see Section 5.3.2).

The three requirements result in the relationship

$$F_{\text{Kerf}} \geq \max (F_{\text{KQ}}; F_{\text{KP}} + F_{\text{KA}}) \quad (\text{R2/4})$$

R3 Dividing the working load into F_{SA} and F_{PA} , determining Φ , δ_{S} , δ_{P} and n (Section 5.1, Section 5.2.2 and Section 5.3)

The load factor Φ is the quotient of the additional bolt load F_{SA} and the axial working load component F_{A} .

$$\Phi = \frac{F_{\text{SA}}}{F_{\text{A}}} \quad (\text{R3/1})$$

For the load relieving the plates (or the clamped parts), it follows that

$$F_{\text{PA}} = (1 - \Phi) F_{\text{A}} \quad (\text{R3/2})$$

The elastic resilience of the bolt δ_{S} (Section 5.1.1), the elastic resilience of the clamped parts δ_{P} (Section 5.1.2) and an estimation of the load introduction factor n (Section 5.2.2) are required in order to determine the load factor Φ .

For the typical loading and clamping cases (also see Section 5.3.1), the following applies:

- a) concentric loading and clamping ($s_{\text{sym}} = 0$ and $a = 0$). According to Equation (5.3.1/2):

$$\Phi_{\text{n}} = n \cdot \frac{\delta_{\text{P}}}{\delta_{\text{S}} + \delta_{\text{P}}} \quad (\text{R3/3})$$

with δ_{P} according to Section 5.1.2

- b) eccentric clamping and loading ($s_{\text{sym}} \neq 0$ and $a > 0$) as the case which occurs most frequently.

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \frac{\delta_{\text{P}}^{**}}{\delta_{\text{S}} + \delta_{\text{P}}^*} \quad (\text{R3/4})$$

with δ_{P}^* according to Equation (5.12/23) and δ_{P}^{**} according to Equation (5.1.2/24).

For the rare case of the effect of a working moment M_{B} see Section 5.3.1.3.

R4 Preload changes F_{Z} , $\Delta F'_{\text{Vth}}$ (Section 5.4.2)

For the loss of preload F_{Z} of a bolt as a result of embedding:

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P)} \quad (R4/1)$$

Die Richtwerte für die Setzbeträge f_Z bei Schrauben, Muttern und kompakten verspannten Teilen aus Stahl sind Tabelle 5.4/1 zu entnehmen.

Bei thermisch beanspruchten Schraubenverbindungen kann es infolge unterschiedlicher Wärmedehnungskoeffizienten und Erwärmungen von Schraube und verspannten Teilen zu Vorspannkraftänderungen kommen. Es gilt vereinfacht für den Entwurf:

$$\Delta F'_{Vth} = \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (R4/2)$$

Es ist zu prüfen, ob weitere Vorspannkraftverluste infolge Relaxation auftreten können.

R5 Ermittlung der Mindestmontagevorspannkraft F_{Mmin} (Abschnitt 5.4.3)

Die erforderliche Mindestmontagevorspannkraft erhält man bei Beachtung von Vorspannkraftänderungen unter der Annahme der größten möglichen Entlastung der Verbindung.

$$F_{Mmin} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_{en}^*) F_{Amax} + F_Z + \Delta F'_{Vth} \quad (R5/1)$$

Wenn nicht vollständig sichergestellt werden kann, dass eine Belastung immer erst nach dem Erreichen der Betriebs- bzw. Beharrungstemperatur erfolgt, gilt zu beachten: Wenn $\Delta F'_{Vth} < 0$, ist hier $\Delta F'_{Vth} = 0$ zu setzen!

R6 Ermittlung der Maximalmontagevorspannkraft F_{Mmax} (Abschnitt 5.4.3)

Unter Berücksichtigung von (R1/1) errechnet sich die mögliche Maximalmontagevorspannkraft zu:

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} \quad (R6/1)$$

R7 Ermittlung der Montagebeanspruchung $\sigma_{red,M}$ und F_{Mzul} (Abschnitt 5.5.1) und Überprüfung der Schraubengröße

Ziel ist eine weitest gehende Ausnutzung der Schraubenfestigkeit. Für den Fall, dass für die Vergleichsspannung im Montagezustand $\sigma_{red,M}$ nur eine anteilige Ausnutzung der nach DIN EN ISO 898-1 genormten Mindeststreckgrenze $R_{p0,2min}$ der Schraube (üblicherweise 90 %) zugelassen wird, gilt mit dem Ausnutzungsgrad v :

$$\sigma_{red,Mzul} = v \cdot R_{p0,2min} \quad (R7/1)$$

Die für die gewählte Schraube zulässige Montagevorspannkraft berechnet sich zu:

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P)} \quad (R4/1)$$

The guide values for the amounts of embedding f_Z in the case of bolts, nuts and compact clamped parts made of steel can be taken from Table 5.4/1.

In thermally stressed bolted joints, the preload may change as a result of different coefficients of thermal expansion and heating of bolt and clamped parts. The following applies in a simplified manner for the design:

$$\Delta F'_{Vth} = \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (R4/2)$$

It is to be checked whether further losses of preload can occur as a result of relaxation.

R5 Determining the minimum assembly preload F_{Mmin} (Section 5.4.3)

The required minimum assembly preload is obtained while taking into account preload changes and assuming the greatest possible relief of the joint.

$$F_{Mmin} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_{en}^*) F_{Amax} + F_Z + \Delta F'_{Vth} \quad (R5/1)$$

If it cannot be completely ensured that loading always occurs only after the working or equilibrium temperature is reached, it is essential to note that: if $\Delta F'_{Vth} < 0$, $\Delta F'_{Vth} = 0$ is to be substituted here!

R6 Determining the maximum assembly preload F_{Mmax} (Section 5.4.3)

Taking into account (R1/1), the possible maximum assembly preload is calculated as:

$$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin} \quad (R6/1)$$

R7 Determining the assembly stress $\sigma_{red,M}$ and F_{Mzul} (Section 5.5.1) and checking the bolt size

The aim is to utilize the bolt strength to the greatest possible extent. In the event that only a proportion of the minimum yield point $R_{p0,2min}$, standardized according to DIN EN ISO 898-1, of the bolt (normally 90 %) is allowed to be utilized for the comparative stress in the assembly state $\sigma_{red,M}$, the following applies with the utilization factor v :

$$\sigma_{red,Mzul} = v \cdot R_{p0,2min} \quad (R7/1)$$

The assembly preload permitted for the bolt selected is calculated as:

$$F_{Mzul} = A_0 \cdot \frac{v \cdot R_{p0,2min}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3d_2}{2d_0} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right) \right]^2}} \quad (R7/2)$$

Bei 90 %iger Ausnutzung der Mindeststreckgrenze $R_{p0,2min}$ kann die Montagevorspannkraft $F_{Mzul} = F_{MTab}$ aus den Tabellen A1 bis A4 entnommen werden.

Sofern die Reibungszahlen im Gewinde μ_G und in den Auflageflächen des Kopfes oder der Mutter μ_K (siehe R13) nicht bekannt sind, kann zu deren Festlegung Tabelle A5 als Entscheidungshilfe genutzt werden.

Wenn die in R0 überschlägig ermittelte Schraubengröße weiter verwendet werden kann, muss gelten:

$$F_{Mzul} \geq F_{Mmax} \text{ bzw. } F_{MTab} \geq F_{Mmax} \quad (R7/3)$$

Wird die Forderung nicht erfüllt, so ist ein größerer Schraubennennendurchmesser zu wählen und die Berechnung ab R2 zu wiederholen. Ist ein größerer Nennendurchmesser nicht möglich, so sind andere Maßnahmen, wie die Wahl einer höheren Festigkeitsklasse oder eines anderen Montageverfahrens, die Verringerung der Reibung oder der äußeren Belastung oder andere konstruktive Änderungen zu ergreifen.

R8 Ermittlung der Betriebsbeanspruchung $\sigma_{red,B}$ (Abschnitt 5.5.2)

Bei überelastisch angezogenen Verbindungen wird ein Überschreiten der Streckgrenze bewusst in Kauf genommen. Dadurch kann es bei Betriebsbeanspruchung zu einem Abfall der Vorspannkraft kommen. Es ist ggf. eine Überprüfung bezüglich der erforderlichen Mindestvorspannkraft durchzuführen (Abschnitt 5.5.2).

Für Verbindungen, bei denen die Streckgrenze der Schraube bei Belastung nicht überschritten werden soll, gilt:

Für den Betriebszustand errechnet sich die Gesamtschraubenkraft F_{Smax} zu

$$F_{Smax} = F_{Mzul} + \Phi_{en}^* \cdot F_{Amax} - \Delta F_{Vth} \quad (R8/1)$$

Für die thermisch induzierte Vorspannkraftänderung gilt die die Auswirkungen der Temperatur vollständig erfassende Beziehung nach Gleichung (5.4/10) in Abschnitt 5.4.2.2. **Es ist zu beachten: Wenn $\Delta F_{Vth} > 0$, dann ist hier $\Delta F_{Vth} = 0$ zu setzen!**

Die maximale Zugspannung ergibt sich aus

$$\sigma_{zmax} = F_{Smax}/A_0 \quad (R8/2)$$

und die maximale Torsionsspannung zu

$$\tau_{max} = M_G/W_P \quad (R8/3)$$

$$F_{Mzul} = A_0 \cdot \frac{v \cdot R_{p0,2min}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3d_2}{2d_0} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right) \right]^2}} \quad (R7/2)$$

With 90 % utilization of the minimum yield point $R_{p0,2min}$, the assembly preload $F_{Mzul} = F_{MTab}$ can be taken from the Tables A1 to A4.

If the coefficients of friction in the thread μ_G and in the bearing surfaces of the head or the nut μ_K (see R13) are not known, Table A5 can be consulted in order to establish them.

If the bolt size roughly estimated in R0 can continue to be used, the following must apply:

$$F_{Mzul} \geq F_{Mmax} \text{ bzw. } F_{MTab} \geq F_{Mmax} \quad (R7/3)$$

If the requirement is not met, a larger bolt nominal diameter is to be selected and the calculation repeated from R2. If a larger nominal diameter is not possible, other measures are to be taken, such as the selection of a higher strength grade or of another assembly method, the reduction in the friction or in the external loading, or other design changes.

R8 Determining the working stress $\sigma_{red,B}$ (Section 5.5.2)

In the case of joints tightened beyond the elastic limit, the fact that the yield point is exceeded is deliberately tolerated. As a result, the preload may drop during working stress. If need be, the required minimum preload should be checked (Section 5.5.2).

For joints in which the yield point of the bolt is not to be exceeded during loading, the following applies:

For the working state, the total bolt load F_{Smax} is calculated as

$$F_{Smax} = F_{Mzul} + \Phi_{en}^* \cdot F_{Amax} - \Delta F_{Vth} \quad (R8/1)$$

For the thermally induced preload change, the relationship according to Equation (5.4/10) in Section 5.4.2.2 applies, this relationship completely covering the effects of the temperature. **Note: If $\Delta F_{Vth} > 0$, then $\Delta F_{Vth} = 0$ is to be substituted here!**

The maximum tensile stress is obtained from

$$\sigma_{zmax} = F_{Smax}/A_0 \quad (R8/2)$$

and the maximum torsional stress is given by

$$\tau_{max} = M_G/W_P \quad (R8/3)$$

mit $M_G = F_{Mzul} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right)$

und $W_P = \frac{\pi}{16} d_0^3$ mit $d_0 = d_S$ oder $d_0 = d_{i \min}$

($d_0 = d_T$ bei Dehnschaftschrauben)

Für die reduzierte bzw. Vergleichsspannung mit einer auf k_τ verringerten Torsionsbeanspruchung im Betrieb (Empfehlung: $k_\tau = 0,5$) gilt:

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_{z \max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2} \quad (R8/4)$$

Es muss gelten:

$$\sigma_{red,B} < R_{p0,2 \min} \quad (R8/5-1)$$

oder alternativ eine Sicherheit gegen Überschreitung der Streckgrenze:

$$S_F = R_{p0,2 \min} / \sigma_{red,B} \geq 1,0 \quad (R8/5-2)$$

Bei vollständigem Verlust der Torsionsspannung und für torsionsfreies Anziehen gilt:

$$R_{p0,2 \min} \cdot A_0 \geq F_{S \max} \quad (R8/6-1)$$

$$S_F = R_{p0,2 \min} / \sigma_{z \max} \geq 1,0 \quad (R8/6-2)$$

Die erforderliche Sicherheit muss vom Anwender festgelegt werden.

R9 Ermittlung der Schwingbeanspruchung σ_a , σ_{ab} (Abschnitt 5.5.3)

Überprüfung der Schwingfestigkeit:

$$\text{allgemein: } \sigma_a = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2A_S} \quad (R9/1)$$

$$\text{exzentrisch: } \sigma_{ab} = \frac{\sigma_{SAbo} - \sigma_{SAbu}}{2} \quad (R9/2)$$

Berechnung von σ_{SAb} nach Gleichung (5.5/36).

Es muss gelten:

$$\sigma_{a/ab} \leq \sigma_{AS} \quad (R9/3)$$

Alternativer Sicherheitsnachweis mit

$$S_D = \frac{\sigma_{AS}}{\sigma_{a/ab}} \geq 1,0 \quad (R9/4)$$

Die Sicherheit ist vom Anwender festzulegen. In [4] wird empfohlen: $S_D \geq 1,2$.

Anhaltswerte für die auf den Spannungsquerschnitt A_S bezogene Dauerhaltbarkeit hochfester Schrauben bei Schwingspielzahlen von $N_D \geq 2 \cdot 10^6$:

schlussvergütet (SV):

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/d + 45) \quad (R9/5-1)$$

schlussgewalzt (SG):

$$\sigma_{ASG} = (2 - F_{Sm} / F_{0,2 \min}) \cdot \sigma_{ASV} \quad (R9/5-2)$$

where $M_G = F_{Mzul} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right)$

and $W_P = \frac{\pi}{16} d_0^3$ with $d_0 = d_S$ or $d_0 = d_{i \min}$

($d_0 = d_T$ for reduced-shank bolts)

For the reduced or comparative stress with a torsional stress reduced to k_τ in service (recommendation: $k_\tau = 0,5$):

$$\sigma_{red,B} = \sqrt{\sigma_{z \max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2} \quad (R8/4)$$

The following must apply:

$$\sigma_{red,B} < R_{p0,2 \min} \quad (R8/5-1)$$

or alternatively a safety margin against exceeding the yield point:

$$S_F = R_{p0,2 \min} / \sigma_{red,B} \geq 1,0 \quad (R8/5-2)$$

For complete loss of the torsional stress and for torsion-free tightening:

$$R_{p0,2 \min} \cdot A_0 \geq F_{S \max} \quad (R8/6-1)$$

$$S_F = R_{p0,2 \min} / \sigma_{z \max} \geq 1,0 \quad (R8/6-2)$$

The requisite safety margin must be established by the user.

R9 Determining the alternating stress σ_a , σ_{ab} (Section 5.5.3)

Checking the alternating stress:

$$\text{general: } \sigma_a = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2A_S} \quad (R9/1)$$

$$\text{eccentric: } \sigma_{ab} = \frac{\sigma_{SAbo} - \sigma_{SAbu}}{2} \quad (R9/2)$$

Calculation of σ_{SAb} according to Equation (5.5/36).

The following must apply:

$$\sigma_{a/ab} \leq \sigma_{AS} \quad (R9/3)$$

Alternative safety verification with

$$S_D = \frac{\sigma_{AS}}{\sigma_{a/ab}} \geq 1,0 \quad (R9/4)$$

The safety margin is to be established by the user. In [4] it is recommended: $S_D \geq 1,2$.

Reference values for the fatigue limit of high-strength bolts relative to the stress cross section A_S at numbers of alternating cycles of $N_D \geq 2 \cdot 10^6$:

rolled before heat treatment (SV):

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/d + 45) \quad (R9/5-1)$$

rolled after heat treatment (SG):

$$\sigma_{ASG} = (2 - F_{Sm} / F_{0,2 \min}) \cdot \sigma_{ASV} \quad (R9/5-2)$$

Treten nur wenige tausend Schwingspiele ($N_Z > 10^4$) mit Spannungsamplituden auf, die größer als die ermittelte Dauerhaltbarkeit σ_{AS} sind, dann kann eine zeitfeste Auslegung der Verbindung unter der Annahme der folgenden Schwingfestigkeitswerte erfolgen:

schlussvergütet (SV):

$$\sigma_{AZSV} = \sigma_{ASV} (N_D/N_Z)^{1/3} \quad (R9/6-1)$$

schlussgewalzt (SG):

$$\sigma_{AZSG} = \sigma_{ASG} (N_D/N_Z)^{1/6} \quad (R9/6-2)$$

R10 Ermittlung der Flächenpressung p_{\max} (Abschnitt 5.5.4)

In der Auflagefläche zwischen Schraubenkopf und Mutter einerseits und verspanntem Teil andererseits sollten weder durch die Montagevorspannkraft noch durch die Maximalkraft im Betrieb Flächenpressungen wirksam werden, die Kriechvorgänge (zeitabhängiges plastisches Fließen) verbunden mit einem Verlust an Vorspannkraft verursachen. Die unter Beachtung von Anfasungen errechnete Flächenpressung sollte deshalb die Grenzflächenpressung des verspannten Werkstoffs nicht überschreiten.

Montagezustand:

$$p_{M \max} = F_{M \text{ zul}} / A_{p \min} \leq p_G \quad (R10/1)$$

Betriebszustand:

$$p_{B \max} = (F_{V \max} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth}) / A_{p \min} \leq p_G \quad (R10/2)$$

Zu beachten: Wenn $\Delta F_{Vth} > 0$, dann ist hier $\Delta F_{Vth} = 0$ zu setzen!

Für die maximale Flächenpressung bei streckgrenz- oder drehwinkelgesteuerten Anziehverfahren gilt unter Beachtung der Streckgrenzstreuung mit dem Wert für $F_{M \text{ Tab}}$ aus Tabellen A1 bis A4

$$p_{\max} = \frac{F_{M \text{ Tab}}}{A_{p \min}} \cdot 1,4 \quad (R10/3)$$

Alternativer Sicherheitsnachweis:

$$S_p = p_G / p_{M/B \max} \geq 1,0 \quad (R10/4)$$

R11 Ermittlung der Mindesteinschraubtiefe $m_{\text{eff min}}$ (Abschnitt 5.5.5)

Um ein Versagen von Schraubenverbindungen durch Abstreifen der ineinander greifenden Gewinde zu verhindern, ist eine ausreichende Überdeckung des Schraubengewindes mit dem Muttergewinde erforderlich. Hieraus folgt, dass die Höchstzugkraft der Schraube kleiner als die Höchstzugkraft des im Eingriff befindlichen Muttergewindes sein muss:

$$F_{mS} \leq F_{mGM} \quad (R11/1)$$

If only a few thousand alternating cycles ($N_Z > 10^4$) occur with stress amplitudes which are greater than the fatigue strength σ_{AS} , the endurance limit of the joint can then be established if the following dynamic strength values are assumed:

rolled before heat treatment (SV):

$$\sigma_{AZSV} = \sigma_{ASV} (N_D/N_Z)^{1/3} \quad (R9/6-1)$$

rolled after heat treatment (SG):

$$\sigma_{AZSG} = \sigma_{ASG} (N_D/N_Z)^{1/6} \quad (R9/6-2)$$

R10 Determining the surface pressure p_{\max} (Section 5.5.4)

In the bearing area between the bolt head and nut on the one hand and the clamped part on the other hand, surface pressures which cause creep (time-dependent plastic flowing) in conjunction with a loss of preload should not become effective either as a result of assembly preload or the maximum load in service. The surface pressure, calculated with due allowance for chamfers, should therefore not exceed the limiting surface pressure of the clamped material.

Assembly state:

$$p_{M \max} = F_{M \text{ zul}} / A_{p \min} \leq p_G \quad (R10/1)$$

Working state:

$$p_{B \max} = (F_{V \max} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth}) / A_{p \min} \leq p_G \quad (R10/2)$$

Note: If $\Delta F_{Vth} > 0$, then $\Delta F_{Vth} = 0$ is to be substituted here!

For the maximum surface pressure with yield- or angle-controlled tightening techniques, taking into account the yield point scatter, with the value for $F_{M \text{ Tab}}$ from Tables A1 to A4, the following applies

$$p_{\max} = \frac{F_{M \text{ Tab}}}{A_{p \min}} \cdot 1,4 \quad (R10/3)$$

Alternative safety verification:

$$S_p = p_G / p_{M/B \max} \geq 1,0 \quad (R10/4)$$

R11 Determining the minimum length of engagement $m_{\text{eff min}}$ (Section 5.5.5)

In order to prevent failure of bolted joints due to stripping of the mating threads, sufficient overlapping of the bolt thread with the nut is necessary. It follows from this that the maximum tensile force of the bolt must be lower than the maximum tensile force of the nut thread in engagement:

$$F_{mS} \leq F_{mGM} \quad (R11/1)$$

Die nach dieser Bedingung erforderliche, auf den Nenndurchmesser bezogene Mindesteinschraubtiefe $m_{\text{eff min}}$ für Regelgewinde von M4 bis M39 ist Bild 5.5/4 zu entnehmen.

R12 Ermittlung der Sicherheit gegen Gleiten S_G und der Scherbeanspruchung $\tau_{Q \max}$ (Abschnitt 5.5.6)

Auftretende Querkraften in einer Schraubenverbindung sind durch Reibschluss zu übertragen. Bei Überlastung oder bei Passschrauben ist ein Versagen der Verbindung durch Abscheren oder Überschreitung der zulässigen Lochleibung auszuschließen.

Mit der an einem Gleiten notwendig beteiligten Trennfugenanzahl q_F und q_M und der Reibungszahl in der Trennfuge μ_T gilt für die minimale Restklemmkraft $F_{KR \min}$ und die zur Übertragung der Querkraften erforderliche Klemmkraft $F_{KQ \text{ erf}}$:

$$F_{KR \min} = \frac{F_{M \text{ zul}}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{A \max} - F_Z - \Delta F_{V \text{ th}} \quad (\text{R12/1})$$

Ist $\Delta F_{V \text{ th}} < 0$, so ist im Regelfall mit $\Delta F_{V \text{ th}} = 0$ zu rechnen.

$$F_{KQ \text{ erf}} = \frac{F_{Q \max}}{q_F \cdot \mu_{T \min}} + \frac{M_{Y \max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \quad (\text{R12/2})$$

Es muss gelten:

$$F_{KR \min} > F_{KQ \text{ erf}} \quad (\text{R12/3})$$

Alternativer Sicherheitsnachweis gegen Gleiten:

$$S_G = \frac{F_{KR \min}}{F_{KQ \text{ erf}}} > 1,0 \quad (\text{R12/4})$$

Die Sicherheit ist vom Anwender festzulegen. Übliche Werte bei statischer Belastung: $S_G \geq 1,2$ und bei Wechselbeanspruchung durch F_Q und/oder M_Y : $S_G \geq 1,8$.

Eine Überlastung, d. h. Überwindung der Haftreibung in der Trennfuge, kann zu einer Scher-Lochleibungsbeanspruchung (SL) führen. Für die Scherspannung in dem in der Trennfuge liegenden Querschnitt A_τ der Schraube gilt:

$$\tau_{Q \max} = F_{Q \max} / A_\tau \quad (\text{R12/5})$$

Ziel ist es, ein Abscheren der Schraube zu vermeiden:

$$\tau_{Q \max} < \tau_B \quad (\text{R12/6-1})$$

oder

$$F_{Q \max} < \tau_B \cdot A_\tau = A_\tau \cdot R_m \cdot (\tau_B / R_m) \quad (\text{R12/6-2})$$

Scherfestigkeitsverhältnis siehe Tabelle 5.5/1, Zugfestigkeit R_m siehe Tabelle A9.

Alternativer Sicherheitsnachweis gegen Abscheren:

The minimum length of engagement $m_{\text{eff min}}$, required according to this condition and related to the nominal diameter, for standard threads of M4 to M39 can be seen from Figure 5.5/4.

R12 Determining the safety margin against slipping S_G and the shearing stress $\tau_{Q \max}$ (Section 5.5.6)

Transverse loads occurring in a bolted joint are to be transmitted by friction grip. In the event of overload or in the case of body-fit bolts, failure of the joint due to shearing or exceeding the permissible bolt bearing stress can be ruled out.

If the number of interfaces q_F and q_M inevitably involved in slipping and the coefficient of friction at the interface μ_T , the following applies for the minimum residual clamp load $F_{KR \min}$ and the clamp load $F_{KQ \text{ erf}}$ required for transmitting transverse loads:

$$F_{KR \min} = \frac{F_{M \text{ zul}}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{A \max} - F_Z - \Delta F_{V \text{ th}} \quad (\text{R12/1})$$

If $\Delta F_{V \text{ th}} < 0$, $\Delta F_{V \text{ th}} = 0$ is to be substituted as a rule.

$$F_{KQ \text{ erf}} = \frac{F_{Q \max}}{q_F \cdot \mu_{T \min}} + \frac{M_{Y \max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \quad (\text{R12/2})$$

The following must apply:

$$F_{KR \min} > F_{KQ \text{ erf}} \quad (\text{R12/3})$$

Alternative safety verification against slipping:

$$S_G = \frac{F_{KR \min}}{F_{KQ \text{ erf}}} > 1,0 \quad (\text{R12/4})$$

The safety margin is to be established by the user. Normal values for static loading: $S_G \geq 1,2$ and for alternating loading by F_Q and/or M_Y : $S_G \geq 1,8$.

Overloading, i. e. overcoming the static friction at the interface, may lead to shearing/bolt-bearing stress (SL). For the shearing stress in the bolt cross section A_τ at the interface:

$$\tau_{Q \max} = F_{Q \max} / A_\tau \quad (\text{R12/5})$$

The aim is to avoid shearing of the bolt:

$$\tau_{Q \max} < \tau_B \quad (\text{R12/6-1})$$

or

$$F_{Q \max} < \tau_B \cdot A_\tau = A_\tau \cdot R_m \cdot (\tau_B / R_m) \quad (\text{R12/6-2})$$

For shearing strength ratio see Table 5.5/1; for tensile strength R_m see Table A9.

Alternative safety verification against shearing:

$$S_A = \frac{\tau_B}{\tau_{Q \max}} = \frac{\tau_B \cdot A_\tau}{F_{Q \max}} \geq 1,1 \quad (\text{R12/7})$$

Weitere Hinweise zur Lastverteilung und Festigkeit der Verbindung siehe Abschnitt 5.5.6.

R13 Ermittlung des Anziehdrehmomentes M_A (Abschnitt 5.4.3)

Das für das drehmomentgesteuerte Anziehen benötigte Anziehdrehmoment kann den Tabellen A1 bis A4 entnommen werden (für $\nu = 0,9$). Dabei sind die minimalen Reibungszahlen zu verwenden. Das Anziehdrehmoment kann auch wie folgt berechnet werden:

$$M_A = F_{Mzul} \left[0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{Gmin} + \frac{D_{Km}}{2} \mu_{Kmin} \right] \quad (\text{R13/1})$$

Bei Anwendung von losdreh- oder lockerungs-sichernden Verbindungselementen ist gegebenenfalls das Überschraubmoment $M_{\ddot{U}}$ und das Kopfzusatzmoment M_{KZu} zu beachten.

$$M_{A,S} = M_A + M_{\ddot{U}} + M_{KZu} \quad (\text{R13/2})$$

5 Berechnungsgrößen

5.1 Elastische Nachgiebigkeiten der Verbindung

5.1.1 Nachgiebigkeit der Schraube

Die Nachgiebigkeit der Schraube berücksichtigt nicht nur deren elastische Verformung innerhalb der Klemmlänge, sondern auch jene elastischen Verformungen, die außerhalb dieses Bereiches auftreten und das Verformungsverhalten der Schraube in der Verbindung mit beeinflussen.

Es ist zwischen der axialen und der Biegenachgiebigkeit zu unterscheiden.

5.1.1.1 Axiale Nachgiebigkeit

Die Schraube setzt sich aus einer Anzahl von Einzel-elementen zusammen, die durch zylindrische Körper verschiedener Längen l_i und Querschnitte A_i gut ersetzbar sind (Bild 5.1/1). Ist E_s der Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes, so gilt für die elastische Längung f_i eines solchen Einzelelementes unter der Kraft F :

$$f_i = \frac{l_i \cdot F}{E_s \cdot A_i} \quad (\text{5.1/1})$$

Mit Gleichung (5.1/1) folgt für die elastische Nachgiebigkeit eines zylindrischen Einzelelementes in axialer Richtung:

$$\delta_i = \frac{f_i}{F} = \frac{l_i}{E_s A_i} \quad (\text{5.1/2})$$

$$S_A = \frac{\tau_B}{\tau_{Q \max}} = \frac{\tau_B \cdot A_\tau}{F_{Q \max}} \geq 1,1 \quad (\text{R12/7})$$

See Section 5.5.6 for further information concerning the load distribution and strength of the joint.

R13 Determining the tightening torque M_A (Section 5.4.3)

The tightening torque required for torque-controlled tightening can be taken from Tables A1 to A4 (for $\nu = 0,9$). In this case the minimum coefficients of friction are to be used. The tightening torque may be calculated as follows:

$$M_A = F_{Mzul} \left[0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{Gmin} + \frac{D_{Km}}{2} \mu_{Kmin} \right] \quad (\text{R13/1})$$

When using connecting elements which prevent the bolt from rotating loose or slackening, the overbolting moment $M_{\ddot{U}}$ and the additional head moment M_{KZu} may have to be taken into account.

$$M_{A,S} = M_A + M_{\ddot{U}} + M_{KZu} \quad (\text{R13/2})$$

5 Calculation quantities

5.1 Elastic resiliences of the joint

5.1.1 Resilience of the bolt

The resilience of the bolt takes into account not only its elastic deformation within the clamp length but also any elastic deformations which occur outside this region and also have an effect on the deformation behavior of the bolt in the joint.

A distinction is to be made between the axial resilience and the bending resilience.

5.1.1.1 Axial resilience

The bolt consists of a number of individual elements which can readily be substituted by cylindrical bodies of various lengths l_i and cross sections A_i (Figure 5.1/1). If E_s is the Young's modulus of the bolt material, then, for the elastic elongation f_i of such an individual element under the load F :

$$f_i = \frac{l_i \cdot F}{E_s \cdot A_i} \quad (\text{5.1/1})$$

With Equation (5.1/1), it follows that for the elastic resilience of a cylindrical individual element in the axial direction:

$$\delta_i = \frac{f_i}{F} = \frac{l_i}{E_s A_i} \quad (\text{5.1/2})$$

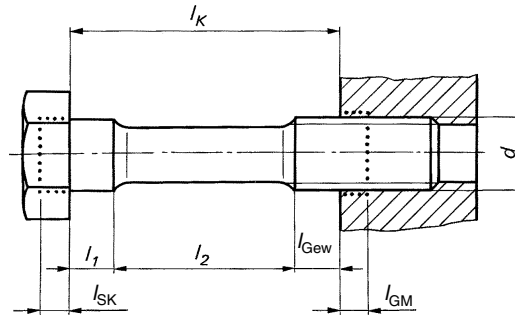


Bild 5.1/1. Aufteilung einer Schraube in einzelne zylindrische Körper und Verformungsbereiche außerhalb der Schraube, für die die elastischen Nachgiebigkeiten δ als Bestandteile der axialen Schraubennachgiebigkeit berechnet werden können

Figure 5.1/1. Division of a bolt into individual cylindrical solids and deformation regions outside the bolt, for which the elastic resilienties δ can be calculated as integral components of the axial bolt resilience

Bei der Schraube sind die zylindrischen Elemente in Reihe angeordnet, so dass sich die gesamte elastische Nachgiebigkeit δ_S durch Addition der Nachgiebigkeiten der einzelnen zylindrischen Elemente innerhalb der Klemmlänge (δ_i) und der weiteren Verformungsbereiche ergibt:

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{GM} \quad (5.1/3)$$

Zu den weiteren, d.h. außerhalb der Klemmlänge befindlichen Verformungsbereichen gehören die elastische Nachgiebigkeit des Kopfes δ_{SK} und die elastische Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindebereichs einschließlich der Mutter bzw. des Gewindebohrungsbereiches δ_{GM} . Diese setzt sich aus der Nachgiebigkeit des eingeschraubten Schraubengewindekerns δ_G und der Nachgiebigkeit des Mutter- bzw. Einschraubgewindebereiches δ_M zusammen. δ_M resultiert aus der axialen Relativbewegung zwischen Schraube und Mutter bzw. Innengewinde infolge elastischer Biege- und Druckverformung der Schrauben- und Muttergewindezähne sowie der Wölbung und Druckverformung der Mutter bzw. Stauchung des umgebenden Innengewindebereiches.

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M \quad (5.1/4)$$

Die Einzelnachgiebigkeiten lassen sich mit Ersatzdehnlängen (siehe auch Bild 5.1/1) berechnen, dabei gilt:

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} \quad (5.1/5)$$

mit [5]:

$$l_G = 0,5 \cdot d \quad \text{und} \quad (5.1/6)$$

$$A_{d_3} = \frac{\pi}{4} d_3^2 \quad (5.1/7)$$

Weiterhin:

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \quad (5.1/8)$$

In the bolt, the cylindrical elements are arranged in a row, so that the total elastic resilience δ_S is determined by adding the resilienties of the individual cylindrical elements within the clamp length (δ_i) and the further deformation regions:

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{GM} \quad (5.1/3)$$

The elastic resilience of the head δ_{SK} and the elastic resilience of the engaged thread part, including the nut or the tapped hole region δ_{GM} , belong to the further deformation regions, i.e. those located outside the clamp length. δ_{GM} is composed of the resilience at the minor diameter δ_G of the engaged bolt thread and the resilience of the nut or tapped thread region δ_M . δ_M results from the axial relative movement between bolt and nut or internal thread as a result of the elastic bending and compressive deformation of the teeth of the bolt and nut threads and of the arching and compressive deformation of the nut or upsetting of the surrounding internal thread region.

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M \quad (5.1/4)$$

The individual resilienties can be calculated with substitutional extension lengths (also see Figure 5.1/1), in which case:

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} \quad (5.1/5)$$

where [5]:

$$l_G = 0,5 \cdot d \quad \text{and} \quad (5.1/6)$$

$$A_{d_3} = \frac{\pi}{4} d_3^2 \quad (5.1/7)$$

Furthermore:

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \quad (5.1/8)$$

mit $E_M = E_{BI}$ bei Einschraubverbindungen (Bild 5.1/1) bzw. $E_M = E_S$ bei Durchsteckschraub- (Bild 5.1/3) und Stehbolzenverbindungen.

$$A_N = \frac{\pi d^2}{4} \quad (5.1/9)$$

und für Durchsteckschraubverbindungen

$$l_M = 0,4 \cdot d \quad (5.1/10)$$

bzw. für Einschraubverbindungen [6]

$$l_M = 0,33 \cdot d \quad (5.1/11)$$

Die Nachgiebigkeit des nicht eingeschaubten belasteten Gewindeteils (Bild 5.1/1, l_{Gew}) wird mit dem Kernquerschnitt A_{d_3} berechnet zu:

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} \quad (5.1/12)$$

Für die elastische Nachgiebigkeit des Kopfes von genormten Sechskant- und Innensechskantschrauben gilt:

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N} \quad (5.1/13)$$

mit der Ersatzdehnlänge des Kopfes für Sechskantschrauben [7]:

$$l_{SK} = 0,5 \cdot d \quad \text{für } d_h \text{ „mittel“} \quad (5.1/14)$$

und nach [6] für Zylinderkopfschrauben mit Innenangriff

$$l_{SK} = 0,4 \cdot d \quad (5.1/15)$$

Für Schrauben mit anderen Krafteingriffen und Kopfformen liegen keine gesicherten Erkenntnisse vor. In Näherung kann mit obigen Werten gerechnet werden.

5.1.1.2 Biegenachgiebigkeit

Analog zur axialen Nachgiebigkeit δ_S lässt sich eine Biegenachgiebigkeit β_S der Schraube definieren, die bei angreifenden Biegemomenten zur Berechnung der aus der Biegebelastung resultierenden Zusatzspannung benötigt wird.

Vereinfacht gilt für den einseitig eingespannten Biegestab für die Biegeverformung, d.h. den Biege- winkel:

$$\gamma = \frac{M_B \cdot l_K}{E \cdot I} \quad (5.1/16)$$

Die Biegenachgiebigkeit ergibt sich in Näherung mit dem Biege- winkel analog Gleichung (5.1/2) allgemein zu

$$\beta_i = \frac{\gamma_i}{M_B} = \frac{l_i}{E \cdot I_i} \quad (5.1/17)$$

where $E_M = E_{BI}$ for tapped thread joints (Figure 5.1/1) or $E_M = E_S$ for bolted joints (Figure 5.1/3) and stud-bolted joints.

$$A_N = \frac{\pi d^2}{4} \quad (5.1/9)$$

and for bolted joints

$$l_M = 0,4 \cdot d \quad (5.1/10)$$

or for tapped thread joints [6]

$$l_M = 0,33 \cdot d \quad (5.1/11)$$

The resilience of the unengaged loaded part of the thread (Figure 5.1/1, l_{Gew}) is calculated with the cross section at minor diameter A_{d_3} as:

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} \quad (5.1/12)$$

For the elastic resilience of the head of standardized hexagon head bolts and hexagon socket screws:

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N} \quad (5.1/13)$$

with the substitutional extension length of the head for hexagon head bolts [7]:

$$l_{SK} = 0,5 \cdot d \quad \text{for } d_h \text{ „average“} \quad (5.1/14)$$

and according to [6] for socket head cap screws

$$l_{SK} = 0,4 \cdot d \quad (5.1/15)$$

There are no reliable findings for bolts having other types of load engagement and other head forms. As an approximation, the calculation may be carried out with the above values.

5.1.1.2 Bending resilience

A bending resilience β_S of the bolt, which is required when bending moments are acting in order to calculate the additional stress resulting from the bending load, can be defined in a manner similar to the axial resilience δ_S .

In a simplified manner, for the bending bar clamped on one side, the following applies for the bending deformation, i.e. the bending angle:

$$\gamma = \frac{M_B \cdot l_K}{E \cdot I} \quad (5.1/16)$$

The bending resilience, in approximation to the bending angle, in a similar manner to Equation (5.1/2), is generally

$$\beta_i = \frac{\gamma_i}{M_B} = \frac{l_i}{E \cdot I_i} \quad (5.1/17)$$

Wird die Schraube vereinfachend als ein aus zylindrischen Einzelementen bestehender Zugstab mit überlagerter Biegung angesehen, so berechnet sich die Biegenachgiebigkeit der Schraube β_S als Summe der Biegenachgiebigkeiten der Einzelemente i mit den Dehnlängen l_i – analog der Vorgehensweise in Abschnitt 5.1.1.1 mit gleichen Dehnlängen:

$$\beta_S = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_{Gew} + \beta_M + \beta_G \quad (5.1/18)$$

Nach neueren Untersuchungen an Durchsteckschraubverbindungen [8] weichen die Rechenergebnisse für die Biegenachgiebigkeit insbesondere bei Dehnschrauben deutlich von experimentell ermittelten Werten ab. Eine Anpassung kann dadurch erfolgen, dass für die Ersatzlänge l_M ein größerer Wert verwandt wird. Wegen der vielfältigen Einflüsse auf β_M sind gegenwärtig keine allgemein gültigen genaueren Angaben möglich.

Für die Definition einer gemeinsamen Ersatzbiegelänge der Schraube l_{ers} ($l_{ers} \neq l_K$) wird ein zylindrischer Stab mit konstantem Durchmesser d_3 zu Grunde gelegt:

$$\beta_S = \frac{l_{ers}}{E_S \cdot I_3} \quad (5.1/19)$$

Für den Biegewinkel der Schraube gilt dann mit dem von ihr aufgenommenen anteiligen Biegemoment und nach Umstellung von Gleichung (5.1/19):

$$\gamma_S = \beta_S \cdot M_{BgesS} = \frac{l_{ers} \cdot M_{BgesS}}{E_S \cdot I_3} \quad (5.1/20)$$

$$\text{mit } I_3 = \frac{\pi}{64} d_3^4 \quad (5.1/21)$$

5.1.2 Nachgiebigkeit der aufeinander liegenden verspannten Teile

Die Berechnung der elastischen Nachgiebigkeit δ_p der von der Schraube vorgespannten Teile, auch als Plattennachgiebigkeit bezeichnet, erweist sich wegen des bei Aufbringen der Vorspannkraft sich herausbildenden dreidimensionalen Spannungs- und Verformungszustandes als schwierig. In dem für die Berechnung wichtigen Klemmbereich zwischen Schraubenkopf oder Mutter und Trennfuge der verspannten Teile nimmt die axiale Druckspannung im Querschnitt radial nach außen ab, wenn die Querabmessungen der verschraubten Teile den Kopfauflagendurchmesser d_w überschreiten. Mit zunehmendem Abstand von der Kopfauflage verringern sich die Druckspannungsunterschiede. Die druckbeanspruchte Zone (Verspannungskörper) verbreitert sich vom Schraubenkopf oder der Mutter ausgehend zur

As a simplification, if the bolt is considered as a tension bar consisting of individual cylindrical elements and having superimposed bending, the bending resilience of the bolt β_S is calculated as the sum of the bending resiliences of the individual elements i with the extension lengths l_i – in a similar manner to the procedure in Section 5.1.1.1 with the same extension lengths:

$$\beta_S = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_{Gew} + \beta_M + \beta_G \quad (5.1/18)$$

According to more recent investigations on bolted joints [8], the calculation results for the bending resilience, in particular in the case of reduced-shank bolts, differ markedly from experimentally determined values. Adaptation may be effected by a larger value being used for the substitutional length l_M . On account of the diverse effects on β_M , more accurate specifications which are generally valid are currently not possible.

For the definition of a common substitutional bending length of the bolt l_{ers} ($l_{ers} \neq l_K$), a cylindrical bar of constant diameter d_3 is taken as a basis:

$$\beta_S = \frac{l_{ers}}{E_S \cdot I_3} \quad (5.1/19)$$

For the bending angle of the bolt, with the proportional bending moment absorbed by it, and after transposition of Equation (5.1/19), the following then applies:

$$\gamma_S = \beta_S \cdot M_{BgesS} = \frac{l_{ers} \cdot M_{BgesS}}{E_S \cdot I_3} \quad (5.1/20)$$

$$\text{where } I_3 = \frac{\pi}{64} d_3^4 \quad (5.1/21)$$

5.1.2 Resilience of superimposed clamped parts

The calculation of the elastic resilience δ_p of the parts preloaded by the bolt, also designated as plate resilience, proves to be difficult on account of the three-dimensional stress and deformation state which forms when preload is applied. In the clamping region, important for the calculation, between the bolt head or nut and the interface of the clamped parts, the axial compressive stress in cross section decreases radially outward if the transverse dimensions of the bolted parts exceed the diameter d_w of the head bearing area. The differences in compressive stress decrease with increasing distance from the head bearing area. The zone (clamp solid) under compressive stress widens from the bolt head or the nut toward the interface and has the shape of a paraboloid of revolution [7; 9; 10].

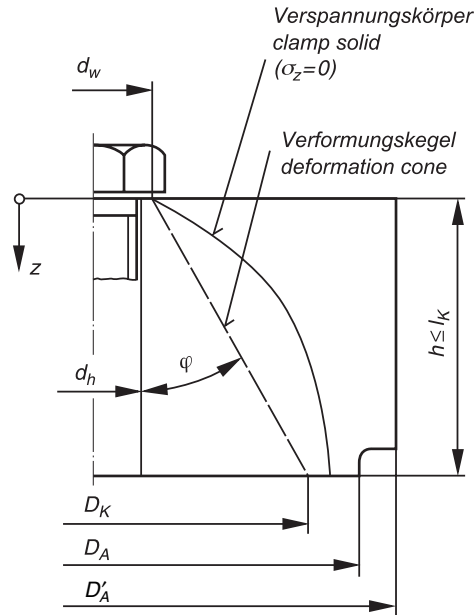


Bild 5.1/2. Verspannungskörper und Berechnungsmodell an einer Schraubenverbindung

Figure 5.1/2. Clamp solid and calculation model at a bolted joint

Trennfuge hin und hat die Form eines Rotationsparaboloiden [7; 9; 10].

Die Verformung der Platte weist ebenfalls eine parabolische Begrenzung ($df_{\text{axial}} = 0$) auf. Für die Berechnung der Nachgiebigkeit werden Verspannungs- und Verformungskörper vereinfachend gleich gesetzt und in einem weiteren Schritt durch einen Ersatz-Verformungskegel gleicher Nachgiebigkeit ersetzt (Bild 5.1/2).

Die Bedingung der Verformung massiver Körper als Voraussetzung für die Gültigkeit nachfolgender Gleichungen gilt in der Regel nur für satt aufeinander liegende Teile. Die Kontaktnachgiebigkeit wird bei den folgenden Ansätzen nicht berücksichtigt. Sie ist abhängig von der Oberflächenfeingestalt, der Anzahl, Ausdehnung und Lage der Trennfugenflächen sowie von der Festigkeit der verspannten Teile. Für dünne Bleche größerer Anzahl, die nicht völlig eben sind, wird die Längsnachgiebigkeit δ_p größer und ist im Bedarfsfall lastabhängig experimentell zu bestimmen.

Allgemein gilt für Platten mit kreisförmigem Querschnitt gemäß Bild 5.1/2 mit der Querschnittsfläche des Verformungskörpers $A(z)$ für die Plattennachgiebigkeit:

$$\delta_p = \int_{z=0}^{z=l_k} \frac{dz}{E(z) \cdot A(z)} \quad (5.1/22)$$

Im Bild 5.1/3 ist eine Durchsteckschraubverbindung mit den Ersatz-Verformungskegeln dargestellt. Infolge einer großen Klemmlänge erreichen die Ver-

The deformation of the plate likewise has a parabolic definition ($df_{\text{axial}} = 0$). For the calculation of the resilience, clamp and deformation solids are equated in a simplifying manner and substituted in a further step by a substitutional deformation cone of the same resilience (Figure 5.1/2).

The condition of the deformation of massive bodies as a precondition for the validity of the following equations generally applies only to parts resting snugly one on top of the other. The contact resilience is not taken into account in the following approaches. It depends on the micro-structure of the surface, the number, extent and position of the interface surfaces, and on the strength of the clamped parts. For a relatively large number of thin sheets which are not completely flat, the longitudinal resilience δ_p increases and if need be is to be determined experimentally as a function of load.

In general for plates of circular cross section according to Figure 5.1/2 with the cross-sectional area of the deformation solid $A(z)$, the following applies for the plate resilience:

$$\delta_p = \int_{z=0}^{z=l_k} \frac{dz}{E(z) \cdot A(z)} \quad (5.1/22)$$

A through bolted joint with the substitutional deformation cones is shown in Figure 5.1/3. As a result of a large clamp length, the deformation cones reach

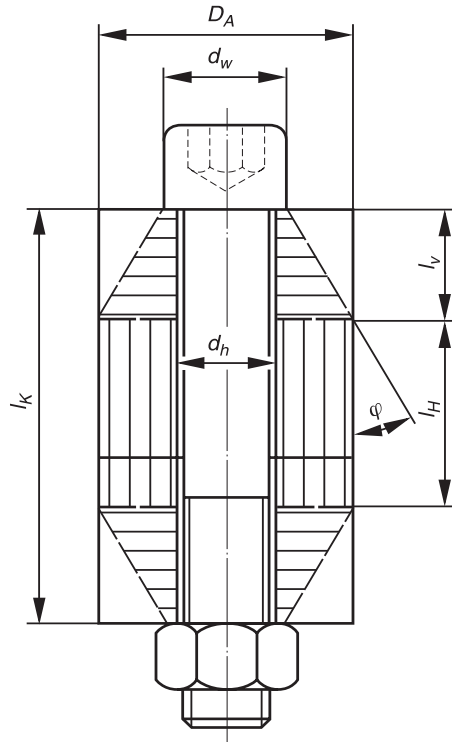


Bild 5.1/3. Zylindrische Durchsteckschraubverbindung mit Verformungskegel und -hülse

Figure 5.1/3. Cylindrical through bolted joint with deformation cone and sleeve

formungskegel den Außenrand der zylindrischen Bauteile. Somit ist eine dazwischen liegende Verformungshülse zu beachten.

Für die in der Praxis in der Regel auftretenden nicht-zylindrischen Bauteile (Rechteckflansch, Ausschnitt aus einer Mehrschraubenverbindung) liegen zurzeit keine gesicherten Erkenntnisse zur Berechnung der Plattennachgiebigkeit vor. Derartige Geometrien werden in Näherung als zylindrisch angenommen. Der (Ersatz-)Außendurchmesser D_A errechnet sich dann in der Regel aus dem *doppelten mittleren* Randabstand in der Trennfuge, welcher an der Trennfugenfläche zu ermitteln ist. Beim Herauslösen einer Einschraubenverbindung aus einer Mehrschraubenverbindung ist wegen der gegenseitigen Beeinflussung der Nachgiebigkeiten nicht der Bohrungsabstand (Teilung t) gegebenenfalls als (Ersatz-)Außendurchmesser zu verwenden. Es ist vielmehr von einer vollständigen Ausbreitung des Verformungskörpers maximal bis zum Rand der benachbarten Bohrungen auszugehen [3] (siehe auch Bild 5.2/7).

Entsprechend Gleichung (5.1/1) und (5.1/2) bewegt sich die Berechnung bezüglich der Betriebsbeanspruchung mit dieser Vorgehensweise auf der sicheren Seite, da die tatsächliche Plattennachgiebigkeit kleiner ist.

Bei Einschraubverbindungen ergeben sich die in Bild 5.1/4a dargestellten Ersatz-Verformungskegel. Der in der unteren Platte befindliche und einer

the outer edge of the cylindrical components. Therefore allowance has to be made for a deformation sleeve lying in between.

For the non-cylindrical components (rectangular flange, detail of a multi-bolted joint) generally occurring in practice, there are at present no reliable findings for calculating the plate resilience. Such geometries are considered to be cylindrical as an approximation. The (substitutional) outside diameter D_A is then generally calculated from *twice the mean* edge distance at the interface, which is to be determined at the interface surface. When a single-bolted joint is released from a multi-bolted joint, the hole distance (spacing t), where applicable, is not to be used as a (substitutional) outside diameter on account of the mutual influence of the resiliences. On the contrary, complete spread of the deformation solid at most up to the edge of the adjacent holes is to be taken as a basis [3] (also see Figure 5.2/7).

According to Equation (5.1/1) and (5.1/2), the calculation with regard to the working stress is on the safer side with this procedure, since the actual plate resilience is smaller.

The substitutional deformation cones shown in Figure 5.1/4a are obtained in the case of tapped thread joints. The deformation region located in the

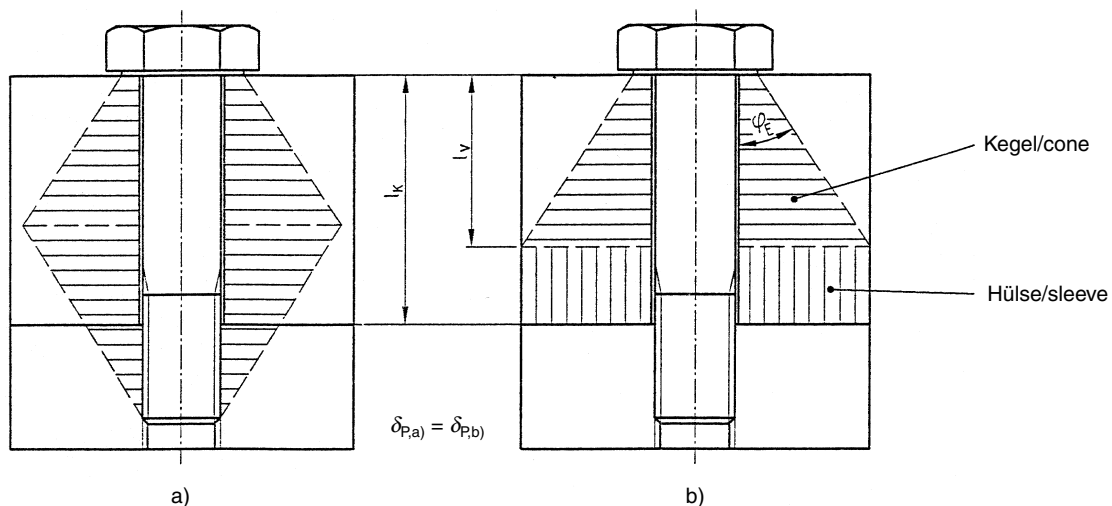


Bild 5.1/4. Zylindrische Einschraubverbindung

a) Ersatz-Verformungskegel
b) Berechnungsmodell

Figure 5.1/4. Cylindrical tapped thread joint

a) substitutional deformation cone
b) calculation model

Dehnung unterliegende Verformungsbereich geht in die Berechnung der Schraubennachgiebigkeit ein (Abschnitt 5.1.1). Zur Vereinfachung der Berechnung der Plattennachgiebigkeit werden der obere Kegel und der untere Kegelrest durch *einen* Ersatzverformungskegel gleicher Nachgiebigkeit vertreten (Bild 5.1/4b), dem sich eine Hülse anschließen kann.

Einschraubverbindungen (ESV) mit einer gegenüber dem Auflagedurchmesser des Schraubenkopfes d_w überwiegend wenig größeren Abmessung der Trennfugenfläche (D_A bis ca. $1,4 d_w$) und überwiegend deutlich größeren Abmessungen des Grundkörpers (D'_A , siehe nächster Abschnitt) sind unter Beachtung der Ausprägung des Verformungskörpers als Durchsteckschraubenverbindung (DSV) zu behandeln.

Zur Klärung der Frage, ob eine Verformungshülse vorhanden ist, dient der Grenzdurchmesser:

$$D_{A,Gr} = d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi \quad (5.1/23)$$

mit dem Verbindungskoeffizienten:

$w = 1$ DSV

$w = 2$ ESV

Bei $D_A \geq D_{A,Gr}$ besteht das Verformungsmodell aus zwei (DSV) bzw. einem Ersatz-Verformungskegel (ESV), ansonsten ist eine Verformungshülse zu beachten. Für $d_w \geq D_A$ ist zur Berechnung der Nachgiebigkeit nur eine Verformungshülse zu verwenden.

5.1.2.1 Nachgiebigkeit bei zentrisch verspannter Einschraubverbindung

Gemäß Abschnitt 3.2.1 ist dann eine Schraubenverbindung als zentrisch verspannt zu betrachten, wenn

bottom plate and subject to elongation is inserted into the calculation of the bolt resilience (Section 5.1.1). To simplify the calculation of the plate resilience, the top cone and the bottom truncated cone are replaced by *one* substitutional deformation cone of the same resilience (Figure 5.1/4b), which can be followed by a sleeve.

Tapped thread joints (ESV) with an interface area (D_A up to about $1,4 d_w$) which for the most part is slightly larger and with a basic solid (D'_A , see next section) which for the most part is markedly larger than the bearing diameter of the bolt head d_w are to be treated with due regard to the development of the deformation body as a bolted joint (DSV).

The limiting diameter serves to settle the question as to whether a deformation sleeve is present:

$$D_{A,Gr} = d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi \quad (5.1/23)$$

where the joint coefficients:

$w = 1$ DSV

$w = 2$ ESV

For $D_A \geq D_{A,Gr}$ the deformation model consists of two substitutional deformation cones (DSV) or one substitutional deformation cone (ESV), otherwise a deformation sleeve is to be taken into account. For $d_w \geq D_A$, only one deformation sleeve is to be used for calculating the resilience.

5.1.2.1 Resilience for a concentrically clamped single-bolted joint

According to Section 3.2.1, a bolted joint is considered to be concentrically clamped if the deformation

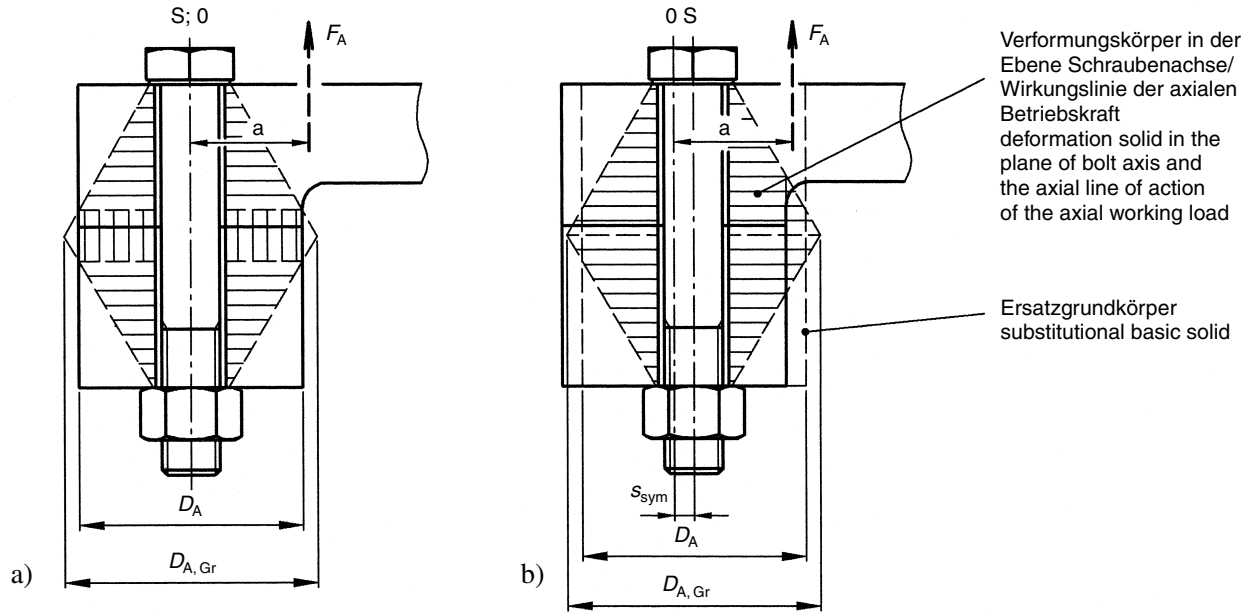


Bild 5.1/5. Zentrische (a) und exzentrische (b) Verspannung

Figure 5.1/5. Concentric (a) and eccentric (b) clamping

sich innerhalb der Ebene Schraubenachse – Wirkungsline der Betriebskraft der Verformungskegel bis zur Trennfuge hin ungehindert ausbreiten, bzw. wenn der Verformungskörper sich seitensymmetrisch ausbilden kann (Bild 5.1/5).

Die elastische Nachgiebigkeit δ_p zentrisch verspannter Teile ergibt sich nach [7; 11] für den Fall

$D_A \geq D_{A,Gr}$ zu

$$\delta_p = \delta_p^z = \frac{2 \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi} \quad (5.1/24)$$

Wenn gilt:

$$d_w < D_A < D_{A,Gr}$$

so besteht der Ersatz-Verformungskörper aus Kegel(n) und Hülse:

$$\delta_p = \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(D_A - d_h)}{(d_w - d_h)(D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_K - \frac{(D_A - d_w)}{w \cdot \tan \varphi} \right]}{E_p \cdot \pi} \quad (5.1/25)$$

Wie Untersuchungen zeigten, ist der (fiktive) Kegelwinkel φ des Ersatz-Verformungskörpers nicht konstant. Infolge des oben beschriebenen parabolischen Verformungskörpers und der Stützwirkung des umgebenden Materials wird er wesentlich von den Hauptabmessungen der Platte beeinflusst (Bild 5.1/6).

Mit dem Ziel der gleichen Nachgiebigkeit von Ersatz-Verformungskegel und realem Verformungskörper gilt mit dabei beachteten weiteren Einflussfakto-

cone can spread without hindrance up to the interface within the plane of bolt axis/line of action of the working load or if the deformation solid can form in a laterally symmetrical manner (Figure 5.1/5).

The elastic resilience δ_p of concentrically clamped parts is obtained according to [7; 11] for the case

$D_A \geq D_{A,Gr}$ as

If:

$$d_w < D_A < D_{A,Gr}$$

the substitutional deformation solid consists of cone(s) and sleeve:

As investigations have shown, the (imaginary) cone angle φ of the substitutional deformation solid is not constant. As a result of the parabolic deformation solid described above and of the supporting effect of the surrounding material, it is substantially influenced by the main dimensions of the plate (Figure 5.1/6).

With the aim of obtaining the same resilience of substitutional deformation cone and actual deformation solid, with further influencing factors (compressive

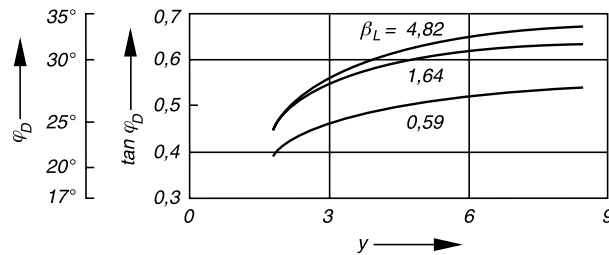


Bild 5.1/6. Abhängigkeit des Kegelwinkels φ_D bei Durchsteckschraubverbindungen von den Hauptabmessungen der Platte [12]

Figure 5.1/6. Cone angle φ_D in bolted joints plotted against the main dimensions of the plate [12]

ren (Druckspannungsverteilung, Auflage- und Bohrungsdurchmesser, Hülsenanteil) für den Kegelwinkel bei Verbindungen mit Normschrauben [12; 13; 63]:

$$\text{ESV: } \tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y \quad (5.1/26)$$

$$\text{DSV: } \tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln (\beta_L/2) + 0,153 \ln y \quad (5.1/27)$$

$$\text{Mit: } \beta_L = l_K/d_W \text{ und} \quad (5.1/28)$$

$$y = D'_A/d_W \quad (5.1/29)$$

Der Winkel des Ersatz-Verformungskegels ist unter anderem abhängig von der Stützwirkung des umgebenden Materials, so dass beim Durchmesser Verhältnis y anstatt D_A mit dem Ersatz-Außendurchmesser des Grundkörpers D'_A zu rechnen ist, der sich aus dem doppelten mittleren Abstand vom Rand der Platte oberhalb der Trennfuge (Grundkörper) ergibt (siehe Bild 5.1/2 und c_B in Bild 5.1/8). Dabei ist der gesamte Materialbereich um die Schraube zu betrachten, indem konzentrische Kreise um die Schraubenachse eingezeichnet werden. Es gilt in der Regel: $D'_A \geq D_A$.

Nicht identisch ist der Winkel φ mit dem Winkel eines gedachten Druckkegels, dessen Außenrand den äußersten Punkt der Auflagefläche unter dem Schraubenkopf/der Mutter mit dem Punkt in der Trennfuge verbindet, an dem die Flächenpressung gerade den Wert Null annimmt (siehe auch Abschnitt 5.3.2).

In Näherung kann für folgende Abmessungsverhältnisse mit $\tan \varphi = 0,6$ gerechnet werden:

$$\text{DSV } \beta_L = 0,5 \dots 4 \quad \text{und} \quad y = 4 \dots 6$$

$$\text{ESV } \beta_L = 4 \dots 6 \quad \text{und} \quad y = 2,5 \dots 4$$

Der maximale Fehler bei der Berechnung der Platten nachgiebigkeit beträgt dabei ca. 5 %.

Sollen die Nachgiebigkeiten der Ersatz-Verformungskegel und Verformungshülse separat berechnet werden, so gilt für einen Verformungskegel gemäß Gleichung (5.1/24):

stress distribution, bearing and hole diameter, sleeve component) taken into account in the process, the following applies for the cone angles in joints with standard bolts [12; 13; 63]:

$$\text{ESV: } \tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y \quad (5.1/26)$$

$$\text{DSV: } \tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln (\beta_L/2) + 0,153 \ln y \quad (5.1/27)$$

$$\text{Where: } \beta_L = l_K/d_W \text{ und} \quad (5.1/28)$$

$$y = D'_A/d_W \quad (5.1/29)$$

The angle of the substitutional deformation cone depends, among other things, on the supporting effect of the surrounding material, so that the diameter ratio y , instead of D_A , is to be calculated with the substitutional outside diameter of the basic solid D'_A , which results from twice the mean distance from the edge of the plate above the interface (basic solid) (see Figure 5.1/2 and c_B in Figure 5.1/8). In this case, the entire material region around the bolt is to be taken into account by concentric circles being drawn around the bolt axis. As a rule: $D'_A \geq D_A$.

The angle φ is not identical to the angle of an imaginary compression cone, the outer edge of which connects the outermost point of the bearing area under the bolt head/nut to the point at the interface at which the surface pressure precisely assumes the value zero (also see Section 5.3.2).

As an approximation, the following dimensional ratios can be calculated with $\tan \varphi = 0,6$:

$$\text{DSV } \beta_L = 0,5 \dots 4 \quad \text{and} \quad y = 4 \dots 6$$

$$\text{ESV } \beta_L = 4 \dots 6 \quad \text{and} \quad y = 2,5 \dots 4$$

In this case, the maximum error when calculating the plate resilience is about 5 %.

If the resiliences of the substitutional deformation cone and deformation sleeve are to be calculated separately, the following applies for a deformation cone according to Equation (5.1/24):

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[\frac{(d_W + d_h) \cdot (d_W + 2l_V \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (d_W + 2l_V \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_P \cdot d_h \cdot \pi \cdot \tan \varphi} \quad (5.1/30)$$

Die Kegelhöhe berechnet sich zu (Bild 5.1/3)

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 \cdot \tan \varphi} \leq \frac{w \cdot l_K}{2} \quad (5.1/31)$$

Damit gilt für die Hülshöhe:

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_V}{w} \quad (5.1/32)$$

Für die Nachgiebigkeit der Hülse ist zu verwenden:

$$\delta_p^H = \frac{4 \cdot l_H}{E_P \cdot \pi \cdot (D_A^2 - d_h^2)} \quad (5.1/33)$$

Für die Gesamtnachgiebigkeit folgt:

$$\delta_p = \frac{2}{w} \cdot \delta_p^V + \delta_p^H \quad (5.1/34)$$

Hinweise

1. Genauer betrachtet ergibt sich für Durchsteckschraubverbindungen bei Muttern mit einem gegenüber dem Schraubenkopf (d_W) größeren Auflagedurchmesser (s) für den Fall $D_A > D_{A,Gr}$ kein Zusammentreffen der beiden Ersatzverformungskegel bei $l_K/2$. Verstärkt wird dies noch durch die für derartige Muttern geltende und von Gleichung (5.1/27) abweichende Berechnung des fiktiven Kegelwinkels:

$$\tan \varphi_D = 0,357 + 0,05 \ln (\beta_L/2) + 0,121 \ln y \quad (5.1/35)$$

Weitere Hinweise zur Berechnung enthält [12].

2. Bei Schraubenverbindungen, die außerhalb der Ebene Schraubenachse – Wirkungslinie der axialen Betriebskraft unregelmäßig begrenzt oder wo die Materialbereiche sehr ungleichmäßig verteilt sind, kann die Berechnung der Nachgiebigkeit in Abhängigkeit vom Polarwinkel unter Umständen zu genaueren Ergebnissen führen. Für die einzelnen Abschnitte sind mit den zugehörigen Randabständen unter Beachtung der eingeschlossenen Winkel die Teilnachgiebigkeiten zu berechnen und entsprechend zusammenzufassen.
3. Werden Bauteile mit unterschiedlichen E-Moduli verspannt, so ist der gesamte Verformungskörper neben der Zerlegung in Hülse und Kegel(n) weiter in entsprechende Teil-Verformungskörper mit gleichem E-Modul zu zerlegen. Die Summe der zugeordneten m Längenbereiche l_i entspricht der Klemmlänge:

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[\frac{(d_W + d_h) \cdot (d_W + 2l_V \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (d_W + 2l_V \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_P \cdot d_h \cdot \pi \cdot \tan \varphi} \quad (5.1/30)$$

The cone height is calculated as (Figure 5.1/3)

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 \cdot \tan \varphi} \leq \frac{w \cdot l_K}{2} \quad (5.1/31)$$

Thus, for the sleeve height:

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_V}{w} \quad (5.1/32)$$

To be used for the resilience of the sleeve:

$$\delta_p^H = \frac{4 \cdot l_H}{E_P \cdot \pi \cdot (D_A^2 - d_h^2)} \quad (5.1/33)$$

For the total resilience there follows:

$$\delta_p = \frac{2}{w} \cdot \delta_p^V + \delta_p^H \quad (5.1/34)$$

Notes

1. Considered more precisely, for bolted joints with nuts having a bearing diameter (s) which is larger than the bolt head (d_W), the two substitutional deformation cones do not coincide at $l_K/2$ for the case $D_A > D_{A,Gr}$. This is reinforced by the calculation of the imaginary cone angle applying to such nuts and deviating from Equation (5.1/27):

$$\tan \varphi_D = 0,357 + 0,05 \ln (\beta_L/2) + 0,121 \ln y \quad (5.1/35)$$

Further information on the calculation is contained in [12].

2. In the case of bolted joints which are defined irregularly outside the plane of bolt axis/line of action of the axial working load or where the material regions are distributed very unevenly, the calculation of the resilience as a function of the amplitude may possibly lead to more accurate results. For the individual sections, the component resiliances are to be calculated with the associated edge distances, while allowing for the included angles, and combined accordingly.
3. If components having different Young's moduli are clamped, the entire deformation solid, in addition to being divided into sleeve and cone(s), is to be divided further into corresponding component deformation solids having the same Young's modulus. The sum of the associated m longitudinal regions l_i corresponds to the clamp length:

$$\sum l_i = l_K$$

Ausgehend von der Kopf- bzw. Mutterauflage gilt im Bereich des Ersatz-Verformungskegels für den Auflagedurchmesser d_W eines der j Teil-Verformungskegel der große Durchmesser des vorhergehenden Kegelabschnittes:

$$d_{W,i} = d_W + 2 \cdot \tan \varphi \cdot \sum_{i=1}^j l_{i-1} \quad (5.1/36)$$

Die Nachgiebigkeiten $\delta_{P_i}^V$ sind nach Gleichung (5.1/30) mit $d_W = d_{W,i}$, $l_V = l_i$ und $E_P = E_{P_i}$ zu berechnen.

Für Teil-Verformungshülsen sind die Nachgiebigkeiten $\delta_{P_i}^H$ gemäß Gleichung (5.1/33) mit $l_H = l_i$ und $E_P = E_{P_i}$ zu ermitteln. Für die gesamte Platten-nachgiebigkeit gilt dann:

$$\delta_P = \sum_{i=1}^j \delta_{P_i}^V + \sum_{i=j+1}^m \delta_{P_i}^H \quad (5.1/37)$$

5.1.2.2 Nachgiebigkeit bei exzentrisch verspannter Einschraubenverbindung

Ein nicht seitensymmetrischer Verformungskörper führt infolge der unterschiedlichen Teilnachgiebigkeiten zu beiden Seiten der Schraubenachse zur Schiefstellung des Schraubenkopfes. Diese exzentrische Verspannung (Bild 5.1/5) bewirkt neben der Längsverformung des Ersatz-Verformungskörpers zusätzlich eine Biegeverformung der verspannten Teile. Damit vergrößert sich die Nachgiebigkeit exzentrisch verspannter Platten und Hülsen, mit δ_P^* bezeichnet, gegenüber zentrisch verspannten. Für die näherungsweise Berechnung gelten folgende Bedingungen und vereinfachende Annahmen:

- Die verspannten Teile bilden einen prismatischen Körper.
- Die verspannten Teile bestehen aus Grund- und Anschlusskörper. Im Trennquerschnitt der Grundkörper ist die Flächenpressung auf der Biegezugseite größer als Null.
- Alle Querschnitte des Grundkörpers bleiben unter Belastung eben. In ihnen stellt sich eine lineare Spannungsverteilung ein.

Diese Annahmen sind im Allgemeinen nur zulässig für Biegekörper, deren Abmessungen der Trennfugenfläche in der Ebene Schraubenachse – Wirkungslinie der Betriebskraft innerhalb eines Grenzwertes G liegen. Für DSV gilt mit h_{\min} als der Dicke der dünneren von zwei verspannten Platten:

$$G = d_W + h_{\min} \quad (5.1/38)$$

Für ESV ist die Definition eines solchen Gültigkeitsbereiches wegen der gegenüber DSV grundsätzlich

$$\sum l_i = l_K$$

Starting from the head or nut bearing area, in the region of the substitutional deformation cone, the large diameter of the preceding cone section applies for the bearing diameter d_W of one of the j component deformation cones:

$$d_{W,i} = d_W + 2 \cdot \tan \varphi \cdot \sum_{i=1}^j l_{i-1} \quad (5.1/36)$$

The resiliences $\delta_{P_i}^V$ are to be calculated according to Equation (5.1/30) with $d_W = d_{W,i}$, $l_V = l_i$ and $E_P = E_{P_i}$.

For component deformation sleeves, the resiliences $\delta_{P_i}^H$ are to be determined according to Equation (5.1/33) with $l_H = l_i$ and $E_P = E_{P_i}$. For the total plate resilience, the following then applies:

$$\delta_P = \sum_{i=1}^j \delta_{P_i}^V + \sum_{i=j+1}^m \delta_{P_i}^H \quad (5.1/37)$$

5.1.2.2 Resilience for an eccentrically clamped single-bolted joint

As a result of different component resiliences on both sides of the bolt axis, a deformation solid which is not laterally symmetrical leads to skewness of the bolt head. In addition to longitudinal deformation of the substitutional deformation solid, this eccentric clamping (Figure 5.1/5) additionally produces a bending deformation of the clamped parts. Thus the resilience of the eccentrically clamped plates and sleeves, designated by δ_P^* , increases compared with concentrically clamped ones. For approximate calculation, the following conditions and simplifying assumptions apply:

- The clamped parts form a prismatic solid.
- The clamped parts consist of basic and connecting solids. In the cross section of separation of the basic solid, the surface pressure on the bending tension side is greater than zero.
- All the cross sections of the basic solid remain flat under load. A linear stress distribution occurs in them.

These assumptions are in general only admissible for bending solids in which the dimensions of the interface area in the plane of bolt axis/line of action of the working load lie within the limiting value G . For DSV, with h_{\min} as the thickness of the thinner of two clamped plates, the following applies:

$$G = d_W + h_{\min} \quad (5.1/38)$$

For ESV, the definition of such a validity range is difficult on account of the fundamentally different posi-

anderen Lage der Trennfuge zum Verformungskörper (Bild 5.1/4), der daraus resultierenden ungleichmäßigen Pressungsverteilung und der weitgehenden Unabhängigkeit von der Klemmlänge schwierig [14]. Für Einschraubbauteile aus Stahl mit Beginn des Innengewindes an der Trennfuge und der erforderlichen Einschraubtiefe ist gemäß Bild 5.1/7 für die Abmessung in der Trennfuge zu empfehlen:

$$G' \approx (1,5 \dots 2) \cdot d_W \quad (5.1/39a)$$

Es kann unter Umständen auch mit einem größeren Abmessungsbereich operiert werden, in dem die Pressung einen annähernd konstanten Wert annimmt, allerdings auf niedrigem Niveau:

$$G'_{\max} \approx 3 \cdot d_W \quad (5.1/39b)$$

Damit wird eine fehlerbehaftete Berechnung insbesondere bezüglich der Abhebegrenze (Abschnitt 5.3.2) in Kauf genommen, so dass es sich empfiehlt, bei kritischen Verbindungen eine numerische oder experimentelle Überprüfung vorzunehmen. Durch eine Ansenkung im Einschraubbauteil kann G' vergrößert und die Pressungsverteilung in der Trennfuge geglättet werden. Mit der Senkungstiefe t_S gilt dann:

$$G'' \approx (1,5 \dots 2) d_W + 1,2 \cdot t_S \quad (5.1/39c)$$

Es wird empfohlen, die Trennfugenfläche (Auflagenfläche) entsprechend eindeutig zu gestalten, z.B. durch einen Einstich zu begrenzen [15]. Eine DSV mit $D_A > G$ beginnt bei $D_A \approx (1,4 \dots 1,6) h_{\min} + d_W$, eine ESV bei $D_A \approx 4,2 \cdot d_W$ am Außenrand zu klaffen [3; 14].

tion of the interface relative to the deformation solid (Figure 5.1/4) compared with DSV, the resulting uneven pressure distribution, and the fact that it is largely independent of the clamp length [14]. For tapped thread components made of steel, with the start of the internal thread at the interface and the requisite length of engagement, the following value is to be recommended in accordance with Figure 5.1/7 for the measurement at the interface:

$$G' \approx (1,5 \dots 2) \cdot d_W \quad (5.1/39a)$$

It may also be possible to use a larger dimension range within which the pressure assumes an approximately constant value, although at a lower level:

$$G'_{\max} \approx 3 \cdot d_W \quad (5.1/39b)$$

Thus an inaccurate calculation in particular with regard to the opening limit (Section 5.3.2) is tolerated, so that it is advisable in the case of critical joints to carry out a numerical or experimental check. G' can be increased and the pressure distribution at the interface evened out by a counterbore in the tapped thread component. With the counterbore depth t_S , the following then applies:

$$G'' \approx (1,5 \dots 2) d_W + 1,2 \cdot t_S \quad (5.1/39c)$$

It is recommended to design the interface area (bearing area) in a correspondingly clearly defined manner, e.g. to define it by a recess [15]. A DSV with $D_A > G$ starts to open at the outer edge when $D_A \approx (1,4 \dots 1,6) h_{\min} + d_W$, and an ESV starts to open at the outer edge when $D_A \approx 4,2 \cdot d_W$ [3; 14].

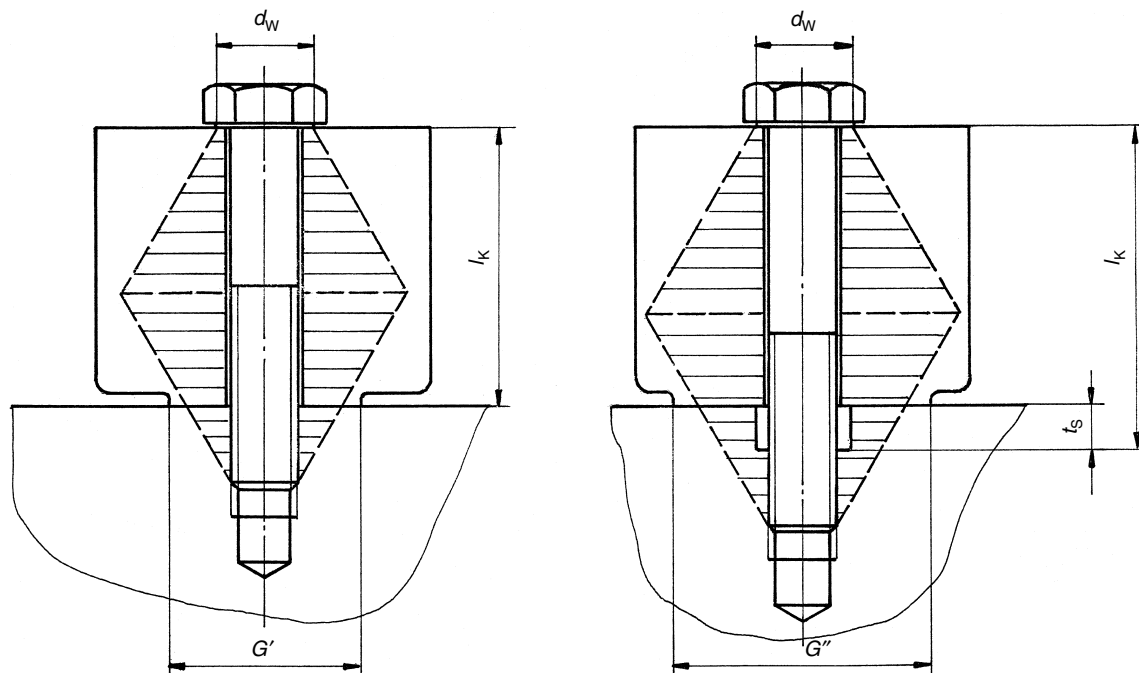


Bild 5.1/7. Trennfugenabmessung bei ESV
Figure 5.1/7. Interface measurement for ESV

Aus Grund- und Anschlusskörper bestehende verspannte Teile sind in Bild 5.1/8 als Ausschnitt einer Mehrschraubenverbindung dargestellt, die seitliche Begrenzung in der Trennfuge b_T wird durch die Schraubenteilung t bzw. durch die Ausdehnung des Verformungskörpers bestimmt.

Nach Untersuchungen über die Verteilung des Trennfugendruckes in exzentrisch verspannten Verbindungen [14; 16; 17] kann auf der Biegezugseite des

Clamped parts consisting of basic and connecting solids are shown in Figure 5.1/8 as a detail of a multi-bolted joint. The lateral boundary at the interface b_T is determined by the bolt spacing t or by the extent of the deformation solid.

According to investigations on the distribution of the interface pressure in eccentrically clamped joints [14; 16; 17], approximately constant interface pressure

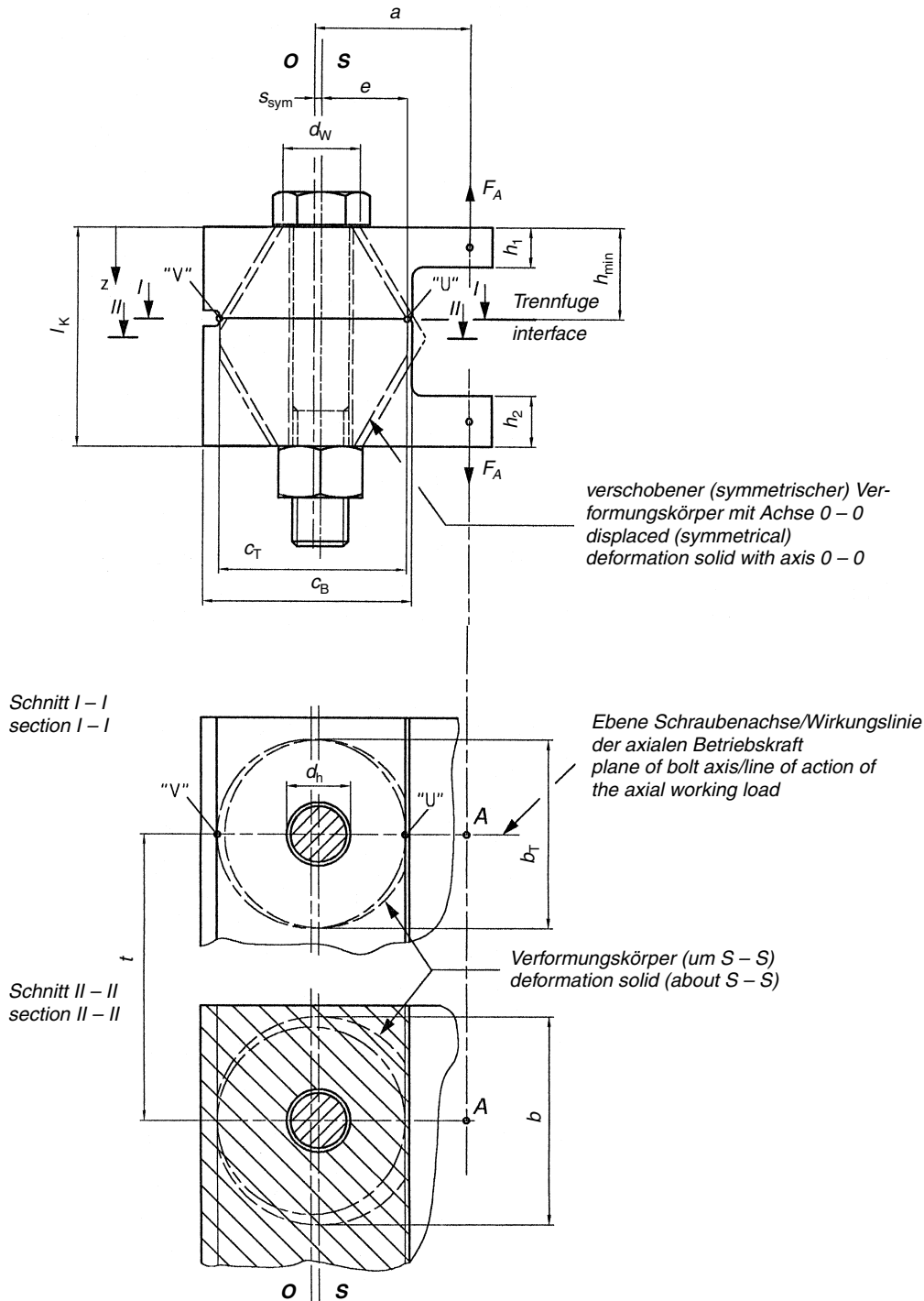


Bild 5.1/8. Belastete prismatische Grundkörper einer DSV mit Trennfugenflächen und Anschlusskörper (vereinfachte Darstellung ohne Ersatz-Außendurchmesser D_A)

Figure 5.1/8. Loaded prismatic basic solids of a DSV with interface areas and connecting solids (simplified representation without substitutional outside diameter D_A)

Grundkörpers mit annähernd konstantem Trennfugendruck gerechnet werden, wenn die Außenkontur im Bereich der Trennfuge nicht weiter als $G/2$ (bzw. statt G : G' , G'' , G'_{\max}) von der Schraubenachse $S-S$ entfernt ist, d.h. $e \leq G/2$. Die Erfüllung dieser Bedingung hat gegenüber der Grundforderung $c_T \leq G$ Priorität.

Das zur Berechnung der elastischen Nachgiebigkeiten δ_p^* (siehe unten) und δ_p^{**} (siehe Abschnitt 5.1.2.3) benötigte Flächenträgheitsmoment I_B wird nur durch den Verformungskörper bestimmt – ohne Lochabzug, da die Schraube über ihre Kopf- und Mutterauflage mit zur Biegung herangezogen wird. Die Anschlusskörper (h_1 und h_2) befinden sich außerhalb des Verformungskörpers und haben keinen Einfluss auf die Biegeverformung des Grundkörpers [3].

Allgemein gilt bei $D_A > d_W$ für die Plattenhöhe h :

$$I_B = \frac{h}{\int_{z=0}^{z=h} \frac{dz}{I(z)}} \quad (5.1/40)$$

In Näherung (ohne Abzug der Durchgangsbohrung) wird ein Ersatzträgheitsmoment verwandt, dass sich am Verformungsmodell orientiert. Bei einer *zentrisch verspannten* Schraubenverbindung gilt für den Verformungskegel:

$$I_{\text{Bers}}^V = 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} \quad (5.1/41a)$$

Ist die Verbindung *exzentrisch verspannt*, so ist für den Verformungskegel die Exzentrizität s_{sym} (siehe unten) zu beachten:

$$I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} = I_{\text{Bers}}^V + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2 \quad (5.1/41b)$$

Liegt keine Verformungshülse vor, d.h. $D_A \geq D_{A,\text{Gr}}$, ist an Stelle von D_A gemäß Gleichung (5.1/23) der Grenzdurchmesser $D_{A,\text{Gr}}$ zu verwenden.

Ist eine Verformungshülse vorhanden, so gilt allgemein (siehe Bild 5.1/8):

$$I_{\text{Bers}}^H = \frac{b \cdot c_T^3}{12} \quad (5.1/42)$$

mit $b \leq D_{A,\text{Gr}}$

Für den zusammengesetzten Verformungskörper folgt:

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\frac{2}{w} (l_V / I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}}) + l_H / I_{\text{Bers}}^H} \quad (5.1/43)$$

can be expected on the bending tension side of the basic solid if the outer contour in the region of the interface is not separated from the bolt axis $S-S$ by a distance greater than $G/2$ (or instead of G : G' , G'' , G'_{\max}), i.e. $e \leq G/2$. Compliance with this condition takes priority over the basic requirement $c_T \leq G$.

The moment of gyration I_B required for calculating the elastic resiliences δ_p^* (see below) an δ_p^{**} (see Section 5.1.2.3) is determined only by the deformation solid, without subtraction of the hole, since the bolt is included in the bending through its head and nut bearing areas. The connecting solids (h_1 and h_2) are located outside the deformation solid and have no effect on the bending deformation of the basic solid [3].

In general, when $D_A > d_W$, the following applies for the plate height h :

$$I_B = \frac{h}{\int_{z=0}^{z=h} \frac{dz}{I(z)}} \quad (5.1/40)$$

As an approximation (without subtraction of the through-hole), a substitutional moment of gyration is used which is adapted to the deformation model. For a *concentrically clamped* bolted joint, the following applies for the deformation cone:

$$I_{\text{Bers}}^V = 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} \quad (5.1/41a)$$

If the joint is *eccentrically clamped*, the eccentricity s_{sym} (see below) is to be taken into account for the deformation cone:

$$I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} = I_{\text{Bers}}^V + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2 \quad (5.1/41b)$$

If there is no deformation sleeve, i.e. $D_A \geq D_{A,\text{Gr}}$, the limiting diameter $D_{A,\text{Gr}}$ is to be used instead of D_A according to Equation (5.1/23).

If there is a deformation sleeve, then the following generally applies (see Figure 5.1/8):

$$I_{\text{Bers}}^H = \frac{b \cdot c_T^3}{12} \quad (5.1/42)$$

where $b \leq D_{A,\text{Gr}}$

For the combined deformation solid:

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\frac{2}{w} (l_V / I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}}) + l_H / I_{\text{Bers}}^H} \quad (5.1/43)$$

Bei zerklüfteter Geometrie des Grundkörpers (Absätze, Hinterschneidungen) können sich mehr als eine Verformungshülse und/oder mehr als ein (ESV) oder zwei bzw. zwei unterschiedliche Verformungskegel (DSV) ergeben. Diese sind gegebenenfalls separat bezüglich ihrer Nachgiebigkeiten und Flächenträgheitsmomente zu berechnen. Es gilt hierfür allgemein:

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\sum_{i=1}^m \frac{l_{Vi}}{I_{\text{Bers},i}^{\text{Ve}}} + \sum_{j=1}^p \frac{l_{Hj}}{I_{\text{Bers},j}^{\text{H}}}} \quad (5.1/44)$$

Für die Berechnung von σ_{SAb} (Abschnitt 5.5.3) ist der Schraubenquerschnitt nicht zu beachten; es ist zu verwenden:

$$\bar{I}_{\text{Bers}} = I_{\text{Bers}} - \frac{\pi}{64} \cdot d_h^4 \quad (5.1/45)$$

Das Flächenträgheitsmoment der Trennfuge I_{BT} (benötigt für F_{Kerf} , Abschnitt 5.3.2) ergibt sich allgemein und in Näherung (Bild 5.1/8) zu:

$$I_{\text{BT}} = \frac{b_T \cdot c_T^3}{12} \quad (5.1/46)$$

mit $b_T = \min [G | G' | G''; t] \leq b$

Wird aus konstruktiven Gründen die Dichtfläche A_D kleiner als die Trennfugenfläche festgelegt, so verringert sich entsprechend c_T . Zu der durch die Achse 0–0 verlaufenden Querachse asymmetrische Flächenanteile sind entsprechend („Steiner“-Anteil) zu berücksichtigen.

Die Nachgiebigkeit bei exzentrischer Verspannung berechnet sich mit der gedanklichen Verschiebung des Verformungskörpers (Exzentrizität) s_{sym} gemäß Gleichung (3/10) und Bild 3.2/4 zu

$$\delta_P^* = \delta_P^z + s_{\text{sym}}^2 \cdot \beta_P^z$$

Die Verschiebung ist ausgehend von der Trennfugenabmessung in der Ebene Schraubenachse – Wirkungslinie der Betriebskraft vorzunehmen. Wenn dabei links und rechts vom Schraubenkopf die gleichen (partiellen) Nachgiebigkeiten vorliegen, ist die Verbindung zentrisch verspannt (siehe auch Abschnitt 3.2.1). Mit der Trennfugenabmessung c_T und dem kleinsten Abstand e der Schraube zum Rand der Trennfuge gilt nur für den allgemeinen Fall des geradlinig begrenzten Grundkörpers (Bild 3.2/4 und Bild 5.1/8):

$$s_{\text{sym}} = \frac{c_T}{2} - e \leq \frac{G}{2} - e \quad (5.1/47)$$

Mit der Biegnachgiebigkeit gemäß Gleichung (3/14) folgt für die Plattennachgiebigkeit:

If the geometry of the basic solid is ragged (steps, undercuts), more than one deformation sleeve and/or more than one deformation cone (ESV) or two or two different deformation cones (DSV) may result. If need be, these are to be calculated separately with regard to their resiliences and moments of gyration. For this, the following generally applies:

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\sum_{i=1}^m \frac{l_{Vi}}{I_{\text{Bers},i}^{\text{Ve}}} + \sum_{j=1}^p \frac{l_{Hj}}{I_{\text{Bers},j}^{\text{H}}}} \quad (5.1/44)$$

For the calculation of σ_{SAb} (Section 5.5.3), the bolt cross section is not to be taken into account; the following is to be used:

$$\bar{I}_{\text{Bers}} = I_{\text{Bers}} - \frac{\pi}{64} \cdot d_h^4 \quad (5.1/45)$$

The moment of gyration of the interface I_{BT} (required for F_{Kerf} , Section 5.3.2), in general and as an approximation (Figure 5.1/8), is:

$$I_{\text{BT}} = \frac{b_T \cdot c_T^3}{12} \quad (5.1/46)$$

where $b_T = \min [G | G' | G''; t] \leq b$

If the sealing area A_D is specified to be smaller than the interface area for design reasons, c_T is reduced accordingly. Area proportions which are asymmetrical to the transverse axis passing through the axis 0–0 are accordingly to be taken into account („Steiner“ proportion).

The resilience for eccentric clamping is calculated with the imaginary displacement of the deformation solid (eccentricity) s_{sym} according to Equation (3/10) and Figure 3.2/4 as

$$\delta_P^* = \delta_P^z + s_{\text{sym}}^2 \cdot \beta_P^z$$

The displacement is to be carried out starting from the interface measurement in the plane of bolt axis – line of action of the working load. If the same (partial) resiliences are present to the left and right of the bolt head, the joint is concentrically clamped (also see Section 3.2.1). With the interface measurement c_T and the smallest distance e of the bolt from the edge of the interface, the following applies only for the general case of the rectilinearly defined basic solid (Figures 3.2/4 and 5.1/8):

$$s_{\text{sym}} = \frac{c_T}{2} - e \leq \frac{G}{2} - e \quad (5.1/47)$$

With the bending resilience according to Equation (3/14), it follows that, for the plate resilience:

$$\delta_p^* = \delta_p + \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (5.1/48)$$

δ_p ist dabei die Nachgiebigkeit des in der Ebene Schraubenachse – Wirkungslinie der Betriebskraft gedanklich verschobenen, d.h. seitensymmetrischen Verformungskörpers.

Für Schraubenverbindungen mit verspannten Bauteilen unterschiedlicher E-Moduli gilt mit δ_p nach Gleichung (5.1/37):

$$\delta_p^* = \delta_p + s_{\text{sym}}^2 \cdot \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot I_{\text{Bers},i}} \quad (5.1/49)$$

Das Flächenträgheitsmoment eines Teil-Verformungskegels wird in diesem Fall nicht mit Gleichung (5.1/41a) berechnet, sondern:

$$I_{\text{Bers},i}^V = 0,295 \cdot \frac{l_i \cdot \tan \varphi \cdot d_{W,i}^3 \cdot d_{W,i+1}^3}{d_{W,i+1}^3 - d_{W,i}^3} \quad (5.1/50a)$$

$$I_{\text{Bers},i}^{Ve} = I_{\text{Bers},i}^V + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} d_{W,i+1}^2 \quad (5.1/50b)$$

mit $d_{W,i}$ und $d_{W,i+1}$ nach Gleichung (5.1/36).

Für vorhandene Teil-Verformungshülsen berechnet sich $I_{\text{Bers},i}^H$ analog Gleichung (5.1/42).

5.1.2.3 Nachgiebigkeit bei exzentrischem Angriff einer axialen Betriebskraft

Der Fall einer zentrisch verspannten und zentrisch belasteten Schraubenverbindung ist konstruktiv nur selten verwirklicht. In den meisten Fällen wird die Wirkungslinie der Kraft F_A nicht in der Schraubenachse liegen und die Schraubenachse selbst nicht mit der Achse 0 – 0 des seitensymmetrischen Verformungskörpers im Grundkörper zusammenfallen (Bild 3.2/4).

Bei exzentrischer Schraubenanordnung im Abstand s_{sym} von der Symmetrieachse 0 – 0 im Grundkörper und einer Krafteinleitung im Abstand a von der Symmetrieachse kommt es zu Veränderungen im Verformungsverhalten der vorgespannten Teile. Es gilt für den allgemeinsten Fall und die Annahmen in Abschnitt 5.1.2.2 für die Beschreibung der Exzentrizität des Betriebskraftangriffes und dessen Auswirkung auf das Verformungsverhalten gemäß Gleichung (3/9):

$$\delta_p^{**} = \delta_p + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (5.1/51)$$

Der Abstand a ist stets positiv einzusetzen. Zur Vorzeichenregelung bezüglich s_{sym} siehe Abschnitt 5.3.2, Tabelle 5.3/2.

$$\delta_p^* = \delta_p + \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (5.1/48)$$

In this case, δ_p is the resilience of the deformation solid imaginarily displaced in the plane of bolt axis/line of action of the working load, i.e. the laterally symmetrical deformation solid.

For bolted joints with clamped components having different Young's moduli, then, with δ_p according to Equation (5.1/37):

$$\delta_p^* = \delta_p + s_{\text{sym}}^2 \cdot \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot I_{\text{Bers},i}} \quad (5.1/49)$$

The moment of gyration of a component deformation cone is not calculated in this case with Equation (5.1/41a), but rather:

$$I_{\text{Bers},i}^V = 0,295 \cdot \frac{l_i \cdot \tan \varphi \cdot d_{W,i}^3 \cdot d_{W,i+1}^3}{d_{W,i+1}^3 - d_{W,i}^3} \quad (5.1/50a)$$

$$I_{\text{Bers},i}^{Ve} = I_{\text{Bers},i}^V + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} d_{W,i+1}^2 \quad (5.1/50b)$$

with $d_{W,i}$ and $d_{W,i+1}$ according to Equation (5.1/36).

For existing component deformation sleeves, $I_{\text{Bers},i}^H$ is calculated like Equation (5.1/42).

5.1.2.3 Resilience for eccentric application of an axial working load

The case of a concentrically clamped and concentrically loaded bolted joint is only rarely found in practice. In most cases, the line of action of the load F_A does not lie in the bolt axis, and the bolt axis itself does not coincide with the axis 0 – 0 of the laterally symmetrical deformation solid in the basic solid (Figure 3.2/4).

For an eccentric bolt arrangement at a distance s_{sym} from the axis of symmetry 0 – 0 in the basic solid and a load introduction at a distance a from the axis of symmetry, changes in the deformation behavior of the preloaded parts occur. For the most general case and the assumptions in Section 5.1.2.2 for the description of the eccentricity of the working load application and its effect on the deformation behavior according to Equation (3/9):

$$\delta_p^{**} = \delta_p + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (5.1/51)$$

The distance a is always to be given a positive sign. For the sign rule with regard to s_{sym} , see Section 5.3.2, Table 5.3/2.

Zu beachten ist, dass bei ungünstigen Querschnittsverhältnissen schon relativ kleine Außermittigkeiten der Krafteinleitung von erheblichem Einfluss auf das Verformungsverhalten der verspannten Teile sein können.

Analog Gleichung (5.1/49) gilt bei verspannten Bauteilen mit unterschiedlichen E-Moduli unter Beachtung von Gleichung (5.1/50):

$$\delta_p^{**} = \delta_p + a \cdot s_{\text{sym}} \cdot \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot I_{\text{Bers},i}} \quad (5.1/52)$$

Für die Gleichung (3/15) zur Schraubenzusatzkraft F_{SA} kann auch geschrieben werden:

- bei $s_{\text{sym}} \neq 0$ und $a > 0$:

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_s + \delta_p^*} \cdot F_A \quad (5.1/53)$$

- bei $s_{\text{sym}} \neq 0$ und $a = 0$:

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p^*} \cdot F_A \quad (5.1/54)$$

- bei $a = s_{\text{sym}} \neq 0$:

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_p^*}{\delta_s + \delta_p^*} \cdot F_A \quad (5.1/55)$$

Liegen a und s_{sym} nicht auf der gleichen Seite der Symmetrieachse, so kann insbesondere bei $a \gg |s_{\text{sym}}|$ die Schraubenzusatzkraft F_{SA} größer werden als berechnet. Dieser Fall ist schon wegen der ungünstigen Hebelverhältnisse zu vermeiden.

Eine stetige Vergrößerung der exzentrisch angreifenden Betriebskraft F_A führt zur Verringerung der Flächenpressung in der Trennfuge auf der Biegezugseite, bis ein einseitiges Abheben beginnt. Die Nachgiebigkeit der verspannten Teile nimmt dann progressiv zu (Abschnitt 5.3.3), was bei der dargestellten Berechnung von δ_p nicht beachtet wird, denn **Ziel dieser Richtlinie ist es, durch Einführung einer ausreichenden Mindestklemmkraft dieses Abheben zu verhindern.**

5.2 Krafteinleitung

5.2.1 Ersatzwirkungslinie der axialen Betriebskraft – Abstand a

Die Berechnung des Abstandes a bei exzentrisch belasteten Verbindungen ist ein Problem der angewandten Technischen Mechanik und im Aufwand von der betreffenden Struktur und dem einer Berechnung möglichst leicht zugänglichen Ersatzsystem abhängig. Beispiele hierzu sind jeweils Einzelaussagen. Der Anwender der Richtlinie ist gehalten, sich bei der Bearbeitung seiner Fälle mit den Gesetzen der

It is to be taken into account that, under unfavorable cross-sectional conditions, even relatively small eccentricities of the load introduction may have a considerable effect on the deformation behavior of the clamped parts.

In a similar manner to Equation (5.1/49), for clamped components having different Young's moduli, while taking into account Equation (5.1/50):

$$\delta_p^{**} = \delta_p + a \cdot s_{\text{sym}} \cdot \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot I_{\text{Bers},i}} \quad (5.1/52)$$

We may also write for Equation (3/15) for the additional bolt load F_{SA} :

- with $s_{\text{sym}} \neq 0$ and $a > 0$:

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_s + \delta_p^*} \cdot F_A \quad (5.1/53)$$

- with $s_{\text{sym}} \neq 0$ and $a = 0$:

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p^*} \cdot F_A \quad (5.1/54)$$

- with $a = s_{\text{sym}} \neq 0$:

$$F_{\text{SA}} = n \cdot \frac{\delta_p^*}{\delta_s + \delta_p^*} \cdot F_A \quad (5.1/55)$$

If a and s_{sym} do not lie on the same side of the axis of symmetry, the additional bolt load F_{SA} , in particular at $a \gg |s_{\text{sym}}|$, may become larger than calculated. This case is to be avoided on account of the unfavorable lever conditions alone.

A constant increase in the eccentrically applied working load F_A leads to a reduction in the surface pressure at the interface on the bending tension side until one-sided opening starts. The resilience of the clamped parts then increases progressively (Section 5.3.3), which is not taken into account in the calculation of δ_p shown, **for the aim of this guideline is to prevent this opening by the introduction of a sufficient minimum clamp load.**

5.2 Load introduction

5.2.1 Substitutional line of action of the axial working load – distance a

The calculation of the distance a in eccentrically loaded joints is a problem of applied engineering mechanics and the amount of work involved depends on the relevant structure and on the substitutional system which can be calculated as easily as possible. Examples of this are individual statements in each case. The user of the guideline is obliged to concern himself with the laws of elasto-mechanics, i.e., among

Elastomechanik, d.h. unter anderem mit der Berechnung statisch unbestimmter Größen in Ersatzsystemen auseinander zu setzen.

Der Abstand a ist die Entfernung der Ersatzwirkungslinie der axialen Betriebskraft von der Achse des seitensymmetrischen Verformungskörpers, letztlich also ein Hebelarm (siehe auch Abschnitt 3.2.2). Die Ersatzwirkungslinie von F_A ergibt sich aus der Lage des der Schraube am nächsten liegenden Nullpunktes des Biegemomentenverlaufes im System. Die Nullpunkte gestatten ein Herauslösen (Freimachen) des Teilsystems Einschraubenverbindung aus dem Gesamtsystem mit dann eigenem Gleichgewichtszustand (Beispiel siehe Bild 5.2/1 und Bild 5.2.5). Die statisch unbestimmte Betrachtung schließt das Biegeverformungsvermögen der verspannten Teile ein [18 bis 22].

Unter der Annahme eines Kreisringes mit konstantem Querschnitt, d.h. ein über dem Umfang konstantes Flächenträgheitsmoment, ergibt sich z.B. für ein gerade geteiltes Pleuel und exzentrische Verspannung (Bild 5.2/2) für den Abstand $a \approx 0,275 R$.

5.2.2 Der Krafteinleitungsfaktor

Der Krafteinleitungsfaktor dient der Umsetzung und Beachtung des Krafteinleitungsortes an der Einschraubenverbindungen in das Federmodell und ist mitentscheidend für die Ermittlung und Größe der Schraubenzusatzkräfte. Untersuchungen zeigten, dass der Krafteinleitungsfaktor nur dann genauer ermittelbar ist, wenn die Verformung der montierten,

other things, with the calculation of statically undefined quantities in substitutional systems, when dealing with his cases.

The distance a is the distance of the substitutional line of action of the axial working load from the axis of the laterally symmetrical deformation solid, thus ultimately a lever arm (also see Section 3.2.2). The substitutional line of action of F_A is obtained from the position of the zero point of the bending moment characteristic in the system closest to the bolt. The zero points allow the single-bolted joint subsystem to be released (freed) from the entire system with a state of equilibrium which is then separate (for an example see Figure 5.2/1 and Figure 5.2.5). The statically undefined analysis includes the bending deformability of the clamped parts [18 to 22].

Assuming a circular ring of constant cross section, i.e. a moment of gyration which is constant over the circumference, the distance $a \approx 0,275 R$, for example for a straight split connecting rod and eccentric clamping (Figure 5.2/2).

5.2.2 Load introduction factor

The load introduction factor serves to convert the load introduction point at the single-bolted joints into the spring model and to allow for this load introduction point and is crucial for determining the size of the additional bolt loads. Investigations have shown that the load introduction factor can only be determined in a more accurate manner if the deformation

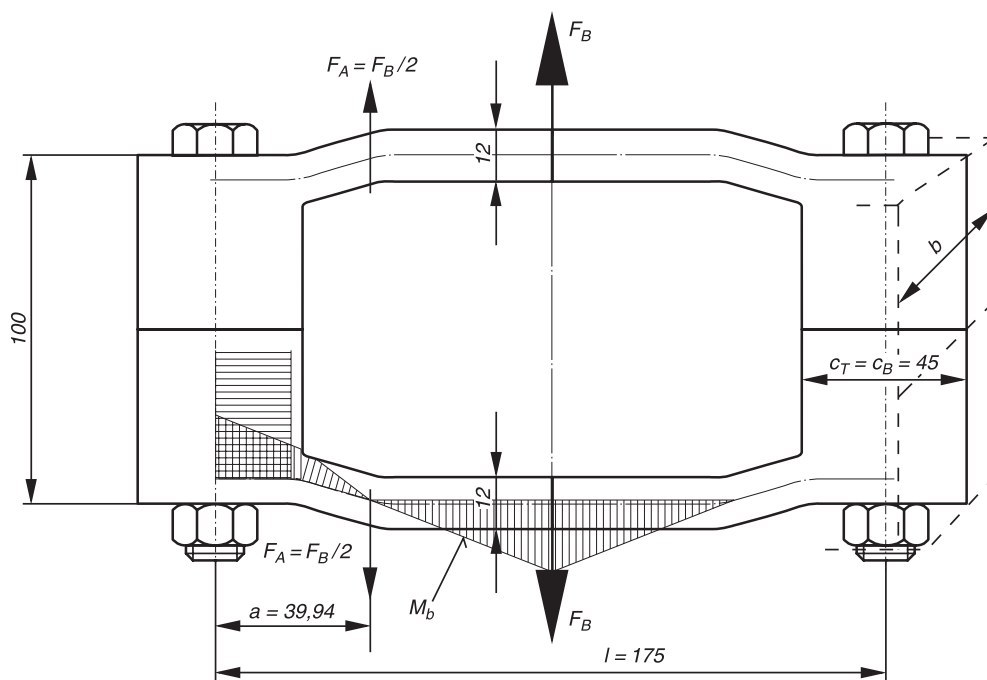


Bild 5.2/1. Rahmenkonstruktion, zentrisch verspannt ($s_{\text{sym}} = 0$, $c_T \leq G$): Lage des Momentennullpunktes

Figure 5.2/1. Frame construction, concentrically clamped ($s_{\text{sym}} = 0$, $c_T \leq G$): position of moment zero point

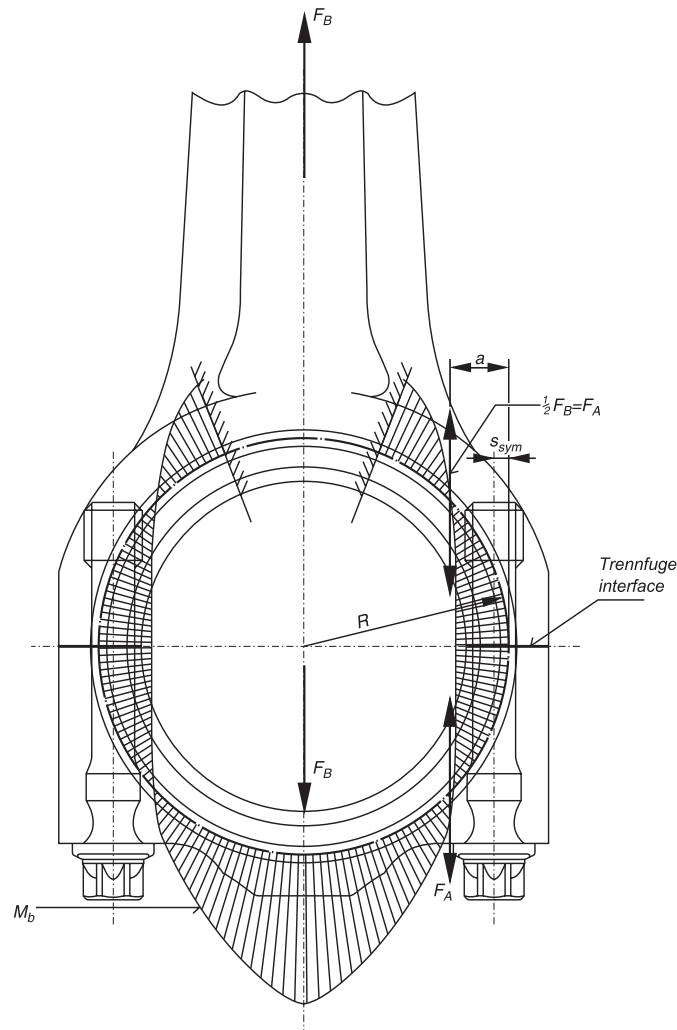


Bild 5.2/2. Momentenverlauf an einer gerade geteilten Pleuelstange, exzentrische Verspannung ($s_{sym} \neq 0$)

Figure 5.2/2 Moment characteristic on a straight split connecting rod, eccentric clamping ($s_{sym} \neq 0$)

aber unbelasteten Verbindung möglichst wirklichkeitsgetreu bestimmt werden kann [3]. Die bisher verwandten Verfahren setzten voraus, dass die Querschnitte der belasteten Verbindung eben bleiben. An komplexeren mechanischen Modellen zeigte sich, dass neben der bisher berücksichtigten Krafteinleitungshöhe vor allem der Abstand des Krafteinleitungsortes zur Vorspannfläche und die Dicke der Verbindung den Krafteinleitungsfaktor beeinflussen. Die ermittelten Zusammenhänge lassen sich in einem Modell zusammenfassen, das sich auf der Ausbreitung des Verspannungskegels gründet.

5.2.2.1 Grundlagen

Der Krafteinleitungsfaktor n wurde in den oben genannten Untersuchungen als Verhältnis zwischen der Einflusszahl δ_{VA} und der Plattennachgiebigkeit δ_p definiert (Gleichung (5.2/1)). Die Einflusszahl δ_{VA} gibt dabei die Verschiebung des Schraubenkopfes auf Grund einer angreifenden Betriebskraft von $F_A = 1 \text{ N}$ an (siehe Abschnitt 3.2). Aus dieser Definition lässt

of the assembled, but unloaded joint can be determined as realistically as possible [3]. The methods used hitherto assumed that the cross sections of the loaded joint remain flat. On more complex mechanical models, it has been found that, in addition the load introduction height taken into account previously, in particular the distance of the load introduction point from the preloading area and the thickness of the joint influence the load introduction factor. The interrelationships determined can be combined in a model which is based on the spread of the clamping cone.

5.2.2.1 Basic principles

The load introduction factor n was defined in the abovementioned investigations as a ratio between the influence coefficient δ_{VA} and the plate resilience δ_p (Equation (5.2/1)). In this case, the influence coefficient δ_{VA} indicates the displacement of the bolt head on account of an applied working load of $F_A = 1 \text{ N}$ (see Section 3.2). From this definition, the load intro-

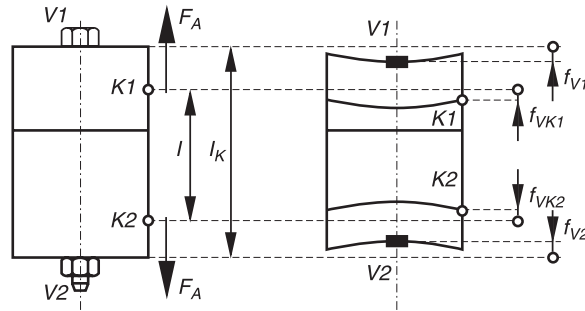


Bild 5.2/3. Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors aus der Verformung der vorgespannten Verbindung

Figure 5.2/3. Determining the load introduction factor from the deformation of the preloaded joint

sich der Krafteinleitungsfaktor unter Anwendung mechanischer Arbeitsprinzipien [23] aus den Verschiebungen einer vorspannungsbelasteten Verbindung ermitteln. Sind in einer vorgespannten Verbindung (Bild 5.2/3) die Verschiebungen f_{V1} und f_{V2} der beiden Schraubenauflegeflächen sowie die daraus resultierenden Verschiebungen f_{VK1} und f_{VK2} der Punkte K, an denen die Betriebskräfte angreifen werden, bekannt, ergibt sich der Krafteinleitungsfaktor aus dem Verhältnis der Verschiebungen:

$$n = \frac{\delta_{VA}}{\delta_p} = \frac{f_{VK1} + f_{VK2}}{f_{V1} + f_{V2}} \quad (5.2/1)$$

Untersuchungen zeigen, dass die frühere Definition des Krafteinleitungsfaktors als Längenverhältnis zwischen der Länge l der entlasteten Abschnitte der verspannten Teile und der Klemmlänge l_K nur für eine verspannte Hülse Gültigkeit behält. In diesem speziellen Fall ($D_A \leq d_w$) bleibt jeder Querschnitt unter Vorspannung eben.

Der Krafteinleitungsfaktor kann also bestimmt werden, wenn das Verformungsverhalten der Verbindung bekannt ist. Der Verformungszustand ist dabei stark von der Geometrie der Verbindung abhängig. Es werden im Folgenden zentrisch und exzentrisch verspannte Verbindungen unterschieden.

Für zentrisch verspannte Verbindungen wird der Krafteinleitungsfaktor von den folgenden, auf prismatiche Körper bezogenen Größen beeinflusst (Bild 5.2/4). Mit diesen Parametern ist unter Beachtung von Veränderungen in der Trennfuge nach Aufbringen der Betriebsbelastung (z.B. Aufklaffen) eine verhältnismäßig einfache Beschreibung der Abhängigkeiten möglich:

- Abstand a_k zwischen dem Rand der Vorspannfläche und dem Krafteinleitungsort
- Abstand a_r der Verbindung zwischen der Vorspannfläche und dem seitlichen Rand der Verbindung
- Krafteinleitungshöhe h_k

duction factor can be determined from the displacements of a preloaded joint using mechanical working principles [23]. If, in a preloaded joint (Figure 5.2/3), the displacements f_{V1} and f_{V2} of the two bolt bearing areas and the resulting displacements f_{VK1} and f_{VK2} of the points K at which the working loads are applied are known, the load introduction factor is obtained from the ratio of the displacements:

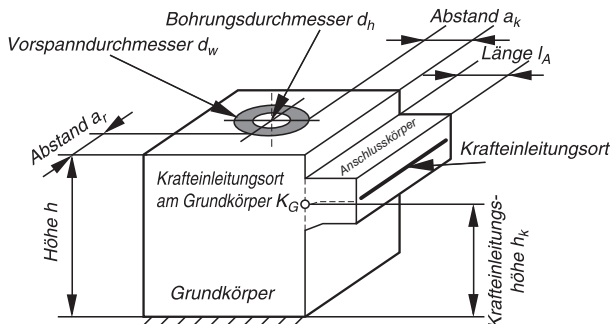
$$n = \frac{\delta_{VA}}{\delta_p} = \frac{f_{VK1} + f_{VK2}}{f_{V1} + f_{V2}} \quad (5.2/1)$$

Investigations show that the previous definition of the load introduction factor as a length ratio between the length l of the relieved sections of the clamped parts and the clamp length l_K only remains valid for a clamped sleeve. In this special case ($D_A \leq d_w$), each cross section remains flat under preload.

The load introduction factor can therefore be determined if the deformation behavior of the joint is known. The deformation state depends to a great extent on the geometry of the joint. A distinction is made below between concentrically clamped joints and eccentrically clamped joints.

For concentrically clamped joints, the load introduction factor is influenced by the following quantities related to prismatic solids (Figure 5.2/4). A relatively simple description of the relationships is possible with these parameters, while taking into account changes at the interface after the service load has been applied (e.g. opening):

- distance a_k between the edge of the preloading area and the load introduction point
- distance a_r of the joint between the preloading area and the lateral edge of the joint
- load introduction height h_k

Bild 5.2/4. Parameter der Verbindung zur Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors n

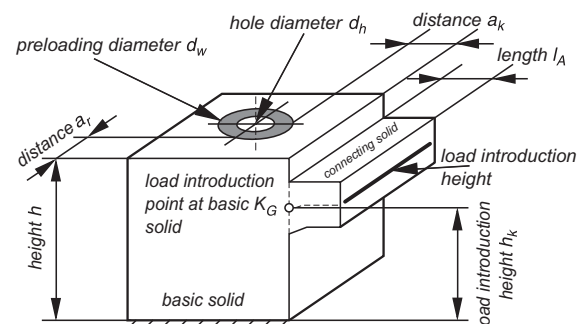
- Durchmesser der Schraubenkopfauflage d_w
- Bohrungsdurchmesser d_h

Im Ergebnis umfangreicher Parameterstudien in BEM-Rechnungen und Experimenten [3] wurden mit oben genannten Parametern Näherungsbeziehungen entwickelt, welche auf dem Krafteinleitungsfaktor n_{2D} für den zweidimensionalen Fall basieren, Bild 5.2/5.

Bei exzentrisch verspannten Verbindungen sind weitere Parameter zu berücksichtigen, wie beispielsweise die Ausdehnung der kraftabgewandten Seite der Verbindung. Dieser Einfluss kann gegenwärtig jedoch nur näherungsweise erfasst werden. Einen Vorschlag enthält Anhang C, Punkt 6.

5.2.2.2 Vorgehensweise zur Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors n

Auf der Grundlage der in Gleichung (5.2/1) angegebenen Definition kann der Krafteinleitungsfaktor ermittelt werden. Es wird lediglich die Einleitung von Betriebskräften in die Verbindung berücksichtigt, wo-

Figure 5.2/4. Parameters of the joint for determining the load introduction factor n

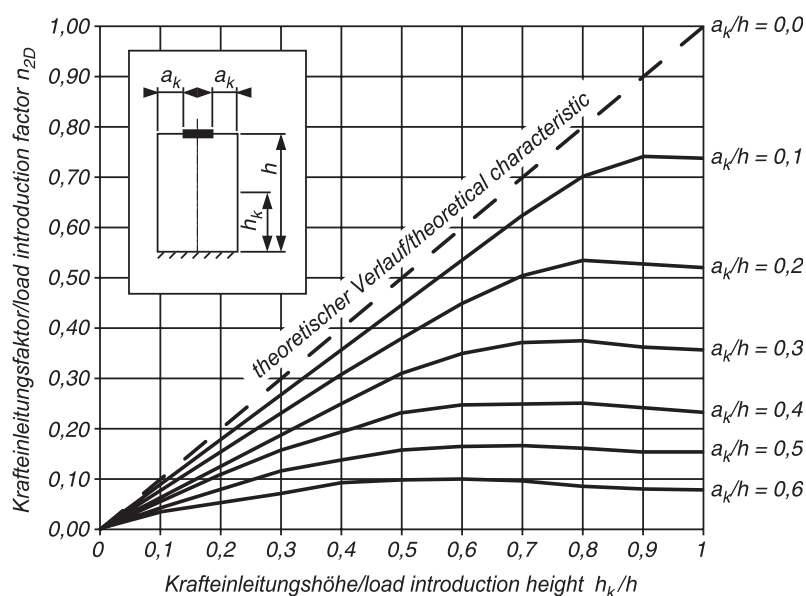
- diameter of the bolt head bearing area d_w
- hole diameter d_h

Approximate relationships which are based on the load introduction factor n_{2D} for the two-dimensional case, Figure 5.2/5, have been developed as a result of extensive parameter studies in BEM calculations and experiments [3].

In the case of eccentrically clamped joints, further parameters are to be taken into account, such as, for example, the extent of that side of the joint which is remote from the load. However, this effect can at present only be measured approximately. Annex C, Item 6, contains a proposal.

5.2.2.2 Procedure for determining the load introduction factor n

The load introduction factor can be determined on the basis of the definition given in Equation (5.2/1). Only the introduction of working loads into the joint is taken into account, attention being paid to the mo-

Bild 5.2/5. Krafteinleitungsfaktor n_{2D} Figure 5.2/5. Load introduction factor n_{2D}

bei der Momentenwirkung der Betriebskraft auf die Schraubenzusatzkraft Beachtung findet. Eingeleitete Betriebsmomente werden nicht berücksichtigt. Die im Folgenden beschriebene Methode setzt eine nicht-klaffende Verbindung prismatischer Gestalt voraus, bei der die resultierenden Betriebskräfte beider Platten näherungsweise auf einer Wirkungslinie liegen.

Viele praxisrelevante Verbindungen lassen sich hinsichtlich des Krafteinleitungsfaktors einfachen Verbindungen zuordnen. Für diese sind Krafteinleitungsfaktoren nach einem vereinfachten Verfahren mit ausreichender Genauigkeit ermittelbar, ohne dass das in Anhang C enthaltene vollständige Verfahren angewandt werden muss. Dieses Verfahren wird für komplizierte Verbindungen, genauere Berechnungen und als Grundlage von Berechnungsprogrammen empfohlen.

Nachfolgend beschriebene Arbeitsschritte gelten für die vereinfachte Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors. Hierbei gilt:

1. Ausgehend von n_{2D} sind dabei alle Parameter, die die räumliche Ausdehnung berücksichtigen, hinsichtlich der Schraubenzusatzkräfte zur sicheren Seite hin abgeschätzt ($k_{as} \cdot k_{dh} \cdot k_{dw} = 0,8$; siehe Anhang C). Somit sind die vorgeschlagenen Krafteinleitungsfaktoren eher zu groß.
2. Die verbundenen Platten müssen den gleichen Elastizitätsmodul (gleicher Werkstoff) aufweisen.

a) Herauslösen der Einschraubenverbindung aus der Gesamtverbindung

Die Einschraubenverbindung sollte, wie in Bild 5.2/6 beispielhaft dargestellt, kraftseitig so aus ihrer Umgebung herausgelöst werden, dass die Schnittflächen momentenfrei sind, um die oben genannten Einschränkungen zu erfüllen.

Bei Mehrschraubenverbindungen tritt das Problem auf, dass sich die verspannten Bereiche benachbarter Schrauben einander beeinflussen. Durch das gegenseitige Behindern der seitlichen Ausdehnung verhalten sich die verspannten Teile steifer, als sie es wären, wenn man sie aus dem Gesamtverband herauslösen würde, Bild 5.2/7. Dieser Fehler kann verkleinert werden, indem man die Verbindung aus dem Gesamtverband herauslöst, aber bei der Berechnung der Plattennachgiebigkeit einen seitlich voll ausgebreiteten Druckkegel bzw. einen bis zum benachbarten Bohrungsrand reichenden Verformungskörper berücksichtigt, indem diese Abmessungen in die Berechnung der Durchmesser D_A und D'_A eingehen. Der Abstand a_r ist dann durch den Verformungskörper bzw. Druckkegel bestimmt. Dieser zusätzliche Aufwand lohnt sich aber nur, wenn sich die Druckkegel der einzelnen Verbindungen stark überschneiden.

ment effect of the working load on the additional bolt load. Working moments introduced are not taken into account. The method described below assumes a non-opening joint of prismatic form in which the resulting working loads of both plates approximately lie on one line of action.

With regard to the load introduction factor, many joints which are relevant in practice can be related to simple joints. For these, load introduction factors can be determined with sufficient accuracy according to a simplified method without the method completely contained in Annex C having to be applied. This method is recommended for complicated joints, more accurate calculations and as a basis for calculation programs.

The working steps described below apply to the simplified determination of the load introduction factor. In this case, the following applies:

1. Starting from n_{2D} , all the parameters which take into account the spatial extent are estimated on the safe side with regard to the additional bolt loads ($k_{as} \cdot k_{dh} \cdot k_{dw} = 0,8$; see Annex C). Thus the proposed load introduction factors are more likely to be too large.
2. The joined plates must have the same Young's modulus (same material).

a) Releasing the single-bolted joint from the complete joint

As shown by way of example in Figure 5.2/6, the single-bolted joint should be released from its surroundings on the load side in such a way that the sectional planes are free of moments in order to comply with the abovementioned restrictions.

In multi-bolted joints, the problem occurs that the clamped regions of adjacent bolts influence one another. Due to mutual impairment of the lateral extension, the clamped parts behave more rigidly than they would do if they were released from the entire assembly, Figure 5.2/7. This error can be reduced by the joint being released from the entire assembly, but, when calculating the plate resilience, by taking into account a compression cone fully extended laterally or a deformation solid which extends up to the adjacent hole edge by these dimensions being included in the calculation of the diameters D_A and D'_A . The distance a_r is then determined by the deformation solid or compression cone. However, this additional effort is only worthwhile if the compression cones of the individual joints overlap to a considerable extent.

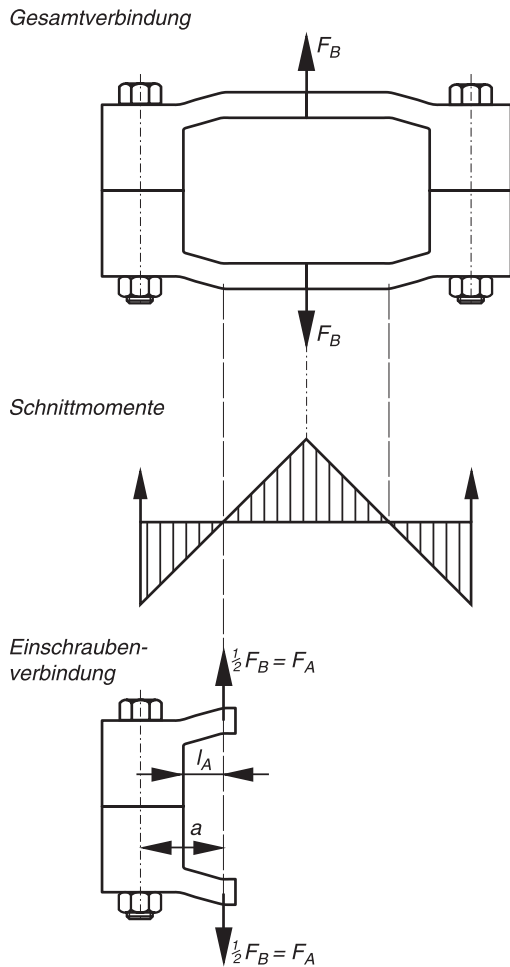


Bild 5.2/6. Herauslösen der Einschraubenverbindung aus der Gesamtverbindung

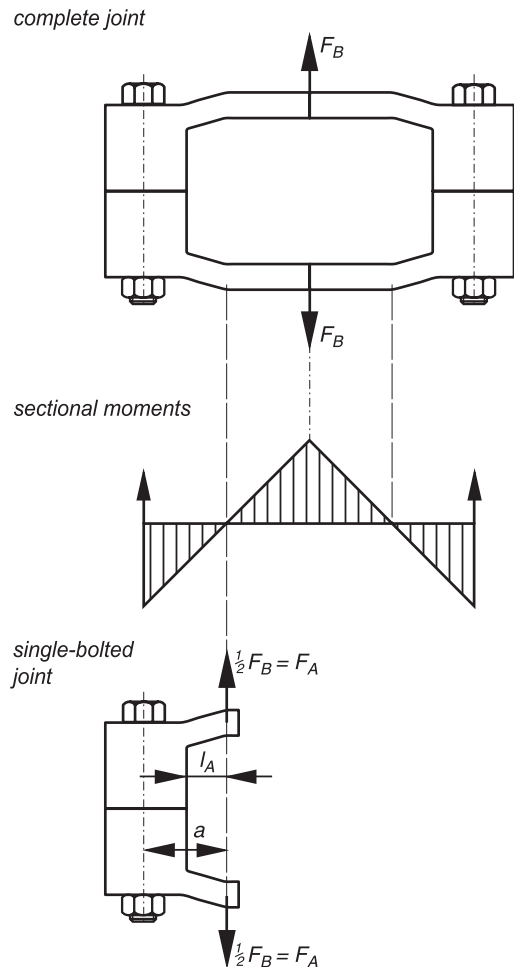


Figure 5.2/6. Releasing the single-bolted joint from the complete joint

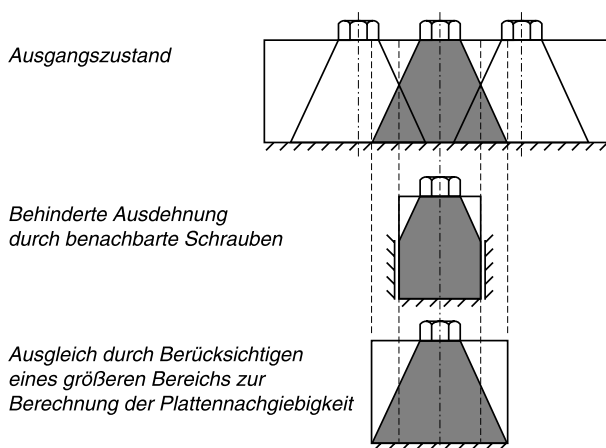


Bild 5.2/7. Einfluss benachbarter Schrauben auf die Einschraubenverbindung

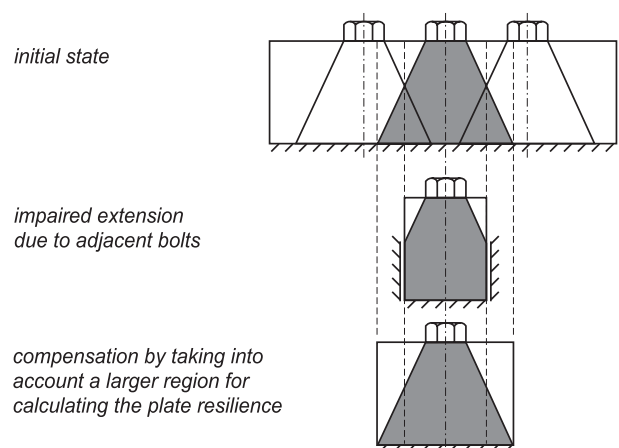


Figure 5.2/7. Influence of adjacent bolts on the single-bolted joint

b) Aufteilen der Verbindung in Grund- und Anschlusskörper

Jede Verbindung kann hinsichtlich der Krafteinleitung in Grund- und Anschlusskörper unterteilt werden. Der Grundkörper umfasst den Bereich (maximal G , siehe Abschnitt 5.1.2), der die elastischen Verhält-

b) Dividing the joint into basic and connecting solids

With regard to the load introduction, each joint can be subdivided into basic and connecting solids. The basic solid comprises the region (at most G , see Section 5.1.2) which influences the elastic conditions of the

nisse der Platte beeinflusst und somit auch den Druckkegel umfasst. Über den Anschlusskörper können Betriebskräfte in den Grundkörper geleitet werden (Bild 5.2/8). Der Krafteinleitungsort K_G , der den Punkt der Krafteinleitung in den Grundkörper angibt, wird in Näherung in die halbe Höhe des Anschlusskörpers gelegt [24].

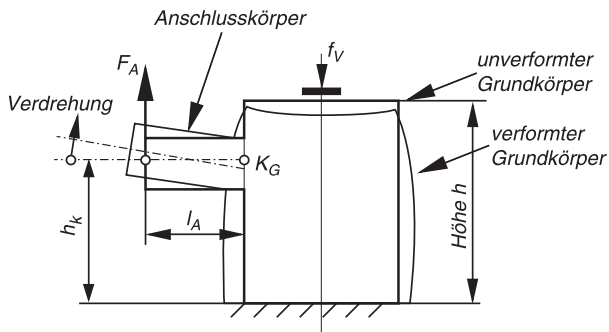


Bild 5.2/8. Aufteilung in Grund- und Anschlusskörper

plate and thus also comprises the compression cone. Working loads can be passed into the basic solid via the connecting solid (Figure 5.2/8). The load introduction point K_G , which indicates the point at which the load is introduced into the basic solid, is approximately located half way up the connecting solid [24].

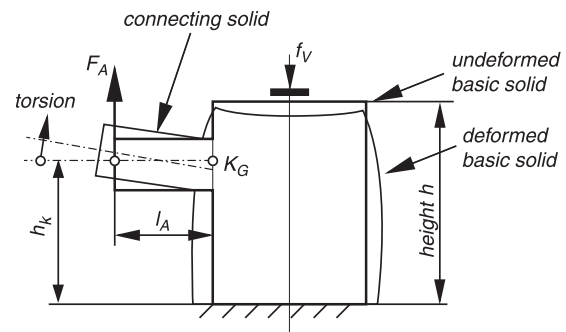


Figure 5.2/8. Division into basic and connecting solids

c) Festlegung des Verbindungstyps

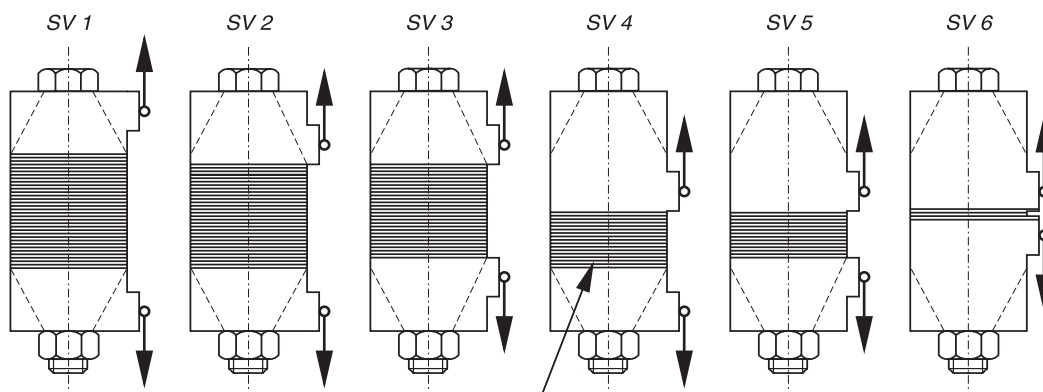
Die Verbindung muss einem der Verbindungstypen in Bild 5.2/9 hinsichtlich der Lage der Krafteinleitungspunkte zugeordnet werden können. Dabei ist zu beachten, dass die Trennfuge in dem markierten Bereich liegt. Dieser kennzeichnet den gleichmäßig verspannten und konstruktiv sinnvollen Bereich der Verbindung. Er kann näherungsweise an jeder Verbindung ermittelt werden, indem ausgehend von der Schraubenauflagefläche ein Kegel mit einem Winkel von 30° zur Schraubenachse eingezeichnet wird.

Die aufgeführten Verbindungstypen stellen zwar lediglich Durchsteckverbindungen dar, die Ergebnisse lassen sich aber im Rahmen der getroffenen Vereinfachungen auch auf Einschraubverbindungen übertragen. Dabei kommen vor allem die Verbindungstypen SV 1, SV 2 und SV 4 zur Anwendung. In diesen Fällen stellt die untere Platte die Einschraubseite dar.

c) Establishing the joint type

The joint must be assigned to one of the joint types in Figure 5.2/9 with regard to the position of the load introduction points. Care is to be taken to ensure that the interface lies in the marked region. This identifies the joint region which is evenly clamped and appropriate from the design point of view. It can be approximately determined at each joint by a cone with an angle of 30° relative to the bolt axis being drawn starting from the bolt bearing area.

Although the joint types presented only represent bolted joints, the results can also be applied to tapped thread joints within the limits of the simplifications made. In particular, the joint types SV 1, SV 2 and SV 4 are used here. In these cases, the bottom plate represents the tapped thread side. For the height h , only the height of the top plate (see Figure 5.2/10)



Gleichmäßig verspannter und konstruktiv sinnvoller Trennfugenbereich
interfaces evenly clamped and appropriate from the design point of view

Bild 5.2/9. Verbindungstypen nach der Art der Krafteinleitung

Figure 5.2/9. Joint types according to type of load introduction

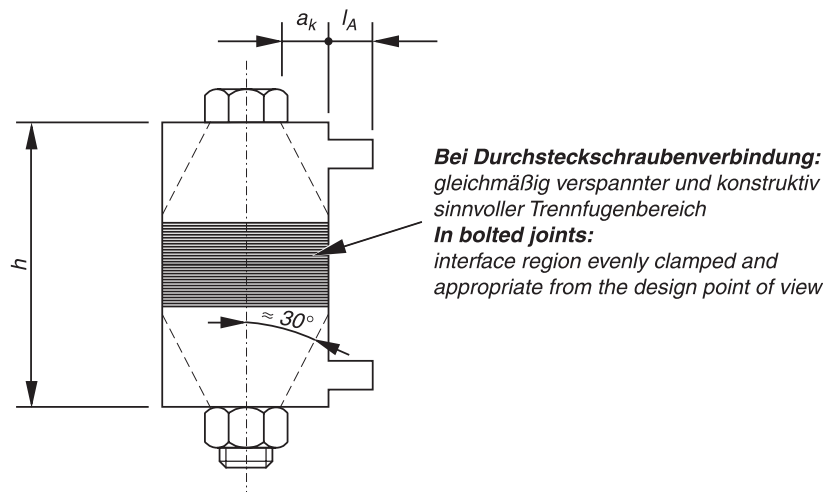


Bild 5.2/10. Parameter zur Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors

Figure 5.2/10. Parameters for determining the load introduction factor

Für die Höhe h muss lediglich die Höhe der oberen Platte (siehe Bild 5.2/10) ermittelt werden. Bei versenktem Gewinde bezieht sich die Höhe h auf den Beginn des Gewindes.

need be determined. In the case of recessed threads, the height h relates to the start of the thread.

d) Ermittlung der Parameter

Aus der Geometrie der Verbindung müssen die Höhe h , der Abstand a_k sowie die Länge l_A ermittelt werden (Bild 5.2/4). Bei einer zentrischen Belastung gilt: $l_A = 0$

d) Determining the parameters

The height h , the distance a_k and the length l_A must be determined from the geometry of the joint (Figure 5.2/4). In the case of concentric loading: $l_A = 0$

e) Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors

Der Krafteinleitungsfaktor n kann schließlich entweder direkt oder durch lineares Interpolieren aus der Tabelle 5.2/1 ermittelt werden. Bei sehr kleinen Krafteinleitungsfaktoren muss damit gerechnet werden, dass die Verbindung unter Umständen zum Klaffen neigt, womit die Voraussetzungen für die vereinfachte Ermittlung nicht mehr gegeben wären.

Für balkenartige Verbindungen (Bild 3.1/1) kann ein Krafteinleitungsfaktor von 0,4 angenommen werden.

e) Determining the load introduction factor

The load introduction factor n can finally be determined either directly or by linear interpolation from Table 5.2/1. In the case of very small load introduction factors, it must be expected that the joint will possibly tend to open, whereby the preconditions for the simplified determination would no longer exist.

For beam-like joints (Figure 3.1/1), a load introduction factor of 0,4 can be assumed.

Tabelle 5.2/1. Krafteinleitungsfaktoren n zu den Verbindungstypen SV 1 bis SV 6Table 5.2/1. Load introduction factors n for joint types SV 1 to SV 6

l_A/h	0,00				0,10				0,20				$\geq 0,30$			
a_k/h	0,00	0,10	0,30	$\geq 0,50$	0,00	0,10	0,30	$\geq 0,50$	0,00	0,10	0,30	$\geq 0,50$	0,00	0,10	0,30	$\geq 0,50$
SV 1	0,70	0,55	0,30	0,13	0,52	0,41	0,22	0,10	0,34	0,28	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 2	0,57	0,46	0,30	0,13	0,44	0,36	0,21	0,10	0,30	0,25	0,16	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 3	0,44	0,37	0,26	0,12	0,35	0,30	0,20	0,09	0,26	0,23	0,15	0,07	0,16	0,14	0,12	0,04
SV 4	0,42	0,34	0,25	0,12	0,33	0,27	0,16	0,08	0,23	0,19	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 5	0,30	0,25	0,22	0,10	0,24	0,21	0,15	0,07	0,19	0,17	0,12	0,06	0,14	0,13	0,10	0,03
SV 6	0,15	0,14	0,14	0,07	0,13	0,12	0,10	0,06	0,11	0,11	0,09	0,06	0,10	0,10	0,08	0,03

5.3 Kraftverhältnis und Schraubenzusatzkraft

Die Schraubenzusatzkraft F_{SA} als Anteil der Kraft F_A , um den die Schraube im Betrieb zusätzlich beansprucht wird, lässt sich als Funktion der axialen Betriebskraftkomponente angeben. Dazu wird das Kraftverhältnis Φ eingeführt:

$$\Phi = F_{SA}/F_A \quad (5.3/1)$$

Mit der Gleichgewichtsbedingung (Bild 5.3/1)

$$F_A = F_{SA} + F_{PA} \quad (5.3/2)$$

gilt allgemein für die Plattenzusatzkraft:

$$F_{PA} = (1 - \Phi) F_A \quad (5.3/3)$$

5.3 Load factor and additional bolt load

The additional bolt load F_{SA} as a proportion of the load F_A by which the bolt is additionally stressed in service can be specified as a function of the axial working load component. To this end, the load factor Φ is introduced:

$$\Phi = F_{SA}/F_A \quad (5.3/1)$$

With the condition of equilibrium (Figure 5.3/1)

$$F_A = F_{SA} + F_{PA} \quad (5.3/2)$$

the following generally applies for the additional plate load:

$$F_{PA} = (1 - \Phi) F_A \quad (5.3/3)$$

5.3.1 Kraftverhältnisse und Schraubenzusatzkraft bis zur Abhebegrenze

In Abhängigkeit von den verschiedenen Verspannungs- und Belastungszuständen ergeben sich unterschiedliche Kraftverhältnisse (Tabelle 5.3/1).

5.3.1 Load factors and additional bolt load up to the opening limit

Different load factors are obtained as a result of the different clamping and loading states (Table 5.3/1).

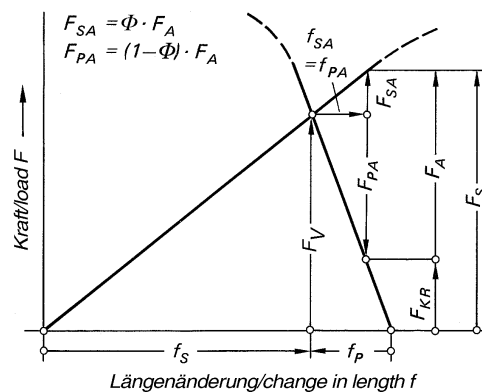


Bild 5.3/1. Verspannungsschaubild für den Betriebszustand einer zentrisch belasteten Schraubenverbindung mit $n = 1$

Figure 5.3/1. Joint diagram for the working state of a concentrically loaded bolted joint with $n = 1$

Tabelle 5.3/1. Grundtypen der Belastung und Verspannung und zugehörige Kraftverhältnisse

Belastung		zentrisch ($a = 0$)		exzentrisch ($a \neq 0$)	
Verspannung		zentrisch	exzentrisch	zentrisch	exzentrisch
Belastung durch F_A	Krafteinleitung unter Kopf ($n = 1$)	Φ_K	Φ_K^*	Φ_{eK}	Φ_{eK}^*
	Krafteinleitung in Platte ($n < 1$)	Φ_n	Φ_n^*	Φ_{en}	Φ_{en}^*
Belastung durch M_B		$\Phi_m^{1)}$	Φ_m^*	$-^2)$	$-^2)$

¹⁾ für F_{SA} ohne Bedeutung

²⁾ Äußere Biege(Betriebs-)momente wirken nicht exzentrisch

Table 5.3/1. Basic types of loading and clamping and associated load factors

loading		concentric ($a = 0$)		eccentric ($a \neq 0$)	
clamping		concentric	eccentric	concentric	eccentric
loading by F_A	load introduction under head ($n = 1$)	Φ_K	Φ_K^*	Φ_{eK}	Φ_{eK}^*
	load introduction in plate ($n < 1$)	Φ_n	Φ_n^*	Φ_{en}	Φ_{en}^*
loading by M_B		$\Phi_m^{1)}$	Φ_m^*	$-^2)$	$-^2)$

¹⁾ without importance for F_{SA}

²⁾ External bending (working) moments don't have an eccentric effect.

Das Kraftverhältnis ist wesentlich von den elastischen Nachgiebigkeiten abhängig und kann deshalb auch als relatives Nachgiebigkeitsverhältnis bezeichnet werden. Somit unterliegt die Berechnung von Φ den bei der Ermittlung der Nachgiebigkeiten gültigen Vereinfachungen, die der Anwender im Einzelfall überprüfen muss.

Für den theoretischen Fall der Krafteinleitung in der Schraubenkopf- und Mutternaufgabe ist dann

$$\Phi = \Phi_K = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (5.3/4)$$

Unter Beachtung der Krafteinleitung (Abschnitt 5.2.2) und von Gleichung (3/8) gilt bei Belastung durch F_A allgemein für das Kraftverhältnis bei zentrischer Belastung und Verspannung:

$$\Phi = \Phi_n = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (5.3/5)$$

Damit gilt:

$$\Phi_n = n \cdot \Phi_K \quad (5.3/6)$$

und bei einem äußeren Biegemoment $M_B = 0$

$$F_{SA} = \Phi_n \cdot F_A \quad (5.3/7)$$

Gemäß Abschnitt 3.2 gelten nachfolgende Abschnitte für den reinen Betriebskraftangriff (F_A). Auf den selten vorkommenden Fall eines äußeren Biege- (Betriebs-)momentes M_B wird in Abschnitt 5.3.1.3 eingegangen.

5.3.1.1 Zentrische Belastung

Bei einer zentrisch verspannten ($s_{\text{sym}} = 0$) und zentrisch belasteten ($a = 0$) Verbindung tritt ein völliges Abheben in der Trennfuge bei $F_{pA} = F_V$ ein. Mit Gleichung (5.3/2) folgt für die zum Abheben führende Axialkraft (Bild 5.3/1)

$$F_{Aab}^z = \frac{1}{1 - \Phi_n} \cdot F_V \quad (5.3/8)$$

mit Φ_n nach Gleichung (5.3/6). Für F_{SA} gilt Gleichung (5.3/7).

Für den Sonderfall einer exzentrisch verspannten und zentrisch belasteten Verbindung gilt Gleichung (5.1/54). Es kann auch geschrieben werden:

$$F_{SA} = \Phi_n^* \cdot F_A \quad (5.3/9)$$

mit

$$\Phi_n^* = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p^*} \quad (5.3/10)$$

The load factor substantially depends on the elastic resiliences and therefore may also be designated as relative resilience factor. The calculation of Φ is therefore subject to the simplifications which apply when determining the resiliences and which the user has to check in the individual case.

For the theoretical case of the load introduction in the bolt head and nut bearing areas:

$$\Phi = \Phi_K = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (5.3/4)$$

Taking into account the force introduction (Section 5.2.2) and Equation (3/8), during loading by F_A , the following generally applies for the load factor in the case of concentric loading and clamping:

$$\Phi = \Phi_n = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (5.3/5)$$

Thus:

$$\Phi_n = n \cdot \Phi_K \quad (5.3/6)$$

and with an external bending moment $M_B = 0$

$$F_{SA} = \Phi_n \cdot F_A \quad (5.3/7)$$

According to Section 3.2, the following sections apply for the pure working load application (F_A). Section 5.3.1.3 deals with the rarely occurring case of an external bending (working) moment M_B .

5.3.1.1 Concentric loading

In a concentrically clamped ($s_{\text{sym}} = 0$) and concentrically loaded ($a = 0$) joint, complete opening occurs at the interface when $F_{pA} = F_V$. With Equation (5.3/2), it follows for the axial load leading to opening (Figure 5.3/1) that

$$F_{Aab}^z = \frac{1}{1 - \Phi_n} \cdot F_V \quad (5.3/8)$$

with Φ_n according to Equation (5.3/6). Equation (5.3/7) applies for F_{SA} .

Equation (5.1/54) applies for the special case of an eccentrically clamped and concentrically loaded joint. The equation may also be written as:

$$F_{SA} = \Phi_n^* \cdot F_A \quad (5.3/9)$$

where

$$\Phi_n^* = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p^*} \quad (5.3/10)$$

5.3.1.2 Exzentrische Belastung

Eine zentrisch verspannte und exzentrisch belastete Verbindung führt, da $s_{\text{sym}} = 0$, in Näherung nach Gleichung (5.1/48), (5.1/49) und (5.1/51) bis (5.1/53) zu einem Kraftverhältnis von

$$\Phi_{\text{en}} = \Phi_n \quad (5.3/11)$$

Somit gilt für F_{SA} Gleichung (5.3/7).

Der am häufigsten vorkommende Fall ist der einer exzentrischen Verspannung und Belastung (siehe auch Abschnitt 5.1.2.3). Wenn das bei großer Belastung auftretende einseitige Abheben vermieden werden soll, ist die Ermittlung des Kraftverhältnisses Φ_{en}^* und der Schraubenzusatzkraft F_{SA} nur im Bereich $F_A \leq F_{\text{Aab}}$ von Interesse. Einseitiges Abheben verursacht eine progressive Zunahme der Schraubenbelastung aus Axialkraft und Biegung (Abschnitt 5.3.3).

Vor Erreichen der errechneten Abhebekraft kann es bereits zu partiellem einseitigem Abheben gekommen sein, da der zu Grunde liegende Berechnungsansatz auf einer als konstant angenommenen Druckspannungsverteilung in der Trennfuge basiert (Bild 5.3.2/1), die streng genommen nicht vorhanden ist. Wie die Praxis zeigt, ist diese Abweichung meist ohne nachteiligen Einfluss auf die Funktionserfüllung der Schraubenverbindung.

Analog Gleichung (5.3/6) gilt für das Kraftverhältnis bei Krafteinleitung innerhalb der Bauteile

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \Phi_{\text{eK}}^* \quad (5.3/12)$$

und nach Gleichung (5.1/53) für die Krafteinleitung in den Ebenen der Schraubenkopf- und Mutteraufnahme

$$\Phi_{\text{eK}}^* = \frac{\delta_{\text{p}}^{**}}{\delta_{\text{s}} + \delta_{\text{p}}^*} \quad (5.3/13)$$

Für die axiale Betriebskraft an der Abhebegrenze gilt analog Gleichung (5.3/8):

$$F_{\text{Aab}} = \frac{1}{1 - \Phi_{\text{en}}^*} \cdot F_{\text{M}} \quad (5.3/14)$$

Solange F_{Aab} nicht überschritten wird, lassen sich die Kräfte analog der zentrisch verspannten Verbindung berechnen. Es folgt für F_{SA} und F_{PA} gemäß Gleichung (3.2/15), (5.1/55) und (5.3/2):

$$F_{\text{SA}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_{\text{A}} \quad (5.3/15)$$

$$F_{\text{PA}} = (1 - \Phi_{\text{en}}^*) \cdot F_{\text{A}} \quad (5.3/16)$$

Die Berechnung kann unter Berücksichtigung örtlich unterschiedlicher Nachgiebigkeiten der Bauteile und

5.3.1.2 Eccentric loading

Since $s_{\text{sym}} = 0$, as an approximation according to Equations (5.1/48), (5.1/49) and (5.1/51) to (5.1/53), a concentrically clamped and eccentrically loaded joint leads to a load factor of

$$\Phi_{\text{en}} = \Phi_n \quad (5.3/11)$$

Thus Equation (5.3/7) applies for F_{SA} .

The case which occurs most frequently is that of eccentric clamping and loading (also see Section 5.1.2.3). If the one-sided opening which occurs during high loading is to be avoided, the determination of the load factor Φ_{en}^* and of the additional bolt load F_{SA} is only of interest within the range of $F_A \leq F_{\text{Aab}}$. One-sided opening causes a progressive increase in the bolt loading from axial load and bending (Section 5.3.3).

Before the calculated opening force is reached, partial one-sided opening may already have occurred, since the calculation approach taken as a basis is based on a compressive stress distribution at the interface which is assumed to be constant (Figure 5.3.2/1) and which strictly speaking is not present. As practice shows, this discrepancy usually has no adverse effect on the functioning of the bolted joint.

In a similar manner to Equation (5.3/6), the following applies for the load factor during load introduction inside the components

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \Phi_{\text{eK}}^* \quad (5.3/12)$$

and according to Equation (5.1/53) for the load introduction in the planes of the bolt head and nut bearing areas

$$\Phi_{\text{eK}}^* = \frac{\delta_{\text{p}}^{**}}{\delta_{\text{s}} + \delta_{\text{p}}^*} \quad (5.3/13)$$

For the axial working load at the opening limit, in a similar manner to Equation (5.3/8):

$$F_{\text{Aab}} = \frac{1}{1 - \Phi_{\text{en}}^*} \cdot F_{\text{M}} \quad (5.3/14)$$

As long as F_{Aab} is not exceeded, the loads can be calculated in a similar manner to the concentrically clamped joint. It follows that, for F_{SA} and F_{PA} , according to Equations (3.2/15), (5.1/55) and (5.3/2):

$$F_{\text{SA}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_{\text{A}} \quad (5.3/15)$$

$$F_{\text{PA}} = (1 - \Phi_{\text{en}}^*) \cdot F_{\text{A}} \quad (5.3/16)$$

The calculation can be considerably improved by taking into account locally different resiliences of the

Trennfugenflächen sowie von Kontaktnachgiebigkeiten erheblich verbessert werden. Bei in sich geschlossenen statisch unbestimmten Verbindungsstrukturen wird dadurch die Lage des Momentennullpunktes und damit die Größe des Abstandes a (Abschnitt 5.2.1) im günstigen Sinne korrigiert, d.h. a wird kleiner. Kontaktnachgiebigkeiten bewirken demgegenüber ein früheres Abheben. Eine Beachtung dieser Einflüsse ist grundsätzlich möglich, allerdings ist dies mit einem erheblichen Berechnungsaufwand verbunden [18 bis 20; 25; 26].

Bei hinreichend biege- oder verformungssteifen Verbindungen kann eine exzentrische Belastung annähernd als zentrisch angenommen werden, beispielsweise bei starren Balkenverbindungen oder Kreisplatten (Bild 3.1/1). Eine Abgrenzung im Rahmen der Richtlinie ist nicht möglich, so dass eine Entscheidung auf der Basis vergleichbarer Konstruktionen oder aufwändiger elastomechanischer Berechnungen zu fällen ist.

5.3.1.3 Äußeres Biegemoment als Sonderfall

Für den Sonderfall einer Belastung nur durch ein äußeres Biege- bzw. Betriebsmoment gilt Gleichung (3/5). Wird M_B ersetzt durch $M_B = F'_A \cdot a$ mit einer Ersatzkraft $F'_A = F_A$, dann folgt mit Gleichung (5.3/12 und 13):

$$\Phi_m^* \cdot \frac{M_B}{s_{\text{sym}}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_p^* + \delta_s} \cdot F_A \quad (5.3/17)$$

Da die Belastung nur eine Biegeverformung hervorruft, gilt nur hier für δ_p^{**} :

$$\delta_p^{**} = \delta_{\text{PM}}^{**} = \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (5.3/18)$$

Es folgt mit Gleichung (5.1/48):

$$\Phi_m^* = n \cdot \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K}{(\delta_s + \delta_p) \cdot E_P \cdot I_{\text{Bers}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K} \quad (5.3/19)$$

Hinweise zur Berechnung finden sich auch in [3].

5.3.2 Verhältnisse an der Abhebegrenze bei exzentrischer Belastung

Ein einseitiges Abheben der verspannten Teile einer Schraubenverbindung tritt dann ein, wenn die Druckspannungen am Rand der Trennfuge auf Null absinken. Dies kann auf Grund ungünstiger geometrischer Verhältnisse (z.B. bei zu großen Trennfugenflächen oder starker Exzentrizität) bereits unter Vorspannbedingungen auftreten (vgl. Abschnitt 5.1.2.2). Unter Betriebsbelastung erfolgt Klaffen, sobald eine exzen-

trale und interface areas and contact resiliences. As a result, in the case of self-contained statically unspecified joint structures, the position of the zero point of the moment and thus the size of the distance a (Section 5.2.1) is corrected in a beneficial sense, i.e. a becomes smaller. On the other hand, contact resiliences give rise to earlier opening. It is possible in principle to allow for these effects, although it involves a considerable amount of calculation [18 to 20; 25; 26].

In the case of joints which are sufficiently rigid or resistant to distortion, eccentric loading may be assumed to be more or less concentric, for example in rigid beam joints or circular plates (Figure 3.1/1). It is not possible to differentiate here on the basis of the guideline, so that a decision has to be taken on the basis of comparable constructions or complicated elasto-mechanical calculations.

5.3.1.3 External bending moment as a special case

Equation (3/5) applies for the special case of loading only by an external bending or working moment. If $M_B = F'_A \cdot a$ is substituted for M_B , with a substitutional force $F'_A = F_A$, it follows with Equations (5.3/12 and 13) that:

$$\Phi_m^* \cdot \frac{M_B}{s_{\text{sym}}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_p^* + \delta_s} \cdot F_A \quad (5.3/17)$$

Since the loading only causes bending deformation, the following, only in this case, applies for δ_p^{**} :

$$\delta_p^{**} = \delta_{\text{PM}}^{**} = \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad (5.3/18)$$

It follows with Equation (5.1/48) that:

$$\Phi_m^* = n \cdot \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K}{(\delta_s + \delta_p) \cdot E_P \cdot I_{\text{Bers}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K} \quad (5.3/19)$$

Information on the calculation can also be found in [3].

5.3.2 Relationships at the opening limit in the case of eccentric loading

One-sided opening of the clamped parts of a bolted joint occurs when the compressive stresses at the edge of the interface drop to zero. This may even occur under preloading conditions on account of unfavorable geometrical conditions (e.g. if the interface areas are too large or in the case of pronounced eccentricity), cf. Section 5.1.2.2. Under working load, opening occurs as soon as an eccentrically acting load

trisch wirkende Kraft F_A und/oder ein äußeres Moment M_B einen von der Höhe der Vorspannkraft und den Nachgiebigkeiten der verspannten Teile abhängigen Grenzwert F_{Aab} bzw. M_{Bab} überschreitet.

Wenn die Abmessung der Trennfuge die Grenzabmessung G nach Gleichung (5.1/38) bzw. G' nach Gleichung (5.1/39) nicht überschreitet, ist eine einfache Berechnung dieser Grenzwerte unter Zugrundelegen der Abmessungsverhältnisse entsprechend Bild 5.3/2 und bei Beachtung der Vorzeichenregelung (Tabelle 5.3/2) möglich. In diesem Fall können die aus der Vorspannkraft resultierenden Druckspannungen als konstant über die Kontakt- bzw. Dichtfläche A_D verteilt und die durch die Betriebsbelastung F_A hervorgerufenen Biegespannungen als linear veränderlich angenommen werden, d. h. es gilt für die Trennfugenpressung $p(x)$ in Richtung der Koordinate x nach Bild 5.3/2:

$$p(x) = -\frac{F_K}{A_D} + \frac{M_{Kl}}{I_{BT}}x \quad (5.3/20)$$

mit der Klemmkraft

$$F_K = F_V - (1 - \Phi_{en}^*) F_A \quad (5.3/21)$$

und dem resultierenden Moment in der Klemmfläche

$$M_{Kl} = F_A(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym}) - F_V \cdot s_{sym} \quad (5.3/22)$$

Dabei bezeichnet Φ_{en}^* das in Abschnitt 5.3.1 definierte Kraftverhältnis und F_V die Vorspannkraft der Schraubenverbindung, die gemäß Abschnitt 5.4.3 im

F_A and/or an external moment M_B exceeds a limiting value F_{Aab} or M_{Bab} , which depends on the level of the preload and the resiliences of the clamped parts.

If the size of the interface does not exceed the limiting value G according to Equation (5.1/38) or G' according to Equation (5.1/39), a simple calculation of these limiting values is possible, taking the dimensional relationships in accordance with Figure 5.3/2 as a basis and allowing for the sign rule (Table 5.3/2). In this case, the compressive stresses resulting from the preload can be assumed to be distributed constantly over the contact or sealing area A_D and the bending stresses caused by the working load F_A can be assumed to be linearly variable, i.e. for the interface pressure $p(x)$ in the direction of the coordinate x according to Figure 5.3/2:

$$p(x) = -\frac{F_K}{A_D} + \frac{M_{Kl}}{I_{BT}}x \quad (5.3/20)$$

with the clamp load

$$F_K = F_V - (1 - \Phi_{en}^*) F_A \quad (5.3/21)$$

and the resulting moment at the clamping area

$$M_{Kl} = F_A(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym}) - F_V \cdot s_{sym} \quad (5.3/22)$$

In this case, Φ_{en}^* designates the load factor defined in Section 5.3.1 and F_V designates the preload of the bolted joint, which according to Section 5.4.3 is gen-

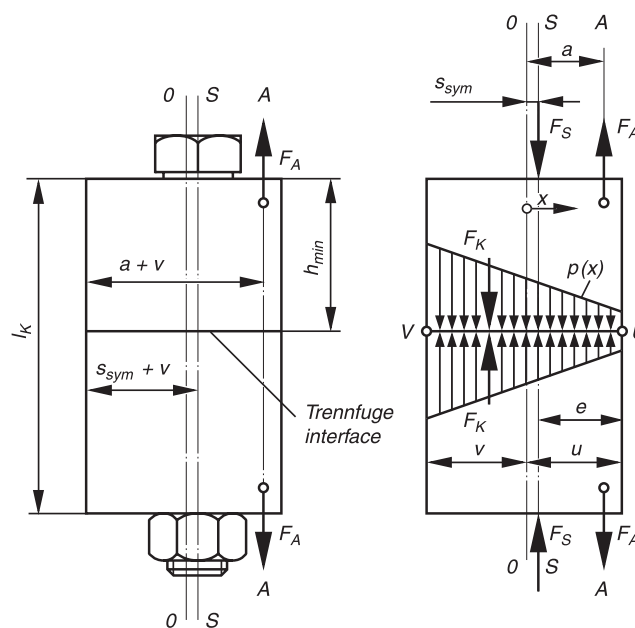
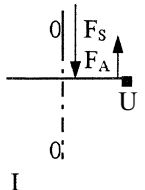
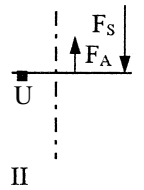
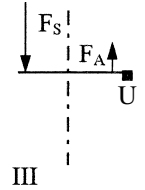
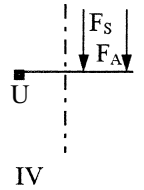
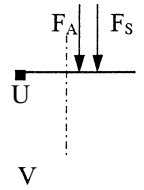
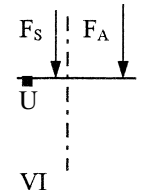


Bild 5.3/2. Exzentrische Vorspannung und exzentrische Belastung einer Schraubenverbindung, Abmessungen und Flächenpressung in der Trennfuge

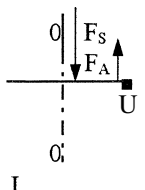
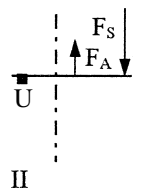
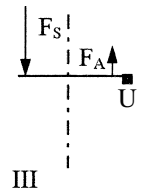
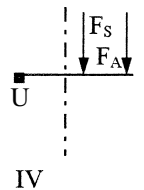
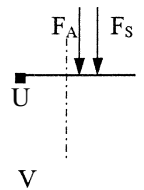
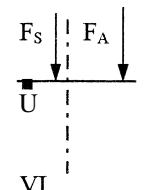
Figure 5.3/2. Eccentric clamping and eccentric loading of a bolted joint, dimensions and surface pressure at the interface

Tabelle 5.3/2. Vorzeichenregelungen

Belastungsfall/ Variante		Zug-Betriebskraft			Druck-Betriebskraft		
							
Abmessungs- verhältnisse		Lage von a und s_{sym} zu 0 – 0			Lage von a und s_{sym} zu 0 – 0		
		auf gleicher Seite		verschiedene Seiten	auf gleicher Seite		verschiedene Seiten
		$a \geq s_{\text{sym}}$	$a < s_{\text{sym}}$		$a \geq s_{\text{sym}}$	$a < s_{\text{sym}}$	
Vor- zeichen	s_{sym}	+	+	–	+	+	–
	u	+	–	+	–	–	–
Erläuterungen		<ul style="list-style-type: none"> – Der Abstand a der Ersatzwirkungslinie der axialen Betriebskraft ist immer positiv. – Der Punkt U liegt immer an der äußersten Stelle der klaffgefährdeten Seite der Trennfuge, demzufolge der Punkt V auf der äußersten Stelle der anderen Seite. – Der Abstand v ist immer positiv. 					

Anmerkung: Die Fälle V und VI können nur in Ausnahmefällen zum Klaffen führen. Fall IV ist nur aus Gründen der Vollständigkeit aufgeführt, ein Klaffen ist nicht zu erwarten.

Table 5.3/2. Sign rules

Loading case/ variant		Tensile working load			Compressive working load		
							
Dimensional ratios		Position of a and s_{sym} at 0 – 0			Position of a and s_{sym} at 0 – 0		
		on same side		different sides	on same side		different sides
		$a \geq s_{\text{sym}}$	$a < s_{\text{sym}}$		$a \geq s_{\text{sym}}$	$a < s_{\text{sym}}$	
Sign	s_{sym}	+	+	–	+	+	–
	u	+	–	+	–	–	–
Explanations		<ul style="list-style-type: none"> – The distance a of the substitutional line of action of the axial working load is always positive. – Point U always lies at the outermost location of that side of the interface which is at risk of opening, and consequently point V lies at the outermost location of the other side. – The distance v is always positive.. 					

Note: Cases V and VI can only lead to opening in exceptional instances. Case IV is only illustrated for the sake of completeness; opening cannot be expected.

Allgemein kleiner als die Montagevorspannkraft F_M ist.

Die konstruktiv notwendige Dichtfläche A_D ist Bestandteil der Trennfugenfläche (siehe auch Abschnitt 5.1.2.2) und kann maximal deren Größe annehmen – abzüglich der Bohrungsfläche.

Die Vorzeichenregelung für die Abmessungen (Tabelle 5.3/2) geht davon aus, dass die positive Richtung der Koordinate x (Bild 5.3/2) durch die Lage der

erally smaller than the assembly preload F_M .

The sealing area A_D required in terms of the design is an integral part of the interface area (also see Section 5.1.2.2) and can at most assume the size of the interface area – less the hole area.

The sign rule for the dimensions (Table 5.3/2) assumes that the positive direction of the coordinate x (Figure 5.3/2) is determined by the position of the

Ersatzwirkungslinie der axialen Betriebskraft zur Achse des seitensymmetrischen Verspannungskörpers (siehe Abschnitt 5.2.1), auf welcher der Koordinatenursprung liegt, bestimmt wird. Für F_A und M_B gilt die Regelung von Abschnitt 3.2.

Wird abweichend von Bild 5.3/2 neben der Betriebsbelastung F_A auch ein Betriebsmoment M_B eingelegt, so nehmen Gleichung (5.3/21) und (5.3/22) unter Verwendung des in Abschnitt 5.3.1 definierten Faktors Φ_m^* die allgemeingültigen Formen an:

$$F_K = F_V - (1 - \Phi_{en}^*) F_A + \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}} M_B \quad (5.3/23)$$

$$M_{KI} = F_A (a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym}) - F_V \cdot s_{sym} + M_B (1 - \Phi_m^*) \quad (5.3/24)$$

Indem die Trennfugenpressung an der klaffgefährdeten Seite mit Abstand u von der Schwerpunktklinie zu Null gesetzt wird ($p(x = u) = 0$), kann aus Gleichung (5.3/20) unter Berücksichtigung der Vorzeichenregel für die Abstände (u , s_{sym} , a) und Belastungsgrößen (F_A und M_B) in Tabelle 5.3/2 und durch Einsetzen von Gleichung (5.3/23) und (5.3/24) diejenige Betriebsbelastung F_{Aab} oder M_{Bab} berechnet werden, bei der einseitiges Abheben einsetzt:

$$F_{Aab} = F_V \left(\frac{I_{BT} + A_D \cdot u \cdot s_{sym}}{I_{BT}(1 - \Phi_{en}^*) + A_D \cdot u(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym})} \right) + M_B \left(\frac{\frac{\Phi_m^*}{s_{sym}} I_{BT} - A_D \cdot u(1 - \Phi_m^*)}{I_{BT}(1 - \Phi_{en}^*) + A_D \cdot u(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym})} \right) \quad (5.3/25)$$

$$M_{Bab} = F_V \left(\frac{A_D \cdot u \cdot s_{sym} + I_{BT}}{A_D \cdot u(1 - \Phi_m^*) - I_{BT} \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}}} \right) + F_A \left(\frac{I_{BT}(1 - \Phi_{en}^*) + A_D \cdot u(a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym})}{A_D \cdot u \Phi_m^* - 1 + I_{BT} \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}}} \right) \quad (5.3/26)$$

Wird andererseits nach der Klemmkraft F_K oder der Vorspannkraft F_V aufgelöst, erhält man die entsprechenden Grenzwerte F_{Kab} bzw. F_{Vab} , bei denen die vorliegenden Betriebsbedingungen gerade zum Abheben führen:

$$F_{Vab} = F_A \left(\frac{I_{BT} + a \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} - \Phi_{en}^* \right) + M_B \left(\frac{u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} - \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}} \right) \quad (5.3/27)$$

$$F_{Kab} = F_A \frac{a \cdot u \cdot A_D - s_{sym} \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} + M_B \frac{u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{sym} \cdot u \cdot A_D} \quad (5.3/28)$$

substitutional line of action of the axial working load relative to the axis of the laterally symmetrical clamp solid (see Section 5.2.1), on which the origin of coordinates lies. The rule of Section 3.2 applies for F_A and M_B .

If, in contrast to Figure 5.3/2, a working moment M_B is also introduced in addition to the working load F_A , Equations (5.3/21) and (5.3/22), using the factor Φ_m^* defined in Section 5.3.1, assume the generally valid forms:

$$F_K = F_V - (1 - \Phi_{en}^*) F_A + \frac{\Phi_m^*}{s_{sym}} M_B \quad (5.3/23)$$

$$M_{KI} = F_A (a - \Phi_{en}^* \cdot s_{sym}) - F_V \cdot s_{sym} + M_B (1 - \Phi_m^*) \quad (5.3/24)$$

By the interface pressure on the side at risk of opening, with distance u from the line of the center of gravity, being substituted as zero ($p(x = u) = 0$), the working load F_{Aab} or M_{Bab} at which one-sided opening starts can be calculated from Equation (5.3/20), taking into account the sign rule for the distances (u , s_{sym} , a) and loading quantities (F_A and M_B) in Table 5.3/2 and by substituting Equations (5.3/23) and (5.3/24):

On the other hand, if the equation is solved with respect to clamp load F_K or the preload F_V , the corresponding limiting values F_{Kab} and F_{Vab} are obtained, at which the existing service conditions just lead to opening:

Setzt man $M_B = 0$, erhält man aus Gleichung (5.3/25), (5.3/27) und (5.3/28) die entsprechenden Größen für den Fall der reinen Betriebskraftbelastung ($F_A \neq 0$, $M_B = 0$). Gilt $F_A = 0$, beschreiben Gleichung (5.3/26) bis (5.3/28) die Verhältnisse des Sonderfalls der reinen Betriebsmomentenbelastung ($F_A = 0$, $M_B \neq 0$).

Übersteigen die Abmaße der Trennfugenfläche den Grenzwert G bzw. G' , gelten die obigen Beziehungen nicht mehr, da dann der nichtlineare Verlauf der Trennfugenpressung $p(x)$ nicht vernachlässigbar ist.

Im Sonderfall einer reinen Betriebsmomentbelastung ($M_B \neq 0$; $F_A = 0$) ist zur Festlegung der Vorzeichen die Schraube gedanklich immer rechts von der Symmetrieachse des (ebenfalls gedachten) seitensymmetrischen Verspannungskörpers anzuordnen. Damit ist s_{sym} immer positiv.

5.3.3 Verhältnisse bei klaffender Verbindung

Nach dem Beginn einseitigen Aufklaffens der Trennfugen ($F_A > F_{\text{Aab}}$) nimmt die Schraubenzusatzkraft F_{SA} progressiv zu (Bild 5.3/2). Eine exakte Bestimmung des Funktionsverlaufs $F_{\text{SA}} = f(F_A)$ ist hier nicht möglich.

Es wird deshalb eine Näherungslösung vorgeschlagen, die mit Hilfe eines Kreisbogens ein überschlägiges Bestimmen der Schraubenzusatzkraft im Bereich zwischen dem Beginn des Aufklaffens und dem Grenzfall des einseitigen Kantentrags ermöglichen soll (Bild 5.3/2). Die hiermit erzielten Ergebnisse sind für eine erste Abschätzung hinreichend genau.

Die Berechnung bzw. grafische Darstellung der Schraubenzusatzkraft F_{SAkl} nach Überschreiten von F_{SAab} (Bild 5.3/2) geschieht in folgenden Schritten:

- a) Berechnung der Schraubenzusatzkraft F_{SA} in Abhängigkeit von F_A mit der elementaren Rechenbeziehung (5.3/15):

$$F_{\text{SA}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A$$

- b) Begrenzung dieser elementaren Beziehung bei F_{Aab} , mit (siehe Abschnitt 5.3.2):

$$F_{\text{Aab}} = \frac{F_{\text{Vmin}}}{\frac{I_{\text{BT}} + a \cdot u \cdot A_{\text{D}}}{I_{\text{BT}} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_{\text{D}}} - \Phi_{\text{en}}^*} \quad (5.3/29)$$

- c) Berechnung der Kraftverhältnisse für den Fall des idealen Kantentrags nach dem Hebelgesetz (siehe Bild 5.3/4):

$$F_{\text{SAkl}} = F_{\text{AKA}} \cdot (v + a) / (v + s_{\text{sym}}) - F_{\text{V}} \quad (5.3/30)$$

- d) Zwischen den Geraden von a) und c) wird der Aufklaffvorgang durch eine progressive, tangential in beide Geraden einmündende Kurve darge-

If $M_B = 0$ is substituted, the corresponding magnitudes for the case of the pure working load ($F_A \neq 0$, $M_B = 0$) are obtained from Equations (5.3/25), (5.3/27) and (5.3/28). If $F_A = 0$, the Equations (5.3/26) to (5.3/28) describe the relationships of the special case of the pure working moment load ($F_A = 0$, $M_B \neq 0$).

If the dimensions of the interface area exceed the limiting value G or G' , the above relationships are no longer valid, since the non-linear characteristic of the interface pressure $p(x)$ cannot then be ignored.

In the special case of a pure working moment load ($M_B \neq 0$; $F_A = 0$), the bolt is always to be imaginarily arranged to the right of the axis of symmetry of the (likewise imaginary) laterally symmetrical clamp solid. Thus s_{sym} is always positive.

5.3.3 Relationships at an opening joint

After one-sided opening of the interfaces ($F_A > F_{\text{Aab}}$) starts, the additional bolt load F_{SA} progressively increases (Figure 5.3/2). Exact determination of the function characteristic $F_{\text{SA}} = f(F_A)$ is not possible here.

An approximate solution is therefore proposed. With the aid of an arc of a circle, this is intended to make it possible to roughly determine the additional bolt load in the region between the start of opening and the limiting case of one-sided edge bearing (Figure 5.3/2). The results obtained with this are sufficiently accurate for an initial estimation.

The additional bolt load F_{SAkl} after exceeding F_{SAab} (Figure 5.3/2) is calculated or graphically displayed in the following steps:

- a) Calculation of the additional bolt load F_{SA} as a function of F_A with the elementary Equation (5.3/15):

$$F_{\text{SA}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A$$

- b) Defining this elementary relationship at F_{Aab} , with (see Section 5.3.2):

$$F_{\text{Aab}} = \frac{F_{\text{Vmin}}}{\frac{I_{\text{BT}} + a \cdot u \cdot A_{\text{D}}}{I_{\text{BT}} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_{\text{D}}} - \Phi_{\text{en}}^*} \quad (5.3/29)$$

- c) Calculating the load factors for the case of ideal edge bearing according to the lever principle (see Figure 5.3/4):

$$F_{\text{SAkl}} = F_{\text{AKA}} \cdot (v + a) / (v + s_{\text{sym}}) - F_{\text{V}} \quad (5.3/30)$$

- d) Between the straight lines a) and c), the opening action is shown by a progressive curve leading tangentially into both straight lines. For rough di-

stellt. Für eine Überschlagsdimensionierung, also eine erste Näherungslösung, wird sie durch einen Kreis ersetzt, der in die Gerade a) ($F_{SA} = \Phi_{en}^* \cdot F_A$) beim Abhebe- und in die Gerade c) (Hebelgesetz) jeweils tangential einmündet (Bild 5.3/3).

In der grafischen Darstellung findet man den Kreismittelpunkt als Schnittpunkt des Lotes auf die Gerade a) in F_{Aab} und der Winkelhalbierenden der Geraden a) und c). Hierbei ist zu beachten, dass für die Koordinatenachsen gleiche Maßstäbe verwendet werden.

Die Funktionsgleichung des Kreises K wird wie folgt beschrieben [27]:

$$y = n_K - \sqrt{r^2 - (x - m_K)^2}$$

Mit $y = F_{SAK1}$ und $x = F_A$ wird daraus für $F_{Aab} \leq F_A \leq F_{AKa}$:

$$F_{SAK1} = n_K - \sqrt{r^2 - (x - m_K)^2} \quad (5.3/31)$$

Mit $m_{K1} = \Phi$, $m_{K2} = (v + a)/(v + s_{sym})$, $a = F_{Aab}$ und $t = -F_V$ erhält man für n_K , m_K und r :

$$n_K = \Phi \cdot F_{Aab}$$

$$- \frac{\left(\frac{v+a}{v+s_{sym}} - \Phi \right) \cdot F_{Aab} - F_V}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{v+a}{v+s_{sym}} \right)^2 \right] \cdot (1 + \Phi^2) - \left(1 + \Phi \frac{v+a}{v+s_{sym}} \right)^2}}$$

$$m_K = F_{Aab}(1 + \Phi^2) - \Phi \cdot n_K$$

$$r = \frac{n_K - \Phi \cdot m_K}{\sqrt{1 + \Phi^2}}$$

- e) Bestimmung von F_{AKa} (Beginn des einseitigen Kantentrags):

In der grafischen Darstellung findet man F_{AKa} als Fußpunkt des Lotes von M auf die Gerade c) (Bild 5.3./2). Analog zu d) wird:

$$F_{AKa} = \frac{m_K + \frac{v+a}{v+s_{sym}} \cdot (n_K + F_V)}{1 + \left(\frac{v+a}{v+s_{sym}} \right)^2} \quad (5.3/32)$$

mit m_K und n_K aus d).

- f) Bestimmung der Schraubenzusatzkraft F_{SAK1} für die Betriebskraft F_A :

In der grafischen Darstellung ergibt sich F_{SAK1} als Ordinate des zur Abszisse F_A gehörigen Kreispunktes (Bild 5.3/3). Die Berechnung von F_{SAK1} erfolgt mit der in d) angegebenen Funktionsgleichung (5.3/31).

mensioning, that is to say an initial approximate solution, it is replaced by a circle which in each case leads tangentially into the straight line a) ($F_{SA} = \Phi_{en}^* \cdot F_A$) at the opening point F_{Aab} and into the straight line c) (lever principle) (Figure 5.3/3).

In the graphic representation, the circle center is found as an intersection of the perpendicular to the straight line a) at F_{Aab} and the angle bisector of the straight lines a) and c). It should be noted here that the same scales are used for the coordinate axes.

The function equation of the circle K is described as follows [27]:

$$y = n_K - \sqrt{r^2 - (x - m_K)^2}$$

With $y = F_{SAK1}$ and $x = F_A$, it follows for $F_{Aab} \leq F_A \leq F_{AKa}$ that:

$$F_{SAK1} = n_K - \sqrt{r^2 - (x - m_K)^2} \quad (5.3/31)$$

With $m_{K1} = \Phi$, $m_{K2} = (v + a)/(v + s_{sym})$, $a = F_{Aab}$ and $t = -F_V$ we obtain for n_K , m_K and r :

$$n_K = \Phi \cdot F_{Aab}$$

$$- \frac{\left(\frac{v+a}{v+s_{sym}} - \Phi \right) \cdot F_{Aab} - F_V}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{v+a}{v+s_{sym}} \right)^2 \right] \cdot (1 + \Phi^2) - \left(1 + \Phi \frac{v+a}{v+s_{sym}} \right)^2}}$$

$$m_K = F_{Aab}(1 + \Phi^2) - \Phi \cdot n_K$$

$$r = \frac{n_K - \Phi \cdot m_K}{\sqrt{1 + \Phi^2}}$$

- e) Determining F_{AKa} (start of one-sided edge bearing):

In the graphic representation, F_{AKa} is found as a foot point of the perpendicular of M to the straight line c) (Figure 5.3./2). In a similar manner to d):

$$F_{AKa} = \frac{m_K + \frac{v+a}{v+s_{sym}} \cdot (n_K + F_V)}{1 + \left(\frac{v+a}{v+s_{sym}} \right)^2} \quad (5.3/32)$$

with m_K and n_K from d).

- f) Determining the additional bolt load F_{SAK1} for the working load F_A :

In the graphic representation, F_{SAK1} is obtained as an ordinate of the circle point belonging to the abscissa F_A (Figure 5.3/3). F_{SAK1} is calculated with the function Equation (5.3/31) specified in d).

Anmerkung: Das dargestellte Näherungsverfahren verwendet den Kreisbogen. Es ist anzuwenden, wenn ein geringes partielles Klaffen nicht vermieden oder im Sinne der Nutzung von Tragfähigkeitsreserven in Abweichung vom Ziel der Richtlinie zugelassen werden kann bzw. soll. Aus der Literatur [62] ist ein weiteres Verfahren bekannt, dem ein Parabelansatz zu Grunde liegt und das bei größerem Klaffen beachtet werden sollte.

5.4 Vorspannkraft

5.4.1 Mindestklemmkraft

Die erforderliche Mindestklemmkraft ergibt sich aus den an die Schraubenverbindung gestellten Anforderungen:

- Übertragung einer vorhandenen Querkraft F_Q und/oder eines Drehmomentes M_Y um die Schraubenachse durch Reibschluss:

$$F_{KQ} = \frac{F_{Q \max}}{q_F \cdot \mu_{T \min}} + \frac{M_{Y \max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \quad (5.4/1)$$

- Hierin ist $\mu_{T \min}$ die Reibungszahl in der Trennfuge (siehe Tabelle A6), q_F die Anzahl der inneren kraftübertragenden Trennfugen (siehe Abschnitt 5.5.6), q_M die Anzahl der inneren drehmomentübertragenden Trennfugen und r_a der sich aus den Abmessungen der verspannten Teile ergebende Reibradius.
- Abdichten gegen ein Medium
Zur Absicherung einer Dichtfunktion ist ein Klemmkraftanteil in Abhängigkeit von der Dichtfläche A_D und des maximalen Medieninnendruckes $p_{i, \max}$ erforderlich:

$$F_{KP} = A_D \cdot p_{i, \max} \quad (5.4/2)$$

- Verhindern des Aufklaffens (siehe Abschnitt 5.3.2):

$$F_{KA} = F_{Kab} \quad (5.4/3)$$

Mit F_{Kab} nach Gleichung (5.3/28)

Es gilt:

$$F_{Kerf} \geq \max (F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA}) \quad (5.4/4)$$

5.4.2 Vorspannkraftänderungen

Die Vorspannkraft F_V einer Schraube kann sich gegenüber der Montagevorspannkraft F_M durch folgende Ursachen ändern:

- Anziehen weiterer Schrauben in der Umgebung
- Setzen der Kontaktflächen
- selbsttätiges Losdrehen
- Relaxation der Werkstoffe
- Temperaturwechsel
- Überlastung der Verbindung

Erscheint die näherungsweise Berechnung als unzureichend, dann sollte bei solchen als kritisch erkannten Verbindungen zweckmäßigerweise eine Untersuchung an Originalbauteilen durchgeführt werden.

Note: The approximation method shown uses the arc of a circle. It is to be applied if slight partial opening cannot be avoided or is not to be avoided or can be permitted or is to be permitted for utilizing inertia reserves in contrast to the aim of the guideline. A further method which is based on the parabolic approach and should be considered in the event of greater opening is known from the literature [62].

5.4 Preload

5.4.1 Minimum clamp load

The required minimum clamp load results from the requirements imposed on the bolted joint:

- transmission of an existing transverse load F_Q and/or a torque M_Y about the bolt axis by friction grip:

$$F_{KQ} = \frac{F_{Q \max}}{q_F \cdot \mu_{T \min}} + \frac{M_{Y \max}}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \quad (5.4/1)$$

- Where $\mu_{T \min}$ is the coefficient of friction at the interface (see Table A6), q_F is the number of inner force-transmitting interfaces (see Section 5.5.6), q_M is the number of inner torque-transmitting interfaces and r_a is the friction radius resulting from the dimensions of the clamped parts.
- sealing against a medium
To ensure a sealing function, a clamp load proportion as a function of the sealing area A_D and of the maximum internal pressure $p_{i, \max}$ of the medium is required:

$$F_{KP} = A_D \cdot p_{i, \max} \quad (5.4/2)$$

- prevention of opening (see Section 5.3.2):

$$F_{KA} = F_{Kab} \quad (5.4/3)$$

With F_{Kab} according to Equation (5.3/28)

The following applies:

$$F_{Kerf} \geq \max (F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA}) \quad (5.4/4)$$

5.4.2 Preload changes

The preload F_V of a bolt may change relative to the assembly preload F_M for the following reasons:

- tightening of other bolts in the surrounding area
- embedding of the contact surfaces
- self-loosening by rotation
- relaxation of the materials
- temperature change
- overloading of the joint

If the approximate calculation appears to be inadequate, a check on original components should accordingly be carried out in the case of joints which are identified as critical.

5.4.2.1 Vorspannkraftverluste durch Setzen und Relaxation

Neben rein elastischen Verformungen treten in einer Schraubenverbindung während und nach der Montage schon bei Belastungen unterhalb der Streckgrenze bzw. Grenzflächenpressung örtlich plastische Verformungen auf, die zum Lockern der Verbindung führen. Ein plastisches Einebnen von Oberflächenrauigkeiten in den Auflageflächen, den belasteten Flanken der gepaarten Gewinde und sonstigen Trennfugen wird als „Setzen“ bezeichnet. In einer vorgespannten Verbindung kann darüber hinaus ein Kriechen der Werkstoffe auftreten. Der dadurch hervorgerufene zeitabhängige Vorspannkraftverlust wird als „Relaxation“ bezeichnet.

Mit einem nennenswerten Vorspannkraftverlust durch Relaxation muss immer dann gerechnet werden, wenn die Betriebstemperatur oberhalb von rd. 50 % der Rekristallisationstemperatur liegt. Bei Raumtemperatur treten an rein elastisch vorgespannten Schrauben noch keine nennenswerten Relaxationsbeträge auf. Streckgrenzgesteuert oder drehwinkelgesteuert angezogene Schrauben relaxieren jedoch auch bei Raumtemperatur. Bei einer typischen Reibungszahl von $\mu_G \approx 0,14$ geht die erreichte Montagevorspannkraft um rd. 10 % zurück, so dass lediglich rd. 80 % der Mindestkraft an der Streckgrenze oder 0,2 %-Dehngrenze verbleiben.

Durch Betriebstemperaturen von rd. 160 °C bei Aluminiumlegierungen und von rd. 240 °C bei Bau- und Vergütungsstählen treten deutliche zeitabhängige Vorspannkraftverluste auf [28; 29], DIN EN 10 269, DIN 267-13. In diesen Fällen ist eine experimentelle Betrachtung der jeweiligen Schraubenverbindungen dringend geboten.

Schon während der Montage auftretende Setzbeträge führen nicht zu einem Vorspannkraftverlust. Die erzielte Montagevorspannkraft F_M wird daher nur durch die nach abgeschlossener Montage auftretenden Verformungen f_Z um den Betrag F_Z vermindert. Findet keine Einebnung der Oberflächenrauigkeiten während des Anziehvorganges statt (hydraulisches oder thermisches Vorspannen), dann können die nach der Montage auftretenden Setzbeträge deutlich größer als die hier genannten Richtwerte sein.

Der Zusammenhang zwischen dem Vorspannkraftverlust F_Z und den plastischen Verformungen f_Z ergibt sich nach Bild 5.4/1 aus der Beziehung zwischen ähnlichen Dreiecken, die die Nachgiebigkeiten der Verbindung beschreiben, zu

$$\frac{F_Z}{F_M} = \frac{f_Z}{f_M} = \frac{f_Z}{f_{SM} + f_{PM}} = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P) \cdot F_M} \quad (5.4/5)$$

5.4.2.1 Losses of preload due to embedding and relaxation

In addition to purely elastic deformations, local plastic deformations occur in a bolted joint during and after assembly, even during loading below the yield point or limiting surface pressure, and these lead to slackening of the joint. Plastic flattening of surface roughness at the bearing areas, the loaded flanks of the mating threads and other interfaces is designated as "embedding". In addition, material creep may occur in a preloaded joint. The time-dependent loss of preload caused by this is designated as "relaxation".

An appreciable loss of preload due to relaxation must always be expected when the working temperature is higher than approximately 50 % of the recrystallization temperature. At room temperature, appreciable amounts of relaxation still do not occur on account of purely elastically preloaded bolts. However, bolts which are subjected to yield-controlled or angle-controlled tightening also relax at room temperature. At a typical coefficient of friction of $\mu_G \approx 0,14$, the assembly preload achieved decreases by around 10 %, so that only around 80 % of the minimum load remains at yield point or 0,2 % proof stress.

At working temperatures of around 160 °C in the case of aluminum alloys and of around 240 °C in the case of structural and tempering steels, significant time-dependent losses of preload occur [28; 29], DIN EN 10 269, DIN 267-13. In these cases, experimental analysis of the respective bolted joints is strongly advisable.

Amounts of embedding which already occur during assembly do not lead to a loss of preload. The assembly preload F_M achieved is therefore only reduced by the amount F_Z by the deformations f_Z occurring after assembly has been completed. If the surface roughness is not flattened during the tightening operation (hydraulic or thermal preloading), the amounts of embedding which occur after assembly may be markedly greater than the guide values mentioned here.

According to Figure 5.4/1, from the relationship between similar triangles which describe the resilientcies of the joint, the interrelationship between the loss of preload F_Z and the plastic deformations f_Z is

$$\frac{F_Z}{F_M} = \frac{f_Z}{f_M} = \frac{f_Z}{f_{SM} + f_{PM}} = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P) \cdot F_M} \quad (5.4/5)$$

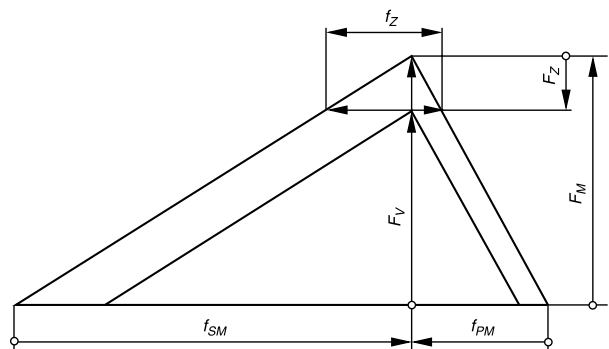


Bild 5.4/1. Vorspannkraftminderung F_Z einer Schraubenverbindung auf Grund einer Verformung um den Setzbetrag f_Z

Figure 5.4/1. Preload reduction F_Z of a bolted joint due to deformation by the amount of embedding f_Z

Daraus folgt:

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_s + \delta_p)}$$

(5.4/6)

Der Setzbetrag ist in erster Linie von der Art der Betriebsbelastung, der Anzahl der Trennfugen und von der Größe der Rauigkeit der gepaarten Oberflächen abhängig [30]. Aus [31] ist zu entnehmen, dass die Setzbeträge bei Aluminiumwerkstoffen größer sind als bei Stahl (z.B. 10 µm anstatt 5 µm als Gewinsetzbetrag für Einschraubverbindungen).

Die in Tabelle 5.4/1 genannten Richtwerte können zur Abschätzung des Setzbetrages von Verbindungen dienen, wenn keine für den jeweiligen Fall versuchsmäßig ermittelten Werte vorliegen. Sie sind nicht zutreffend, wenn die in Tabelle A9 angegebenen Grenzflächenpressungen überschritten werden. In diesem Fall kann ein Kriechen des Werkstoffs der verspannten Teile in der Kopf- und/oder Mutterauflagefläche eintreten, und die Verformungen f_Z können unkontrolliert größer werden (vgl. Abschnitt 5.5.4).

Tabelle 5.4/1. Richtwerte für Setzbeträge bei Schrauben, Muttern und kompakten verspannten Teilen aus Stahl

Gemittelte Rautiefe	Belastung	Richtwerte für Setzbeträge		
		in µm		
R_z nach DIN 4768		im Gewinde	je Kopf- oder Mutterauflage	je innere Trennfuge
< 10 µm	Zug/Druck Schub	3 3	2,5 3	1,5 2
10 µm bis < 40 µm	Zug/Druck Schub	3 3	3 4,5	2 2,5
40 µm bis < 160 µm	Zug/Druck Schub	3 3	4 6,5	3 3,5

From which:

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_s + \delta_p)}$$

(5.4/6)

The amount of embedding primarily depends on the type of working load, the number of interfaces and the magnitude of the roughness of the paired surfaces [30]. It can be seen from [31] that the amounts of embedding in the case of aluminum materials are greater than in the case of steel (e.g. 10 µm instead of 5 µm as amount of embedding at the thread for tapped thread joints).

The guide values given in Table 5.4/1 may be used to estimate the amount of embedding of joints if no values determined experimentally are available for the respective case. They are not appropriate if the limiting surface pressures given in Table A9 are exceeded. In this case, the material of the clamped parts may be subjected to creep at the head and/or nut bearing area, and the deformations f_Z may increase uncontrollably (cf. Section 5.5.4).

Table 5.4/1. Guide values for amounts of embedding of bolts, nuts and compact clamped parts made of steel

Average roughness height	Loading	Guide values for amounts of embedding		
		in µm		
R_z according to DIN 4768		in the thread	per head or nut bearing area	per inner interface
< 10 µm	tension/compression shear	3 3	2,5 3	1,5 2
10 µm up to < 40 µm	tension/compression shear	3 3	3 4,5	2 2,5
40 µm up to < 160 µm	tension/compression shear	3 3	4 6,5	3 3,5

Es ist ebenfalls zu beachten, dass die den Richtwerten zu Grunde liegenden Setzbeträge an massiven zylindrischen Verbindungen ermittelt wurden. Bei verspannten Blechpaketen beispielsweise kann die Gesamtnachgiebigkeit, bedingt durch die Kontaktnachgiebigkeiten der nicht ideal planparallelen Oberflächen, wesentlich größer sein als bei massiven Verbindungen gleicher Klemmlänge. In solchen Fällen sollten Vorspannkraftverluste F_Z experimentell und nicht mit Hilfe von Gleichung (5.4/6) ermittelt werden.

5.4.2.2 Temperaturabhängige Vorspannkraftänderung

Durch temperaturabhängige Änderungen der Elastizitätsmoduli und auf Grund unterschiedlicher thermischer Ausdehnungskoeffizienten der Schraube und der verspannten Teile kann es zu deutlichen Vorspannkraftänderungen kommen. Hierbei sind sowohl die Betriebszustände mit den niedrigsten und höchsten stationären Temperaturen zu betrachten als auch instationäre Temperaturfelder, die oftmals zu wesentlichen Temperaturdifferenzen zwischen der im Allgemeinen gut wärmeleitenden Umgebung und der in der Bohrung „isolierten“ Schraube führen können.

Der thermische Ausdehnungskoeffizient α_T beschreibt die Längenänderung f_T eines Teiles mit der Länge l infolge einer Temperaturänderung ΔT .

$$f_T = \alpha_T \cdot l \cdot \Delta T \quad (5.4/7)$$

Falls die Schraube bei gleichem Ausdehnungskoeffizienten (Tabelle A9) stärker erwärmt wird als ihre Umgebung und/oder ihr Ausdehnungskoeffizient bei gleicher Temperaturänderung größer ist als der der verspannten Teile, dann nimmt die Vorspannkraft entsprechend dem Unterschied der Längenänderung ab. Verlängert sich die Schraube im Vergleich zu den verspannten Teilen weniger, dann nimmt die Vorspannkraft zu.

Da die Elastizitätsmoduli (Tabelle A9) der üblichen Werkstoffe mit zunehmender Temperatur abnehmen (Tabelle A10), verringert sich die Vorspannkraft selbst bei gleicher Wärmedehnung von Schraube und verspannten Teilen mit steigender Temperatur. Die Vorspannkraft F_{VT} bei der Temperatur T ergibt sich aufbauend auf der Vorspannkraft F_{VRT} bei Raumtemperatur zu:

$$F_{VT} = \frac{F_{VRT}(\delta_{SRT} + \delta_{PRT}) - l_K(\alpha_{ST}\Delta T_S - \alpha_{PT}\Delta T_P)}{\delta_{SRT}E_{SRT}/E_{ST} + \delta_{PRT}E_{PRT}/E_{PT}} \quad (5.4/8)$$

Mit

$$\Delta F_{Vth} = F_{VRT} - F_{VT} \quad (5.4/9)$$

It is also to be taken into account that the amounts of embedding based on the guide values have been determined on massive cylindrical joints. In clamped sheet-metal stacks, for example, the total resilience, due to the contact resiliences of the surfaces which are not ideally plane-parallel, may be substantially larger than in massive joints of the same clamp length. In such cases, losses of preload F_Z should be determined experimentally and not by means of Equation (5.4/6).

5.4.2.2 Temperature-dependent preload change

Significant preload changes may occur due to temperature-dependent changes in the Young's moduli and on account of different coefficients of thermal expansion of the bolt and of the clamped parts. To be considered in this case are the working states with the lowest and the highest steady-state temperatures as well as unsteady temperature zones, which may often lead to substantial temperature differences between the surroundings, which are generally a good conductor of heat, and the bolt "insulated" in the hole.

The coefficient of thermal expansion α_T describes the linear deformation f_T of a part of length l as a result of a temperature change ΔT .

$$f_T = \alpha_T \cdot l \cdot \Delta T \quad (5.4/7)$$

If the bolt is heated to a greater extent than its surroundings at the same coefficient of expansion (Table A9) and/or its coefficient of expansion is greater than that of the clamped parts at the same temperature change, the preload decreases in accordance with the difference in the linear deformation. If the bolt is elongated to a smaller degree compared with the clamped parts, the preload increases.

Since the Young's moduli (Table A9) of the conventional materials decrease with increasing temperature (Table A10), the preload decreases with increasing temperature even during the same thermal expansion of bolt and clamped parts. The preload F_{VT} at the temperature T , based on the preload F_{VRT} at room temperature, is:

$$F_{VT} = \frac{F_{VRT}(\delta_{SRT} + \delta_{PRT}) - l_K(\alpha_{ST}\Delta T_S - \alpha_{PT}\Delta T_P)}{\delta_{SRT}E_{SRT}/E_{ST} + \delta_{PRT}E_{PRT}/E_{PT}} \quad (5.4/8)$$

With

$$\Delta F_{Vth} = F_{VRT} - F_{VT} \quad (5.4/9)$$

folgt für die thermisch induzierte Vorspannkraftänderung:

$$\Delta F_{Vth} = F_{VRT} \left(1 - \frac{\delta_S + \delta_P}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \right) + \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (5.4/10)$$

Bei Vernachlässigung des Einflusses des vorspannkraftabhängigen Terms folgt für die angenäherte Vorspannkraftänderung:

$$\Delta F'_{Vth} = \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (5.4/11)$$

Es ist zu prüfen, ob in den kritischen Betriebszuständen bleibende Verformungen auftreten, die zu weiteren Vorspannkraftverlusten führen (siehe Abschnitt 5.5.2 und Abschnitt 5.5.4).

5.4.3 Montagevorspannkraft und Anziehdrehmoment

Die heute gebräuchlichen Anziehverfahren erfassen die erzeugte Vorspannkraft in der Schraube nicht direkt, sondern indirekt, z.B. als Funktion des Anziehdrehmomentes, der elastischen Längenänderung, des Drehwinkels oder durch die Ermittlung des Fließbeginns der Schraube.

Das zur Vorspannkrafterzeugung erforderliche gesamte Anziehdrehmoment M_A setzt sich aus dem Gewindemoment M_G und dem Kopf- bzw. Mutterreibungsmoment M_K zusammen.

$$M_A = M_G + M_K \quad (5.4/12)$$

Bei Anwendung von losdreh- (z.B. selbstsichernde Mutter) oder lockerungssichernden Maßnahmen (z.B. Sperrzahnschraube) kann sich das Gewinde- und/oder Kopfreibmoment vergrößern. In diesen Fällen ist gegebenenfalls das Überschraubmoment $M_{\bar{U}}$ bzw. das Kopfzusatzmoment M_{KZu} zu beachten:

$$M_{A,S} = M_G + M_K + M_{\bar{U}} + M_{KZu} \quad (5.4/13)$$

Bei hoch vorgespannten Verbindungen kann $M_{\bar{U}}$ vernachlässigt werden.

Hergeleitet aus den Gleichgewichtsbedingungen für die schiefe Ebene, ergibt sich der Zusammenhang zwischen der Montagevorspannkraft und dem im Gewinde wirkenden Torsionsmoment. Mit dem Flankendurchmesser d_2 (Tabelle A11 und A12), dem Steigungswinkel des Gewindes φ und dem Gewindereibungswinkel ρ' gilt:

it follows for the thermally induced preload change that:

$$\Delta F_{Vth} = F_{VRT} \left(1 - \frac{\delta_S + \delta_P}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \right) + \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (5.4/10)$$

If the effect of the preload-dependent term is ignored, it follows for the approximate preload change that:

$$\Delta F'_{Vth} = \frac{l_K \cdot (\alpha_S \cdot \Delta T_S - \alpha_P \cdot \Delta T_P)}{\delta_S \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_P \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (5.4/11)$$

It is to be checked whether permanent deformations occur in the critical working states. These lead to further losses of preload (see Section 5.5.2 and Section 5.5.4).

5.4.3 Assembly preload and tightening torque

The tightening techniques in use today do not sense the preload produced in the bolt directly but indirectly, e.g. as a function of the tightening torque, of the elastic linear deformation, of the angle of rotation or by determining the yield point of the bolt.

Since the total tightening torque M_A required for producing the preload is composed of the thread torque M_G and the head or nut friction moment M_K .

$$M_A = M_G + M_K \quad (5.4/12)$$

When applying measures which prevent loosening by rotation (e.g. self-locking nuts) or prevent slackening (e.g. serrated bearing face bolt), the thread and/or head friction moment may increase. In these cases, the overbolting moment $M_{\bar{U}}$ or the additional head moment M_{KZu} is to be taken into account if need be:

$$M_{A,S} = M_G + M_K + M_{\bar{U}} + M_{KZu} \quad (5.4/13)$$

In the case of highly preloaded joints, $M_{\bar{U}}$ may be ignored.

Derived from the equilibrium conditions for the inclined plane, the interrelationship between the assembly preload and the torsional moment acting in the thread is obtained. With the pitch diameter d_2 (Table A11 and A12), the helix angle of the thread φ and the angle of friction of the thread ρ' :

$$M_G = F_M \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \rho') \quad (5.4/14)$$

Unter Verwendung der Steigung P und des Flankenwinkels α folgt für metrische Gewinde:

$$\tan \varphi = P/(\pi \cdot d_2) \quad (5.4/15)$$

$$\tan \rho' = \mu'_G = \mu_G/\cos(\alpha/2) \quad (5.4/16)$$

Bei einem Flankenwinkel von $\alpha = 60^\circ$ wird $\mu'_G = 1,155 \mu_G$ und vereinfacht

$$\begin{aligned} \tan(\varphi + \rho') &\approx \tan \varphi + \tan \rho' \\ &= P/(\pi \cdot d_2) + 1,155 \mu_G \end{aligned} \quad (5.4/17)$$

Damit folgt:

$$M_G = F_M(0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_G) \quad (5.4/18)$$

Mit dem zur Überwindung der Reibung zwischen Auflage und Kopf bzw. Mutter erforderlichen Moment

$$M_K = F_M \cdot \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \quad (5.4/19)$$

wird

$$M_A = F_M \left(0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \right) \quad (5.4/20)$$

Bei ebenen Kreisringauflagen gilt näherungsweise für den Reibdurchmesser unter dem Kopf:

$$D_{Km} = \frac{(d_W + D_{Ki})}{2} \quad (5.4/21)$$

$$\text{mit } D_{Ki} = \max(D_a, d_{ha}, d_h, d_a) \quad (5.4/22)$$

bei Beachtung des Fasendurchmessers der Mutter D_a , der Fasendurchmesser an den verspannten Teilen d_{ha} , des Bohrungsdurchmessers d_h und des Innendurchmessers der ebenen Kopfaufgabe d_a .

Die Montagevorspannkraft in Schraubenverbindungen [32] wird beeinflusst durch

- die Reibungsverhältnisse in den sich relativ zueinander bewegenden Kontaktflächen (Gewinde und Auflage)
- die geometrische Form der Verbindung (Schraube, Mutter, verspannte Teile)
- die Festigkeit der Verbindung
- das Anziehverfahren
- das Anziehgerät

Fehler beim Abschätzen der Reibungszahlen, Streuungen der Reibungszahlen, unterschiedliche Anziehverfahren sowie Geräte-, Bedienungs- und Ablesefehler führen zu einer mehr oder weniger großen Streuung der Montagevorspannkraft (Bild 5.4/2). Der Anziehungsfaktor α_A (Montage-Unsicherheitswert),

$$M_G = F_M \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \rho') \quad (5.4/14)$$

Using the pitch P and the flank angle α , it follows for metric threads that:

$$\tan \varphi = P/(\pi \cdot d_2) \quad (5.4/15)$$

$$\tan \rho' = \mu'_G = \mu_G/\cos(\alpha/2) \quad (5.4/16)$$

At a flank angle $\alpha = 60^\circ$, $\mu'_G = 1,155 \mu_G$, and, in a simplified manner

$$\begin{aligned} \tan(\varphi + \rho') &\approx \tan \varphi + \tan \rho' \\ &= P/(\pi \cdot d_2) + 1,155 \mu_G \end{aligned} \quad (5.4/17)$$

Thus:

$$M_G = F_M(0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_G) \quad (5.4/18)$$

With the moment required for overcoming the friction between bearing area and head or nut

$$M_K = F_M \cdot \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \quad (5.4/19)$$

we obtain

$$M_A = F_M \left(0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_G + \frac{D_{Km}}{2} \mu_K \right) \quad (5.4/20)$$

With plane circular ring bearing areas, the following approximately applies for the friction diameter under the head:

$$D_{Km} = \frac{(d_W + D_{Ki})}{2} \quad (5.4/21)$$

$$\text{where } D_{Ki} = \max(D_a, d_{ha}, d_h, d_a) \quad (5.4/22)$$

when taking into account the chamfer diameter of the nut D_a , the chamfer diameter at the clamped parts d_{ha} , of the hole diameter d_h and of the inside diameter of the plane head bearing area d_a .

The assembly preload in the bolted joints [32] is influenced by

- the friction ratios in the contact surfaces (thread and bearing area) moving relative to one another
- the geometrical form of the joint (bolt, nut, clamped parts)
- the strength of the joint
- the tightening technique
- the tightening tool

Errors when estimating the coefficients of friction, scatter of the coefficients of friction, different tightening techniques, and also instrument, operating and reading errors lead to more or less considerable scatter of the assembly preload (Figure 5.4/2). The tightening factor α_A (assembly uncertainty factor)

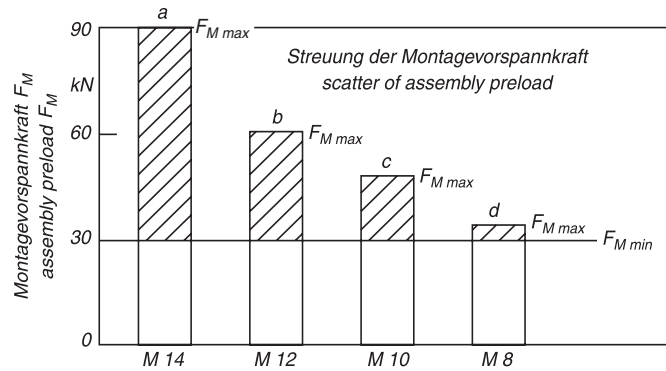


Bild 5.4/2. Einfluss des Anziehverfahrens auf die Streuung der Montagevorspannkraft und damit auf den erforderlichen Schraubendurchmesser bei FKL 12.9

- a) Schlagschrauber
- b) Drehschrauber
- c) Drehmomentschlüssel oder Präzisionsschrauber
- d) streckgrenzgesteuerter Drehschrauber

Figure 5.4/2. Effect of the tightening technique on the scatter of the assembly preload and thus on the requisite bolt diameter for strength grade 12.9

- a) impact wrench
- b) bolt installation spindle
- c) torque wrench or precision bolt installation spindle
- d) yield-controlled bolt installation spindle

der die Streuung der erzielbaren Montagevorspannkraft zwischen $F_{M \min}$ und $F_{M \max}$ berücksichtigt, wird in der folgenden Form eingeführt:

$$\alpha_A = F_{M \max} / F_{M \min} \quad (5.4/23)$$

Bei gleicher erforderlicher Mindestmontagevorspannkraft $F_{M \min}$ gilt für zwei verschiedene Anziehverfahren mit α_{A1} und α_{A2} :

$$F_{M \min} = \frac{F_{M \max 1}}{\alpha_{A1}} = \frac{F_{M \max 2}}{\alpha_{A2}} \quad (5.4/24)$$

Mit $F_{M \max} = \sigma_{M \max} \cdot A_S$ ergibt sich mit der maximalen Montagevorspannung $\sigma_{M \max} = \text{const.}$, bezogen auf den Spannungsquerschnitt

$$A_S = \frac{\pi(d_3 + d_2)^2}{4} \quad (5.4/25)$$

oder allgemein mit dem Bezugsdurchmesser d_0 :

$$\frac{\alpha_{A1}}{\alpha_{A2}} = \frac{F_{M \max 1}}{F_{M \max 2}} = \frac{A_{S1}}{A_{S2}} = \frac{d_{S1}^2}{d_{S2}^2} \approx \frac{d_{01}^2}{d_{02}^2}$$

$$\text{d.h. } \frac{d_{01}}{d_{02}} \approx \sqrt{\frac{\alpha_{A1}}{\alpha_{A2}}} \quad (5.4/26)$$

Hieraus geht hervor, dass z.B. bei Verwendung eines Anziehverfahrens mit $\alpha_{A1} = 2,5$ (z.B. Drehschraubmontage) gegenüber $\alpha_{A2} = 1,2$ (z.B. Drehwinkelmontage) eine um etwa 45 % größere Schraubenabmessung erforderlich ist (z.B. M 12 statt M 8).

Da das Anziehverfahren die erforderliche Abmessung der Schraube erheblich beeinflusst, ergibt sich die Notwendigkeit einer sorgfältigen Auswahl und Anwendung des für die Montage gewählten und der Berechnung zu Grunde liegenden Anziehverfahrens.

which takes into account the scatter of the achievable assembly preload between $F_{M \min}$ and $F_{M \max}$ is introduced in the following form:

$$\alpha_A = F_{M \max} / F_{M \min} \quad (5.4/23)$$

At the same required minimum assembly preload $F_{M \min}$, the follow applies for two different tightening techniques with α_{A1} and α_{A2} :

$$F_{M \min} = \frac{F_{M \max 1}}{\alpha_{A1}} = \frac{F_{M \max 2}}{\alpha_{A2}} \quad (5.4/24)$$

Where $F_{M \max} = \sigma_{M \max} \cdot A_S$, with the maximum assembly preload $\sigma_{M \max} = \text{const.}$, we obtain with regard to the stress cross section,

$$A_S = \frac{\pi(d_3 + d_2)^2}{4} \quad (5.4/25)$$

or generally with the reference diameter d_0 :

$$\frac{\alpha_{A1}}{\alpha_{A2}} = \frac{F_{M \max 1}}{F_{M \max 2}} = \frac{A_{S1}}{A_{S2}} = \frac{d_{S1}^2}{d_{S2}^2} \approx \frac{d_{01}^2}{d_{02}^2}$$

$$\text{i.e. } \frac{d_{01}}{d_{02}} \approx \sqrt{\frac{\alpha_{A1}}{\alpha_{A2}}} \quad (5.4/26)$$

It can be seen from this that, for example, when using a tightening technique with $\alpha_{A1} = 2,5$ (e.g. assembly by bolt installation spindle) as opposed to $\alpha_{A2} = 1,2$ (e.g. assembly by angle of rotation), a bolt size which is larger by about 45 % is necessary (e.g. M 12 instead of M 8).

Since the tightening technique considerably influences the required size of the bolt, it is necessary to carefully select and carefully use the tightening technique selected for the assembly and based on the calculation.

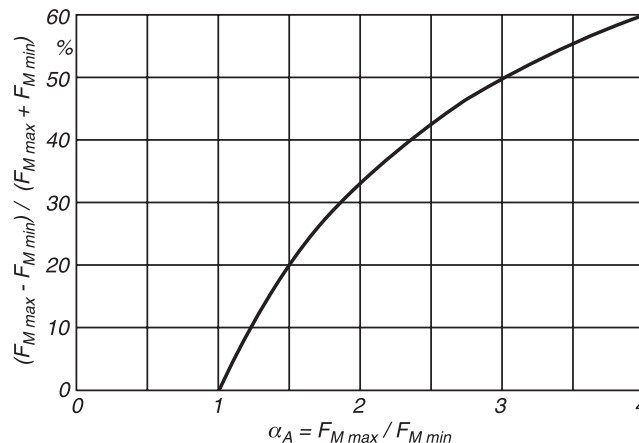


Bild 5.4/3. Zusammenhang zwischen Vorspannkraft-Streuung und Anziehfaktor [33]

Figure 5.4/3. Relationship between preload scatter and tightening factor [33]

Tabelle A8 gibt für die verschiedenen Anziehverfahren Rechenbeziehungen und Richtwerte für den Anziehfaktor α_A an. Bild 5.4/3 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Anziehfaktor α_A und der Streuung der Montagevorspannkraft.

Für die drei wichtigsten Anziehverfahren werden im Folgenden nur solche Angaben gemacht, die zum grundlegenden Verständnis erforderlich sind. Längengesteuertes, hydraulisches oder thermisches Anziehen werden hier nicht behandelt [34]. Als Bezugspunkt zur Beschreibung des Verschraubungsvorgangs wird oftmals ein Schwellmoment gewählt, welches über dem Fügemoment bei vollflächiger Anlage der verspannten Teile liegen muss.

Table A8 gives calculation relationships and guide values for the tightening factor α_A for the different tightening techniques. Figure 5.4/3 shows the relationship between the tightening factor α_A and the scatter in the assembly preload.

For the three most important tightening techniques, only such details which are required for basic understanding are given below. Length-controlled, hydraulic or thermal tightening is not dealt with here [34]. The threshold torque, which must be above the snug torque upon full-surface contact of the clamped parts, is often selected as a reference point for describing the bolting operation.

5.4.3.1 Drehmomentgesteuertes Anziehen

Drehmomentgesteuertes Anziehen (Bild 5.4/4) kann mit anzeigenden oder Signal gebenden Drehmomentschlüsseln oder motorischen Drehschraubern erfolgen. Neben der Steuergröße Drehmoment wird oftmals auch der Drehwinkel ab einem Schwellmoment mitgemessen, um den Anziehvorgang zu überwachen. Das drehmomentgesteuerte Anziehen ist auf Grund der einfachen Handhabung und der kostengünstigen Anziehgeräte am weitesten verbreitet.

Alle Schlagschrauber und Drehschrauber sollten nur in Schraubversuchen am Originalteil eingestellt werden. Dies kann entweder über das Losreißmoment, das Weiterdrehmoment oder die Verlängerungsmessung an der Schraube erfolgen.

Das Losreißmoment ist dabei das Moment, welches benötigt wird, um die Schraube nach abgeschlossenem Verschraubungsvorgang weiterzudrehen. Es unterscheidet sich von dem Soll-Anziehdrehmoment für Drehmomentanziehen um den Nachziehfaktor, der – je nach Art der Schrauber, der Reibungs- und

5.4.3.1 Torque-controlled tightening

Torque-controlled tightening (Figure 5.4/4) can be carried out with indicating or signalling torque wrenches or motorized bolt installation spindles. In addition to the controlled variable "torque", the angle of rotation from a threshold torque is often also measured in order to monitor the tightening operation. Torque-controlled tightening is the most widespread on account of the simple handling and the cost-effective tightening tools.

All impact wrenches and bolt installation spindles should only be adjusted in bolt installation tests on the original part. This may be done either via the breakaway torque, the further torque or the elongation measurement at the bolt.

In this case, the breakaway torque is the moment which is required in order to turn the bolt further after the bolting operation has been completed. It differs from the desired tightening torque for torque-controlled tightening by the retightening factor, which, depending on the type of spindle and on the friction and

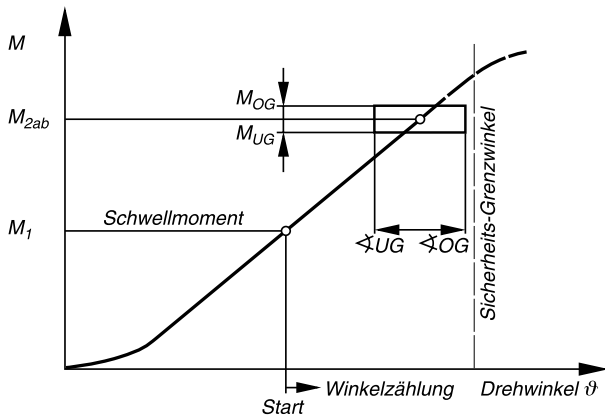


Bild 5.4/4. Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehwinkelkontrolle (schematisch) [35]

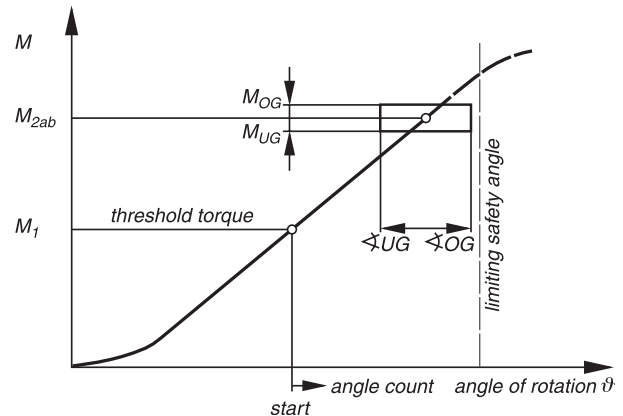


Figure 5.4/4. Torque-controlled tightening with angle monitoring (schematic) [35]

der Nachgiebigkeitsverhältnisse – zwischen 0,85 und 1,30 schwanken kann.

Das Weiterdrehmoment lässt sich nur mit speziellen Anziehwerkzeugen erfassen, die Drehwinkel und Drehmoment beim Weiterdrehen messen und das nach Überwindung der Haftreibung (durch das höhere Losreißmoment) zum Weiterdrehen notwendige Moment im Montagezustand beim Weiterdrehwinkel 0° errechnen.

Mittels Ultraschall oder auf mechanischem Wege kann die Verlängerung der Schraube gemessen und die erreichte Vorspannkraft über die Schraubennachgiebigkeit bestimmt werden.

Drehschlagschrauber übertragen die Energie durch Impuls. Die Einstellung von Drehschlagschraubern muss wie bei Drehschraubern am Original-Bauteil vorgenommen werden. Die Anziehungsfaktoren im elastischen Bereich sind so hoch, dass dieses Anziehverfahren für hochbeanspruchte Schraubenverbindungen nicht empfohlen werden kann. Bei jedem Impuls sind das kurzzeitig wirkende Spitzenmoment und der Weiterdrehwinkel messbar. Neuere Impulsschrauber mit Impulsüberwachung erlauben somit streckgrenzgesteuertes Anziehen.

5.4.3.2 Drehwinkelgesteuertes Anziehen

Das drehwinkelgesteuerte Anziehen ist ein indirektes Verfahren der Längenmessung, da die Längenänderung der Schraube über die Steigung des Gewindes (theoretisch) direkt proportional zu dem zurückgelegten Drehwinkel ist. Dabei werden sowohl die Druckverformungen innerhalb der verspannten Teile als auch die in den Trennflächen bis zur vollflächigen Anlage eintretenden elastischen und plastischen Verformungen mitgemessen. Da die Verformungen der Trennflächen meist nicht vorausbestimmbar und unregelmäßig sind, wird bei der praktischen Ausführung dieses Prinzips – wie beim streckgrenzgesteuerten Anziehen –

resilience ratios, may vary between 0,85 and 1,30.

The further torque can only be sensed by means of special tightening tools which measure the angle of rotation and torque when the bolt is turned further and calculate that moment in the assembly state at the further rotation angle 0° which is required for further turning after overcoming the static friction (due to the higher breakaway torque).

The elongation of the bolt can be measured ultrasonically or mechanically and the preload achieved can be determined via the bolt resilience.

Impact wrenches transfer energy by means of momentum. Like bolt installation spindles, impact wrenches must be adjusted on the original component. The tightening factors within the elastic range are so high that this tightening technique cannot be recommended for high-duty bolted joints. During each impulse, the briefly acting peak moment and the further rotation angle can be measured. The latest impact wrenches with momentum control therefore permit yield-controlled tightening.

5.4.3.2 Angle-controlled tightening

Angle-controlled tightening is an indirect method of length measurement, since the linear deformation of the bolt over the pitch of the thread is (theoretically) directly proportional to the angle of rotation covered. In this case, both the compressive deformations inside the clamped parts and the elastic and plastic deformations occurring before complete closing of the interfaces are measured at the same time. Since the deformations at the interfaces usually cannot be predetermined and are irregular, the joint, in practice, is first of all preloaded – as for yield-controlled tightening – with a snug torque until all the interfaces are

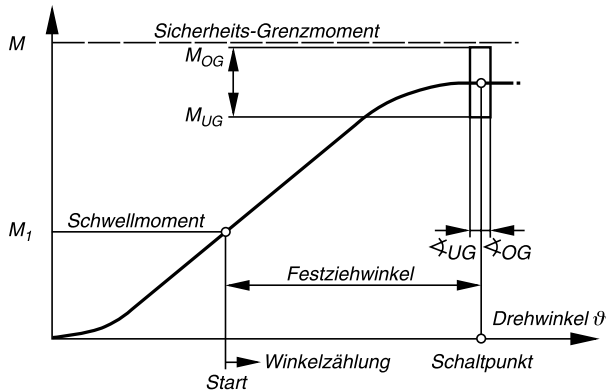


Bild 5.4/5. Drehwinkelgesteuertes Anziehen mit Drehmomentkontrolle (schematisch) [35]

ten Anziehen – zunächst mit einem Fügemoment so weit vorgespannt, bis vollflächiger Kontakt aller Trennflächen eintritt. Der Drehwinkel wird dann erst nach Überschreiten des Schwellmoments gezählt (Bild 5.4/5). Neben der Steuergröße Drehwinkel wird oftmals auch das Drehmoment mitgemessen, um den Anziehvorgang zu überwachen.

Die Praxis hat gezeigt, dass dieses Verfahren erst dann seine größte Genauigkeit erreicht, wenn die Schraube in den überelastischen Bereich angezogen wird, weil sich dann Winkelfehler wegen des annähernd horizontalen Verlaufes der Verformungskennlinie im überelastischen Bereich kaum auswirken (Bild 5.4/5). Hier ist die Reibungszahl in der Auflage ohne Einfluss auf die erreichte Montagevorspannkraft. Im elastischen Bereich hingegen fallen Winkelfehler in den steilen Kurvenverlauf des elastischen Teils der Verformungskurve. Auch in diesem Fall ergibt sich jedoch ein gegenüber dem drehmomentgesteuerten Anziehen verminderter Einfluss der Reibung (μ_G) auf die Vorspannkraftstreuung.

Der Drehwinkel sollte möglichst in Versuchen am Originalbauteil ermittelt werden, um die Nachgiebigkeit der Konstruktion richtig zu erfassen. Bei geeignetem Drehwinkel kann ein Bruch der Schraube oder eine Überbeanspruchung durch Überschreiten der Zugfestigkeit sicher ausgeschlossen werden. Wegen des Überschreitens der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffs ist die Wiederverwendbarkeit der Schrauben jedoch eingeschränkt. Das Verfahren kann nur bei ausreichendem Verformungsvermögen der Schrauben (freie belastete Gewinde- oder Dehnschaftlänge) eingesetzt werden. Das drehwinkelgesteuerte Anziehen ist in der Automobilindustrie Stand der Technik.

5.4.3.3 Streckgrenzgesteuertes Anziehen

Beim streckgrenzgesteuerten Anziehverfahren dient der Fließbeginn der Schraube als Steuergröße für die

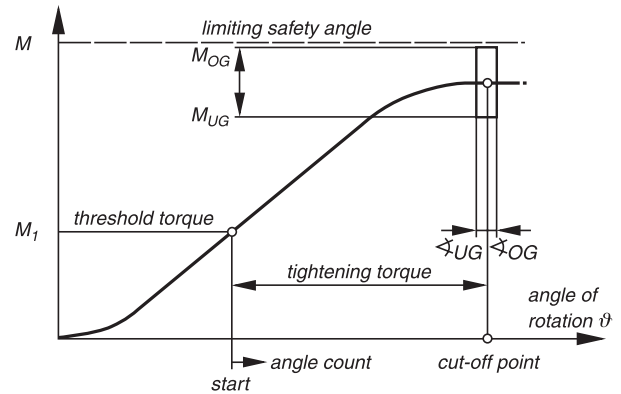


Figure 5.4/5. Angle-controlled tightening with torque monitoring (schematic) [35]

completely closed. The angle of rotation is not measured until after the threshold torque is exceeded (Figure 5.4/5). In addition to the controlled variable "angle of rotation", the torque is often also measured in order to monitor the tightening operation.

Practice has shown that this technique only reaches its highest precision when the bolt is tightened into the plastic range, because angle errors then have almost no effect on account of the approximately horizontal line of the deformation characteristic within the plastic range (Figure 5.4/5). Here, the coefficient of friction at the bearing area has no effect on the assembly preload achieved. On the other hand, within the elastic range, angle errors occur in the steep elastic part of the deformation curve. In this case, too, however, there is a reduced effect of the friction (μ_G) on the preload scatter compared with torque-controlled tightening.

If possible, the angle of rotation should be determined in tests on the original component in order to correctly detect the resilience of the design. At a suitable angle of rotation, fracture of the bolt or over-stressing due to the tensile strength being exceeded can safely be ruled out. By exceeding the yield point of the bolt material, however, the re-usability of the bolts is limited. The technique can only be used for bolts which have sufficient deformability (free loaded thread or reduced-shank length). Angle-controlled tightening is the current state of the art in the motor industry.

5.4.3.3 Yield-controlled tightening

In the yield-controlled tightening technique, the yield point of the bolt serves as a controlled variable for the

Montagevorspannkraft. Unabhängig von der Reibung in der Auflage wird die Schraube so lange angezogen, bis die Streckgrenze bzw. Dehngrenze der Schraube infolge der Gesamtbeanspruchung aus Zug- und Torsionsspannung etwa erreicht ist ($\sigma_{\text{red}} \approx R_{p0,2}$). Wie beim drehwinkelgesteuerten Anziehen ist die Verbindung zunächst mit einem Füge-moment vorzuspannen.

Beim streckgrenzgesteuerten Anziehen wird der Fließbeginn der Schraube dadurch erkannt, dass Drehmoment und Drehwinkel beim Anziehen gemessen und deren Differenzquotient $dM_A/d\vartheta$, gleichbedeutend mit der Steigung einer Tangente in der Drehmoment/Drehwinkel-Kurve, gebildet wird. Sobald plastische Verformungen auftreten, fällt der Differenzquotient ab (Bild 5.4/6). Dieser Abfall auf einen bestimmten Bruchteil des zuvor ermittelten Höchstwertes im linearen Teil der Drehmoment/Drehwinkel-Kurve löst das Abschalt-signal aus.

Bei einer Erhöhung der Montagevorspannkraft infolge geringerer Gewindereibung wird der Torsionsanteil entsprechend reduziert. Eine gesonderte Auslegung der Schraube für die größtmögliche Montage-

assembly preload. Irrespective of the friction at the bearing area, the bolt is tightened until the yield point or proof stress of the bolt is approximately reached as a result of the combined tensile and torsional stresses ($\sigma_{\text{red}} \approx R_{p0,2}$). As with angle-controlled tightening, the joint is first of all to be preloaded with a snug torque.

In yield-controlled tightening, the yield point of the bolt is identified by measuring the torque and the angle of rotation during tightening and by determining their difference quotient $dM_A/d\vartheta$, which is equivalent to the slope of a tangent on the torque/angle curve. As soon as plastic deformations occur, the difference quotient drops (Figure 5.4/6). This drop to a certain fraction of the maximum value determined beforehand in the linear part of the torque/angle curve activates the cut-off signal.

If the assembly preload increases as a result of lower thread friction, the torsional proportion is correspondingly reduced. A separate design of the bolt for the highest possible assembly preload $F_{M \text{ max}}$ is there-

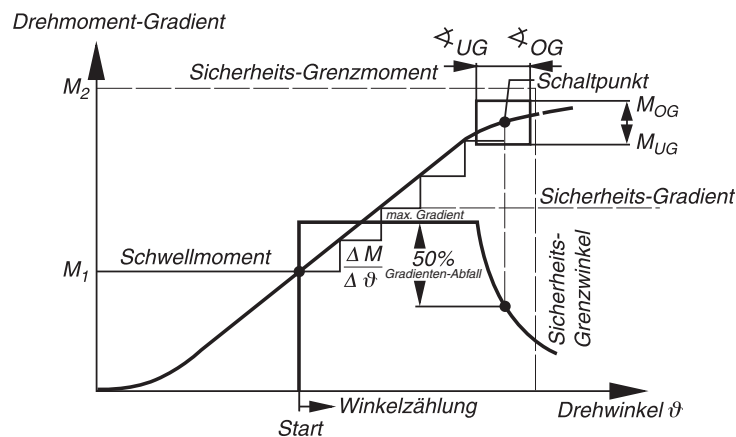


Bild 5.4/6. Streckgrenzgesteuertes Anziehen (schematisch) [35]

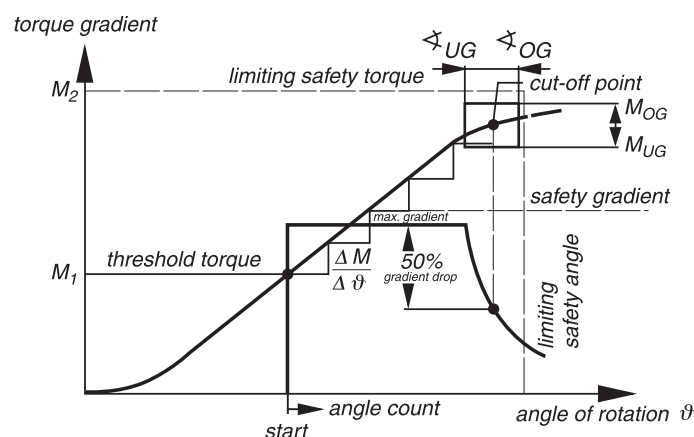


Figure 5.4/6. Yield-controlled tightening (schematic) [35]

vorspannkraft $F_{M \max}$ ist also hier nicht nötig. Der stets vorhandene Anziehfaktor $\alpha_A > 1$ bleibt somit bei der Auslegung der Schraube unberücksichtigt.

Die plastische Verlängerung, die die Schraube dabei erfährt, ist sehr gering, so dass die Wiederverwendbarkeit von streckgrenzgesteuert angezogenen Schrauben kaum beeinträchtigt wird. Die Schraubfallhärte, das Schwellmoment und das Abschaltkriterium sollten der betrachteten Verbindung angepasst werden.

5.4.3.4 Gegenüberstellung der Anziehverfahren

Der Vergleich der Anziehverfahren zeigt, dass die durch eine gleich große Streuung der Gewindefrictionszahl zwischen $\mu_G = 0,10$ und $0,14$ hervorgerufene Streuung der Montagevorspannkraft beim streckgrenzgesteuerten infolge der gleichbleibenden Gesamtbeanspruchung σ_{red} Anziehen geringer und die Montagevorspannkraft in jedem Fall größer ist als beim drehmomentgesteuerten Anziehen (Bild 5.4/7).

5.4.3.5 Mindestmontagevorspannkraft

Die notwendige Mindestmontagevorspannkraft berechnet sich unter Beachtung der Kraftverhältnisse (Abschnitt 5.3), der Vorspannkraftänderungen (Abschnitt 5.4.2) und der Mindestklemmkraft nach Gleichung (5.4/4):

$$F_{M \min} = F_{V \min} + F_Z + \Delta F_{Vth} \quad (5.4/27)$$

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_{en}^*) F_{A \max} + F_Z + \Delta F'_{Vth} \quad (5.4/28)$$

fore not necessary here. The tightening factor $\alpha_A > 1$, which is always present, is therefore ignored when designing the bolt.

The plastic elongation which the bolt undergoes in the process is very small, so that the re-usability of bolts tightened by yield control is scarcely affected. The hardness of the bolting, the threshold torque and the cut-off criterion should be adapted to the joint in question.

5.4.3.4 Comparison of the tightening techniques

The comparison of the tightening techniques shows that, as a result of the constant total stress σ_{red} for yield-controlled tightening, the scatter of the assembly preload caused by the equally large scatter of the thread friction coefficient between $\mu_G = 0,10$ and $0,14$ is smaller for this technique than for torque-controlled tightening, and the assembly preload for yield-controlled tightening is always greater than for torque-controlled tightening (Figure 5.4/7).

5.4.3.5 Minimum assembly preload

The requisite minimum assembly preload is calculated while taking into account the load factors (Section 5.3), the preload changes (Section 5.4.2) and the minimum clamp load according to Equation (5.4/4):

$$F_{M \min} = F_{V \min} + F_Z + \Delta F_{Vth} \quad (5.4/27)$$

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + (1 - \Phi_{en}^*) F_{A \max} + F_Z + \Delta F'_{Vth} \quad (5.4/28)$$

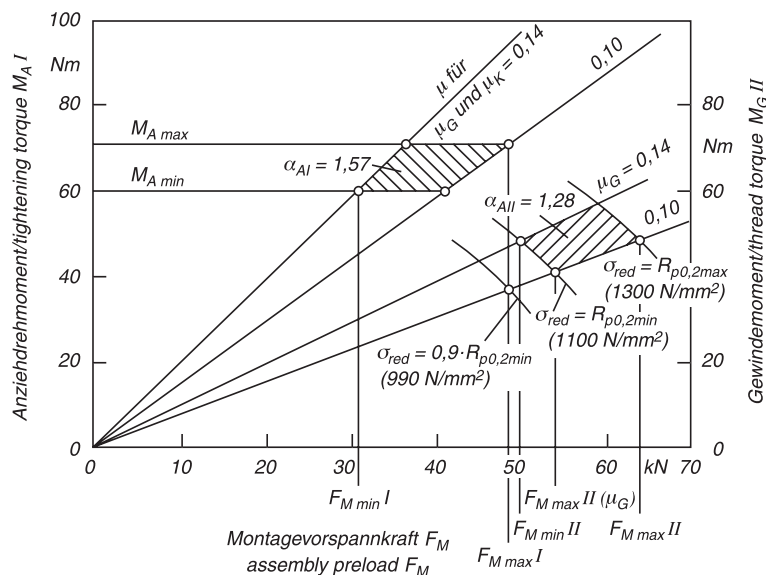


Bild 5.4/7. Vergleich der Montagevorspannkraften beim Drehmoment- (I) und streckgrenzgesteuerten (II) Anziehen (M 10 – 12.9) [33]

Figure 5.4/7. Comparison of the assembly preloads for torque-controlled (I) and yield-controlled (II) tightening (M 10 – 12.9) [33]

Wenn nicht vollständig sichergestellt werden kann, dass eine Belastung immer erst nach dem Erreichen der Betriebs- bzw. Beharrungstemperatur erfolgt, gilt:

Wenn $\Delta F'_{Vth} < 0$, ist hier $\Delta F'_{Vth} = 0$ zu setzen!

5.5 Beanspruchungen und Festigkeitsnachweis

Der Festigkeitsnachweis muss für den Montage- und Betriebszustand getrennt erfolgen.

5.5.1 Montagebeanspruchung

In den meisten Fällen wird die Vorspannkraft durch Drehen der Schraube relativ zur Mutter bzw. zum Innengewinde aufgebracht, wodurch in der Schraube außer einer Zugspannung infolge der Vorspannkraft auch eine Torsionsspannung auf Grund des Gewindemomentes M_G entsteht.

Die maximal mögliche Vorspannkraft (Streckgrenzkraft) der Schraube wird durch diese gleichzeitig wirkenden Zug- und Torsionsspannungen σ_M und τ_M beeinflusst. Die daraus resultierende Gesamtbeanspruchung wird mit der Gestaltänderungsenergiehypothese auf einen äquivalenten einachsigen Spannungszustand (Vergleichsspannung σ_{red}) zurückgeführt.

$$\sigma_{red} = \sigma_{red,M} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau_M^2} \quad (5.5/1)$$

$$\text{Es gilt } \sigma_M = \frac{F_M}{A_0} \quad (5.5/2)$$

$$\text{und } \tau_M = \frac{M_G}{W_P} \quad (5.5/3)$$

mit d_0 als Durchmesser des relevanten Querschnittes A_0 der Schraube und dem zugehörigen polaren Widerstandsmoment W_P . Bei Schrauben mit einem Schaftdurchmesser d_i , der kleiner als der zum Spannungsquerschnitt gehörende Durchmesser $d_S = (d_2 + d_3)/2$ ist, liegt der schwächste Querschnitt im Schaft, so dass zur Berechnung der Vergleichsspannung eingesetzt wird:

$$d_0 = d_{i\min}$$

Bei Taillenschrauben (so genannte Dehnschrauben; $d_0 \leq d_3$) ist mit dem Durchmesser des Dehnschaftes zu operieren:

$$d_0 = d_T$$

Sobald der Schaftdurchmesser $d_{i\min}$ größer wird als der zum Spannungsquerschnitt gehörende Durchmesser d_S (Dünn- und Dickschaftschrauben), verlagert sich in der Regel die Schwachstelle in das Gewinde der Schraube. Für die Berechnung der Vergleichsspannung wird in diesem Fall der fiktive Spannungsdurchmesser d_S als Bezugsgröße herangezogen: $d_0 = d_S$

If it cannot be completely ensured that loading always occurs only after the working or equilibrium temperature is reached, then:

If $\Delta F'_{Vth} < 0$, $\Delta F'_{Vth} = 0$ is to be substituted here!

5.5 Stresses and strength verification

The strength must be verified separately for the assembly and working states.

5.5.1 Assembly stress

In most cases, the preload is applied by turning the bolt relative to the nut or the internal thread, as a result of which, apart from a tensile stress as a result of the preload, a torsional stress is also produced in the bolt on account of the thread torque M_G .

The maximum possible preload (load at yield point) of the bolt is influenced by these simultaneously acting tension and torsional stresses σ_M and τ_M . The resulting total stress is reduced by means of the deformation energy theory to an equivalent uniaxial stress state (comparative stress σ_{red}).

$$\sigma_{red} = \sigma_{red,M} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3\tau_M^2} \quad (5.5/1)$$

$$\text{The following applies } \sigma_M = \frac{F_M}{A_0} \quad (5.5/2)$$

$$\text{and } \tau_M = \frac{M_G}{W_P} \quad (5.5/3)$$

with d_0 as the diameter of the relevant cross section A_0 of the bolt and with the associated polar moment of resistance W_P . In bolts having a shank diameter d_i which is smaller than the diameter $d_S = (d_2 + d_3)/2$ belonging to the stress cross section, the weakest cross section lies in the shank, the following is substituted for calculating the comparative stress:

$$d_0 = d_{i\min}$$

In the case of necked-down bolts ("reduced-shank bolts"; $d_0 \leq d_3$), the diameter of the reduced shank is to be used:

$$d_0 = d_T$$

As soon as the shank diameter $d_{i\min}$ becomes larger than the diameter d_S (scant-shank and full-diameter bolts) belonging to the stress cross section, the weak point as a rule shifts into the thread of the bolt. For calculating the comparative stress, the imaginary stress diameter d_S is used in this case as reference quantity: $d_0 = d_S$

Damit ergibt sich

$$\frac{\sigma_{\text{red,M}}}{\sigma_M} = \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau_M}{\sigma_M} \right)^2} = \sqrt{1 + 3 \left(\frac{M_G \cdot A_0}{W_P \cdot F_M} \right)^2} \quad (5.5/4)$$

Unter Beachtung der in Abschnitt 5.4.3 hergeleiteten Berechnung für das Gewindemoment des metrischen Gewindes gilt allgemein für den elastischen Bereich mit $W_P = (\pi/16) d_0^3$:

$$\begin{aligned} \frac{\tau_M}{\sigma_M} &= \frac{M_G \cdot A_0}{W_P \cdot F_M} = \frac{2d_2}{d_0} [\tan(\varphi + \rho')] \\ &\approx \frac{2d_2}{d_0} \left(\frac{P}{\pi d_2} + 1,155 \mu_G \right) \end{aligned} \quad (5.5/5)$$

Für den Fall, dass für die Vergleichsspannung $\sigma_{\text{red,M}}$ nur eine anteilige Ausnutzung der nach DIN EN ISO 898-1 oder DIN EN ISO 3506-1 genormten Mindeststreckgrenze $R_{p0,2 \min}$ der Schraube (üblicherweise 90 %) zugelassen wird, gilt mit dem Ausnutzungsgrad v :

$$\sigma_{\text{red,Mzul}} = v \cdot R_{p0,2 \min} \quad (5.5/6)$$

Nach [36] ist im relevanten Querschnitt A_0 die Fließgrenze des Werkstoffes, d.h. der vollplastische Zustand dann erreicht, wenn eine über den Querschnitt konstante Torsionsspannung vorliegt. Dem wird durch eine Korrektur des polaren Widerstandsmomentes entsprochen. Es gilt: $W_P = (\pi/12) d_0^3$.

Aus Gleichung (5.5/4), (5.5/5) und (5.5/6) folgt dann *bezogen auf die Fließgrenze*:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{Mzul}} &= \frac{v \cdot R_{p0,2 \min}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \tan(\varphi + \rho'_{\min}) \right]^2}} \\ &= \frac{v \cdot R_{p0,2 \min}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right) \right]^2}} \end{aligned} \quad (5.5/7)$$

Die Montagevorspannkraft F_{M} ergibt sich somit zu:

$$F_{\text{Mzul}} = \sigma_{\text{Mzul}} \cdot A_0 \quad (5.5/8)$$

Für Anziehverfahren ohne Torsionsbeanspruchung gilt:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{red,Mzul}} &= \sigma_{\text{Mzul}} = v \cdot R_{p0,2} \quad \text{bzw.} \\ F_{\text{Mzul}} &= v \cdot R_{p0,2} \cdot A_0 \end{aligned} \quad (5.5/9a)$$

Die Montagevorspannkraft $F_{\text{Mzul}} = F_{\text{MTab}}$ können auch aus den Tabellen A1 bis A4 für eine 90 %ige Ausnutzung der genormten Mindest-Streckgrenze $R_{p0,2 \min}$ nach DIN EN ISO 898-1 entnommen werden. Sie wurden ohne Berücksichtigung von Maß- und Formtoleranzen berechnet. Die Werte sind ge-

Thus

$$\frac{\sigma_{\text{red,M}}}{\sigma_M} = \sqrt{1 + 3 \left(\frac{\tau_M}{\sigma_M} \right)^2} = \sqrt{1 + 3 \left(\frac{M_G \cdot A_0}{W_P \cdot F_M} \right)^2} \quad (5.5/4)$$

Taking into account the calculation derived in Section 5.4.3 for the thread torque of the metric thread, the following generally applies for the elastic region, where $W_P = (\pi/16) d_0^3$:

$$\begin{aligned} \frac{\tau_M}{\sigma_M} &= \frac{M_G \cdot A_0}{W_P \cdot F_M} = \frac{2d_2}{d_0} [\tan(\varphi + \rho')] \\ &\approx \frac{2d_2}{d_0} \left(\frac{P}{\pi d_2} + 1,155 \mu_G \right) \end{aligned} \quad (5.5/5)$$

If only a proportion (normally 90 %) of the minimum yield point $R_{p0,2 \min}$ of the bolt standardized according to DIN EN ISO 898-1 or DIN EN ISO 3506-1 may be utilized for the comparative stress $\sigma_{\text{red,M}}$, then, with the utilization factor v :

$$\sigma_{\text{red,Mzul}} = v \cdot R_{p0,2 \min} \quad (5.5/6)$$

According to [36], the yield point of the material, i.e. the fully plastic state, is reached in the relevant cross section A_0 if there is constant torsional stress over the cross section. This condition is satisfied by a correction to the polar moment of resistance. The following applies: $W_P = (\pi/12) d_0^3$.

From Equations (5.5/4), (5.5/5) and (5.5/6), it follows that, *relative to the yield point*:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{Mzul}} &= \frac{v \cdot R_{p0,2 \min}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \tan(\varphi + \rho'_{\min}) \right]^2}} \\ &= \frac{v \cdot R_{p0,2 \min}}{\sqrt{1 + 3 \left[\frac{3}{2} \cdot \frac{d_2}{d_0} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right) \right]^2}} \end{aligned} \quad (5.5/7)$$

The assembly preload F_{M} is thus:

$$F_{\text{Mzul}} = \sigma_{\text{Mzul}} \cdot A_0 \quad (5.5/8)$$

For tightening techniques without torsional stress:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{red,Mzul}} &= \sigma_{\text{Mzul}} = v \cdot R_{p0,2} \quad \text{or} \\ F_{\text{Mzul}} &= v \cdot R_{p0,2} \cdot A_0 \end{aligned} \quad (5.5/9a)$$

The assembly preloads $F_{\text{Mzul}} = F_{\text{MTab}}$ may also be taken from Tables A1 to A4 for 90 % utilization of the standardized minimum yield point $R_{p0,2 \min}$ according to DIN EN ISO 898-1. They have been calculated without taking into account dimensional and geometrical tolerances. The values are rounded off, the

rundet, wobei der Rundungsfehler nicht größer als $\pm 2,5\%$ ist. Für Taillenschrauben (Tabellen A2 und A4) wurde der Berechnung der Schaftdurchmesser $d_T = 0,9 \cdot d_3$ zu Grunde gelegt.

Für die Berechnung des Spannungsquerschnittes A_S (siehe DIN 13-28) werden die in DIN 13-1 bis -11 genormten Nennmaße für Flankendurchmesser d_2 und Kerndurchmesser d_3 verwendet (Tabellen A11 und A12). Bei Schrauben mit besonders großem negativem Grundabmaß und bei Abmessungen kleiner als M 8 sind die realen Spannungsquerschnitte und polaren Widerstandsmomente z.T. wesentlich geringer [61]. Zum Beispiel ist bei M 12 mit Toleranz 6az (feuerverzinkt) oder bei M 4 mit Toleranz 6e (galvanisch verzinkt) die Tragfähigkeit um bis zu 10 % geringer. Deshalb sollte in diesen Fällen mit $d_{3\min}$ und $d_{2\min}$ gerechnet werden.

Bei der Berechnung von F_{Mzul} nach Gleichung (5.5/7) und (5.5/8) ist ebenso wie bei der Benutzung der Tabellen A1 bis A4 zur Entnahme von F_{MTab} der *Kleinstwert* der Gewindereibungszahl $\mu_{G\min}$ für die vorliegenden Verhältnisse zu verwenden! Das zugehörige maximale Anziehdrehmoment M_A (siehe Abschnitt 5.4.3) kann mit $\mu_{G\min} = \mu_{K\min}$ ebenfalls den Tabellen A1 bis A4 entnommen werden. Sofern die Reibungszahlen nicht bekannt sind oder keine Erfahrungen vorliegen, können Richtwerte aus Tabelle A5 entnommen werden.

Anmerkung: Das erforderliche *Anziehdrehmoment* M_A kann bei Anwendung der Tabellen A1 bis A4 und größerer Streuung des Anziehverfahrens/der Anziehwerkzeuge (ca. $> \pm 5\%$) entsprechend reduziert werden, um Überbeanspruchungen zu vermeiden oder es ist bei einer Vergrößerung des (Montage-)Anziehdrehmomentes die zusätzliche Belastung der Schraube zu beachten. Das bei Anwendung von Klemmmuttern und dergleichen erforderliche Überschraubmoment M_U (Abschnitt 5.4.3) kann es in seltenen Fällen erforderlich machen, dass die daraus resultierende zusätzliche Torsionsbeanspruchung in den Festigkeitsnachweis einzubeziehen ist (Gleichung (5.5/3)).

Beim überelastischen streckgrenz- und drehwinkelgesteuerten Anziehen werden die Schrauben zu mindestens 100 % ihrer jeweiligen Streckgrenze ausgenutzt. Aus diesem Grund sind die erreichbaren Montagevorspannkkräfte mindestens um den Faktor $1/v$ größer als die in den Tabellen A1 bis A4 angegebenen Werte.

Die Größe der zulässigen Montagevorspannkraft F_{Mzul} ist vom Anwender unter Beachtung funktionaler und festigkeitsmäßiger Anforderungen wie Grenzflächenpressung, thermischer Belastungen und Nachgiebigkeiten festzulegen. Beim Anziehen in den elastischen Bereich ist $v = 0,9$ anzustreben, auch wenn die maximale Montagevorspannkraft F_{Mmax} (siehe Abschnitt 5.4.3) deutlich kleiner ist. Für F_{Mzul} gilt damit folgender Bereich (Bild 5.5/1):

$$F_{Mmax} \leq F_{Mzul} \leq 1,4 \cdot F_{MTab} \quad (5.5/9b)$$

rounding-off error being no greater than $\pm 2,5\%$. For necked-down bolts (Tables A2 and A4), the calculation was based on the shank diameter $d_T = 0,9 \cdot d_3$.

The nominal dimensions standardized in DIN 13-1 to -11 for pitch diameter d_2 and minor diameter d_3 (Tables A11 and A12) are used for the calculation of the stress cross section A_S (see DIN 13-28). In the case of bolts having an especially large fundamental negative deviation and for dimensions smaller than M 8, the actual stress cross sections and polar moments of resistance are in part substantially smaller [61]. For example, for M 12 with tolerance 6az (hot-galvanized) or for M 4 with tolerance 6e (electro-galvanized), the loading capacity is lower by up to 10 %. Therefore the calculation should be carried out $d_{3\min}$ and $d_{2\min}$ in these cases.

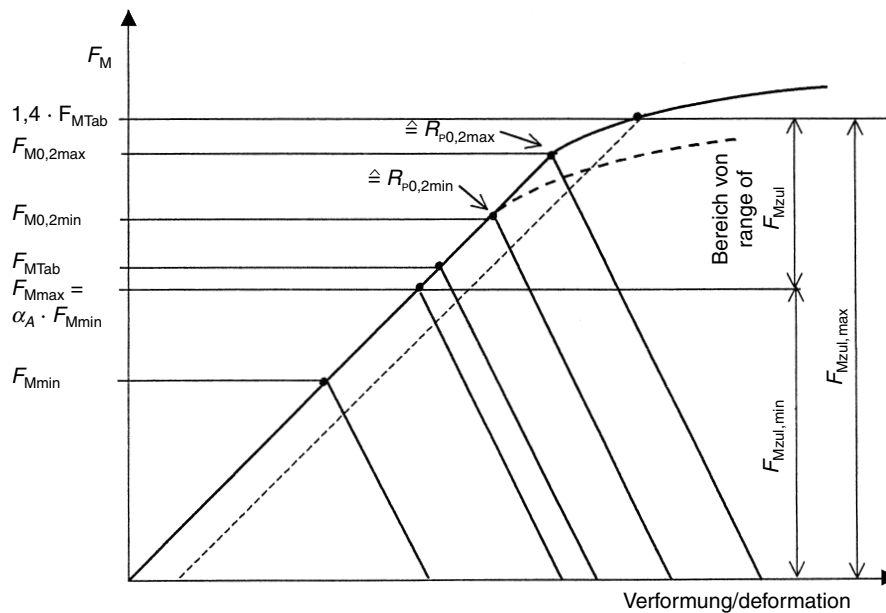
When calculating F_{Mzul} according to Equations (5.5/7) and (5.5/8) as well as when using the Tables A1 to A4 for deducing F_{MTab} , the *smallest value* of the thread friction coefficient $\mu_{G\min}$ for the existing conditions is to be used! The associated maximum tightening torque M_A (see Section 5.4.3), with $\mu_{G\min} = \mu_{K\min}$, can likewise be deduced from Tables A1 to A4. If the coefficients of friction are not known or if no information is available, guide values may be taken from Table A5.

Note: The requisite *tightening torque* M_A may be appropriately reduced when using Tables A1 to A4 and with greater variation in the tightening technique/tightening tools (ca. $> \pm 5\%$) in order to avoid overstressing, or the additional loading of the bolt is to be taken into account if the (assembly) tightening torque is increased. In rare cases, the overbolting torque M_U (Section 5.4.3) required when using lock nuts and the like may make it necessary to include the resulting additional torsional stress in the strength verification (Equation (5.5/3)).

In the case of yield- and angle-controlled tightening beyond the elastic limit, the bolts are utilized up to at least 100 % of their respective yield point. For this reason, the achievable assembly preloads are higher by at least the factor $1/v$ than the values given in Tables A1 to A4.

The magnitude of the permissible assembly preload F_{Mzul} is to be established by the user while taking into account requirements in terms of function and strength, such as limiting surface pressure, thermal loading and resiliances. When tightening within the elastic range, $v = 0,9$ is to be aimed at, even if the maximum assembly preload F_{Mmax} (see Section 5.4.3) is markedly lower. Thus, for F_{Mzul} , the following range applies (Figure 5.5/1):

$$F_{Mmax} \leq F_{Mzul} \leq 1,4 \cdot F_{MTab} \quad (5.5/9b)$$

Bild 5.5/1. Bereich der zulässigen Montagevorspannkraft $F_{M\text{ zul}}$ Figure 5.5/1. Range of permissible assembly preload $F_{M\text{ zul}}$

5.5.2 Betriebsbeanspruchung

Gegenüber der Montagebeanspruchung führt eine Betriebsbelastung mit axialen Komponenten (Betriebskraftanteil F_A , Betriebsmoment M_B und thermische Zusatzkraft ΔF_{Vth}) in der Regel zu einer erhöhten Beanspruchung (siehe Abschnitt 3.2).

Im Betriebszustand wird die Torsionsbeanspruchung stets geringer sein als im Montagezustand. Bei überelastisch vorgespannten Verbindungen wurde oftmals ein vollständiger Abbau der Torsionsspannung beobachtet. Bei elastisch vorgespannten Verbindungen gingen die Torsionsspannungen unter statischer Belastung in vielen Fällen auf 50 % und bei wechselnder Belastung langfristig ebenfalls vollständig zurück. Die Torsionsspannung kann in unterschiedlicher Höhe berücksichtigt werden.

Besteht die Forderung, dass die *Streckgrenze im Betriebszustand nicht überschritten* werden darf, so gilt für die Vergleichsspannung im Betriebszustand mit der Gestaltänderungsenergiehypothese analog zu Abschnitt 5.5.1:

$$\sigma_{\text{red,B}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3(k_\tau \cdot \tau)^2} < R_{p0,2\text{min}} \quad (5.5/10)$$

Neben der wirkenden Zugbeanspruchung ist die Torsionsbeanspruchung für beliebige Betriebszustände nur teilweise zu berücksichtigen. Sofern keine anderen Erkenntnisse vorliegen, wird für den Reduktionskoeffizienten empfohlen: $k_\tau = 0,5$

5.5.2 Working stress

Compared with the assembly stress, a working load with axial components (working load component F_A , working moment M_B and additional thermal load ΔF_{Vth}) generally leads to increased stress (see Section 3.2).

The torsional stress always becomes smaller in the working state than in the assembly state. In joints preloaded beyond the elastic limit, a complete reduction of the torsional stress has often been observed. In elastically preloaded joints, the torsional stresses in many cases decreased to 50 % under static loading and are also completely reduced in the long term under alternating loading. The torsional stress can be taken into account at a different level.

If the yield point must not be exceeded in the working state, then, for the comparative stress in the working state, by means of the deformation energy theory, in a similar manner to Section 5.5.1:

$$\sigma_{\text{red,B}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3(k_\tau \cdot \tau)^2} < R_{p0,2\text{min}} \quad (5.5/10)$$

In addition to the acting tensile stress, the torsional stress for any working states is only to be partly taken into account. If no other information is available, the reduction coefficient recommended is: $k_\tau = 0,5$

Für die Zugspannung gilt mit der Schraubenzusatzkraft F_{SA} (Abschnitt 5.3) und einer eventuell thermischen Zusatzkraft ΔF_{Vth} bei temperaturbeanspruchten Verbindungen (Abschnitt 5.4.2.2):

$$\sigma_z = \frac{F_{S \max}}{A_0} = \frac{1}{A_0} (F_{M \text{ zul}} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth}) \quad (5.5/11)$$

Liegt in Abweichung vom Ziel dieser Richtlinie ein partielles Klaffen der Schraubenverbindung vor, so ist zu beachten, dass sich oberhalb von F_{Aab} (siehe Abschnitt 5.3.3) die elastischen Nachgiebigkeiten von Schraube und Platte verändern. Diese Veränderung ist einer exakten Berechnung noch nicht zugänglich. In Näherung wird deshalb empfohlen in Gleichung (5.5/11) an Stelle von $F_{SA \max}$ die in Abschnitt 5.3.3 ermittelte Schraubenzusatzkraft F_{SAKI} einzusetzen.

Wenn $\Delta F_{Vth} > 0$, dann ist hier $\Delta F_{Vth} = 0$ zu setzen, es sei denn, dass die mechanische Belastung immer erst nach dem Erreichen der Betriebs- bzw. Beharrungstemperatur erfolgt.

Die Torsionsspannung τ berechnet sich nach Gleichung (5.5/3) mit dem Gewindemoment M_G (Abschnitt 5.4.3)

$$M_G = F_{M \text{ zul}} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right) \quad (5.5/12)$$

und dem Widerstandsmoment

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_0^3 \quad (5.5/13)$$

Wenn im seltenen Fall erforderlich, ist ein Überschraubmoment $M_{\ddot{U}}$ (Abschnitt 5.4.3) in den Festigkeitsnachweis einzubeziehen (siehe Anmerkung im vorangegangenen Abschnitt).

Bei vollständigem Rückgang der Torsionsbelastung muss die Summe aus der maximalen Vorspannkraft der Verbindung im Betrieb, der maximalen Schraubenzusatzkraft und der thermischen Zusatzkraft (es gilt obige Bemerkung zur Gleichung (5.5/11)) kleiner sein als die Kraft der Schraube an der genormten Mindeststreckgrenze nach DIN EN ISO 898-1 oder DIN EN ISO 3506-1:

$$R_{p0,2 \min} \cdot A_0 \geq F_{V \max} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth} \quad (5.5/14)$$

Kommt es zur *Überschreitung der Streckgrenze* infolge überelastischen Anziehens oder entsprechend großer Belastung, so hat die erste Belastung eine plastische Verformung der Schraube zur Folge, da für die Schraubenkraft gilt: $F_{S1} > F_{M0,2}$ mit $F_{M0,2}$ aus Gleichung (5.5/7) bei $n = 1$ und Gleichung (5.5/8). Infolgedessen vermindert sich die Montagevorspannkraft [37].

For the tensile stress, with the additional bolt load F_S (Section 5.3) and a possible additional thermal load ΔF_{Vth} in thermally stressed joints (Section 5.4.2.2):

$$\sigma_z = \frac{F_{S \max}}{A_0} = \frac{1}{A_0} (F_{M \text{ zul}} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth}) \quad (5.5/11)$$

If, in deviation from the aim of this guideline, the bolted joint is partly open, it is to be taken into account that the elastic resiliences of bolt and plate change above F_{Aab} (see Section 5.3.3). This change still cannot be calculated exactly. As an approximation, therefore it is recommended to substitute the additional bolt load F_{SAKI} determined in Section 5.3.3 in place of $F_{SA \max}$ in Equation (5.5/11).

If $\Delta F_{Vth} > 0$, then $\Delta F_{Vth} = 0$ is to be substituted here, unless the mechanical loading always occurs only after the working or equilibrium temperature is reached.

The torsional stress τ is calculated according to Equation (5.5/3) with the thread torque M_G (Section 5.4.3)

$$M_G = F_{M \text{ zul}} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right) \quad (5.5/12)$$

and the moment of resistance

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_0^3 \quad (5.5/13)$$

If it is necessary in the rare case, an overbolting torque $M_{\ddot{U}}$ (Section 5.4.3) is to be included in the strength verification (see the Note in the preceding section).

If the torsional load is completely reduced, the sum of the maximum preload of the joint in service, the maximum additional bolt load and the additional thermal load (the above comment concerning Equation (5.5/11) applies) must be less than the load of the bolt at the standardized minimum yield point according to DIN EN ISO 898-1 or DIN EN ISO 3506-1:

$$R_{p0,2 \min} \cdot A_0 \geq F_{V \max} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth} \quad (5.5/14)$$

If the yield point is exceeded as a result of tightening beyond the elastic limit or correspondingly high loading, the initial loading results in plastic deformation of the bolt, since for the bolt force: $F_{S1} > F_{M0,2}$ with $F_{M0,2}$ from Equation (5.5/7) at $v = 1$ and Equation (5.5/8). Consequently, the assembly preload decreases [37].

Für die Vorspannkraft nach der ersten Belastung gilt unter der Annahme, dass das Setzen (Abschnitt 5.4.2.1) abgeklungen ist:

$$F_{V1} = F_{S1} - F_{SA \max} \quad (5.5/15)$$

Wegen der gleichzeitig ablaufenden Verfestigung des Schraubenwerkstoffes und der starken Verringerung der Torsionsspannungen gilt mit dem Verfestigungskoeffizienten $k_V = 1,1 \dots 1,2$:

$$F_{V1} = F_V = (F_{M0,2} - F_Z) \cdot k_V - F_{SA \max} \quad (5.5/16)$$

Nach der ersten Belastung liegt damit in der Regel wieder ein rein elastisches Verhalten der Schraubenverbindung vor, da sie sich auf die neue Streckgrenze eingestellt hat. Die gegenüber dem Montagezustand um mehr als den Setzverlust verringerte Vorspannkraft F_{V1} kann bei kritischen Verbindungen eine Überprüfung bezüglich der Einhaltung von F_{Mmin} erforderlich machen.

Bei temperaturbeanspruchten Verbindungen müssen die spontanen oder aber erst langfristig wirksamen Änderungen der Werkstoffkennwerte (Warmdehngrenze, Zeitdehngrenze, Elastizitätsmodul, Wärmeausdehnungskoeffizient) aller gepaarten Teile beachtet werden.

5.5.3 Schwingbeanspruchung

Die Ausschlagsspannung bei Schwingbeanspruchung berechnet sich zu

$$\sigma_a = \frac{F_{SA0} - F_{SAu}}{2A_S} \quad (5.5/17)$$

Bei exzentrischer Verspannung und/oder Belastung gilt unter Beachtung der Biegebelastung

$$\sigma_{ab} = \frac{\sigma_{SA0} - \sigma_{SAu}}{2} \quad (5.5/18)$$

An der Stelle des ersten tragenden Gewindegangs der Schraube liegt eine hohe Kerbwirkung vor. Die örtlichen Spannungsspitzen können hier, abhängig von den konstruktiven Gegebenheiten bis zehnmal größer als die Nennspannungen sein. Bei Schwingbeanspruchung ist deshalb die Tragfähigkeit von Schraubenverbindungen gegenüber statischer Beanspruchung deutlich geringer. Die Schwingfestigkeit der gesamten Verbindung wird von einer Vielzahl von Einflussfaktoren bestimmt.

Richtwerte für die gemäß DIN 969 und ISO 3800 auf den Spannungsquerschnitt A_S bezogene Dauerhaltbarkeit hochfester Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 mit Regelgewinde 6g/6H lassen sich wie folgt berechnen [38; 39]. Dabei wird die Streuung der Messwerte um die Spannungsamplitude

For the preload after the initial loading, assuming that the embedding (Section 5.4.2.1) has abated:

$$F_{V1} = F_{S1} - F_{SA \max} \quad (5.5/15)$$

On account of the fact that the bolt material hardens at the same time as the torsional stresses are reduced to a considerable degree, then, with the hardening coefficients $k_V = 1,1 \dots 1,2$:

$$F_{V1} = F_V = (F_{M0,2} - F_Z) \cdot k_V - F_{SA \max} \quad (5.5/16)$$

Thus, after the initial loading, the bolted joint again behaves in a purely elastic manner as a rule, since it has adjusted itself to the new yield point. Due to the fact that the preload F_{V1} is reduced by more than the embedding loss compared with the assembly state, it may be necessary to check that F_{Mmin} is maintained in the case of critical joints.

In thermally stressed joints, the spontaneous changes, or else changes which are effective only in the long term, in the material characteristics (thermal proof stress, creep limit, Young's modulus, coefficient of thermal expansion) of all the paired parts are to be taken into account.

5.5.3 Alternating stress

The alternating stress is calculated as

$$\sigma_a = \frac{F_{SA0} - F_{SAu}}{2A_S} \quad (5.5/17)$$

For eccentric clamping and/or loading, taking into account the bending load, the following applies

$$\sigma_{ab} = \frac{\sigma_{SA0} - \sigma_{SAu}}{2} \quad (5.5/18)$$

A high notch effect is present at the first load-bearing thread turn of the bolt. The local stress peaks here, depending on the design conditions, may be up to ten times higher than the nominal stresses. The load-bearing capacity of bolted joints is therefore markedly lower during alternating stress compared with static stress. The dynamic strength of the entire joint is determined by a large number of influencing factors.

Guide values for the fatigue limit, related to the stress cross section A_S according to DIN 969 and ISO 3800, of high-strength bolts according to DIN EN ISO 898-1 with standard threads 6g/6H can be calculated as follows [38; 39]. In this case, the scatter of the measured values about the stress amplitude σ_{A50} is taken into

σ_{A50} berücksichtigt, indem die untere Grenze des Streubereiches σ_{A1} mit dem Faktor 0,85 bestimmt wird.

Für schlussvergütete Schraubengewinde (SV) gilt für die Spannungsamplitude der Dauerhaltbarkeit im Gültigkeitsbereich von $0,3 \leq F_{Sm}/F_{0,2\min} < 1$ angegeben (σ in N/mm², d in mm):

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/d + 45) \quad (5.5/19)$$

Bei überelastisch angezogenen schlussvergüteten Schrauben muss nicht mit einer Verringerung der Dauerhaltbarkeit des Gewindes gerechnet werden, da sich die Vorspannkraft bei Betriebsbelastung auf ein niedrigeres Niveau einstellt (siehe Abschnitt 5.5.2).

Für schlussgewalzte (SG) Schrauben ergibt sich im Gültigkeitsbereich von $0,3 \leq F_{Sm}/F_{0,2\min} < 1$ eine höhere Dauerfestigkeit als bei schlussvergüteten Schrauben, die wegen der induzierten Druckeigenstressungen mittlungsabhängig ist [60]:

$$\sigma_{ASG} = (2 - F_{Sm}/F_{0,2\min}) \cdot \sigma_{ASV} \quad (5.5/20)$$

$$\text{mit } F_{Sm} = \frac{F_{SAo} + F_{SAu}}{2} + F_{Mzul} \quad (5.5/21)$$

Die Dauerhaltbarkeit von Feingewinden nimmt mit zunehmender Festigkeit und Gewindefinheit ab. Sie kann z.B. bei Verbindungen mit der Festigkeitsklasse 12.9 um bis zu 30 % niedriger sein als bei Regalgewinde [39; 40].

Die hier genannten Dauerhaltbarkeiten gelten für schlussvergütete und schlussgewalzte Schrauben erst bei Schwingspielzahlen von mehr als $N_D = 2 \cdot 10^6$. Treten im Betrieb nur wenige tausend Schwingspiele ($N_Z > 10^4$) mit Spannungsamplituden auf, die größer als die ermittelte Dauerhaltbarkeit sind, dann kann eine zeitfeste Auslegung der Verbindung unter der Annahme der folgenden Schwingfestigkeitswerte erfolgen [4; 39; 41]:

- schlussvergütet (SV)

$$\sigma_{AZSV} = \sigma_{ASV} (N_D/N_Z)^{1/3} \quad (5.5/22)$$

- schlussgewalzt (SG)

$$\sigma_{AZSG} = \sigma_{ASG} (N_D/N_Z)^{1/6} \quad (5.5/23)$$

Die Gleichungen (5.5/22) und (5.5/23) sind nicht unbedenken für einen Betriebsfestigkeitsnachweis (mehr als ein Lastkollektiv) verwendbar, da hierzu keine gesicherten Erkenntnisse vorliegen.

Dauerfestigkeitswerte für Schrauben aus austenitischen Stählen und Nichteisenmetallen sind der Literatur [42 bis 47] zu entnehmen. Bei feuerverzinkten Schrauben ist die Dauerfestigkeit ca. 20 % geringer als mit den Gleichungen (5.5/19) und (5.5/20) berechnet.

account by the lower limit of the scatter range σ_{A1} being determined with the factor 0,85.

For bolt threads (SV) rolled before heat treatment, for the stress amplitude of the fatigue limit, specified within the validity range of $0,3 \leq F_{Sm}/F_{0,2\min} < 1$ (σ in N/mm², d in mm):

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/d + 45) \quad (5.5/19)$$

With bolts rolled before heat treatment and tightened beyond the elastic limit, a reduction in the fatigue limit of the thread need not be expected, since the preload is adjusted to a lower level during working load (see Section 5.5.2).

The fatigue strength for bolts (SG) rolled after heat treatment, within the validity range of $0,3 \leq F_{Sm}/F_{0,2\min} < 1$, is higher than that for bolts rolled before heat treatment. This higher fatigue strength is a function of the steady stresses on account of the induced residual compressive stresses [60]:

$$\sigma_{ASG} = (2 - F_{Sm}/F_{0,2\min}) \cdot \sigma_{ASV} \quad (5.5/20)$$

$$\text{where } F_{Sm} = \frac{F_{SAo} + F_{SAu}}{2} + F_{Mzul} \quad (5.5/21)$$

The fatigue limit of fine threads decreases with increasing strength and the degree of fineness of the threads. For example, in joints having the strength grade 12.9, it may be up to 30 % lower than in standard threads [39; 40].

For bolts rolled before heat treatment and bolts rolled after heat treatment, the fatigue limits mentioned here only apply at numbers of alternating cycles of more than $N_D = 2 \cdot 10^6$. If only a few thousand alternating cycles ($N_Z > 10^4$) with stress amplitudes which are greater than the fatigue limit occur in service, the endurance limit of the joint can then be established if the following dynamic strength values are assumed [4; 39; 41]:

- rolled before heat treatment (SV)

$$\sigma_{AZSV} = \sigma_{ASV} (N_D/N_Z)^{1/3} \quad (5.5/22)$$

- rolled after heat treatment (SG)

$$\sigma_{AZSG} = \sigma_{ASG} (N_D/N_Z)^{1/6} \quad (5.5/23)$$

Equations (5.5/22) and (5.5/23) cannot be used indiscriminately for a strength verification in service (more than one load group), for there are no reliable findings in this respect.

Fatigue strength values for bolts made of austenitic steels and nonferrous metals can be seen from the literature [42 to 47]. In the case of hot-galvanized bolts, the fatigue strength is about 20 % lower than calculated with Equations (5.5/19) and (5.5/20).

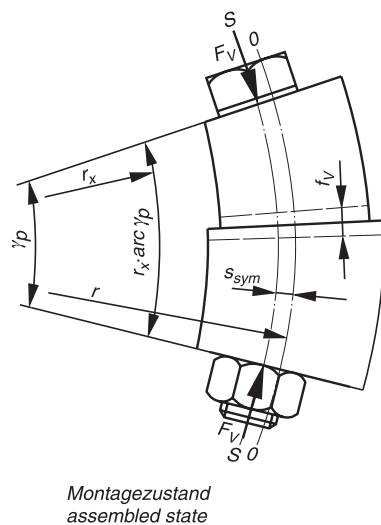
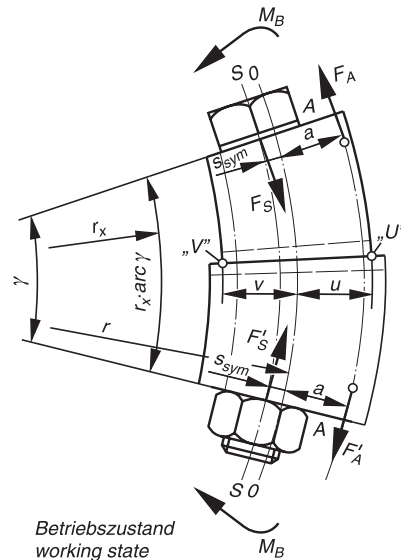


Bild 5.5/2. Biegekörper
Figure 5.5/2. Bending solid



Bei *exzentrischer Belastung und/oder Verspannung* der verspannten Teile wird durch die angreifenden Kräfte F_A , F_S und ein äußeres Betriebsmoment M_B ein Gesamtbiegemoment $M_{B\text{ges}}$ erzeugt, welches eine Erhöhung der Zusatzspannung σ_{SA} der Schraube auf σ_{SAb} hervorruft, die bei der Beurteilung der Dauerhaltbarkeit zu berücksichtigen ist.

Analog zu Bild 5.5/2 (Abstände s_{sym} und a nicht auf der gleichen Seite) ergibt sich das Gesamtbiegemoment M_{Bges} unter Berücksichtigung der Hebelarme allgemein zu:

$$M_{\text{B ges}} = F_{\text{A}} \cdot a + F_{\text{S}} \cdot s_{\text{sym}} + M_{\text{B}} \quad (5.5/24)$$

Das für die Spannungserhöhung verantwortliche Zusatzbiegemoment errechnet sich unter Abzug der Wirkung der Vorspannkraft F_V :

$$\begin{aligned} M_b &= M_{\text{Bges}} - F_V \cdot s_{\text{sym}} \\ &= F_A \cdot a + F_S \cdot s_{\text{sym}} + M_B - F_V \cdot s_{\text{sym}} \end{aligned} \quad (5.5/25)$$

Mit Gleichung (3/5) folgt:

$$M_b = F_A \cdot a + \left(F_V + \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A + \Phi_m^* \frac{M_B}{s_{\text{sym}}} \right) s_{\text{sym}} + M_B - F_V \cdot s_{\text{sym}} \quad (5.5/26)$$

$$M_b = \left[1 + \frac{s_{\text{sym}}}{a} \Phi_{\text{en}}^* + \frac{M_B}{F_A \cdot a} (1 + \Phi_m^*) \right] F_A \cdot a \quad (5.5/27)$$

Analog zur Längsnachgiebigkeit δ für die Berechnung der Längsverformung f kann eine Biegnachgiebigkeit β für die Berechnung der Biegeverformung γ definiert werden (Abschnitt 5.1.1).

Der Biegewinkel γ (siehe Bild 5.5/2) ist für die Schraube und die verspannten Teile gleich groß.

$$\gamma_{\text{s}} = \gamma_{\text{p}} = \gamma \quad (5.5/28)$$

In the case of *eccentric loading and/or clamping* of the clamped parts, a total bending moment $M_{B\text{ ges}}$ is produced by the applied loads F_A , F_S and an external working moment M_B . This total bending moment $M_{B\text{ ges}}$ increases the additional stress σ_{SA} of the bolt to σ_{SAb} , which has to be taken into account when evaluating the fatigue limit.

By analogy with Figure 5.5/2 (distances s_{sym} and a not on the same side), the total bending moment M_{Bges} , taking into account the lever arms, is generally obtained as:

$$M_{\text{B ges}} = F_{\text{A}} \cdot a + F_{\text{S}} \cdot s_{\text{sym}} + M_{\text{B}} \quad (5.5/24)$$

The additional bending moment responsible for the stress increase is calculated by subtracting the effect of the preload F_V :

$$\begin{aligned} M_b &= M_{\text{Bges}} - F_V \cdot s_{\text{sym}} \\ &= F_A \cdot a + F_S \cdot s_{\text{sym}} + M_B - F_V \cdot s_{\text{sym}} \end{aligned} \quad (5.5/25)$$

With Equation (3/5), it follows that:

$$M_b = F_A \cdot a + \left(F_V + \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A + \Phi_m^* \frac{M_B}{s_{\text{sym}}} \right) s_{\text{sym}} + M_B - F_V \cdot s_{\text{sym}} \quad (5.5/26)$$

$$M_b = \left[1 + \frac{s_{\text{sym}}}{a} \Phi_{\text{en}}^* + \frac{M_B}{F_A \cdot a} (1 + \Phi_m^*) \right] F_A \cdot a \quad (5.5/27)$$

In a similar manner to the longitudinal resilience δ for calculating the longitudinal deformation f , a bending resilience β for calculating the bending deformation γ can be defined (Section 5.1.1).

The bending angle γ (see Figure 5.5/2) is the same size for the bolt and the clamped parts.

$$\gamma_{\text{S}} = \gamma_{\text{P}} = \gamma \quad (5.5/28)$$

Aus dieser Verformungsbedingung erhält man mit der Gleichung (5.1/20) für den Biegewinkel der Schraube und analog der Platte sowie mit der Gleichgewichtsbedingung

$$M_{\text{Bges}} = M_{\text{BgesS}} + M_{\text{BgesP}} \quad (5.5/29)$$

schließlich die von der Schraube und den verspannten Teilen aufzunehmenden Anteile des Gesamtbiegemomentes M_{Bges} .

$$\beta_S \cdot M_{\text{BgesS}} = \beta_P \cdot M_{\text{BgesP}} \quad \text{bzw.}$$

$$M_{\text{BgesP}} = \frac{\beta_S}{\beta_P} M_{\text{BgesS}} \quad (5.5/30)$$

Damit ergibt sich der von der Schraube aufzunehmende Anteil zu:

$$M_{\text{BgesS}} = \frac{M_{\text{Bges}}}{1 + \frac{\beta_S}{\beta_P}} \quad (5.5/31)$$

Im Allgemeinen ist $\beta_S \gg \beta_P$, so dass β_S/β_P sehr viel größer als 1 wird. Damit ist das von der Schraube aufzunehmende Biegemoment näherungsweise:

$$M_{\text{BgesS}} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \cdot M_{\text{Bges}} \quad (5.5/32)$$

Mit dem Zusatzbiegemoment M_b ergibt sich damit analog zu obiger Gleichung für die zusätzliche Biegebelastung der Schraube unter Verwendung von Gleichung (5.5/26) und unter Beachtung der Vorzeichenregel (Abschnitt 5.3.2):

$$M_{\text{Sb}} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \left[1 - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \Phi_{\text{en}}^* + \frac{M_B}{F_A \cdot a} \left(1 - \frac{s_{\text{sym}}}{|s_{\text{sym}}|} \Phi_{\text{m}}^* \right) \right] F_A \cdot a \quad (5.5/33)$$

Für den überwiegenden Fall, dass keine äußeren Biegemomente angreifen, vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$M_{\text{Sb}} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \left(1 - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \Phi_{\text{en}}^* \right) F_A \cdot a \quad (5.5/34)$$

Damit erhält man für die größte Zusatzspannung analog $\sigma = \sigma_z + \sigma_b$

$$\sigma_{\text{SAb}} = \frac{\Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A}{A_S} + \frac{\beta_P}{\beta_S} \left(1 - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \Phi_{\text{en}}^* \right) \frac{F_A \cdot a}{W_S} \quad (5.5/35)$$

Mit den Beziehungen für den Spannungsquerschnitt (Abschnitt 5.4.3), für β_S und das Ersatzträgheitsmoment \bar{I}_{Bers} des Biegekörpers (Abschnitt 5.1.1.2) sowie mit $I_3/W_S \approx d_S/2$ und der Beziehung für die Biege nachgiebigkeit der verspannten Teile analog Gleichung (3/15) und (5.1/17)

From this deformation condition, with the Equation (5.1/20) for the bending angle of the bolt and similarly for the plate and with the equilibrium condition

$$M_{\text{Bges}} = M_{\text{BgesS}} + M_{\text{BgesP}} \quad (5.5/29)$$

we finally obtain the proportions of the total bending moment M_{Bges} to be absorbed by the bolt and the clamped parts.

$$\beta_S \cdot M_{\text{BgesS}} = \beta_P \cdot M_{\text{BgesP}} \quad \text{or}$$

$$M_{\text{BgesP}} = \frac{\beta_S}{\beta_P} M_{\text{BgesS}} \quad (5.5/30)$$

Thus the proportion to be absorbed by the bolt is:

$$M_{\text{BgesS}} = \frac{M_{\text{Bges}}}{1 + \frac{\beta_S}{\beta_P}} \quad (5.5/31)$$

In general $\beta_S \gg \beta_P$, so that β_S/β_P is very much larger than 1. Thus the bending moment to be absorbed by the bolt is approximately:

$$M_{\text{BgesS}} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \cdot M_{\text{Bges}} \quad (5.5/32)$$

With the additional bending moment M_b , in a similar manner to the above equation for the additional bending load of the bolt, using Equation (5.5/26) and taking into account the sign rule (Section 5.3.2), we obtain:

$$M_{\text{Sb}} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \left[1 - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \Phi_{\text{en}}^* + \frac{M_B}{F_A \cdot a} \left(1 - \frac{s_{\text{sym}}}{|s_{\text{sym}}|} \Phi_{\text{m}}^* \right) \right] F_A \cdot a \quad (5.5/33)$$

In the predominant case of no external bending moments, the equation is simplified to:

$$M_{\text{Sb}} \approx \frac{\beta_P}{\beta_S} \left(1 - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \Phi_{\text{en}}^* \right) F_A \cdot a \quad (5.5/34)$$

Thus for the maximum additional stress similar to $\sigma = \sigma_z + \sigma_b$, we obtain

$$\sigma_{\text{SAb}} = \frac{\Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A}{A_S} + \frac{\beta_P}{\beta_S} \left(1 - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \Phi_{\text{en}}^* \right) \frac{F_A \cdot a}{W_S} \quad (5.5/35)$$

With the relationships for the stress cross section (Section 5.4.3), for β_S and the substitutional moment \bar{I}_{Bers} of gyration of the bending solid (Section 5.1.1.2), and with $I_3/W_S \approx d_S/2$ and the relationship for the bending resilience of the clamped parts, in a similar manner to Equations (3/15) and (5.1/17)

$$\beta_P = \frac{l_K}{E_P \cdot \bar{I}_{\text{Bers}}} \quad (5.5/36)$$

folgt:

$$\sigma_{\text{SAb}} = \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_{\text{en}}^*} - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{\text{ers}}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{\text{Bers}}} \right] \frac{\Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A}{A_S} \quad (5.5/37)$$

Der rechts neben der eckigen Klammer stehende Ausdruck beschreibt dabei die Spannung, welche allein aus der Differenzkraft F_{SA} resultiert und der Klammerausdruck deren Erhöhung durch die zusätzliche Biegespannung.

Bei Verbindungen mit m verspannten Platten unterschiedlicher E-Moduli gilt an Stelle von Gleichung (5.5/36):

$$\beta_P = \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot \bar{I}_{\text{Bers}, i}} \quad (5.5/37a)$$

Dementsprechend ist Gleichung (5.5/37) zu ändern.

Liegt partielles Klaffen der Schraubenverbindung vor, wird in Näherung empfohlen in Gleichung (5.5/37) das relative Nachgiebigkeits- bzw. Kraftverhältnis Φ_{en}^* durch das Verhältnis der in Abschnitt 5.3.3 berechneten Schraubenzusatzkraft F_{SAKI} und der zugehörigen axialen Betriebskraft F_A zu ersetzen.

5.5.4 Flächenpressung an Schraubenkopf- und Mutternauflageflächen

In der Auflagefläche zwischen Schraubenkopf und Mutter einerseits und verspanntem Teil andererseits sollten weder durch die Montagevorspannkraft noch durch die Maximalkraft F_{Smax} im Betrieb Flächenpressungen wirksam werden, die Kriechvorgänge (zeitabhängiges plastisches Fließen) verbunden mit einem Verlust an Vorspannkraft verursachen. Die Flächenpressung sollte deshalb die Grenzflächenpressung des verspannten Werkstoffs nicht überschreiten.

Montagezustand:

$$p_{\text{Mmax}} = F_{\text{Mzul}}/A_{\text{pmin}} \leq p_G \quad (5.5/38)$$

Betriebszustand:

$$p_{\text{Bmax}} = (F_{\text{Vmax}} + F_{\text{SAmax}} - \Delta F_{\text{Vth}})/A_{\text{pmin}} \leq p_G \quad (5.5/39)$$

Hier gilt ebenso: Wenn $\Delta F_{\text{Vth}} > 0$, dann ist $\Delta F_{\text{Vth}} = 0$ zu setzen, es sei denn, dass die mechanische Belastung immer erst nach dem Erreichen der Betriebs- bzw. Beharrungstemperatur erfolgt.

Bei druckbelasteten Verbindungen (negatives F_A) ist $F_{\text{SAmax}} = 0$ zu setzen.

$$\beta_P = \frac{l_K}{E_P \cdot \bar{I}_{\text{Bers}}} \quad (5.5/36)$$

it follows that:

$$\sigma_{\text{SAb}} = \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_{\text{en}}^*} - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{\text{ers}}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{\text{Bers}}} \right] \frac{\Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A}{A_S} \quad (5.5/37)$$

In this case, the expression on the right next to the square bracket describes the stress which results solely from the difference load F_{SA} and the expression in brackets describes its increase due to the additional bending load.

For joints with m clamped plates of different Young's moduli, the following applies in place of Equation (5.5/36):

$$\beta_P = \sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot \bar{I}_{\text{Bers}, i}} \quad (5.5/37a)$$

Accordingly, Equation (5.5/37) is to be changed.

If the bolted joint is partly open, it is recommended, as an approximation, to substitute in Equation (5.5/37) the ratio of the additional bolt load F_{SAKI} , calculated in Section 5.3.3, and the associated axial working load F_A for the relative resilience or load factor Φ_{en}^* .

5.5.4 Surface pressure at the bolt head and nut bearing surfaces

In the bearing area between the bolt head and nut on the one hand and the clamped part on the other hand, surface pressures which cause creep (time-dependent plastic flowing) in conjunction with a loss of preload should not become effective either as a result of assembly preload or the maximum load F_{Smax} in service. The surface pressure should therefore not exceed the limiting surface pressure of the clamped material.

Assembly state:

$$p_{\text{Mmax}} = F_{\text{Mzul}}/A_{\text{pmin}} \leq p_G \quad (5.5/38)$$

Working state:

$$p_{\text{Bmax}} = (F_{\text{Vmax}} + F_{\text{SAmax}} - \Delta F_{\text{Vth}})/A_{\text{pmin}} \leq p_G \quad (5.5/39)$$

In this case too: If $\Delta F_{\text{Vth}} > 0$, then $\Delta F_{\text{Vth}} = 0$ is to be substituted, unless the mechanical loading always occurs only after the working or equilibrium temperature is reached.

For joints loaded in compression (negative F_A), $F_{\text{SAmax}} = 0$ is to be substituted.

Für die maximale Flächenpressung bei streckgrenz- und drehwinkelgesteuerten Anziehverfahren gilt mit dem Wert für $F_{Mzul} = F_{MTab}$ aus den Tabellen A1 bis A4

$$p_{\max} = \frac{F_{MTab}}{A_{p\min}} \cdot 1,4 \quad (5.5/40)$$

Der Faktor 1,4 resultiert aus dem Produkt des Verhältnisses der maximalen zur Mindest-Streckgrenze (1,2), dem Kehrwert des Ausnutzungsgrades $1/v = 1,11$ und dem Verfestigungseinfluss (1,05) [34].

Für ebene Kreisringauflagen gilt näherungsweise:

$$A_{p\min} = \frac{\pi}{4}(d_{wa}^2 - D_{Ki}^2) \quad (5.5/41)$$

mit D_{Ki} nach Gleichung (5.4/22).

Experimentell ermittelte Anhaltswerte für Grenzflächenpressungen sind in Tabelle A9 angegeben. Sie sind unter anderem abhängig von der Geometrie und der zu Grunde gelegten Eindrückung der verspannten Teile. Durch Fasen an der Bohrung können bei Stählen bis zu 25 % höhere Werte erreicht werden (Stützwirkung). Sehr kleine Außenabmessungen verspannter Teile führen zu einer teilweise deutlichen Verringerung der Grenzflächenpressung. Können bei Stählen höhere Eindrückwege als 25 µm zugelassen werden, so sind z.T. größere Grenzflächenpressungen möglich [53].

Falls Unterlegscheiben zur Verminderung der Flächenpressung verwendet werden, ist auf deren ausreichende Festigkeit und Dicke zu achten. Zur Berechnung der Flächenpressung zwischen einer Scheibe der Dicke h_s und den verspannten Teilen ist bei Normscheiben unter Beachtung der Druckeinflusszone als Außendurchmesser zu verwenden:

$$d_{wa} = d_w + 1,6 h_s \quad (5.5/41a)$$

Bei thermischer Belastung ist die Abnahme der Werkstofffestigkeit und damit auch der Grenzflächenpressung zu beachten.

5.5.5 Einschraubtiefe

Im Fall einer Überbeanspruchung soll der Schraubenbolzen im freien belasteten Gewindeteil oder im Schaft brechen (Konstruktionsprinzip). Dies erfordert eine gezielte Abstimmung der Tragfähigkeiten der einzelnen Stellen der Schraubenverbindung. Hierzu gehört auch die Tragfähigkeit des Innengewindes.

Die kritische Einschraubtiefe bzw. Mutterhöhe m_{kr} (Länge der vollständig im Eingriff befindlichen Gewindegänge von Schraube und Mutter bzw. Innengewinde) ist dann erreicht, wenn die Tragfähigkeit der

For the maximum surface pressure in the case of yield- and angle-controlled tightening techniques, with the value for $F_{Mzul} = F_{MTab}$ from Tables A1 to A4, the following applies:

$$p_{\max} = \frac{F_{MTab}}{A_{p\min}} \cdot 1,4 \quad (5.5/40)$$

The factor 1.4 results from the product of the ratio of the maximum yield point to the minimum yield point (1.2), the reciprocal value of the utilization factor $1/v = 1,11$ and the hardening effect (1,05) [34].

For plane circular ring bearing areas, the following approximately applies:

$$A_{p\min} = \frac{\pi}{4}(d_{wa}^2 - D_{Ki}^2) \quad (5.5/41)$$

with D_{Ki} according to Equation (5.4/22).

Reference values for limiting surface pressures attained experimentally are given in Table A9. They depend, among other things, on the geometry and the impression of the clamped parts which is taken as a basis. In the case of steel, up to 25 % higher values (supporting effect) can be achieved by chamfers at the hole. Very small outside dimensions of clamped parts lead in part to a marked reduction in the limiting surface pressure. If amounts of impression greater than 25 µm can be permitted for steel, higher limiting surface pressures are partly possible [53].

If washers are used for reducing the surface pressure, care is to be taken to ensure that they have sufficient strength and thickness. To calculate the surface pressure between a washer of thickness h_s and the clamped parts, the following equation is to be used for standard washers, taking into account the compression influencing zone as outside diameter:

$$d_{wa} = d_w + 1,6 h_s \quad (5.5/41a)$$

In the case of thermal loading, the decrease in the strength of the material and thus also in the limiting surface pressure is to be taken into account.

5.5.5 Length of engagement

In the event of overstressing, the bolt is to fracture in the free loaded thread part or in the shank (design principle). This requires specific matching of the load-bearing capacities of the individual points of the bolted joint. This also includes the load-bearing capacity of the internal thread.

The critical length of engagement or nut height m_{kr} (length of the thread turns of bolt and nut or internal thread which are completely in engagement) is achieved when the load-bearing capacity of the mat-

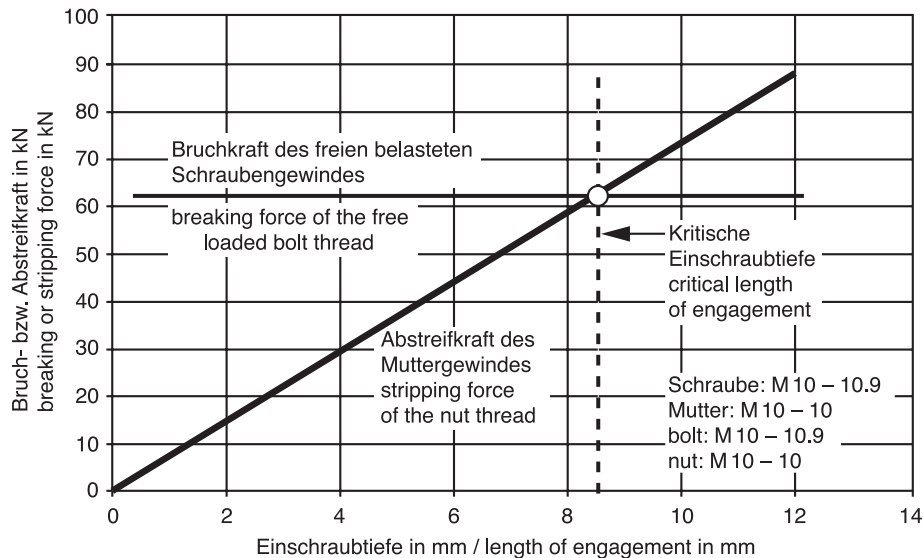


Bild 5.5/3. Einschraubtiefe und Abstreifkraft des Innengewindes einer Schraubenverbindung

Figure 5.5/3. Length of engagement and stripping force of the internal thread of a bolted joint

ineinander greifenden Gewindegänge der des freien belasteten Schraubengewindes oder des Schaftes entspricht (Bild 5.5/3).

Schraubenverbindungen mit genormten Muttern sind voll tragfähig, wenn die Festigkeitsklasse der Mutter mindestens der des Schraubenbolzens entspricht. Beispiel: Schraube 10.9 mit Mutter 10.

Beim Einschrauben von Gewindebolzen in Muttergewinde aus Werkstoffen mit relativ niedriger Festigkeit streifen bei unterkritischer Einschraubtiefe im Fall einer Überbeanspruchung die Bolzenschraubgewindegänge das Muttergewinde ab. Die Tragfähigkeit der Schraubenverbindung ist in diesem Fall von der Scherfläche, die durch den Außendurchmesser des Bolzenschraubgewindes festgelegt wird, und der Scherfestigkeit des Mutterwerkstoffs abhängig.

Das Berechnungsmodell zur Ermittlung der erforderlichen Mutterhöhe bei Zugbeanspruchung geht davon aus, dass sich die erforderliche Mutterhöhe ausschließlich aus der Scherbeanspruchung des Mutterwerkstoffs, hervorgerufen durch die Zugkraft im Bolzenschraubgewinde, ableitet und dass der Einfluss überlagerter Biegespannungen in den Gewindegängen vernachlässigt werden kann. Mit Korrekturfaktoren (C_1 , C_3) wird u.a. die aus der Biegung resultierende Verringerung der Scherfläche beachtet.

Zudem geht das Rechenmodell davon aus, dass auf Grund der Plastifizierung zum Zeitpunkt des Bruchereignisses – Abscheren der Gewindegänge – eine gleichmäßige Kraftverteilung auf die Gewindegänge innerhalb der Mutter vorliegt.

Die Abstreifkraft des Muttergewindes F_{mGM} bzw. die erforderliche Einschraubtiefe $m_{eff\ min}$ werden nach

ing thread turns corresponds to that of the free loaded bolt thread or of the shank (Figure 5.5/3).

Bolted joints with standardized nuts are capable of bearing full load if the strength grade of the nut correspond to at least that of the bolt. For example: bolt 10.9 with nut 10.

When screwing bolts into nut threads made of materials having relatively low strength, the bolt thread turns, in the event of overstressing, strip the nut thread at a subcritical length of engagement. The load-bearing capacity of the bolted joint, in this case, depends on the shearing area, which is established by the outside diameter of the bolt thread, and on the shearing strength of the nut material.

The calculation model for determining the requisite nut height in the case of tensile stress assumes that the requisite nut height is derived solely from the shearing stress of the nut material, caused by the tensile force in the stud thread, and that the effect of superimposed bending stresses in the thread turns can be ignored. Among other things, the reduction in the shearing area resulting from the bending is taken into account with correction factors (C_1 , C_3).

In addition, the calculation model assumes that, on account of the plasticization at the instant of fracturing – stripping of the thread turns – there is a uniform distribution of forces over the thread turns inside the nut.

The stripping force of the nut thread F_{mGM} and the requisite length of engagement $m_{eff\ min}$ are calculated

[48] mit der Scherfestigkeit τ_{BM} und der Scherfläche des Innengewindes A_{SGM} wie folgt berechnet:

$$F_{\text{mGM}} = \tau_{\text{BM}} \cdot A_{\text{SGM}} \cdot C_1 \cdot C_3 \quad (5.5/42)$$

mit

$$A_{\text{SGM}} = \pi \cdot d \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \quad (5.5/43)$$

und für metrische Gewinde bei $s/d = 1,4$ bis $1,9$:

$$C_1 = 3,8 \cdot s/d - (s/d)^2 - 2,61 \quad (5.5/44a)$$

wobei für ESV im Regelfall gilt: $C_1 = 1$; sowie

$$C_3 = 0,728 + 1,769 R_s - 2,896 R_s^2 + 1,296 R_s^3 \quad (5.5/44b)$$

für $0,4 < R_s < 1$

bzw.

$$C_3 = 0,897 \text{ für } R_s \geq 1 \quad (5.5/44c)$$

Das Festigkeitsverhältnis R_s mit der Scherfestigkeit τ und Scherflächen A_{SG} von Mutter und Schraubenbolzen berechnet sich zu:

$$R_s = \tau_{\text{BM}} \cdot A_{\text{SGM}} / (\tau_{\text{BS}} \cdot A_{\text{SGS}}) \quad (5.5/44d)$$

für Stahl gilt:

$$R_s = R_{\text{mmin}} \cdot A_{\text{SGM}} / (R_{\text{ms}} \cdot A_{\text{SGS}}) \quad (5.5/44e)$$

mit

$$A_{\text{SGS}} = \pi \cdot D_1 \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30^\circ] \quad (5.5/44f)$$

Folgt für das Festigkeitsverhältnis aus Gleichung (5.5/43) und (5.5/44e) bei gleichem Scherfestigkeitsverhältnis:

$$R_s = \frac{d \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ]}{D_1 \cdot [P/2 + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30^\circ]} \cdot \frac{R_{\text{mM}}}{R_{\text{ms}}} \quad (5.5/44g)$$

Damit wird

$$F_{\text{mGM}} = C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d \quad (5.5/45)$$

Entsprechend dem Konstruktionsprinzip wird die Abstreifkraft des Muttergewindes mit der Bruchkraft des freien belasteten Schraubengewindes

$F_{\text{mS}} = R_{\text{m}} \cdot A_{\text{S}}$ verglichen:

$$F_{\text{mGM}} \geq F_{\text{mS}} \quad (5.5/46)$$

Daraus folgt mit Gleichung (5.5/45)

$$C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d \geq R_{\text{m}} \cdot A_{\text{S}}$$

according to [48] with the shearing strength τ_{BM} and the shearing area of the internal thread A_{SGM} as follows:

$$F_{\text{mGM}} = \tau_{\text{BM}} \cdot A_{\text{SGM}} \cdot C_1 \cdot C_3 \quad (5.5/42)$$

with

$$A_{\text{SGM}} = \pi \cdot d \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \quad (5.5/43)$$

and for metric threads at $s/d = 1,4$ to $1,9$:

$$C_1 = 3,8 \cdot s/d - (s/d)^2 - 2,61 \quad (5.5/44a)$$

in which case the following generally applies for ESV: $C_1 = 1$; and

$$C_3 = 0,728 + 1,769 R_s - 2,896 R_s^2 + 1,296 R_s^3 \quad (5.5/44b)$$

for $0,4 < R_s < 1$

or

$$C_3 = 0,897 \text{ where for } R_s \geq 1 \quad (5.5/44c)$$

The strength ratio R_s with the shearing strength τ and shearing areas A_{SG} of nut and bolt is calculated as:

$$R_s = \tau_{\text{BM}} \cdot A_{\text{SGM}} / (\tau_{\text{BS}} \cdot A_{\text{SGS}}) \quad (5.5/44d)$$

for steel:

$$R_s = R_{\text{mmin}} \cdot A_{\text{SGM}} / (R_{\text{ms}} \cdot A_{\text{SGS}}) \quad (5.5/44e)$$

where

$$A_{\text{SGS}} = \pi \cdot D_1 \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30^\circ] \quad (5.5/44f)$$

For the strength ratio, from Equations (5.5/43) and (5.5/44e), at the same shearing strength ratio:

$$R_s = \frac{d \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ]}{D_1 \cdot [P/2 + (d_2 - D_1) \cdot \tan 30^\circ]} \cdot \frac{R_{\text{mM}}}{R_{\text{ms}}} \quad (5.5/44g)$$

Thus

$$F_{\text{mGM}} = C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d \quad (5.5/45)$$

In accordance with the design principle, the stripping force of the nut thread is compared with the fracture force of the free loaded bolt thread $F_{\text{mS}} = R_{\text{m}} \cdot A_{\text{S}}$:

$$F_{\text{mGM}} \geq F_{\text{mS}} \quad (5.5/46)$$

It follows from this that, with Equation (5.5/45)

$$C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \cdot (m_{\text{eff}}/P) \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d \geq R_{\text{m}} \cdot A_{\text{S}}$$

bzw.

$$m_{\text{eff}} = R_m \cdot A_S \cdot P / \{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d \} \quad (5.5/47)$$

Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass eine Einschraublänge von etwa $0,8 P$ im Muttergewinde unbelastet bleibt [49], lautet die Rechenbeziehung zur Herleitung der erforderlichen Einschraubtiefe schließlich:

$$m_{\text{eff min}} = \frac{R_m \cdot A_S \cdot P}{\left\{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot d \right\}} + 0,8 P \quad (5.5/48)$$

Der für die Belastbarkeit der Gewindeverbindung ungünstigste Fall liegt dann vor, wenn der Außendurchmesser d des Schraubengewindes an der unteren und der Flankendurchmesser D_2 des Muttergewindes an der oberen Toleranzgrenze liegt. Die Rechenbeziehung (5.5/48) zur Ableitung der erforderlichen Einschraubtiefe wird deshalb für den Fall nicht bekannter effektiver Gewindemaße wie folgt modifiziert:

$$m_{\text{eff min}} = \frac{R_{m \text{ max}} \cdot A_S \cdot P}{\left\{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \left[\frac{P}{2} + (d_{\text{min}} - D_{2 \text{ max}}) \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot d_{\text{min}} \right\}} + 0,8 P \quad (5.5/49)$$

Beim Einschrauben von Gewindebolzen in Muttern aus Werkstoffen mit relativ hoher Festigkeit streifen bei unterkritischer Einschraubtiefe im Fall einer Überbeanspruchung die Muttergewindegänge das Bolzengewinde ab. Die Tragfähigkeit der Schraubenverbindung ist in diesem Fall von der Scherfläche, die durch den Innendurchmesser des Muttergewindes festgelegt wird, und der Scherfestigkeit des Bolzenwerkstoffs abhängig. Der Rechengang wird analog zu dem beschriebenen ausgeführt. Er wird hier nicht im Einzelnen beschrieben.

Die in Gleichung (5.5/49) benötigten Scherfestigkeitswerte τ_{BM} können für verschiedene Mutterwerkstoffe bei bekannter Zugfestigkeit $R_{m \text{ min}}$ bzw. Brinellhärte HB aus Tabelle 5.5/1 unter Beachtung von Tabelle A9 entnommen werden.

Bild 5.5/4 gestattet die grafische Abschätzung der erforderlichen Einschraubtiefe von Schraubenverbindungen mit Regelgewinde von M 4 bis M 39 in Abhängigkeit von der Scherfestigkeit des Mutterwerkstoffs für die Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 und 12.9 des Schraubenbolzens.

Bei der Ermittlung dieser Daten stellte sich heraus, dass die erforderlichen Einschraubtiefen im Bereich zwischen M 4 und M 39 in einem Streuband liegen, dessen Breite maximal 10 % des Mittelwertes erreicht. Die obere Grenzlinie wird von der Gewinde-

or

$$m_{\text{eff}} = R_m \cdot A_S \cdot P / \{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \cdot [P/2 + (d - D_2) \cdot \tan 30^\circ] \cdot \pi \cdot d \} \quad (5.5/47)$$

Taking into account the fact that a length of engagement of about $0.8 P$ in the nut thread remains unloaded [49], the calculating relationship for deriving the requisite length of engagement is finally:

$$m_{\text{eff min}} = \frac{R_m \cdot A_S \cdot P}{\left\{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \left[\frac{P}{2} + (d - D_2) \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot d \right\}} + 0,8 P \quad (5.5/48)$$

The case which is most unfavorable for the loading capacity of the threaded joint exists when the outside diameter d of the bolt thread lies at the lower tolerance limit and the pitch diameter D_2 of the nut thread lies at the upper tolerance limit. The calculation relationship (5.5/48) for deriving the requisite length of engagement is therefore modified as follows for the case of unknown effective thread dimensions:

$$m_{\text{eff min}} = \frac{R_{m \text{ max}} \cdot A_S \cdot P}{\left\{ C_1 \cdot C_3 \cdot \tau_{\text{BM}} \left[\frac{P}{2} + (d_{\text{min}} - D_{2 \text{ max}}) \tan 30^\circ \right] \cdot \pi \cdot d_{\text{min}} \right\}} + 0,8 P \quad (5.5/49)$$

When screwing bolts into nuts made of materials having relatively high strength, the nut thread turns, in the event of overstressing, strip the bolt thread at a subcritical length of engagement. The load-bearing capacity of the bolted joint, in this case, depends on the shearing area, which is established by the inside diameter of the nut thread, and on the shearing strength of the bolt material. The process of calculation is similar to that described. It is not described here in detail.

The shearing strength values τ_{BM} required in Equation (5.5/49), for various nut materials at known tensile strength $R_{m \text{ min}}$ or Brinell hardness HB, can be seen from Table 5.5/1 while taking into account Table A9.

Figure 5.5/4 enables the requisite length of engagement of bolted joints with standard threads of M 4 to M 39 to be estimated graphically as a function of the shearing strength of the nut material for the strength grades 8.8, 10.9 and 12.9 of the bolt.

When determining these data, it was found that the requisite lengths of engagement within the range between M 4 and M 39 lie within a scatter band, the width of which reaches at most 10 % of the average value. The upper limiting line is formed by the thread

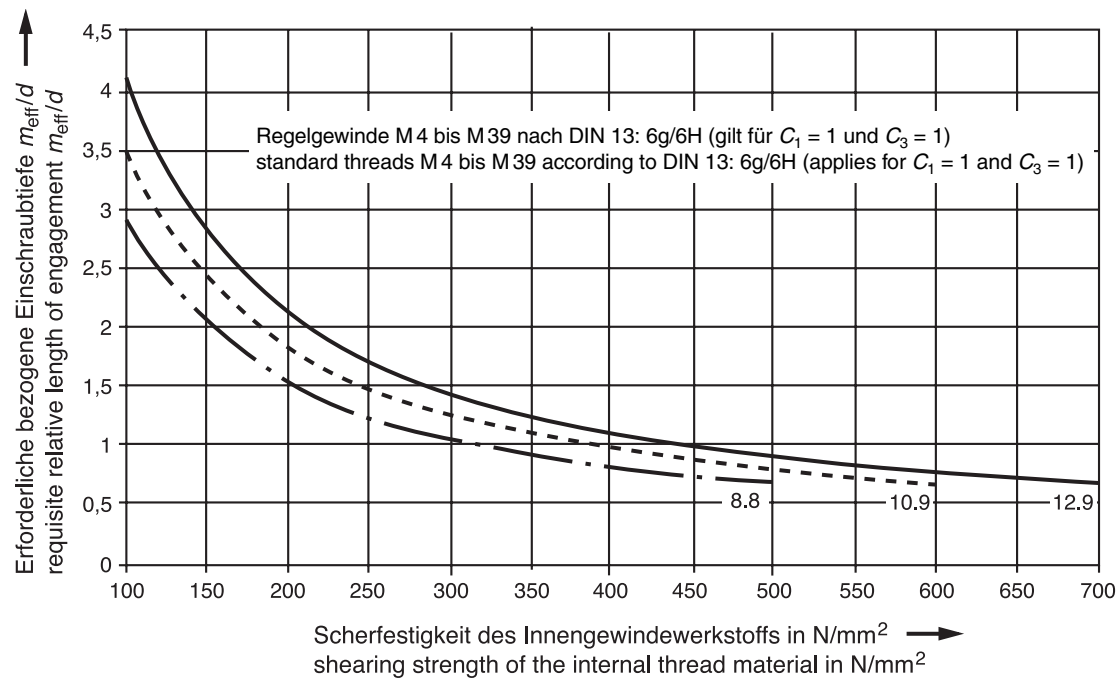


Bild 5.5/4. Richtwerte für die erforderliche bezogene Einschraubtiefe

Figure 5.5/4. Guide values for the requisite relative length of engagement

Tabelle 5.5/1. Anhaltswerte für Scherfestigkeitsverhältnisse von verschiedenen Werkstoffsorten

Werkstoffsorte	Scherfestigkeitsverhältnisse	
	τ_B/R_m	τ_B/HB
Vergütungsstahl	0,60 bis 0,65	2
Austenit (lösungsgeglüht)	0,80	3
Austenit F60/90	0,65 bis 0,75	2,0 bis 2,5
Grauguss	GJL	1,4
	GJS	0,9
Aluminiumlegierung	0,7	1,5
Titanlegierung (ausgehärtet)	0,6	2

Table 5.5/1. Reference values for shearing strength ratios of various types of material

Material types		Shear strength ratios	
		τ_B/R_m	τ_B/HB
Annealing steel		0,60 bis 0,65	2
Austenitic (solution heat treated)		0,80	3
Austenitic F60/90		0,65 bis 0,75	2,0 bis 2,5
Cast iron	GJL	1,4	1,5
	GJS	0,9	2,0
Aluminum alloy		0,7	1,5
Titanium alloy (age-hardened)		0,6	2

abmessung M4 gebildet. Deshalb wurden für die Kurven in Bild 5.5/4 die Rechenwerte für die Abmessung M4 zu Grunde gelegt (ungünstigster Fall).

Weiterhin liegt Bild 5.5/4 die Verwendung der in der Praxis maximal auftretenden Zugfestigkeit $R_{m \max}$ zu Grunde.

Bei verringerter Ausnutzung der Schraubenfestigkeit, z.B. Anziehen in den elastischen Bereich, kann die Mindest-Einschraubtiefe entsprechend reduziert werden.

Für Gewinde mit Feinsteigung und/oder geänderten Toleranzen können hiervon abweichende Einschraubtiefen erforderlich werden. Diese sollten jeweils nach Gleichung (5.5/49) ermittelt werden.

size M4. Therefore the calculated values for the size M4 (most unfavorable case) were taken as a basis for the curves in Figure 5.5/4.

Furthermore, Figure 5.5/4 is based on the use of the maximum tensile strength $R_{m \max}$ occurring in practice.

With reduced utilization of the bolt strength, e.g. tightening into the elastic range, the minimum length of engagement can be correspondingly reduced.

For fine-pitch threads and/or modified tolerances, lengths of engagement differing from this may be necessary. These should in each case be determined according to Equation (5.5/49).

5.5.6 Scherbelastung

5.5.6.1 Allgemeines

Grundsätzlich besteht die Forderung, dass es nicht zu Relativbewegungen zwischen der Schraube und/oder den verspannten Teilen (Gleiten) kommen darf. Bei Schraubenverbindungen, wo diese Forderung nicht erfüllt werden kann bzw. nicht besteht, ist bei der Auslegung sicherzustellen, dass bei Überlastung eine eingeschränkte weitere Nutzung möglich ist oder aber andere im Kraftfluss liegende Komponenten durch das Versagen an einer Sollbruchstelle geschützt werden.

Die Anzahl und Lage der kraftübertragenden Trennfugen q_F bzw. der momentenübertragenden (M_Y) Trennfugen q_M ergibt sich, wenn die Verbindung gedanklich bis zum Versagen belastet wird. Jede am Gleiten der verspannten Bauteile bzw. Abscheren der Schraube beteiligte innere Trennfuge ist zu berücksichtigen. Nicht relevant sind all die Trennfugen, an denen keine Relativverschiebungen auftreten können. Die Gesamttragfähigkeit ergibt sich aus der Summe der Einzeltragfähigkeiten der Trennfugen.

Die Prüfung einer gleitfesten Verbindung kann in Anlehnung an ein in Anhang A der DIN V ENV 1090-1 (Ausführung von Tragwerken aus Stahl – Teil 1: Allgemeine Regeln und Regeln für Hochbauten, 1998) beschriebenes Verfahren erfolgen. Demgegenüber kann die Prüfung einer Scher-Lochleibungs-Verbindung in Anlehnung an DIN 50 141 (Scherversuch, 1982) oder LN 65 150 (Zweischchnittiger Scherversuch an Schrauben und Bolzen, 1977) durchgeführt werden.

5.5.6.2 Lastaufteilung

Die Höhe der bei mehreren beteiligten Schrauben jeweils wirkenden Querkraft F_{Qi} ist in der Regel verschieden. Eine gleichmäßige Belastung mehrerer Schrauben setzt meist eine Relativverschiebung und örtliche bleibende Verformungen voraus, aus denen sich eine Anlage und Anpassung der gepaarten Teile unter Last ergeben.

Ein Einsatz von Schrauben der Festigkeitsklasse 12.9 oder 80, die Paarung von Schrauben der Festigkeitsklassen 8.8, 10.9 oder 70 mit hochfesten Bauteilen ($R_m > 800 \text{ MPa}$, $A_5 < 14 \%$) oder eine gleichförmige Lastverteilung auf mehr als acht Verbindungsstellen erfordert in der Regel experimentelle Untersuchungen, um die Eignung solcher Verbindungen zu bewerten.

Übliche Teilungen sind: $3 d_h \leq e_1 \leq 5 d_h$. Bei großen Lagetoleranzen und Spiel entsprechend Bohrungsreihe mittel nach ISO 273 ist die Grenzabscherkraft

5.5.6 Shearing load

5.5.6.1 General

In principle, relative movements between the bolt and/or clamped parts (slip) must not occur. In bolted joints where this requirement cannot be met or does not exist, it is to be ensured in the design that restricted further use is possible in the event of overloading or else other components lying in the lines of force are protected by failure at a predetermined breaking point.

The number and position of the force-transmitting interfaces q_F or the moment-transmitting (M_Y) interfaces q_M is obtained when the joint is imagined as if it were loaded to failure. Each inner interface involved in the slipping of the clamped components or the shearing of the bolt is to be taken into account. All the interfaces at which no relative movements can occur are not relevant. The total load-bearing capacity is obtained from the sum of the individual load-bearing capacities of the interfaces.

The test of a slip-resistant joint can be carried out in accordance with a method described in Annex A of DIN V ENV 1090-1 (Design of supporting frameworks of steel – Part 1: General rules and regulations for tall structures, 1998). On the other hand, the test of a shearing/hole-bearing-stress joint can be carried out in accordance with DIN 50 141 (Shearing test, 1982) or LN 65 150 (Double-shear shearing test on bolts and studs, 1977).

5.5.6.2 Load distribution

The level of the transverse load F_{Qi} applied in each case where several bolts are involved varies as a rule. Uniform loading of several bolts usually requires a relative displacement and local permanent deformations, which result in contact and adaptation of the paired components under load.

The use of bolts of the strength grade 12.9 or 80, the pairing of bolts of the strength grades 8.8, 10.9 or 70 with high-strength components ($R_m > 800 \text{ MPa}$, $A_5 < 14 \%$) or a uniform load distribution over more than eight connecting points generally requires experimental investigations in order to evaluate the suitability of such joints.

Conventional spacings are: $3 d_h \leq e_1 \leq 5 d_h$. In the case of large positional tolerances and clearance in accordance with hole series medium according to

bei n_S Schrauben in diesem Bereich zu verringern um den Abminderungsfaktor:

$$\beta_1 = 1,075 - (0,005 \cdot n_S \cdot e_1/d) \quad \text{mit} \\ 0,75 \leq \beta_1 \leq 1,0 \quad (5.5/50)$$

Bei kleinen Lagetoleranzen und Spiel entsprechend IT 13 kann bis etwa $n_S = 8$ ohne Abminderungsfaktor, das heißt $\beta_1 = 1,0$, gerechnet werden.

Bei kreisförmigen Flanschverbindungen kann auch bei $n_S > 8$ eine gleichmäßige Lastverteilung angenommen werden, da von einer Verformungsgleichheit aller Verbindungen ausgegangen werden kann.

5.5.6.3 Statische Beanspruchung

Ein *Gleiten* soll durch die Haftreibung in den Trennfugen vermieden werden. Die Grenzgleitkraft $F_{Qzul\mu}$ ist von der Reibungszahl und der Restklemmkraft abhängig:

$$F_{Qzul\mu} \geq F_{Qres} \quad (5.5/51)$$

$$\text{mit } F_{Qzul\mu} = \mu_{Tmin} \cdot F_{KRmin}/S_G \quad (5.5/52) \\ S_G \geq 1,2$$

$$F_{Qres} = F_{Qmax}/q_F + M_{Ymax}/(q_M \cdot r_a) \quad (5.5/53)$$

Bei der Schätzung einer Haftreibungszahl μ_T für die einzelnen Trennfugen (siehe Tabelle A6) muss die Vorbereitung der gepaarten Flächen und eine mögliche Beeinträchtigung des Montagezustandes durch eindringende Medien (Kapillarwirkung der Trennfugen) berücksichtigt werden. Zwischen technischen Oberflächen können üblicherweise Haftreibungszahlen von $0,1 \leq \mu_T \leq 1,0$ auftreten. Eine Ermittlung bzw. Überprüfung durch Versuche sollte die Auslegung absichern.

Für die minimale Restklemmkraft in der Trennfuge gilt:

$$F_{KRmin} = \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_{cn}^*) F_{Amax} - F_Z - \Delta F_{Vth} \quad (5.5/54)$$

Gilt für die thermische Zusatzkraft $\Delta F_{Vth} < 0$, so ist mit $\Delta F_{Vth} = 0$ zu rechnen, es sei denn, dass die Querbelastung in jedem Fall erst nach Erreichen der Beharrungstemperaturen wirkt.

Ein *Ausfall der Verbindung durch Versagen der verspannten Teile* in Richtung der Querkraft oder senkrecht zu ihr soll sicher vermieden werden. Für die geometrische Ausbildung des Lochbildes gilt mit den Abständen e (ausgehend von der Bohrungs-/Schraubenlängsachse):

ISO 273, the limiting shearing force for n_S bolts within this range is to be reduced by the reduction factor:

$$\beta_1 = 1,075 - (0,005 \cdot n_S \cdot e_1/d) \quad \text{where} \\ 0,75 \leq \beta_1 \leq 1,0 \quad (5.5/50)$$

In the case of small positional tolerances and clearance in accordance with IT 13, the calculation can be made for up to about $n_S = 8$ without a reduction factor, i.e. $\beta_1 = 1,0$.

In the case of circular flanged joints, a uniform load distribution can also be assumed at $n_S > 8$, since it can be assumed that all the joints are subjected to the same deformation.

5.5.6.3 Static stress

Slipping is to be avoided by the static friction at the interfaces. The limiting slip load $F_{Qzul\mu}$ depends on the coefficient of friction and the residual clamp load:

$$F_{Qzul\mu} \geq F_{Qres} \quad (5.5/51)$$

$$\text{where } F_{Qzul\mu} = \mu_{Tmin} \cdot F_{KRmin}/S_G \quad (5.5/52) \\ S_G \geq 1,2$$

$$F_{Qres} = F_{Qmax}/q_F + M_{Ymax}/(q_M \cdot r_a) \quad (5.5/53)$$

When estimating a coefficient of static friction μ_T for the individual interfaces (see Table A6), the preparation of the paired surfaces and possible impairment of the assembly state due to penetrating media (capillary action of the interfaces) must be taken into account. Coefficients of static friction of $0,1 \leq \mu_T \leq 1,0$ can normally occur between engineering surfaces. Determining or checking them by tests should verify the design.

For the minimum residual clamp load at the interface:

$$F_{KRmin} = \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - (1 - \Phi_{cn}^*) F_{Amax} - F_Z - \Delta F_{Vth} \quad (5.5/54)$$

If the additional thermal load $\Delta F_{Vth} < 0$, then $\Delta F_{Vth} = 0$ is to be substituted, unless the transverse loading always acts only after the equilibrium temperatures are reached.

Failure of the joint by failure of the clamped parts in the direction of the transverse load or perpendicularly to it is to be reliably avoided. For the geometrical design of the hole pattern, with the distances e (starting from the hole/bolt longitudinal axis), the following applies:

in Richtung der Querkraft:

bis zu den Kanten $e_{0 \min} = 3 d_h$

zwischen den Schrauben $e_{1 \min} = 3 d_h$

senkrecht zur Querkraft:

bis zu den Kanten $e_{2 \min} = 1,5 d_h$

zwischen den Schrauben $e_{3 \min} = 3 d_h$

Ein *Abscheren der Schraube* oder bei Passschrauben nach Überwinden der Haftreibung tritt dann auf, wenn die ertragbare Scherlast der Verbindung überschritten wird. Diese hängt ab von der Scherfestigkeit des Schraubenwerkstoffs τ_B (Tabelle 5.5/2) und der Scherfläche A_τ in der Trennfuge.

Tabelle 5.5/2. Scherfestigkeitsverhältnisse für Schrauben der Festigkeitsklassen nach DIN EN ISO 898-1 oder DIN EN ISO 3506-1 in Anlehnung an [50] und [51]

	DIN EN ISO 898-1					DIN EN ISO 3506-1		
Festigkeitsklasse	4.6	5.6	8.8	10.9	12.9	50	70	80
τ_B/R_m	0,70	0,70	0,65	0,62	0,60	0,80	0,72	0,68

In Abhängigkeit von der Lage der jeweiligen Trennfuge ergibt sich bei Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 der relevante Scherquerschnitt A_τ zu

$$A_\tau = d_\tau^2 \cdot \pi/4 \quad (5.5/55)$$

mit $d_\tau = d_S$ oder $d_\tau = d_i$ (Querschnitt des Schafts) oder $d_\tau = d_p$ (Querschnitt des Passschafts).

Unabhängig von der Lage der jeweiligen Trennfuge ist für Schrauben aus rostfreien Stählen nach DIN EN ISO 3506-1 immer der Spannungsquerschnitt des Gewindes $A_\tau = A_S$ maßgebend für die Tragfähigkeit, da die Festigkeiten im Schaft und im Gewinde nicht bekannt sind.

Da sich die Vorspannkraft bis zum Versagen der Verbindung weitgehend abbaut, kann unabhängig von der Vorspannkraft für die zulässige Scherkraft der Schraube mit einer Sicherheit gegen Abscheren S_A einheitlich angenommen werden:

$$F_{Q \text{ zul } S} = A_\tau \cdot \tau_B / S_A = A_\tau \cdot R_m (\tau_B / R_m) / S_A \quad (5.5/56)$$

Der *Interaktionsnachweis* bei gleichzeitiger Einwirkung von Axial- und Querkraften

$$(F_{S \max} / F_{S \text{ zul}})^2 + (F_{Q \max} / F_{Q \text{ zul } S})^2 \leq 1,0 \quad (5.5/57)$$

ist nur erforderlich, wenn gleichzeitig gilt [52]:

$$F_{S \max} / F_{S \text{ zul}} \geq 0,25 \quad \text{und} \quad F_{Q \max} / F_{Q \text{ zul } S} \geq 0,25$$

Für ein Versagen durch *Lochleibung* ist zu beachten, dass bei den maschinenbautypischen Abmessungsverhältnissen von $h/d_h \geq 0,2$ eine gleichmäßige Bean-

in the direction of the transverse load:

up to the edges $e_{0 \min} = 3 d_h$

between the bolts $e_{1 \min} = 3 d_h$

perpendicularly to the transverse load:

up to the edges $e_{2 \min} = 1,5 d_h$

between the bolts $e_{3 \min} = 3 d_h$

Shearing of the bolt or in the case of body-fit bolts after overcoming the static friction occurs if the tolerable shearing load of the joint is exceeded. This depends on the shearing strength of the bolt material τ_B (Table 5.5/2) and on the shearing area A_τ at the interface.

Table 5.5/2. Shearing strength ratios for bolts of the strength grades according to DIN EN ISO 898-1 or DIN EN ISO 3506-1 in accordance with [50] and [51]

	DIN EN ISO 898-1					DIN EN ISO 3506-1		
Strength grade	4.6	5.6	8.8	10.9	12.9	50	70	80
τ_B/R_m	0,70	0,70	0,65	0,62	0,60	0,80	0,72	0,68

Depending on the position of the respective interface, the relevant shearing cross section A_τ for bolts according to DIN EN ISO 898-1 is

$$A_\tau = d_\tau^2 \cdot \pi/4 \quad (5.5/55)$$

where $d_\tau = d$ or $d_\tau = d_i$ (cross section of shank) or $d_\tau = d_p$ (cross section of body-fit shank).

Irrespective of the position of the respective interface, for bolts made of stainless steel according to DIN EN ISO 3506-1, the stress cross section of the thread $A_\tau = A_S$ is always decisive for the load-bearing capacity, since the strength values in the shank and in the thread are not known.

Since the preload is reduced to a great extent up to failure of the joint, a standard safety margin against shearing S_A may be assumed for the permissible shearing force of the bolt irrespective of preload:

$$F_{Q \text{ zul } S} = A_\tau \cdot \tau_B / S_A = A_\tau \cdot R_m (\tau_B / R_m) / S_A \quad (5.5/56)$$

The *interaction verification* with simultaneous effect of axial and transverse loads

$$(F_{S \max} / F_{S \text{ zul}})^2 + (F_{Q \max} / F_{Q \text{ zul } S})^2 \leq 1,0 \quad (5.5/57)$$

is only required if at the same time [52]:

$$F_{S \max} / F_{S \text{ zul}} \geq 0,25 \quad \text{und} \quad F_{Q \max} / F_{Q \text{ zul } S} \geq 0,25$$

For failure through bolt bearing stress, it is to be taken into account that, with dimensional ratios of $h/d_h \geq 0,2$ typical in mechanical engineering, there is

sprungsverteilung innerhalb der Bohrung gegeben ist. Die Lochleibung wird durch das Versagen des schwächeren Bauteiles begrenzt.

Im Allgemeinen ist die Dehngrenze der Schraube größer als die der Platten. Sollte dies nicht der Fall sein, dann ist in der folgenden Gleichung die Dehngrenze der Schraube $R_{p0,2 \min}$ einzusetzen.

Soll eine plastische Verformung der verspannten Teile weitgehend vermieden werden, dann muss gelten:

$$F_{Q \text{ zul L}} = h \cdot d_{\tau} \cdot R_{p0,2 \text{ P}} / S_L \quad (5.5/58a)$$

Auf Grund des mehrachsigen Druckspannungszustandes an der Bohrungswand können jedoch bei hoch vorgespannten Verbindungen und Einhaltung der vorgenannten Abstände e_0 bis e_3 bis zum Versagen deutlich höhere Kräfte übertragen werden [52]:

$$F_{Q \text{ zul L}} = 2,5 \cdot h \cdot d_{\tau} \cdot R_{p0,2 \text{ P}} / S_L \quad (5.5/58b)$$

Beträgt der Abstand bis zur Kante nur $e_0 = 1,5 d_h$, dann darf für solche Verbindungen nur die halbe Lochleibungskraft $F_{Q \text{ zul L}}/2$ angenommen werden. Ebenso wenn eine einschnittige Verbindung mit nur einer Schraube ausgeführt ist.

5.5.6.4 Dynamische Beanspruchung

Die belastete Trennfuge muss bei Schwingbeanspruchung im Schaftbereich einer Passschraube liegen. Gemäß

$$N/N_D \leq (\tau_a/\tau_D)^{-5}$$

mit $N_D = 10^8$ und $\tau_D = 23 \text{ MPa}$

ergibt sich die zeitfest oder dauerfest ertragbare Schwingspielzahl N zu [41; 52]:

$$N/10^8 \leq (\tau_a/23 \text{ MPa})^{-5} \quad (5.5/59)$$

Schlagbelastung auf Grund wechselnder Lastrichtungen ist durch geeignete Maßnahmen (gleitfeste Verbindung, Passschraube, Stifte o.ä.) zu vermeiden. Reibkorrosion auf Grund von Mikrogleitvorgängen im Bereich der Trennfugen ist ebenfalls durch geeignete Maßnahmen (gleitfeste Verbindung, Freistich im betreffenden Bereich o.ä.) zu vermeiden.

a uniform stress distribution inside the hole. The bolt bearing stress is defined by the failure of the weaker component.

In general, the proof stress of the bolt is higher than that of the plates. If this should not be the case, the proof stress of the bolt $R_{p0,2 \min}$ is to be substituted in the following equation.

If plastic deformation of the clamped parts is to be largely avoided, then the following must apply:

$$F_{Q \text{ zul L}} = h \cdot d_{\tau} \cdot R_{p0,2 \text{ P}} / S_L \quad (5.5/58a)$$

However, on account of the multi-axial compressive stress state at the hole wall, markedly higher loads may be transmitted up to failure in highly preloaded joints and when the aforesaid distances e_0 to e_3 are maintained [52]:

$$F_{Q \text{ zul L}} = 2,5 \cdot h \cdot d_{\tau} \cdot R_{p0,2 \text{ P}} / S_L \quad (5.5/58b)$$

If the distance up to the edge is only $e_0 = 1,5 d_h$, then only half the bolt bearing pressure $F_{Q \text{ zul L}}/2$ may be assumed for such joints, and likewise if a single-shear joint is executed with only one bolt.

5.5.6.4 Dynamic stress

During alternating stress, the loaded interface must lie in the shank region of a body-fit bolt. According to

$$N/N_D \leq (\tau_a/\tau_D)^{-5}$$

where $N_D = 10^8$ and $\tau_D = 23 \text{ MPa}$

the number of alternating cycles N to the fatigue or endurance limit is [41; 52]:

$$N/10^8 \leq (\tau_a/23 \text{ MPa})^{-5} \quad (5.5/59)$$

Impact loading on account of alternating load directions is to be avoided by suitable measures (slip-resistant joint, body-fit bolt, pins or the like). Fretting corrosion on account of micro-slip actions in the region of the interfaces is likewise to be avoided by suitable measures (slip-resistant joint, undercut in the region concerned, or the like).

6 Gestaltungshinweise zur Erhöhung der Betriebssicherheit von Schraubenverbindungen

6.1 Haltbarkeit der Schraubenverbindung

Durch eine entsprechende Gestaltung kann die Haltbarkeit einer Schraubenverbindung in drei grundsätzlichen Schritten sichergestellt werden:

1. Geringe Belastung der Schraube (Gestaltung der Verbindung)
2. Geringe Beanspruchung der Schraube (Gestaltung der Schraube)
3. Hohe Beanspruchbarkeit der Schraube (Werkstoffeigenschaften der Schraube)

Die auf die Schraube entfallenden Anteile der Betriebskräfte und -momente werden durch die Geometrie der gesamten Verbindung bestimmt. Unter anderem sind in [5; 6] Gestaltungsrichtlinien für Zylinder-Balken- und Mehrschraubenverbindungen entwickelt worden, deren Anwendung bei gleicher Belastung der Schraubenverbindung die auf die Schraube entfallenden Belastungen gering halten (Bild 6/1).

Zylinderverbindungen		
Gestaltungsrichtlinien	ungünstig	günstig
1 Vorspannkräfte: möglichst hoch vorspannen – höhere Festigkeitsklasse – genaues Anziehverfahren – kleine Reibungszahlen	niedrige Vorspannkräfte	hohe Vorspannkräfte (Anziehverfahren mit kleinem Anziehungsfaktor α_A wählen)
2 Steifigkeitsverhältnis: die Nachgiebigkeit der Schraube soll möglichst viel größer sein als die der Platte (evtl. Taillenschraube) $\delta_S \gg \delta_P$	dünner schmaler Zylinder (bei gegeb. Nenn.- \emptyset) 	Zylinderdurchmesser $G = d_w + h_{min}$
3 Exzentrizität der Schraube: eine möglichst geringe Exzentrizität der Schraubenlage (vor allem bei zentrischer Last) vorsehen	große Exzentrizität s_{sym} 	minimale Exzentrizität s_{sym}
4 Exzentrizität des Kraftangriffs: minimale Exzentrizität bewirkt meist kleinere Schraubenzusatzbelastungen, wenn $a > s_{sym}$	große Exzentrizität a 	minimale Exzentrizität a
5 Höhe der Krafteinleitung: den Kraftangriff möglichst weit nach unten zur Trennfuge legen	Kraftangriff im oberen Bereich F_A 	Kraftangriff in der Nähe der Trennfuge F_A

Bild 6/1. Gestaltungsrichtlinien für Schraubenverbindungen am Beispiel von Zylinderverbindungen [15; 54; 55]

6 Design information for increasing the service reliability of bolted joints

6.1 Durability of the bolted joint

By appropriate design, the durability of a bolted joint can be ensured in three basic steps:

1. low load on the bolt (design of the joint)
2. low stress on the bolt (design of the bolt)
3. high stressability of the bolt (material properties of the bolt)

The proportions of the working loads and moments which are passed to the bolt are determined by the geometry of the entire joint. Among other things, design guidelines for cylinder, beam and multi-bolted joints have been developed in [5; 6]. The use of these guidelines keep the loads on the bolt low, with the same load on the bolted joint (Figure 6/1).

Cylindrical joints		
Design guidelines	disadvantages	advantages
1 Preloads: preload as high as possible – higher strength grade – exact tightening technique – low coefficient of friction	low preloads	high preloads (using tightening technique with small tightening factor α_A)
2 Stiffness ratio: the resilience of the bolt should, where possible, be much greater than that of the plate (if possible necked-down bolt) $\delta_S \gg \delta_P$	thin narrow cylinder (with given nominal diameter \emptyset) 	cylinder diameter $G = d_w + h_{min}$
3 Eccentricity of the bolt: the eccentricity of the bolt position should be kept to a minimum (especially with concentric loading)	large eccentricity s_{sym} 	minimal eccentricity s_{sym}
4 Eccentricity of application of force: minimum eccentricity usually leads to lower additional bolt loads when $a > s_{sym}$	large eccentricity a 	minimal eccentricity a
5 Height of load introduction: force to be applied as far downward as possible toward the interface	application of force in the upper region F_A 	application of force in the vicinity of the interface F_A

Figure 6/1. Design guidelines for bolted joints using cylindrical joints [15; 54; 55] as an example

Für die axiale Betriebsbelastung der Schraube ist das Verhältnis der Zugnachgiebigkeiten von der Schraube δ_s und den verspannten Teilen δ_p zueinander, das Kraftverhältnis Φ , von wesentlicher Bedeutung. Bei einer exzentrischen Belastung hat das Flächenträgheitsmoment I_{Bers} einen großen Einfluss auf die Höhe der Schraubenbelastung durch Verformung und ist die Schraubenbiegenachgiebigkeit β_s für die Beanspruchung von Bedeutung. Günstig wirkt sich hier ein kleiner Schraubendurchmesser aus, der in die Biegebeanspruchung linear eingeht. Durch funktionsbedingte Kerben und Lasteinleitungen, insbesondere am Übergang zwischen Schrauben- und Muttergewinde, entstehen zudem Spannungsspitzen.

Durch Maßnahmen, die die Spannungsunterschiede in der Lastverteilung des Gewindes ausgleichen, kann der erste tragende Gewindegang maßgeblich entlastet werden. Hier liegt ein großes Potenzial der Haltbarkeitssteigerung. Schließlich kann die dynamische Beanspruchbarkeit, also die Fähigkeit des Werkstoffs, Spannungsamplituden zu ertragen, erhöht werden, beispielsweise durch das Einbringen von Eigenspannungen, die den statischen Betriebsspannungen entgegenwirken (DIN 50 100). Solche Druckeigenspannungen können zum Beispiel durch das Schlusswalzen der Schraube induziert werden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Betriebssicherheit von Schraubenverbindungen durch Anwendung verschiedener Maßnahmen aus den Bereichen Geometrie, Werkstoff und Montage durch Reduktion der Schraubenbelastung und der Schraubenbeanspruchung sowie der gezielten Erhöhung der Beanspruchbarkeit der Schraube verbessert werden kann. Tabelle A13 zeigt eine Übersicht über entsprechende Gestaltungshinweise.

6.2 Lockern und Losdrehen von Schraubenverbindungen

Im Betrieb von Schraubenverbindungen kann es zum vollständigen oder teilweisen Verlust der Vorspannkraft kommen.

Ein Lockern infolge Setzens der Schraubenverbindung kann durch eine geringe Trennfugenzahl mit kleinen Rautiefen, durch mitverspannte federnde Elemente (die jedoch nicht infolge der Vorspannkraft auf ihre Blocklänge gedrückt werden dürfen), durch hohe Vorspannkraften oder durch eine große Schrauben- und Plattennachgiebigkeit verringert werden.

Ein Lockern infolge Kriechens oder Relaxation der Schrauben oder verspannten Teile kann durch angepasste Werkstoffwahl und durch konstruktive Maßnahmen, die beispielsweise das Überschreiten der Grenzflächenpressung vermeiden oder die Beanspruchung kritischer Werkstoffbereiche herabsetzen, verhindert werden.

For the axial working load on the bolt, the ratio of the tensile resiliences of the bolt δ_s to the clamped parts δ_p – the load factor Φ – is of considerable importance. During eccentric loading, the moment of gyration I_{Bers} has a considerable effect on the level of the bolt loading due to deformation and the bolt bending resilience β_s is of importance for the stress. A small bolt diameter, which has a linear effect on the bending stress, is advantageous here. In addition, stress peaks are produced due to function-related notches and load introduction, in particular at the transition between bolt and nut threads.

The first load-bearing thread turn can be relieved to a considerable degree by measures which compensate for differences in stress in the load distribution of the thread. There is great potential here for increasing the durability. Finally the dynamic stressability, that is to say the capacity of the material to bear stress amplitudes, can be increased, for example by introducing residual stresses which counteract the static working stresses (DIN 50 100). Such residual compressive stresses may be induced, for example, by rolling the bolt after heat treatment.

In summary, it may be said that the service reliability of bolted joints can be improved by applying various measures from the fields of geometry, materials and assembly, by reducing the bolt loading and the bolt stress and by specifically increasing the stressability of the bolt. Table A13 gives an overview of corresponding design information.

6.2 Loosening of bolted joints

Partial or complete loss of preload may occur in bolted joints in service.

Slackening as a result of embedding of the bolted joint can be reduced by a small number of interfaces with small surface roughness values, by elastic elements clamped in place at the same time (but which must not be compressed to their blocked length as a result of the preload), by high preloads or by a large bolt and plate resilience.

Slackening as a result of creep or relaxation of the bolts or the clamped parts can be avoided by suitable selection of material and by design measures which, for example, prevent the limiting surface pressure from being exceeded or reduce the stress on critical regions of the material.

Eine Schraubenverbindung dreht sich selbsttätig los, wenn das aus der Vorspannkraft und der Gewindesteigung herrührende innere Losdrehmoment die Selbsthemmung aufhebt. Dies geschieht durch eine gravierende Reduzierung der Gewindereibungszahl oder durch dynamisch wirkende Querkräfte oder ein dynamisch wirkendes Moment um die Schraubenachse. Ein Losdrehen kann durch entsprechende Sicherungselemente eingeschränkt oder vermieden werden (siehe Tabelle A14).

Durch Einschränkung möglicher Verschiebungen in Quer- oder Umfangsrichtung kann dem Losdrehen entgegengewirkt werden. Dies ist durch eine Erhöhung der Vorspannkraft und/oder konstruktive Maßnahmen realisierbar.

Grundsätzlich gilt, dass bei einer hochvorgespannten Schraubenverbindung mit geringer Trennfugenzahl und einem Klemmlängenverhältnis von $l_K/d \geq (3...5)$ eine ausreichende Sicherung gegen Losdrehen ohne weitere Maßnahmen gegeben ist.

A bolted joint rotates loose by itself if the inner loosening torque originating from the preload and the thread pitch neutralizes the self-locking. This happens due to a serious reduction in the thread coefficient of friction or due to dynamically acting transverse loads or a dynamically acting moment about the bolt axis. Loosening by rotation can be restricted or avoided by means of appropriate locking elements (see Table A14).

Loosening by rotation can be counteracted by restricting possible displacements in the transverse or peripheral direction. This can be done by increasing the preload and/or by design measures.

Without further measures, there is in principle sufficient security against loosening by rotation in a highly preloaded bolted joint which has a small number of interfaces and a clamp length ratio of $l_K/d \geq (3...5)$.

7 Formelzeichen und Begriffe

A	Querschnitt, allgemein
A_D	Dichtfläche (höchstens Trennfugenfläche abzüglich des Durchgangsloches für die Schraube)
A_0	zutreffende kleinste Querschnittsfläche der Schraube
A_N	Nennquerschnitt
A_P	Fläche der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage
A_S	Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes nach DIN 13-28
A_{SG}	Scherquerschnitt des Gewindes bei axialer Belastung
A_{SGM}	Scherquerschnitt des Mutter-/Innengewindes bei axialer Belastung
A_{SGS}	Scherquerschnitt des Gewindes der Schraube bei axialer Belastung
A_T	Tailenquerschnitt bzw. Dehnschaftquerschnitt
A_τ	Scherfläche bei Querbelastung
A_{d_3}	Kernquerschnitt des Gewindes nach DIN 13-28
A_5	Bruchdehnung (bei Anfangsmesslänge $5 \cdot d_0$)
$C_1; C_3$	Korrekturfaktoren bei der Einschraubtiefe
D	Muttergewinde-Außendurchmesser
D_A	Ersatz-Außendurchmesser des Grundkörpers in der Trennfuge; bei Abweichung der Trennfugenfläche von der Kreisform ist ein mittlerer Durchmesser zu verwenden

7 Symbols and notation

A	cross section, general
A_D	sealing area (at most interface area less the through-hole for the bolt)
A_0	appropriate minimum cross-sectional area of the bolt
A_N	nominal cross section
A_P	bolt head or nut bearing area
A_S	stress cross section of the bolt thread according to DIN 13-28
A_{SG}	shearing cross section of the thread during axial loading
A_{SGM}	shearing cross section of the nut/internal thread during axial loading
A_{SGS}	shearing cross section of the thread of the bolt during axial loading
A_T	necked-down cross section or reduced-shank cross section
A_τ	shearing area during transverse loading
A_{d_3}	cross section of thread at minor diameter according to DIN 13-28
A_5	elongation at break (at initial measured length $5 \cdot d_0$)
$C_1; C_3$	correction factors at length of engagement
D	nut thread major diameter
D_A	substitutional outside diameter of the basic solid at the interface; if the interface area differs from the circular form, an average diameter is to be used

D'_A	Ersatz-Außendurchmesser des Grundkörpers	D'_A	substitutional outside diameter of the basic solid
$D_{A,Gr}$	Grenzaußendurchmesser, max. Durchmesser des Verformungskegels	$D_{A,Gr}$	limiting outside diameter, max. diameter of the deformation cone
D_K	maximaler Außendurchmesser des Verformungskegels	D_K	maximum outside diameter of the deformation cone
D_{Km}	wirksamer Durchmesser für das Reibungsmoment in der Schraubenkopf- oder Mutterauflage	D_{Km}	effective diameter for the friction moment at the bolt head or nut bearing area
D_{Ki}	Innendurchmesser der ebenen Kopfauflage	D_{Ki}	inside diameter of the plane head bearing area
D_a	Innendurchmesser der ebenen Mutterauflagefläche (Fasendurchmesser)	D_a	inside diameter of the plane nut bearing area (chamfer diameter)
D_{ha}	Innendurchmesser der mütter- bzw. einschraubgewindeseitigen ebenen Auflagefläche der verspannten Teile	D_{ha}	inside diameter of the plane bearing area of the clamped parts on the nut side or tapped thread side
D_1	Kerndurchmesser des Muttergewindes	D_1	nut thread minor diameter
D_2	Muttergewinde-Flankendurchmesser	D_2	nut thread pitch diameter
DSV	Durchsteckschraubverbindung	DSV	through bolted joint
E	Elastizitätsmodul	E	Young's modulus
E_{BI}	Elastizitätsmodul des Bauteils mit Innengewinde	E_{BI}	Young's modulus of the component with internal thread
E_M	Elastizitätsmodul der Mutter bzw. des Einschraubgewindebereiches	E_M	Young's modulus of the nut or the tapped thread region
E_P	Elastizitätsmodul der verspannten Teile	E_P	Young's modulus of the clamped parts
E_{PRT}	Elastizitätsmodul der verspannten Teile bei Raumtemperatur	E_{PRT}	Young's modulus of the clamped parts at room temperature
E_{PT}	Elastizitätsmodul der verspannten Teile bei einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur	E_{PT}	Young's modulus of the clamped parts at a temperature different from room temperature
E_S	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes	E_S	Young's modulus of the bolt material
E_{SRT}	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes bei Raumtemperatur	E_{SRT}	Young's modulus of the bolt material at room temperature
E_{ST}	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffes bei einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur	E_{ST}	Young's modulus of the bolt material at a temperature different from room temperature
E_T	Elastizitätsmodul allgemein, bei einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur	E_T	Young's modulus in general, at a temperature different from room temperature
ESV	Einschraubverbindung	ESV	tapped thread joint
F	Kraft, allgemein	F	force, general
F_A	Axialkraft; eine in Schraubenachse gerichtete und anteilig auf eine Schraube bezogene Komponente einer beliebig gerichteten Betriebskraft F_B	F_A	axial load, a component, directed in the bolt axis and proportionally related to the bolt of a working load F_B in any direction
F'_A	axiale Ersatzkraft	F'_A	axial substitution load
F_{Aab}	Axialkraft an der Abhebegrenze bei exzentrischer Belastung	F_{Aab}	axial load at the opening limit during eccentric loading
F_{Aab}^Z	Axialkraft an der Abhebegrenze bei zentrischer Belastung	F_{Aab}^Z	axial load at the opening limit during concentric loading
F_{AKa}	Axialkraft, bei der bei exzentrischer Belastung einseitiges Kantentragen beginnt	F_{AKa}	axial load at which one-sided edge bearing starts during eccentric loading
F_B	beliebig gerichtete Betriebskraft an einer Verbindung	F_B	working load at a joint in any direction

F_K	Klemmkraft	F_K	clamp load
F_{KA}	Mindestklemmkraft an der Abhebegrenze	F_{KA}	minimum clamp load at the opening limit
F_{Kab}	Klemmkraft an der Abhebegrenze	F_{Kab}	clamp load at the opening limit
F_{Kerf}	Klemmkraft, die für Dichtfunktionen, Reibschluss und Verhinderung des einseitigen Abhebens an der Trennfuge erforderlich ist	F_{Kerf}	clamp load required for sealing functions, friction grip and prevention of one-sided opening at the interface
F_{KP}	Mindestklemmkraft zur Absicherung einer Dichtfunktion	F_{KP}	minimum clamp load for ensuring a sealing function
F_{KQ}	Mindestklemmkraft zur Übertragung einer Querkraft und/oder eines Drehmomentes durch Reibschluss	F_{KQ}	minimum clamp load for transmitting a transverse load and/or a torque by friction grip
F_{KR}	Restklemmkraft in der Trennfuge bei Ent- bzw. Belastung durch F_{PA} und nach dem Setzen im Betrieb	F_{KR}	residual clamp load at the interface during relief or loading by F_{PA} and after embedding in service
F_M	Montagevorspannkraft	F_M	assembly preload
F_{Mm}	mittlere Montagevorspannkraft	F_{Mm}	average assembly preload
$F_{M \max}$	max. Montagevorspannkraft, für die eine Schraube ausgelegt werden muss, damit trotz Ungenauigkeit des Anziehverfahrens und zu erwartender Setzbeträge im Betrieb die erforderliche Klemmkraft in der Verbindung erzeugt wird und erhalten bleibt	$F_{M \max}$	max. assembly preload for which a bolt must be designed, so that, in spite of lack of precision in the tightening technique and the expected embedding during operation, the required clamp load in the joint is produced and maintained
$F_{M \min}$	erforderliche Mindest-Montage-Vorspannkraft; kleinste Montagevorspannkraft, die sich bei $F_{M \max}$ infolge Ungenauigkeit des Anziehverfahrens und maximaler Reibung einstellen kann	$F_{M \min}$	required minimum assembly preload; minimum assembly preload which can occur at $F_{M \max}$ as a result of a lack of precision in the tightening technique and maximum friction
F_{Mzul}	zulässige Montagevorspannkraft	F_{Mzul}	permissible assembly preload
$F_{M \text{Tab}}$	Tabellenwert der Montagevorspannkraft aus Tabellen A1 bis A4 ($v = 0,9$)	$F_{M \text{Tab}}$	tabular value of the assembly preload from Tables A1 to A4 ($v = 0,9$)
$F_{M0,2}$	Montagevorspannkraft an der 0,2 %-Dehngrenze der Schraube	$F_{M0,2}$	assembly preload at 0,2 % proof stress of the bolt
F_{mGM}	Abstreifkraft Mutter- bzw. Innengewinde	F_{mGM}	stripping force of nut or internal thread
F_{mS}	Bruchkraft des freien belasteten Schraubengewindes	F_{mS}	breaking force of the free loaded bolt thread
ΔF_M	Differenz der Montagevorspannkraft F_M gegenüber der minimalen Vorspannkraft $F_{M \min}$	ΔF_M	difference between the assembly preload F_M and the minimum preload $F_{M \min}$
F_{PA}	Anteil der Axialkraft, der die Belastung der verspannten Teile verändert, Plattenzusatzkraft	F_{PA}	proportion of the axial load which changes the loading of the clamped parts, additional plate load
F_Q	Querkraft; eine senkrecht zur Schraubenachse gerichtete Betriebskraft oder deren Komponente bei beliebig gerichteter Betriebskraft F_B	F_Q	transverse load, a working load normal to the bolt axis or a component of a working load F_B in any direction
F_{QzulL}	zulässige Lochleibungskraft	F_{QzulL}	permissible bolt bearing pressure
F_{QzulS}	zulässige Scherkraft der Schraube	F_{QzulS}	permissible shearing force of the bolt
$F_{Qzul\mu}$	Grenzgleitkraft	$F_{Qzul\mu}$	limiting slip force
F_S	Schraubenkraft	F_S	bolt load
F_{SA}	axiale Schraubenzusatzkraft	F_{SA}	axial additional bolt load
F_{SAab}	axiale Schraubenzusatzkraft an der Abhebegrenze	F_{SAab}	axial additional bolt load at the opening limit
$F_{SA Ka}$	Schraubenzusatzkraft bei klaffender Verbindung und Kantentragen	$F_{SA Ka}$	additional bolt load when joint is opening and during edge bearing

$F_{SA\ KI}$	Schraubenzusatzkraft bei klaffender Verbindung	$F_{SA\ KI}$	additional bolt load when joint is opening
F_{SAo}	obere (max.) axiale Schraubenzusatzkraft	F_{SAo}	upper (max.) axial additional bolt load
F_{SAu}	untere (min.) axiale Schraubenzusatzkraft	F_{SAu}	lower (min.) axial additional bolt load
F_{SKa}	Schraubenkraft bei Kantentragen	F_{SKa}	bolt load during edge bearing
F_{Sm}	mittlere Schraubenkraft	F_{Sm}	average bolt load
F_{SR}	Restklemmkraft in der Schraubenauflage	F_{SR}	residual clamp load at the bolt bearing area
F_{S1}	Schraubenkraft einer überelastisch angezogenen Schraube bei der ersten Belastung	F_{S1}	bolt load of a bolt tightened beyond the elastic limit during the initial loading
F_V	Vorspannkraft, allgemein	F_V	preload, general
F_{Vab}	Vorspannkraft an der Abhebegrenze	F_{Vab}	preload at the opening limit
F_{VRT}	Vorspannkraft bei Raumtemperatur	F_{VRT}	preload at room temperature
F_{VT}	Vorspannkraft bei einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur	F_{VT}	preload at a temperature different from room temperature
F_{V1}	Vorspannkraft einer überelastisch angezogenen Schraube nach der ersten Belastung	F_{V1}	preload of a bolt tightened beyond the elastic limit after the initial loading
ΔF_{Vth}	Änderung der Vorspannkraft infolge einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur; thermische Zusatzkraft	ΔF_{Vth}	change in the preload as a result of a temperature different from room temperature; additional thermal load
$\Delta F'_{Vth}$	Änderung der Vorspannkraft infolge einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur (vereinfacht); angenäherte thermische Zusatzkraft	$\Delta F'_{Vth}$	change in the preload as a result of a temperature different from room temperature (simplified); approximate additional thermal load
F_Z	Vorspannkraftverlust infolge Setzens im Betrieb	F_Z	loss of preload as a result of embedding during operation
$F_{0,2}$	Schraubenkraft an der Mindeststreckgrenze bzw. 0,2 %-Dehngrenze (keine Torsionsspannungen)	$F_{0,2}$	bolt load at the minimum yield point or 0,2 % proof stress (no torsional stresses)
G	Grenzwert für die Abmessungen an der Trennfugenfläche bei Durchsteckschraubverbindungen	G	Limiting value for the dimensions at the interface area in bolted joints
G'	Grenzwert für die Abmessungen an der Trennfugenfläche bei Einschraubverbindungen	G'	limiting value for the dimensions at the interface area in tapped thread joints
G''	korrigierter Grenzwert für die Abmessungen an der Trennfugenfläche bei Einschraubverbindungen mit versenkter Gewindebohrung	G''	corrected limiting value for the dimensions at the interface in tapped thread joints with recessed tapped hole
HB	Brinell-Härte	HB	brinell hardness
I	Flächenträgheitsmoment, allgemein	I	moment of gyration, general
I_B	Flächenträgheitsmoment des Biegekörpers	I_B	moment of gyration of the bending solid
I_{Bers}	Ersatz-Flächenträgheitsmoment des Verformungskörpers	I_{Bers}	substitutional moment of gyration of the deformation solid
I_{Bers}^H	Ersatz-Flächenträgheitsmoment einer Verformungshülse	I_{Bers}^H	substitutional moment of gyration of a deformation sleeve
I_{Bers}^V	Ersatz-Flächenträgheitsmoment eines Verformungskegels	I_{Bers}^V	substitutional moment of gyration of a deformation cone
\bar{I}_{Bers}	I_{Bers} abzüglich des Trägheitsmomentes des Schraubenloches	\bar{I}_{Bers}	I_{Bers} less the moment of gyration of the bolt hole
I_{BT}	Trägheitsmoment der Trennfugenfläche	I_{BT}	moment of gyration of the interface area
I_i	Flächenträgheitsmoment einer beliebigen Fläche	I_i	moment of gyration of any surface
I_3	Flächenträgheitsmoment des Kernquerschnittes des Schraubengewindes	I_3	moment of gyration of the cross section at minor diameter of the bolt thread

K	Krafteinleitungsort	K	load introduction point
K_G	Krafteinleitungsort am Grundkörper	K_G	load introduction point at the basic solid
M	Moment, allgemein	M	moment, general
M_A	Anziehdrehmoment bei der Montage zum Vorspannen einer Schraube auf F_M	M_A	tightening torque during assembly for preloading a bolt to F_M
$M_{A,S}$	Anziehdrehmoment bei Anwendung momentenvergrößernder Sicherungsmaßnahmen bzw. -elemente	$M_{A,S}$	tightening torque when using moment-increasing securing measures or elements
$\Delta M/\Delta \vartheta$	Differenzenquotient aus aufgebrachtem Anziehdrehmoment M_A und dem gemessenen Verdrehwinkel ϑ der Schraube beim Anziehen	$\Delta M/\Delta \vartheta$	difference quotient of the produced tightening torque M_A and the measured angle of rotation ϑ of the bolt during tightening
M_B	an einer Verschraubungsstelle angreifendes Betriebsmoment (Biegemoment)	M_B	working moment (bending moment) acting at the bolting point
M_{Bab}	Betriebsmoment an der Klaffgrenze	M_{Bab}	working moment at the opening limit
M_{Bges}	Gesamtbiegemoment	M_{Bges}	total bending moment
M_{BgesP}	auf die Platten wirkendes anteiliges Biegemoment	M_{BgesP}	proportion of bending moment acting on the plates
M_{BgesS}	auf die Schraube wirkendes anteiliges Biegemoment	M_{BgesS}	proportion of bending moment acting on the bolt
M_b	Zusatz-Biegemoment an der Verschraubungsstelle aus den exzentrisch angreifenden Axialkräften F_A und F_S und/oder dem Moment M_B	M_b	additional bending moment at the bolting point from the eccentrically applied axial loads F_A und F_S and/or the moment M_B
M_G	im Gewinde wirksamer Teil des Anziehdrehmomentes (Gewindemoment)	M_G	proportion of the tightening torque acting in the thread (thread torque)
M_K	Reibungsmoment in der Kopf- oder Mutterauflage, Kopfreibmoment	M_K	friction moment in the head or nut bearing area, head friction moment
M_{Kl}	resultierendes Moment in der Klemmfläche	M_{Kl}	resulting moment in the clamping area
M_{Kzu}	Kopfzusatzmoment	M_{Kzu}	additional head moment
M_{OG}	oberes Grenzmoment	M_{OG}	upper limiting moment
M_{UG}	unteres Grenzmoment	M_{UG}	lower limiting moment
$M_{\bar{U}}$	Überschraubmoment	$M_{\bar{U}}$	overbolting moment
M_{Sb}	Zusatz-Biegemoment, auf die Schraube wirkend	M_{Sb}	additional bending moment, acting on the bolt
M_T	Torsionsmoment	M_T	torsional moment
M_Y	Drehmoment um die Schraubenachse	M_Y	torque about the bolt axis
N	Schwingspielzahl, allgemein	N	number of alternating cycles, general
N_D	Schwingspielzahl bei Dauerbelastung	N_D	number of alternating cycles during continuous loading
N_G	Gleit-Schwingspielzahl (Querlast)	N_G	number of slip alternating cycles (transverse load)
N_Z	Schwingspielzahl bei Belastung im Zeitfestigkeitsbereich	N_Z	number of alternating cycles during loading within the fatigue strength range
P	Steigung des Gewindes	P	pitch of the thread
R	Radius	R	radius
R_m	Zugfestigkeit der Schraube; Mindestwert nach DIN EN ISO 898-1	R_m	tensile strength of the bolt; minimum value according to DIN EN ISO 898-1
$R_{m\min}$	Zugfestigkeit der Mutter	$R_{m\min}$	tensile strength of the nut
R_S	Festigkeitsverhältnis	R_S	strength ratio
$R_{p0,2}$	0,2%-Dehngrenze der Schraube nach DIN EN ISO 898-1	$R_{p0,2}$	0,2 % proof stress of the bolt according to DIN EN ISO 898-1
$R_{p0,2P}$	0,2%-Dehngrenze der Platte	$R_{p0,2P}$	0,2 % proof stress of the plate

$R_{p0,2T}$	0,2%-Dehngrenze bei einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur	$R_{p0,2T}$	0,2 % proof stress at a temperature different from room temperature
$R_{p0,2/10000}$	Zeitdehngrenze nach 10^4 Stunden Belastung	$R_{p0,2/10000}$	creep limit after 10^4 hours of loading
R_z	gemittelte Rautiefe	R_z	average roughness height
S_A	Sicherheit gegen Abscheren	S_A	safety margin against shearing off
S_D	Sicherheit gegen Dauerbruch	S_D	safety margin against fatigue failure
S_F	Sicherheit gegen Überschreiten der Fließgrenze	S_F	safety margin against exceeding the yield point
S_G	Sicherheit gegen Gleiten	S_G	safety margin against slipping
S_L	Sicherheit gegen Lochleibung	S_L	safety margin against bolt bearing pressure
S_P	Sicherheit gegen Flächenpressung	S_P	safety margin against surface pressure
T	Temperatur	T	temperature
ΔT	Temperaturdifferenz	ΔT	temperature difference
ΔT_P	Temperaturdifferenz der Platten/verspannten Teile	ΔT_P	temperature difference of the plates/clamped parts
ΔT_S	Temperaturdifferenz der Schraube	ΔT_S	temperature difference of the bolt
U	Ort, an dem in der Trennfuge das Aufklaffen beginnt	U	location at which opening starts at the interface
V	Ort des Kantentragens bei vollständigem Aufklaffen einer exzentrisch belasteten Verbindung	V	location of edge bearing during complete opening of an eccentrically loaded joint
W_P	polares Widerstandsmoment eines Schraubenquerschnittes	W_P	polar moment of resistance of a bolt cross section
W_S	Widerstandsmoment des Spannungsquerschnittes des Schraubengewindes	W_S	moment of resistance of the stress cross section of the bolt thread
a	Abstand der Ersatzwirkungsline der Axialkraft F_A von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers	a	distance of the substitutional line of action of the axial load F_A from the axis of the imaginary laterally symmetrical deformation solid
a_k	Abstand zwischen dem Rand der Vorspannfläche und dem Krafteinleitungsort am Grundkörper	a_k	distance between the edge of the preloading area and the force introduction point at the basic solid
a_r	Abstand zwischen dem Rand der Vorspannfläche und dem seitlichen Rand der Verbindung	a_r	distance between the edge of the preloading area and the lateral edge of the joint
b	Breite, allgemein	b	width, general
b_T	Breite der Trennfugenfläche	b_T	width of the interface area
c_B	Abmessung des Biegekörpers senkrecht zur Breite b	c_B	measurement of the bending solid perpendicular to the width b
c_T	Abmessung der Trennfugenfläche senkrecht zur Breite b	c_T	measurement of the interface area perpendicular to the width b
d	Schraubendurchmesser = Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)	d	bolt diameter = outside diameter of thread (nominal diameter)
d_p	Durchmesser des Passschaftes	d_p	diameter of body-fit shank
d_S	Durchmesser zum Spannungsquerschnitt A_S	d_S	diameter at stress cross section A_S
d_T	Schaftdurchmesser bei Taillenschrauben	d_T	shank diameter for necked-down bolts
d_a	Innendurchmesser der ebenen Kopfauf-lagefläche (am Einlauf des Radiusüberganges vom Schaft)	d_a	inside diameter of the plane head bearing surface (at the inlet of transition radius of the shank)
d_i	Durchmesser eines zylindrischen Einzelslements der Schraube im Bereich der Klemmlänge	d_i	diameter of a cylindrical individual element of the bolt in the region of the clamp length

d_h	Bohrungsdurchmesser der verspannten Teile	d_h	hole diameter of the clamped parts
d_{ha}	Innendurchmesser der kopfseitigen, ebenen Auflagefläche der verspannten Teile	d_{ha}	inside diameter of the head-side plane bearing surface of the clamped parts
d_w	Außendurchmesser der ebenen Kopfauf- lagefläche der Schraube (am Einlauf des Radiusüberganges vom Kopf); allgemein Auflageaußendurchmesser	d_w	outside diameter of the plane head bearing surface of the bolt (at the inlet of the transi- tion radius of the head); generally bearing surface outside diameter
d_{wa}	Außendurchmesser der ebenen Auflage- fläche einer Scheibe im Kontakt zu den ver- spannten Teilen	d_{wa}	outside diameter of the plane bearing sur- face of a washer in contact with the clamped parts
d_0	Durchmesser zum zutreffenden kleinsten Querschnitt der Schraube	d_0	diameter at the relevant smallest cross sec- tion of the bolt
d_2	Flankendurchmesser des Schraubengewin- des	d_2	pitch diameter of the bolt thread
d_3	Kerndurchmesser des Schraubengewindes	d_3	minor diameter of the bolt thread
d_τ	Durchmesser des Scherquerschnittes	d_τ	diameter of the shearing cross section
e	Abstand der Schraubenachse vom Rand der Trennfuge an der klaffgefährdeten Seite	e	distance of the bolt axis from the edge of the interface on the side at risk of opening
e_0	Abstand der Schraubenachse zum Rand des verspannten Teiles in Richtung der Querkraft	e_0	distance of the bolt axis from the edge of the clamped part in the direction of the transverse load
e_1	Teilung; Abstand der Schrauben in Rich- tung der Querkraft	e_1	spacing; distance between the bolts in the direction of the transverse load
e_2	Abstand der Schraubenachse zum Rand des verspannten Teiles senkrecht zur Quer- kraft	e_2	distance of the bolt axis from the edge of the clamped part perpendicularly to the transverse load
e_3	Abstand der Schrauben senkrecht zur Querkraft	e_3	distance between the bolts perpendicularly to the transverse load
f	elastische Längenänderung unter einer Kraft F	f	elastic linear deformation due to a force F
f_i	elastische Längenänderung eines beliebigen Teiles i	f_i	elastic linear deformation of any part i
f_M	Summe der Verformungen von Schraube und verspannten Teilen im Montagezu- stand	f_M	sum of the deformations of bolt and clamped parts in the assembled state
f_{PA}	elastische Längenänderung der verspann- ten Teile durch F_{PA}	f_{PA}	elastic linear deformation of the clamped parts due to F_{PA}
f_{PM}	Verkürzung der verspannten Teile durch F_M	f_{PM}	shrinkage of the clamped parts due to F_M
f_{SA}	Verlängerung der Schraube durch F_{SA}	f_{SA}	elongation of the bolt due to F_{SA}
f_{SM}	Verlängerung der Schraube durch F_M	f_{SM}	elongation of the bolt due to F_M
f_T	Längenänderung infolge einer Temperatur- ungleich der Raumtemperatur	f_T	linear deformation as a result of a tempera- ture different from room temperature
f_V	axiale Verschiebung der Schrauben- bzw. der Mutterauflagefläche infolge der Vor- spannkraft	f_V	axial displacement of the bolt or nut bear- ing area as a result of the preload
f_{VK}	axiale Verschiebung des Krafteinleitungs- ortes infolge der Vorspannkraft	f_{VK}	axial displacement of the load introduction point as a result of the preload
f_Z	plastische Verformung durch Setzen, Setz- betrag	f_Z	plastic deformation as a result of embed- ding, amount of embedding
h	Höhe, allgemein	h	height, general
h_S	Scheibendicke	h_S	washer thickness
h_k	Krafteinleitungshöhe	h_k	load introduction height

h_{\min}	bei zwei verspannten Platten die geringere Plattendicke	h_{\min}	the smaller plate thickness of two clamped plates
k	Höhe Schraubenkopf	k	height of bolt head
k_V	Verfestigungskoeffizient	k_V	hardening coefficient
k_{ar}	Parameter zur Beschreibung des Einflusses der Bauteilhöhe auf den Krafteinleitungsfaktor	k_{ar}	parameter for describing the effect of the component height on the load introduction factor
k_{dh}	Parameter zur Beschreibung des Einflusses der Bohrung auf den Krafteinleitungsfaktor	k_{dh}	parameter for describing the effect of the hole on the load introduction factor
k_{dw}	Parameter zur Beschreibung des Einflusses des Auflagedurchmessers auf den Krafteinleitungsfaktor	k_{dw}	parameter for describing the effect of the bearing area diameter on the load introduction factor
k_τ	Reduktionskoeffizient	k_τ	reduction coefficient
l	Länge, allgemein	l	length, general
l_A	Länge zwischen Grundkörper und Krafteinleitungspunkt K im Anschlusskörper	l_A	length between basic solid and load introduction point K in the connecting solid
l_G	Ersatzdehnlänge für die Verformung des eingeschraubten Gewindes	l_G	substitutional extension length for the deformation of the engaged thread
l_{GM}	Ersatzdehnlänge, Summe von l_G und l_M	l_{GM}	substitutional extension length, sum of l_G and l_M
l_{Gew}	Länge des freien belasteten Gewindes	l_{Gew}	length of the free loaded thread
l_H	Länge der Verformungshülse	l_H	length of the deformation sleeve
l_K	Klemmlänge	l_K	clamping length
l_M	Ersatzdehnlänge für die Verformung der Mutter bzw. des Einschraubgewindes	l_M	substitutional extension length for the deformation of the nut or of the engaged thread
l_{SK}	Ersatzdehnlänge für die Verformung des Schraubenkopfes	l_{SK}	substitutional extension length for the deformation of the bolt head
l_V	Länge des Verformungskegels	l_V	length of the deformation cone
l_{ers}	Ersatzbiegelänge für eine Schraube (über die ganze Länge durchgehender zylindrischer Schaft mit d_3 bei gleichem β_S wie bei einer beliebigen Schraube)	l_{ers}	substitutional bending length for a bolt (a continuous cylindrical shank over the entire length with d_3 having the same value of β_S as any bolt)
l_i	Länge eines zylindrischen Einzelelementes der Schraube; Länge eines Teil-Verformungskörpers	l_i	length of an individual cylindrical element of the bolt; length of a component deformation solid
m	Momenteneinleitungsfaktor (Einfluss von M_B auf die Schrägstellung des Schraubenkopfes)	m	moment introduction factor (effect of M_B on the skewness of the bolt head)
m_K	Parameter der Kreisgleichung	m_K	parameter of the equation of circle
m_M	Krafteinleitungsfaktor (Einfluss von F_A auf die Schrägstellung des Schraubenkopfes)	m_M	load introduction factor (effect of F_A on the skewness of the bolt head)
m_{eff}	effektive Mutterhöhe bzw. Einschraubtiefe (Überdeckung von Außen- und Innengewinde)	m_{eff}	effective nut height or length of engagement (overlapping of external and internal threads)
m_{kr}	kritische Mutterhöhe bzw. Einschraubtiefe	m_{kr}	critical nut height or length of engagement
n	Krafteinleitungsfaktor zur Beschreibung des Einflusses des Einleitungsortes von F_A auf die Verschiebung des Schraubenkopfes, allgemein und für zentrische Verspannung	n	load introduction factor for describing the effect of the introduction point of F_A on the displacement of the bolt head, generally and for concentric clamping
n^e	Krafteinleitungsfaktor bei exzentrischer Verspannung	n^e	load introduction factor for eccentric clamping
n_G	Krafteinleitungsfaktor des Grundkörpers	n_G	load introduction factor of the basic solid
n_G^*	reduzierter Krafteinleitungsfaktor des Grundkörpers	n_G^*	reduced load introduction factor of the basic solid

n_K	Parameter der Kreisgleichung	n_K	parameter of the equation of circle
n_M	Momenteneinleitungsfaktor (Einfluss von M_B auf die Verschiebung des Schraubenkopfes)	n_M	moment introduction factor (effect of M_B on the displacement of the bolt head)
n_O	Krafteinleitungsfaktor der oberen Platte	n_O	load introduction factor of the upper plate
n_S	Schraubenanzahl	n_S	number of bolts
n_U	Krafteinleitungsfaktor der unteren Platte	n_U	load introduction factor of the lower plate
n_{2D}	Krafteinleitungsfaktor bei zweidimensionaler Betrachtung	n_{2D}	load introduction factor for two-dimensional analysis
n_{2D}^*	reduzierter Krafteinleitungsfaktor bei zweidimensionaler Betrachtung	n_{2D}^*	reduced load introduction factor for two-dimensional analysis
p	Flächenpressung	p	surface pressure
p_B	Flächenpressung im Betriebszustand	p_B	surface pressure in the working state
p_G	Grenzflächenpressung, maximal zulässige Pressung unter Schraubenkopf, Mutter oder Scheibe	p_G	limiting surface pressure, maximum permissible pressure under bolt head, nut or washer
p_M	Flächenpressung im Montagezustand	p_M	surface pressure in the assembled state
p_i	abdichtender Innendruck	p_i	internal pressure to be sealed
q_F	Anzahl der kraftübertragenden (F_Q) inneren Trennfugen, die an einem evtl. Gleiten/Abscheren der Schraube beteiligt sind	q_F	number of force-transmitting (F_Q) inner interfaces which are involved in possible slipping/shearing of the bolt
q_M	Anzahl der drehmomentübertragenden (M_Y) inneren Trennfugen, die an einem evtl. Gleiten beteiligt sind	q_M	number of torque-transmitting (M_Y) inner interfaces which are involved in possible slipping
r	Radius	r	radius
r_a	Reibradius an den verspannten Teilen bei Wirkung von M_Y	r_a	friction radius at the clamped parts when M_Y is acting
s	Schlüsselweite	s	width across flats
s_{sym}	Abstand der Schraubenachse von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers	s_{sym}	distance of the bolt axis from the axis of the imaginary laterally symmetrical deformation solid
t	Schraubenteilung bei einer Mehrschraubenverbindung	t	bolt spacing in a multi-bolted joint
t_S	Senkungstiefe	t_S	counterbore depth
u	Randabstand des Aufklapppunktes U von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers	u	edge distance of the opening point U from the axis of the imaginary laterally symmetrical deformation solid
v	Randabstand des Kantentragepunktes V von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers	v	distance of the edge bearing point V from the axis of the imaginary laterally symmetrical deformation solid
w	Verbindungskoeffizient für die Art der Schraubenverbindung	w	joint coefficient for the type of bolted joint
y	Durchmesser Verhältnis	y	diameter ratio
α	Flankenwinkel des Gewindes	α	flank angle of the thread
α_A	Anziehfaktor	α_A	tightening factor
α_p	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Platte	α_p	coefficient of linear thermal expansion of the plate
α_{PT}	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Platte bei einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur	α_{PT}	coefficient of linear thermal expansion of the plate at a temperature different from room temperature
α_S	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Schraube	α_S	coefficient of linear thermal expansion of the bolt
α_{ST}	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Schraube bei einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur	α_{ST}	coefficient of linear thermal expansion of the bolt at a temperature different from room temperature

α_T	thermischer oder linearer Wärmeausdehnungskoeffizient, allgemein	α_T	coefficient of thermal or linear thermal expansion, general
α_{VA}	Schrägstellung des Schraubenkopfs zur Schraubenachse auf Grund von F_A	α_{VA}	skewness of the bolt head relative to the bolt axis on account of F_A
β	elastische Biegenachgiebigkeit, allgemein	β	elastic bending resilience, general
β_L	Längenverhältnis	β_L	length ratio
β_G	elastische Biegenachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes	β_G	elastic bending resilience of the engaged thread
β_M	elastische Biegenachgiebigkeit der Mutter bzw. des Einschraubgewindebereiches	β_M	elastic bending resilience of the nut or the tapped thread region
β_P	elastische Biegenachgiebigkeit der verspannten Teile/Platten	β_P	elastic bending resilience of the clamped parts/plates
β_P^z	elastische Biegenachgiebigkeit der verspannten Teile/Platten bei zentrischer Verspannung	β_P^z	elastic bending resilience of the clamped parts/plates during concentric clamping
β_{SK}	elastische Biegenachgiebigkeit des Schraubenkopfes	β_{SK}	elastic bending resilience of the bolt head
β_S	elastische Biegenachgiebigkeit der Schraube	β_S	elastic bending resilience of the bolt
β_{VA}	Schrägstellung des Schraubenkopfs zur Schraubenachse auf Grund von M_B	β_{VA}	skewness of the bolt head relative to the bolt axis on account of M_B
β_i	elastische Biegenachgiebigkeit eines beliebigen Teiles der Schraube	β_i	elastic bending resilience of any part of the bolt
β_1	Abminderungsfaktor	β_1	reduction factor
γ	Schrägstellung oder Neigungswinkel von verspannten Teilen infolge exzentrischer Belastung; Biegewinkel	γ	skewness or angle of inclination of clamped parts as a result of eccentric loading; bending angle
γ_P	Neigungswinkel der verspannten Platten; Schrägstellung des Schraubenkopfes	γ_P	angle of inclination of the clamped plates; skewness of the bolt head
γ_S	Biegewinkel der Schraube	γ_S	bending angle of the bolt
γ_{VA}	axiale Verschiebung des Schraubenkopfs auf Grund von M_B	γ_{VA}	axial displacement of the bolt head on account of M_B
δ	elastische Nachgiebigkeit, allgemein	δ	elastic resilience, general
δ_A^z	axiale Verschiebung des Schraubenkopfes bei zentrischer Verspannung auf Grund von F_A	δ_A^z	axial displacement of the bolt head during concentric clamping on account of F_A
δ_G	elastische Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes	δ_G	elastic resilience of the engaged thread
δ_{GM}	elastische Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes und des Mutter- bzw. Einschraubgewindebereiches	δ_{GM}	elastic resilience of the engaged thread and of the nut or tapped thread region
δ_{Gew}	elastische Nachgiebigkeit des nicht eingeschraubten belasteten Gewindes	δ_{Gew}	elastic resilience of the unengaged loaded thread
δ_M	elastische Nachgiebigkeit des Mutter- bzw. Einschraubgewindebereiches	δ_M	elastic resilience of the nut or tapped thread region
δ_{SK}	elastische Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes	δ_{SK}	elastic resilience of the bolt head
δ_P	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile bei zentrischer Verspannung und zentrischer Belastung	δ_P	elastic resilience of the clamped parts for concentric clamping and concentric loading
δ_P^H	elastische Nachgiebigkeit einer Verformungshülse	δ_P^H	elastic resilience of a deformation sleeve
δ_P^V	elastische Nachgiebigkeit eines Verformungskegels	δ_P^V	elastic resilience of a deformation cone

δ_p^z	elastische Nachgiebigkeit zentrisch verspannter Teile	δ_p^z	elastic resilience of concentrically clamped parts
δ_p^*	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile bei exzentrischer Verspannung	δ_p^*	elastic resilience of the clamped parts for eccentric clamping
δ_p^{**}	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile bei exzentrischer Verspannung und exzentrischer Belastung	δ_p^{**}	elastic resilience of the clamped parts for eccentric clamping and eccentric loading
δ_{PM}^{**}	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile bei exzentrischer Verspannung und Belastung durch M_B	δ_{PM}^{**}	elastic resilience of the clamped parts for eccentric clamping and loading by M_B
δ_{PO}	elastische Nachgiebigkeit der oberen Platte	δ_{PO}	elastic resilience of the upper plate
δ_{PRT}	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile bei Raumtemperatur	δ_{PRT}	elastic resilience of the clamped parts at room temperature
δ_{PU}	elastische Nachgiebigkeit der unteren Platte	δ_{PU}	elastic resilience of the lower plate
δ_S	elastische Nachgiebigkeit der Schraube	δ_S	elastic resilience of the bolt
δ_{SRT}	elastische Nachgiebigkeit der Schraube bei Raumtemperatur	δ_{SRT}	elastic resilience of the bolt at room temperature
δ_{VA}	axiale Verschiebung des Schraubenkopfs auf Grund von F_A	δ_{VA}	axial displacement of the bolt head on account of F_A
δ_i	elastische Nachgiebigkeit eines beliebigen Abschnittes i	δ_i	elastic resilience of any section i
ϑ	Drehwinkel beim Anziehen einer Schraube	ϑ	angle of rotation when tightening a bolt
μ_G	Reibungszahl im Gewinde	μ_G	coefficient of friction in the thread
μ'_G	gegenüber μ_G vergrößerte Reibungszahl in Spitzgewinden	μ'_G	increased coefficient of friction in angular threads with μ_G
μ_K	Reibungszahl in der Kopfaufgabe	μ_K	coefficient of friction in the head bearing area
μ_T	Reibungszahl in der Trennfuge	μ_T	coefficient of friction at the interface
ν	Ausnutzungsgrad der Streckgrenzspannung (Grenze der Vollplastifizierung des gefährdeten Querschnittes) beim Anziehen	ν	utilization factor of the yield point stress (limit of full plasticization of the cross section at risk) during tightening
ρ	Dichte	ρ	density
ρ'	Reibungswinkel zu μ'_G	ρ'	angle of friction for μ'_G
σ_{AS}	Spannungsamplitude der Dauerhaltbarkeit, bezogen auf A_S	σ_{AS}	stress amplitude of the endurance limit, relative to A_S
σ_{ASG}	Spannungsamplitude der Dauerhaltbarkeit schlussgerollter Schrauben	σ_{ASG}	stress amplitude of the endurance limit of bolts rolled after heat treatment
σ_{ASV}	Spannungsamplitude der Dauerhaltbarkeit schlussvergüteter Schrauben	σ_{ASV}	stress amplitude of the endurance limit of bolts rolled before heat treatment
σ_{AZSG}	Spannungsamplitude der Zeitfestigkeit schlussgerollter Schrauben	σ_{AZSG}	stress amplitude of the fatigue strength of bolts rolled after heat treatment
σ_{AZSV}	Spannungsamplitude der Zeitfestigkeit schlussvergüteter Schrauben	σ_{AZSV}	stress amplitude of the fatigue strength of bolts rolled before heat treatment
σ_a	Dauerschwingbeanspruchung der Schraube	σ_a	continuous alternating stress acting on the bolt
σ_{ab}	Dauerschwingbeanspruchung der Schraube bei exzentrischer Verspannung und Belastung	σ_{ab}	continuous alternating stress acting on the bolt during eccentric clamping and loading
σ_b	Biegespannung	σ_b	bending stress
σ_M	Zugspannung in der Schraube infolge von F_M	σ_M	tensile stress in the bolt as a result of F_M
σ_{red}	reduzierte Spannung, Vergleichsspannung	σ_{red}	reduced stress, comparative stress
$\sigma_{red,B}$	Vergleichsspannung im Betriebszustand	$\sigma_{red,B}$	comparative stress in the working state
$\sigma_{red,M}$	Vergleichsspannung im Montagezustand	$\sigma_{red,M}$	comparative stress in the assembled state

σ_{SA}	Zusatzzugspannung in der Schraube, verursacht durch F_{SA}	σ_{SA}	additional tensile stress in the bolt, caused by F_{SA}
σ_{SAb}	Spannung in der Biegezugfaser des Schraubengewindes, verursacht durch F_{SA} und ein Biegemoment M_b bei exzentrischem Kraftangriff	σ_{SAb}	stress in the bending tension fiber of the bolt thread, caused by F_{SA} and a bending moment M_b during eccentric load application
σ_{SAbo}	max. (oberer) Wert von σ_{SAb}	σ_{SAbo}	max. (upper) value of σ_{SAb}
σ_{SAbu}	minim. (unterer) Wert von σ_{SAb}	σ_{SAbu}	min. (lower) value of σ_{SAb}
σ_z	Zugspannung in der Schraube im Betriebszustand	σ_z	tensile stress in the bolt in the working state
τ	Torsionsspannung im Gewinde infolge von M_G	τ	torsional stress in the thread as a result of M_G
τ_a	Schubauschlagspannung	τ_a	alternating shearing stress
τ_B	Scherfestigkeit	τ_B	shearing strength
τ_{BM}	Scherfestigkeit der Mutter	τ_{BM}	shearing strength of the nut
τ_{BS}	Scherfestigkeit der Schraube	τ_{BS}	shearing strength of the bolt
τ_D	Dauerschermfestigkeit	τ_D	continuous shearing strength
τ_M	Torsionsspannung im Gewinde im Montagezustand	τ_M	torsional stress in the thread in the assembled state
τ_Q	Scherspannung infolge einer Querkraft F_Q	τ_Q	shearing stress as a result of a transverse load F_Q
Φ	Kraftverhältnis, relatives Nachgiebigkeitsverhältnis	Φ	load factor, relative resilience factor
Φ_e	Kraftverhältnis bei exzentrischem Angriff der Axialkraft F_A	Φ_e	load factor for eccentric application of the axial load F_A
Φ_{eK}	Kraftverhältnis bei zentrischer Verspannung und exzentrischer Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage	Φ_{eK}	load factor for concentric clamping and eccentric load introduction in planes passing through the bolt head and nut bearing areas
Φ_{eK}^*	Kraftverhältnis bei exzentrischer Verspannung und exzentrischer Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage	Φ_{eK}^*	load factor for eccentric clamping and eccentric load introduction in planes passing through the bolt head and nut bearing areas
Φ_{en}	Kraftverhältnis bei zentrischer Verspannung und exzentrischer Krafteinleitung über die verspannten Teile	Φ_{en}	load factor for concentric clamping and eccentric load introduction via the clamped parts
Φ_{en}^*	Kraftverhältnis bei exzentrischer Verspannung und exzentrischer Krafteinleitung über die verspannten Teile	Φ_{en}^*	load factor for eccentric clamping and eccentric load introduction via the clamped parts
Φ_K	Kraftverhältnis bei zentrischer Verspannung und zentrischer Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage	Φ_K	load factor for concentric clamping and concentric load introduction in planes passing through the bolt head and nut bearing areas
Φ_K^*	Kraftverhältnis bei exzentrischer Verspannung und zentrischer Krafteinleitung in Ebenen durch die Schraubenkopf- und Mutterauflage	Φ_K^*	load factor for eccentric clamping and concentric load introduction in planes passing through the bolt head and nut bearing areas
Φ_m	Kraftverhältnis bei reiner Momentbelastung (M_B) und zentrischer Verspannung	Φ_m	load factor for pure moment loading (M_B) and concentric clamping
Φ_m^*	Kraftverhältnis bei reiner Momentbelastung (M_B) und exzentrischer Verspannung	Φ_m^*	load factor for pure moment loading (M_B) and eccentric clamping
Φ_n	Kraftverhältnis bei zentrischer Verspannung und zentrischer Krafteinleitung über die verspannten Teile	Φ_n	load factor for concentric clamping and concentric load introduction via the clamped parts

Φ_n^*	Kraftverhältnis bei exzentrischer Verspannung und zentrischer Krafteinleitung über die verspannten Teile	Φ_n^*	load factor for eccentric clamping and concentric load introduction via the clamped parts
φ	Steigungswinkel des Schraubengewindes; Winkel des Ersatzverformungskegels	φ	helix angle of the bolt thread; angle of the substitutional deformation cone
φ_E	Winkel des Ersatzverformungskegels bei Einschraubverbindungen	φ_E	angle of the substitutional deformation cone for tapped thread joints
φ_D	Winkel des Ersatzverformungskegels bei Durchsteckschraubverbindungen	φ_D	angle of the substitutional deformation cone for bolted joints

Schrifttum/Bibliography

- [1] *Bruck, P.A.; Feldhusen, J.; Grote, K.-H.*: Gestaltung und Auslegung von Mehrschraubenverbindungen. Konstruktion 40 (1988)5, S. 197/201
- [2] *Beitz, W.; Grote, K.-H.*: Calculation of bolted connections. The Japan Research Institute for Screw Threads and Fasteners 13(1982) Nr. 9
- [3] *Hanau, A.*: Zum Kraftleitungsverhalten zentrisch verspannter Schraubenverbindungen. Diss. TU Berlin 1994
- [4] TGL 38 512, Entwurf 11/89: Maschinenbauteile – Stahlschraubenverbindungen – Berechnung
- [5] *Schneider, W.*: Institut für Werkstoffkunde der TH Darmstadt, unveröffentlicht
- [6] *Wächter, K.; Beer, R.; Jannasch, D.*: Elastische Schraubennachgiebigkeit. Maschinenbautechnik 28(1979)3, S. 113/116
- [7] *Lori, W.*: Beitrag zur Berechnung und Gestaltung von hochfesten Stahlschraubenverbindungen mit keramischen Werkstoffen. Dissertation TH Zwickau 1989
- [8] *Kampf, M.*: Dauerhaltbarkeit von Schrauben unter kombinierter Zug- und Biegebelastung. Dissertation TU Berlin 1997/ Schriftenreihe Konstruktionstechnik Nr. 39
- [9] *Fritsche, G.*: Grundlagen einer genauen Berechnung statisch und dynamisch beanspruchter Schraubenverbindungen. Dissertation TU Berlin 1962
- [10] *Nguyen, V.Ph.*: Zur genauen Berechnung einer Schraubenverbindung. Forschung im Ingenieurwesen 54 (1988) H. 1, S. 1/8
- [11] *Birger, I.A.*: Opredelenie podatlivosti promezutocnych detaliej rezbovogo soedinenija. Vestnik Mashinostroenija. Moskva 41 (1961) Nr. 5, S. 41/44
- [12] *Lori, W.; Gläser, H.*: Berechnung der Plattennachgiebigkeit bei Schraubenverbindungen. Konstruktion 42 (1990) Nr. 9, S. 271/277
- [13] *Lori, W.*: Untersuchungen zur Plattennachgiebigkeit in Einschraubverbindungen. Konstruktion 48 (1996) Nr. 11, 379/382
- [14] *Lori, W.*: Druckspannungsverhältnisse in der Trennfuge von Einschraub- und Durchsteckschraubverbindungen. Unveröffentlichtes Material des Arbeitsausschusses VDI 2230, 1997
- [15] *Galwelat, M.*: Rechnerunterstützte Gestaltung von Schraubenverbindungen. Schriftenreihe Konstruktionstechnik Nr. 2, 1980. TU Berlin
- [16] *Weber, W.*: Statische und dynamische Untersuchungen an exzentrisch belasteten Schraubenverbindungen. Dissertation TU Berlin 1969
- [17] *Lange, H.*: Einfluss der Einschraubtiefe auf den Klemmspannungsverlauf bei ESV. Unveröffentlichtes Material des Arbeitsausschusses VDI 2230, 1997
- [18] *Dreger, H.*: Statik der Vielschraubenverbindungen. VDI-Berichte 220, S. 55/67. Düsseldorf: VDI Verlag 1974
- [19] *Dreger, H.*: Bestimmung der Ausgangsgrößen für die Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen nach Richtlinie VDI 2230. Draht-Welt 62 (1976) Nr. 7, S. 291/294
- [20] *Dreger, H.*: Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 und zur Bestimmung der Ausgangsgrößen für die Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Draht-Welt 62 (1976) Nr. 8, S. 131/136; Nr. 9, S. 391/395; Nr. 10, S. 433/435
- [21] *Lang, O.R.*: Triebwerke schnelllaufender Verbrennungsmotoren. Konstruktionsbücher Nr. 22. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 1966
- [22] *Grotewohl, A.*: Auslegung von dauerhaltbaren, gestalt- und kostenoptimierten Pleuellagerverschraubungen. Automobilindustrie 3/88, S. 265/276
- [23] *Gummert, P.; Reckling, K.*: Mechanik, 2. Auflage. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 1987
- [24] *Dreger, H.*: Beitrag zur rechnerischen Ermittlung des Faktors n_{Red} ... VDI-Z 124 (1982) Nr. 18, S. 85/89
- [25] *Dreger, H.*: Berechnung der Kräfte, Biegemomente und Beanspruchungen einer exzentrisch verspannten und exzentrisch belasteten Schraube. Draht-Welt 65 (1979) Nr. 9, S. 403/407 und Nr. 11, S. 497/501
- [26] *Kowalske, D.*: Ein Beitrag zur Berechnung exzentrisch belasteter Flanschverbindungen. Dissertation TU Berlin 1972
- [27] *Faulhaber, A.; Thomala, W.*: Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 (1986), Beispiel: Pkw-Pleuellverschraubung. Der nichtlineare Berechnungsansatz. VDI-Z 129 (1987), Nr. 9, S. S 79/S 85
- [28] *Granacher, J.; Kaiser, B.; Hillenbrand, P.; Dinkel, V.*: Relaxation von hochfesten Schraubenverbindungen bei mäßig erhöhten Temperaturen. Konstruktion 47 (1995), S. 318/324
- [29] *Wiegand, H.; Beelich, K.H.*: Relaxation bei statischer Beanspruchung von Schraubenverbindungen. Drahtwelt 54 (1968), S. 306/322
- [30] *Ba-Saleem, M.O.*: Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Setzverluste an Schraubenverbindungen. Dissertation Technische Universität Chemnitz 1991
- [31] *Wiegand, H.; Illgner, K.H.; Beelich, K.H.*: Über die Verminderung der Vorspannkraft von Schraubenverbindungen durch Setzvorgänge. Werkstatt und Betrieb 98 (1965), S. 823/827
- [32] *Strelow, D.*: Reibungszahl und Werkstoffpaarung in der Schraubenmontage. Verbindungstechnik 13 (1981) Nr. 5, S. 19/24
- [33] *Pfaff, H.; Thomala, W.*: Streuung der Vorspannkraft beim Anziehen von Schraubenverbindungen. VDI-Z 124 (1982) Nr. 18, S. 76/84
- [34] *Wiegand, H.; Kloos, K.H.; Thomala, W.*: Schraubenverbindungen, 4. Auflage. Springer-Verlag 1988
- [35] ICS Handbuch, Automatische Schraubmontage, 2. Auflage (1997)

- [36] *Pfaff, H.*: Berechnung der Vorspannkraft an der Fließgrenze überelastisch angezogener Schrauben. Konstruktion 47 (1995) Nr. 7/8, S. 237/240
- [37] *Thomala, W.*: Hinweise zur Anwendung überelastisch vorgespannter Schraubenverbindungen. VDI-Berichte 478, S. 43/53. Düsseldorf: VDI Verlag 1983
- [38] *Kloos, K. H.; Thomala, W.*: Zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen. Verbindungstechnik 11 (1979) Nr. 1, S. 17/24; Nr. 2, S. 27/33; Nr. 4, S. 31/37; Nr. 5, S. 23/29
- [39] *Wiegand, H.; Strigens, P.*: Die Haltbarkeit von Schraubenverbindungen mit Feingewinden bei wechselnder Beanspruchung. Ind. Anz. 92 (1970), S. 2139/2144
- [40] *Kloos, K. H.; Kaiser, B.; Dinkel, V.*: Schraubenverbindungen prüfen – Empfehlungen für eine einheitliche Versuchsplanung zur Prüfung der Dauerhaltbarkeit. Materialprüfung 36 (1994) 5, S. 177/182
- [41] DIN V ENV 1993-1-1 : 1993-04 Eurocode 3 – Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. Berlin: Beuth Verlag
- [42] *Turlach, G.*: Verbindungselemente aus Titan und Titanlegierungen. Draht-Welt (1980) 5
- [43] *Kellerman, R.; Turlach, G.*: Schrauben aus ultrafesten Stählen und Titanlegierungen für den Leichtbau. Draht-Welt 56 (1970) Nr. 1, S. 51/75; Nr. 2, S. 107/112; Nr. 3, S. 189/192 (Beilage Schrauben, Muttern, Formteile)
- [44] *Wiegand, H.; Illgner, K. H.; Beelich, K. H.*: Festigkeit und Formänderungsverhalten von Schraubenverbindungen insbesondere aus austenitischen Werkstoffen. Draht 18 (1967) S. 517/526
- [45] *Beelich, K. H.*: Gesichtspunkte zur Deutung des Relaxationsverhaltens und zur Auslegung temperaturbeanspruchter Schraubenverbindungen. Draht-Welt 56 (1970), S. 3/8
- [46] *Wiegand, H.; Beelich, K. H.*: Einfluss überlagerter Schwingbeanspruchung auf das Verhalten von Schraubenverbindungen bei hohen Temperaturen. Draht-Welt 54 (1968), S. 566/570
- [47] *Wiegand, H.; Flemming, G.*: Hochtemperaturverhalten von Schraubenverbindungen. VDI-Z 16 (1971), S. 415/421
- [48] *Alexander, E. M.*: Analysis and design of threaded assemblies. Int. Automotive Eng. Congress and Exposition Detroit (1977), Rep.Nr. 770 420
- [49] *Thomala, W.*: Zur Berechnung der erforderlichen Mutterhöhe bei Schraubenverbindungen. Konstruktion 47 (1995), S. 285/291
- [50] *Knobloch, M.; Schmidt, H.*: Tragfähigkeit und Tragverhalten stahlbauüblicher Schrauben unter reiner Scherbeanspruchung und unter kombinierter Scher-Zugbeanspruchung. Forschungsbericht aus dem Fachbereich Bauwesen der Universität Essen Heft 41 (1987)
- [51] *Thomala, W.*: Beitrag zur Berechnung der Haltbarkeit von Schraubenköpfen mit Kraft-Innenangriff. VDI-Z 126 (1984) Nr. 9, S. 315/321
- [52] DIN 18 800-1 : 1990-11 Stahlbauten-Bemessung und Konstruktion, Berlin: Beuth Verlag
- [53] *Hasselmann, U.*: Grenzflächenpressung verspannter Teile – Geometrieabhängige Werkstoffkennwerte zur Berechnung von Schraubenverbindungen. 5. Informationsveranstaltung „Schraubenverbindungen – Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis“, Darmstadt 30.4.1997
- [54] *Galwelat, M.; Beitz, W.*: Gestaltungsrichtlinien für unterschiedliche Schraubenverbindungen. Konstruktion (1981) Nr. 6, S. 213/218
- [55] *Dubbel*: Taschenbuch für den Maschinenbau. Hrsg. *W. Beitz* und *K.-H. Küttner*, 17. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York: Springer 1990
- [56] *Strelow, D.*: Sicherungen für Schraubenverbindungen. Merkblatt 302 der Beratungsstelle für Stahlverwendung. Düsseldorf, 6. Aufl. 1983
- [57] *Krist, T.*: Formeln und Tabellen – Grundwissen Technik, 13. Aufl. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 1997
- [58] Taschenbuch Maschinenbau, Bd. 1, 2. Aufl. Berlin: Verlag Technik 1965
- [59] *Roloff/Matek*: Maschinenelemente, 12. Aufl. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg 1992
- [60] *Schneider, W.*: Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen – Berücksichtigung des überelastischen Anziehens. Materialprüfung 38 (1996) 11/12, S. 494/498
- [61] *Thomala, W.*: Hinweise zur Anwendung des Spannungsquerschnittes von Schraubengewinden. VDI-Z 126 (1984) 20, S. 83/91
- [62] *Dalhoff, P.; Dombrowski, A.; Lehmann, D.*: Berechnung großer Flanschverbindungen von Windenergieanlagen. VDI-Berichte 1426, S. 221/245. Düsseldorf: VDI Verlag 1998
- [63] *Lange, H.; Lori, W.*: Verbesserte FE-Berechnung der Platten nachgiebigkeit von Einschraubverbindungen. Unveröff. Material des Arbeitsausschusses VDI 2230, 2001
- [64] *Arz, U.; Berger, Chr.* u.a.: Ermittlung der Grenzflächenpressung unter einaxialer kontinuierlicher Beanspruchung bei Raumtemperatur. Konstruktion 54 (2002), Nr. 7/8

Anhang A Tabellen zur Berechnung

Tabelle A1. Montagevorspannkkräfte F_{MTab} und Anziehdrehmomente M_A bei $\nu = 0,9$ für **Schaftschrauben** mit metrischem Regelgewinde nach DIN ISO 262; Kopfabmessungen von Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 bis 4018, Schrauben mit Außensechsrund nach DIN 34800 bzw. Zylinderschrauben nach DIN EN ISO 4762 und Bohrung „mittel“ nach DIN EN 20273

Annex A Calculation tables

Table A1. Assembly preload F_{MTab} and tightening torque M_A with $\nu = 0,9$ for **shank bolts** with metric standard thread according to DIN ISO 262; head dimensions of hexagonal bolts according to DIN EN ISO 4014 to 4018, hexalobular external driving head bolts according to DIN 34800 or cylindrical bolts according to DIN EN ISO 4762 and hole "medium" according to DIN EN 20273

Abm. Size	Fest- Klasse Strength Grade	Montagevorspannkkräfte/Assembly preload F_{MTab} in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/Tightening torque M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M4	8.8	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	3,9	3,7	2,3	2,6	3,0	3,3	3,6	4,1	4,5
	10.9	6,8	6,7	6,5	6,3	6,1	5,7	5,4	3,3	3,9	4,6	4,8	5,3	6,0	6,6
	12.9	8,0	7,8	7,6	7,4	7,1	6,7	6,3	3,9	4,5	5,1	5,6	6,2	7,0	7,8
M5	8.8	7,6	7,4	7,2	7,0	6,8	6,4	6,0	4,4	5,2	5,9	6,5	7,1	8,1	9,0
	10.9	11,1	10,8	10,6	10,3	10,0	9,4	8,8	6,5	7,6	8,6	9,5	10,4	11,9	13,2
	12.9	13,0	12,7	12,4	12,0	11,7	11,0	10,3	7,6	8,9	10,0	11,2	12,2	14,0	15,5
M6	8.8	10,7	10,4	10,2	9,9	9,6	9,0	8,4	7,7	9,0	10,1	11,3	12,3	14,1	15,6
	10.9	15,7	15,3	14,9	14,5	14,1	13,2	12,4	11,3	13,2	14,9	16,5	18,0	20,7	22,9
	12.9	18,4	17,9	17,5	17,0	16,5	15,5	14,5	13,2	15,4	17,4	19,3	21,1	24,2	26,8
M7	8.8	15,5	15,1	14,8	14,4	14,0	13,1	12,3	12,6	14,8	16,8	18,7	20,5	23,6	26,2
	10.9	22,7	22,5	21,7	21,1	20,5	19,3	18,1	18,5	21,7	24,7	27,5	30,1	34,7	38,5
	12.9	26,6	26,0	25,4	24,7	24,0	22,6	21,2	21,6	25,4	28,9	32,2	35,2	40,6	45,1
M8	8.8	19,5	19,1	18,6	18,1	17,6	16,5	15,5	18,5	21,6	24,6	27,3	29,8	34,3	38,0
	10.9	28,7	28,0	27,3	26,6	25,8	24,3	22,7	27,2	31,8	36,1	40,1	43,8	50,3	55,8
	12.9	33,6	32,8	32,0	31,1	30,2	28,4	26,6	31,8	37,2	42,2	46,9	51,2	58,9	65,3
M10	8.8	31,0	30,3	29,6	28,8	27,9	26,3	24,7	36	43	48	54	59	68	75
	10.9	45,6	44,5	43,4	42,2	41,0	38,6	36,2	53	63	71	79	87	100	110
	12.9	53,3	52,1	50,8	49,4	48,0	45,2	42,4	62	73	83	93	101	116	129
M12	8.8	45,2	44,1	43,0	41,9	40,7	38,3	35,9	63	73	84	93	102	117	130
	10.9	66,3	64,8	63,2	61,5	59,8	56,3	52,8	92	108	123	137	149	172	191
	12.9	77,6	75,9	74,0	72,0	70,0	65,8	61,8	108	126	144	160	175	201	223
M14	8.8	62,0	60,6	59,1	57,5	55,9	52,6	49,3	100	117	133	148	162	187	207
	10.9	91,0	88,9	86,7	84,4	82,1	77,2	72,5	146	172	195	218	238	274	304
	12.9	106,5	104,1	101,5	98,8	96,0	90,4	84,8	171	201	229	255	279	321	356
M16	8.8	84,7	82,9	80,9	78,8	76,6	72,2	67,8	153	180	206	230	252	291	325
	10.9	124,4	121,7	118,8	115,7	112,6	106,1	99,6	224	264	302	338	370	428	477
	12.9	145,5	142,4	139,0	135,4	131,7	124,1	116,6	262	309	354	395	433	501	558
M18	8.8	107	104	102	99	96	91	85	220	259	295	329	360	415	462
	10.9	152	149	145	141	137	129	121	314	369	421	469	513	592	657
	12.9	178	174	170	165	160	151	142	367	432	492	549	601	692	769
M20	8.8	136	134	130	127	123	116	109	308	363	415	464	509	588	655
	10.9	194	190	186	181	176	166	156	438	517	592	661	725	838	933
	12.9	227	223	217	212	206	194	182	513	605	692	773	848	980	1092
M22	8.8	170	166	162	158	154	145	137	417	495	567	634	697	808	901
	10.9	242	237	231	225	219	207	194	595	704	807	904	993	1151	1284
	12.9	283	277	271	264	257	242	228	696	824	945	1057	1162	1347	1502
M24	8.8	196	192	188	183	178	168	157	529	625	714	798	875	1011	1126
	10.9	280	274	267	260	253	239	224	754	890	1017	1136	1246	1440	1604
	12.9	327	320	313	305	296	279	262	882	1041	1190	1329	1458	1685	1877
M27	8.8	257	252	246	240	234	220	207	772	915	1050	1176	1292	1498	1672
	10.9	367	359	351	342	333	314	295	1100	1304	1496	1674	1840	2134	2381
	12.9	429	420	410	400	389	367	345	1287	1526	1750	1959	2153	2497	2787
M30	8.8	313	307	300	292	284	268	252	1053	1246	1428	1597	1754	2031	2265
	10.9	446	437	427	416	405	382	359	1500	1775	2033	2274	2498	2893	3226
	12.9	522	511	499	487	474	447	420	1755	2077	2380	2662	2923	3386	3775
M33	8.8	389	381	373	363	354	334	314	1415	1679	1928	2161	2377	2759	3081
	10.9	554	543	531	517	504	475	447	2015	2392	2747	3078	3385	3930	4388
	12.9	649	635	621	605	589	556	523	2358	2799	3214	3601	3961	4598	5135
M36	8.8	458	448	438	427	415	392	368	1825	2164	2482	2778	3054	3541	3951
	10.9	652	638	623	608	591	558	524	2600	3082	3535	3957	4349	5043	5627
	12.9	763	747	729	711	692	653	614	3042	3607	4136	4631	5089	5902	6585
M39	8.8	548	537	525	512	498	470	443	2348	2791	3208	3597	3958	4598	5137
	10.9	781	765	748	729	710	670	630	3345	3975	4569	5123	5637	6549	7317
	12.9	914	895	875	853	831	784	738	3914	4652	5346	5994	6596	7664	8562

Tabelle A2. Montagevorspannkkräfte $F_{M\text{Tab}}$ und Anziehdrehmomente M_A bei $v = 0,9$ für **Tailenschrauben**, $d_T = 0,9 \cdot d_3$, mit metrischem Regelgewinde nach DIN ISO 262; Kopfabmessungen von Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 bis 4018, Schrauben mit Außensechsrund nach DIN 34 800 bzw. Zylinderschrauben nach DIN EN ISO 4762 und Bohrung „mittel“ nach DIN EN 20 273

Table A2. Assembly preload $F_{M\text{Tab}}$ and tightening torque M_A with $v = 0,9$ for **necked-down bolts**, $d_T = 0,9 \cdot d_3$, with metric standard thread according to DIN ISO 262; head dimensions of hexagonal bolts according to DIN EN ISO 4014 to 4018, hexalobular external driving head bolts according to DIN 34 800 or cylindrical bolts according to DIN EN ISO 4762 and hole "medium" according to DIN EN 20 273

Abm. Size	Fest.- Klasse Strength Grade	Montagevorspannkkräfte/Assembly preload $F_{M\text{Tab}}$ in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/Tightening torque M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M 4	8.8 10.9 12.9														
M 5	8.8 10.9 12.9														
M 6	8.8 10.9 12.9	7,5 11,0 12,9	7,3 10,7 12,5	7,0 10,3 12,1	6,8 9,9 11,6	6,5 9,6 11,2	6,0 8,9 10,4	5,6 8,2 9,6	5,4 7,9 9,2	6,2 9,1 10,7	7,0 10,3 12,0	7,7 11,3 13,2	8,3 12,3 14,3	9,4 13,9 16,2	10,3 15,2 17,7
M 7	8.8 10.9 12.9	11,1 16,3 19,1	10,8 15,9 18,6	10,5 15,4 18,0	10,1 14,8 17,4	9,8 14,3 16,8	9,1 13,3 15,6	8,4 12,3 14,4	9,0 13,3 15,5	10,5 15,5 18,1	11,9 17,5 20,5	13,2 19,3 22,6	14,3 21,0 24,6	16,3 23,9 28,0	17,9 26,2 30,7
M 8	8.8 10.9 12.9	13,8 20,3 23,8	13,4 19,7 23,1	13,0 19,1 22,3	12,5 18,4 21,5	12,1 17,8 20,8	11,2 16,5 19,3	10,4 15,3 17,9	13,1 19,2 22,5	15,2 22,3 26,1	17,1 25,2 29,5	18,9 27,8 32,5	20,5 30,1 35,3	23,3 34,2 40,0	25,5 37,4 43,8
M 10	8.8 10.9 12.9	22,1 32,5 38,0	21,5 31,5 36,9	20,8 30,5 35,7	20,1 29,5 34,5	19,4 28,4 33,3	18,0 26,4 30,9	16,7 24,5 28,6	26 38 45	30 44 52	34 50 59	38 55 65	41 60 70	46 68 80	51 75 87
M 12	8.8 10.9 12.9	32,3 47,5 55,6	31,4 46,1 53,9	30,4 44,6 52,2	29,4 43,1 50,5	28,3 41,6 48,7	26,3 38,7 45,2	24,4 35,8 41,9	45 66 77	52 77 90	59 87 101	65 96 112	71 104 122	80 118 138	88 130 152
M 14	8.8 10.9 12.9	44,5 65,3 76,4	43,2 63,4 74,2	41,8 61,4 71,9	40,4 59,4 69,5	39,0 57,3 67,1	36,3 53,2 62,3	33,6 49,4 57,8	71 105 123	83 122 143	94 138 162	104 153 179	113 166 195	129 189 221	141 207 243
M 16	8.8 10.9 12.9	61,8 90,8 106,3	60,1 88,3 103,4	58,3 85,7 100,3	56,5 82,9 97,0	54,6 80,1 93,8	50,8 74,6 87,3	47,2 69,3 81,1	111 164 191	131 192 225	148 218 255	165 242 283	179 264 308	205 301 352	226 331 388
M 18	8.8 10.9 12.9	77 110 128	75 106 124	72 103 121	70 100 117	68 96 113	63 89 105	58 83 97	159 226 265	186 264 309	210 299 350	232 331 387	253 360 421	288 410 480	316 450 527
M 20	8.8 10.9 12.9	100 142 166	97 138 162	94 134 157	91 130 152	88 125 147	82 117 136	76 108 127	225 320 375	264 376 440	300 427 499	332 473 554	362 516 604	414 589 689	455 649 759
M 22	8.8 10.9 12.9	125 179 209	122 174 203	118 169 197	115 163 191	111 158 185	103 147 172	96 137 160	308 439 514	363 517 605	413 589 689	460 655 766	502 715 837	575 819 958	634 903 1057
M 24	8.8 10.9 12.9	143 204 239	140 199 233	135 193 226	131 187 218	127 180 211	118 168 196	109 156 182	387 551 644	454 646 756	515 734 859	572 814 953	623 887 1038	711 1013 1185	783 1115 1305
M 27	8.8 10.9 12.9	190 271 317	185 264 309	180 256 300	174 248 291	169 240 281	157 224 262	146 208 244	571 814 952	673 959 1122	768 1093 1279	854 1216 1424	933 1329 1555	1069 1523 1782	1180 1680 1966
M 30	8.8 10.9 12.9	231 329 384	224 320 374	218 310 363	211 301 352	204 291 340	190 271 317	177 252 294	775 1104 1292	912 1299 1520	1038 1479 1730	1154 1643 1923	1259 1793 2099	1441 2052 2402	1589 2263 2648
M 33	8.8 10.9 12.9	289 412 482	282 401 470	274 390 456	265 378 442	257 365 428	239 341 399	223 317 371	1051 1497 1752	1241 1767 2068	1417 2017 2361	1578 2247 2629	1724 2456 2874	1978 2818 3297	2185 3112 3642
M 36	8.8 10.9 12.9	338 482 564	330 469 549	320 456 533	310 442 517	300 427 500	279 398 466	260 370 433	1350 1923 2251	1592 2267 2653	1814 2584 3024	2019 2875 3364	2205 3140 3675	2526 3598 4211	2788 3971 4646
M 39	8.8 10.9 12.9	409 582 681	398 567 664	387 551 645	375 534 625	363 517 605	339 482 564	315 449 525	1750 2493 2917	2069 2947 3448	2364 3367 3940	2635 3752 4391	2882 4104 4803	3309 4713 5515	3657 5209 6095

Tabelle A3. Montagevorspannkräfte $F_{M\text{Tab}}$ und Anziehdrehmomente M_A bei $v = 0,9$ für **Schaftschrauben** mit metrischem Feingewinde nach DIN ISO 262; Kopfabmessungen von Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 bis 4018, Schrauben mit Außensechsrund nach DIN 34 800 bzw. Zylinderschrauben nach DIN EN ISO 4762 und Bohrung „mittel“ nach DIN EN 20 273

Table A3. Assembly preload $F_{M\text{Tab}}$ and tightening torque M_A with $v = 0,9$ for **shank bolts** with metric fine thread according to DIN ISO 262; head dimensions of hexagonal bolts according to DIN EN ISO 4014 to 4018, hexalobular external driving head bolts according to DIN 34 800 or cylindrical bolts according to DIN EN ISO 4762 and hole "medium" according to DIN EN 20 273

Abm. Size	Fest.- Klasse Strength Grade	Montagevorspannkräfte/Assembly preload $F_{M\text{Tab}}$ in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/Tightening torque M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M 8 x 1	8.8	21,2	20,7	20,2	19,7	19,2	18,1	17,0	19,3	22,8	26,1	29,2	32,0	37,0	41,2
	10.9	31,1	30,4	29,7	28,9	28,1	26,5	24,9	28,4	33,5	38,3	42,8	47,0	54,3	60,5
	12.9	36,4	35,6	34,7	33,9	32,9	31,0	29,1	33,2	39,2	44,9	50,1	55,0	63,6	70,8
M 9 x 1	8.8	27,7	27,2	26,5	25,9	25,2	23,7	22,3	28,0	33,2	38,1	42,6	46,9	54,4	60,7
	10.9	40,7	39,9	39,0	38,0	37,0	34,9	32,8	41,1	48,8	55,9	62,6	68,8	79,8	89,1
	12.9	47,7	46,7	45,6	44,4	43,3	40,8	38,4	48,1	57,0	65,4	73,3	80,6	93,4	104,3
M 10 x 1	8.8	35,2	34,5	33,7	32,9	32,0	30,2	28,4	39	46	53	60	66	76	85
	10.9	51,7	50,6	49,5	48,3	47,0	44,4	41,7	57	68	78	88	97	112	125
	12.9	60,4	59,2	57,9	56,5	55,0	51,9	48,8	67	80	91	103	113	131	147
M 10 x 1,25	8.8	33,1	32,4	31,6	30,8	29,9	28,2	26,5	38	44	51	57	62	72	80
	10.9	48,6	47,5	46,4	45,2	44,0	41,4	38,9	55	65	75	83	92	106	118
	12.9	56,8	55,6	54,3	52,9	51,4	48,5	45,5	65	76	87	98	107	124	138
M 12 x 1,25	8.8	50,1	49,1	48,0	46,8	45,6	43,0	40,4	66	79	90	101	111	129	145
	10.9	73,6	72,1	70,5	68,7	66,9	63,2	59,4	97	116	133	149	164	190	212
	12.9	86,2	84,4	82,5	80,4	78,3	73,9	69,5	114	135	155	174	192	222	249
M 12 x 1,5	8.8	47,6	46,6	45,5	44,3	43,1	40,6	38,2	64	76	87	97	107	123	137
	10.9	70,0	68,5	66,8	65,1	63,3	59,7	56,0	95	112	128	143	157	181	202
	12.9	81,9	80,1	78,2	76,2	74,1	69,8	65,6	111	131	150	167	183	212	236
M 14 x 1,5	8.8	67,8	66,4	64,8	63,2	61,5	58,1	54,6	104	124	142	159	175	203	227
	10.9	99,5	97,5	95,2	92,9	90,4	85,3	80,2	153	182	209	234	257	299	333
	12.9	116,5	114,1	111,4	108,7	105,8	99,8	93,9	179	213	244	274	301	349	390
M 16 x 1,5	8.8	91,4	89,6	87,6	85,5	83,2	78,6	74,0	159	189	218	244	269	314	351
	10.9	134,2	131,6	128,7	125,5	122,3	115,5	108,7	233	278	320	359	396	461	515
	12.9	157,1	154,0	150,6	146,9	143,1	135,1	127,2	273	325	374	420	463	539	603
M 18 x 1,5	8.8	122	120	117	115	112	105	99	237	283	327	368	406	473	530
	10.9	174	171	167	163	159	150	141	337	403	465	523	578	674	755
	12.9	204	200	196	191	186	176	166	394	472	544	613	676	789	884
M 18 x 2	8.8	114	112	109	107	104	98	92	229	271	311	348	383	444	495
	10.9	163	160	156	152	148	139	131	326	386	443	496	545	632	706
	12.9	191	187	182	178	173	163	153	381	452	519	581	638	740	826
M 20 x 1,5	8.8	154	151	148	144	141	133	125	327	392	454	511	565	660	741
	10.9	219	215	211	206	200	190	179	466	558	646	728	804	940	1055
	12.9	257	252	246	241	234	222	209	545	653	756	852	941	1100	1234
M 22 x 1,5	8.8	189	186	182	178	173	164	154	440	529	613	692	765	896	1006
	10.9	269	264	259	253	247	233	220	627	754	873	985	1090	1276	1433
	12.9	315	309	303	296	289	273	257	734	882	1022	1153	1275	1493	1677
M 24 x 1,5	8.8	228	224	219	214	209	198	187	570	686	796	899	995	1166	1311
	10.9	325	319	312	305	298	282	266	811	977	1133	1280	1417	1661	1867
	12.9	380	373	366	357	347	330	311	949	1143	1326	1498	1658	1943	2185
M 24 x 2	8.8	217	213	209	204	198	187	177	557	666	769	865	955	1114	1248
	10.9	310	304	297	290	282	267	251	793	949	1095	1232	1360	1586	1777
	12.9	362	355	348	339	331	312	294	928	1110	1282	1442	1591	1856	2080
M 27 x 1,5	8.8	293	288	282	276	269	255	240	822	992	1153	1304	1445	1697	1910
	10.9	418	410	402	393	383	363	342	1171	1413	1643	1858	2059	2417	2720
	12.9	489	480	470	460	448	425	401	1370	1654	1922	2174	2409	2828	3183
M 27 x 2	8.8	281	276	270	264	257	243	229	806	967	1119	1262	1394	1630	1829
	10.9	400	393	384	375	366	346	326	1149	1378	1594	1797	1986	2322	2605
	12.9	468	460	450	439	428	405	382	1344	1612	1866	2103	2324	2717	3049
M 30 x 2	8.8	353	347	339	331	323	306	288	1116	1343	1556	1756	1943	2276	2557
	10.9	503	494	483	472	460	436	411	1590	1912	2216	2502	2767	3241	3641
	12.9	588	578	565	552	539	510	481	1861	2238	2594	2927	3238	3793	4261
M 33 x 2	8.8	433	425	416	407	397	376	354	1489	1794	2082	2352	2605	3054	3435
	10.9	617	606	593	580	565	535	505	2120	2555	2965	3350	3710	4350	4892
	12.9	722	709	694	678	662	626	591	2481	2989	3470	3921	4341	5090	5725
M 36 x 2	8.8	521	512	502	490	478	453	427	1943	2345	2725	3082	3415	4010	4513
	10.9	742	729	714	698	681	645	609	2767	3340	3882	4390	4864	5711	6428
	12.9	869	853	836	817	797	755	712	3238	3908	4542	5137	5692	6683	7522
M 39 x 2	8.8	618	607	595	581	567	537	507	2483	3002	3493	3953	4383	5151	5801
	10.9	880	864	847	828	808	765	722	3537	4276	4974	5631	6243	7336	8263
	12.9	1030	1011	991	969	945	896	845	4139	5003	5821	6589	7306	8585	9669

Tabelle A4. Montagevorspannkkräfte $F_{M\text{Tab}}$ und Anziehdrehmomente M_A bei $\nu = 0,9$ für **Tailenschrauben**, $d_T = 0,9 \cdot d_3$, mit metrischem Feingewinde nach DIN ISO 262; Kopfabmessungen von Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 bis 4018, Schrauben mit Außensechsrund nach DIN 34 800 bzw. Zylinderschrauben nach DIN EN ISO 4762 und Bohrung „mittel“ nach DIN EN 20 273

Table A4. Assembly preload $F_{M\text{Tab}}$ and tightening torque M_A with $\nu = 0,9$ for **necked-down bolts**, $d_T = 0,9 \cdot d_3$, with metric fine thread according to DIN ISO 262; head dimensions of hexagonal bolts according to DIN EN ISO 4014 to 4018, hexalobular external driving head bolts according to DIN 34 800 or cylindrical bolts according to DIN EN ISO 4762 and hole "medium" according to DIN EN 20 273

Abm. Size	Fest.- Klasse Strength Grade	Montagevorspannkkräfte/Assembly preload $F_{M\text{Tab}}$ in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/Tightening torque M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M 8 x 1	8.8	15,5	15,0	14,6	14,1	13,6	12,7	11,8	14,1	16,6	18,8	20,9	22,8	26,0	28,6
	10.9	22,7	22,1	21,4	20,7	20,0	18,6	17,3	20,7	24,3	27,7	30,7	33,5	38,2	42,1
	12.9	26,6	25,8	25,1	24,3	23,4	21,8	20,3	24,3	28,5	32,4	35,9	39,2	44,7	49,2
M 9 x 1	8.8	20,5	20,0	19,4	18,8	18,2	16,9	15,7	20,7	24,4	27,8	31,0	33,8	38,8	42,8
	10.9	30,1	29,3	28,5	27,6	26,7	24,9	23,1	30,4	35,9	40,9	45,5	49,7	57,0	62,9
	12.9	35,3	34,3	33,3	32,3	31,2	29,1	27,1	35,6	42,0	47,8	53,2	58,2	66,7	73,6
M 10 x 1	8.8	26,3	25,6	24,9	24,1	23,3	21,8	20,3	29	34	39	44	48	55	61
	10.9	38,6	37,6	36,5	35,4	34,3	32,0	29,8	43	50	58	64	70	81	90
	12.9	45,2	44,0	42,8	41,5	40,1	37,4	34,9	50	59	68	75	82	95	105
M 10 x 1,25	8.8	24,2	23,5	22,8	22,1	21,3	19,8	18,4	28	32	37	41	44	51	56
	10.9	35,5	34,5	33,5	32,4	31,3	29,1	27,1	40	47	54	60	65	74	82
	12.9	41,5	40,4	39,2	37,9	36,6	34,1	31,7	47	55	63	70	76	87	96
M 12 x 1,25	8.8	37,3	36,4	35,3	34,2	33,1	30,9	28,7	49	58	67	74	81	93	103
	10.9	54,8	53,4	51,9	50,3	48,6	45,4	42,2	72	86	98	109	119	137	151
	12.9	64,1	62,5	60,7	58,8	56,9	53,1	49,4	85	100	114	127	139	160	177
M 12 x 1,5	8.8	34,8	33,8	32,8	31,8	30,7	28,6	26,5	47	55	63	70	76	87	95
	10.9	51,1	49,7	48,2	46,6	45,1	42,0	39,0	69	81	92	102	111	127	140
	12.9	59,8	58,1	56,4	54,6	52,8	49,1	45,6	81	95	108	120	130	149	164
M 14 x 1,5	8.8	50,3	49,0	47,6	46,1	44,6	41,6	38,7	78	91	104	116	127	146	161
	10.9	73,9	72,0	69,9	67,7	65,5	61,1	56,8	114	134	153	171	187	214	236
	12.9	86,5	84,2	81,8	79,3	76,7	71,5	66,5	133	157	179	200	218	250	276
M 16 x 1,5	8.8	68,6	66,9	65,1	63,1	61,1	57,1	53,1	119	141	162	181	198	228	252
	10.9	100,8	98,3	95,6	92,7	89,8	83,8	78,0	175	207	238	265	290	334	370
	12.9	118,0	115,0	111,8	108,5	105,0	98,1	91,3	205	243	278	310	340	391	433
M 18 x 1,5	8.8	93	90	88	85	83	77	72	179	213	245	274	301	347	385
	10.9	132	129	125	122	118	110	103	255	304	349	390	428	494	548
	12.9	154	151	147	142	138	129	120	299	355	408	457	501	578	641
M 18 x 2	8.8	85	82	80	77	75	70	65	169	200	227	253	276	317	350
	10.9	121	117	114	110	107	99	93	241	284	324	360	394	451	498
	12.9	141	137	133	129	125	116	108	282	333	379	422	461	528	583
M 20 x 1,5	8.8	117	115	112	108	105	98	92	249	298	342	384	422	488	542
	10.9	167	163	159	154	150	140	131	355	424	488	547	601	694	771
	12.9	196	191	186	181	175	164	153	416	496	571	640	703	813	903
M 22 x 1,5	8.8	145	142	138	134	130	122	114	338	404	466	523	575	666	741
	10.9	207	202	197	191	185	173	162	481	575	663	744	819	948	1055
	12.9	242	236	230	224	217	203	189	563	673	776	871	958	1110	1234
M 24 x 1,5	8.8	176	172	167	163	158	148	138	439	526	607	682	751	871	970
	10.9	250	245	238	232	225	211	197	625	749	865	972	1070	1241	1381
	12.9	293	286	279	271	263	246	230	731	876	1012	1137	1252	1452	1616
M 24 x 2	8.8	165	161	156	152	147	137	128	422	502	576	645	708	816	905
	10.9	235	229	223	216	209	196	182	601	715	821	919	1008	1163	1290
	12.9	274	268	261	253	245	229	213	703	837	961	1075	1179	1361	1509
M 27 x 1,5	8.8	227	222	217	211	204	192	179	637	765	885	996	1098	1276	1422
	10.9	323	316	308	300	291	273	255	907	1090	1260	1418	1564	1817	2025
	12.9	378	370	361	351	341	319	298	1061	1275	1475	1660	1830	2126	2370
M 27 x 2	8.8	215	210	204	198	192	180	168	616	735	846	948	1042	1205	1339
	10.9	306	298	291	282	274	256	239	877	1047	1205	1351	1484	1717	1907
	12.9	358	349	340	330	320	300	279	1026	1225	1410	1581	1737	2009	2232
M 30 x 2	8.8	271	265	258	251	243	228	212	857	1026	1183	1329	1462	1694	1884
	10.9	386	377	367	357	346	324	303	1221	1461	1685	1892	2082	2413	2684
	12.9	452	441	430	418	405	379	354	1429	1710	1972	2214	2436	2823	3141
M 33 x 2	8.8	334	327	318	309	300	281	263	1148	1377	1591	1788	1970	2286	2545
	10.9	476	465	453	441	428	401	374	1635	1962	2266	2547	2805	3255	3625
	12.9	557	544	530	516	500	469	438	1914	2296	2652	2981	3283	3810	4242
M 36 x 2	8.8	404	395	385	374	363	341	318	1504	1808	2091	2353	2594	3014	3360
	10.9	575	562	548	533	517	485	453	2143	2575	2978	3352	3694	4293	4785
	12.9	673	658	641	624	605	568	530	2507	3013	3485	3922	4323	5023	5599
M 39 x 2	8.8	480	469	458	445	432	405	379	1929	2322	2689	3029	3341	3886	4335
	10.9	683	669	652	634	616	578	540	2748	3307	3830	4314	4758	5535	6174
	12.9	800	782	763	742	721	676	632	3215	3870	4482	5048	5568	6477	7225

Tabelle A5. Zuordnung von Reibungszahlklassen mit Richtwerten zu verschiedenen Werkstoffen/Oberflächen und Schmierzuständen bei Schraubenverbindungen

Reibungszahl-Klasse	Bereich für μ_G und μ_K	Auswahl typischer Beispiele für	
		Werkstoff/Oberflächen	Schmierstoffe
A	0,04 bis 0,10	metallisch blank vergütungs-schwarz phosphatiert galv. Überzüge wie Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zink-Lamellen-Überzüge	Festschmierstoffe wie MoS ₂ , Grafit, PTFE, PA, PE, PI in Gleitlacken, als Top-Coats oder in Pasten; Wachsschmelzen; Wachsdispersionen
		metallisch blank vergütungs-schwarz phosphatiert galv. Überzüge wie Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zink-Lamellen-Überzüge Al- und Mg-Legierungen	Festschmierstoffe wie MoS ₂ , Grafit, PTFE, PA, PE, PI in Gleitlacken, als Top-Coats oder in Pasten; Wachsschmelzen; Wachsdispersionen, Fette; Öle; Anlieferungszustand
B	0,08 bis 0,16	feuerverzinkt	MoS ₂ ; Grafit; Wachsdispersionen
		organische Beschichtungen	mit integriertem Festschmierstoff oder Wachsdispersion
		austenitischer Stahl	Festschmierstoffe oder Wachse; Pasten
		austenitischer Stahl	Wachsdispersionen; Pasten
C	0,14 bis 0,24	metallisch blank phosphatiert	Anlieferungszustand (leicht geölt)
		galv. Überzüge wie Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zink-Lamellen-Überzüge Klebstoff	ohne
		austenitischer Stahl	Öl
D	0,20 bis 0,35	galv. Überzüge wie Zn, Zn/Fe feuerverzinkt	ohne
		galv. Überzüge wie Zn/Fe, Zn/Ni austenitischer Stahl Al-, Mg-Legierungen	ohne
E	$\geq 0,30$		

Es sind Reibungszahlen **anzustreben**, die sich in die **Reibungszahlklasse B** einordnen, um eine möglichst hohe Vorspannkraft bei geringer Streuung aufzubringen. Dies bedeutet nicht automatisch die Verwendung der Kleinstwerte und dass die vorhandene Reibungszahlstreuung der Klassenstreuung entspricht. Die Tabelle gilt für Raumtemperatur.

Tabelle A6. Näherungswerte für Haftreibungszahlen μ_T in der Trennfuge [4; 55; 57 bis 59]

Stoffpaarung	Haftreibungszahl im Zustand	
	trocken	geschmiert
Stahl – Stahl/Stahlguss	0,1 bis 0,23	0,07 bis 0,12
Stahl – GG	0,12 bis 0,24	0,06 bis 0,1
GG – GG	0,15 bis 0,3	0,2
Bronze – Stahl	0,12 bis 0,28	0,18
GG – Bronze	0,28	0,15 bis 0,2
Stahl – Kupferlegierung	0,07	
Stahl – Aluminiumlegierung	0,1 bis 0,28	0,05 bis 0,18
Aluminium – Aluminium	0,21	

Table A5. Friction coefficient classes with guide values for different materials/surfaces and lubrication states in bolted joints

Friction coefficient class	Range for μ_G and μ_K	Selection of typical examples for	
		Material/surfaces	Lubricants
A	0,04 to 0,10	metallically bright black oxide phosphated galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings	solid lubricants, such as MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating varnishes, as top coats or in pastes; liquefied wax wax dispersions
		metallically bright black oxide phosphated galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings Al and Mg alloys	solid lubricants, such as MoS ₂ , graphite, PTFE, PA, PE, PI in lubricating varnishes, as top coats or in pastes; liquefied wax; wax dispersions, greases; oils; delivery state
B	0,08 to 0,16	hot-galvanized	MoS ₂ ; graphite; wax dispersions
		organic coatings	with integrated solid lubricant or wax dispersion
		austenitic steel	solid lubricants or waxes; pastes
		austenitic steel	wax dispersions, pastes
C	0,14 to 0,24	metallically bright phosphated	delivery state (lightly oiled)
		galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe, Zn/Ni Zinc laminated coatings adhesive	none
		austenitic steel	oil
D	0,20 to 0,35	galvanic coatings such as Zn, Zn/Fe; hot-galvanized	none
		galvanic coatings such as Zn/Fe, Zn/Ni austenitic steel Al, Mg alloys	none
E	$\geq 0,30$		

The aim is to **achieve** coefficients of friction which fit into the **friction coefficient class B** in order to apply as high a preload as possible with low scatter. This does not automatically mean using the smallest values and that the friction coefficient scatter present corresponds to the class spread. The tables apply at room temperature.

Table A6. Approximate values for static friction coefficients μ_T at the interface [4; 55; 57 to 59]

Material combination	Static friction coefficient in the state	
	dry	lubricated
Steel – steel/cast steel	0,1 to 0,23	0,07 to 0,12
Steel – gray cast iron	0,12 to 0,24	0,06 to 0,1
Gray cast iron – gray cast iron	0,15 to 0,3	0,2
Bronze – steel	0,12 to 0,28	0,18
Gray cast iron – bronze	0,28	0,15 to 0,2
Steel – copper alloy	0,07	
Steel – aluminum alloy	0,1 to 0,28	0,05 to 0,18
Aluminum – aluminum	0,21	

Tabelle A7. Abschätzen des Durchmesserbereiches von Schrauben

1	2	3	4
Kraft in N	Nenndurchmesser in mm		
	Festigkeitsklasse		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1 000	3	3	3
1 600	3	3	3
2 500	3	3	4
4 000	4	4	5
6 300	4	5	6
10 000	5	6	8
16 000	6	8	10
25 000	8	10	12
40 000	10	12	14
63 000	12	14	16
100 000	16	18	20
160 000	20	22	24
250 000	24	27	30
400 000	30	33	36
630 000	36	39	

Beispiel

Eine Verbindung wird dynamisch und exzentrisch durch die Axialkraft $F_A = 8.500 \text{ N}$ belastet. Die Schraube mit der Festigkeitsklasse 12.9 soll mit Drehmomentschlüssel montiert werden.

- A** 10.000 N ist die zunächst größere Kraft zu F_A in Spalte 1
- B** zwei Schritte für „exzentrische und dynamische Axialkraft“ führen zu $F_{M \min} = 25.000 \text{ N}$
- C** ein Schritt für „Anziehen mit Drehmomentschlüssel“ führt zu $F_{M \max} = 40.000 \text{ N}$
- D** Für $F_{M \max} = 40.000 \text{ N}$ findet man in Spalte 2 (Festigkeitsklasse 12.9): M 10

A Wähle in Spalte 1 die nächst größere Kraft zu der an der Verschraubung angreifenden Belastung. Wenn bei kombinierter Belastung (Längs- und Querkraft) $F_{A \max} < F_{Q \max} / \mu_{T \min}$ gilt, dann ist nur $F_{Q \max}$ zu verwenden

B Die erforderliche Mindestvorspannkraft $F_{M \min}$ ergibt sich, indem man von dieser Zahl um folgende Anzahl Schritte weitergeht:

B1 Wenn mit $F_{Q \max}$ zu entwerfen ist:

vier Schritte für statische oder dynamische Querkraft

B2 Wenn mit $F_{A \max}$ zu entwerfen ist:

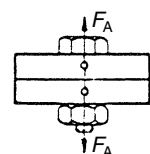
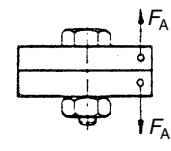
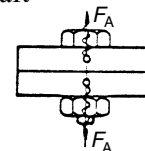
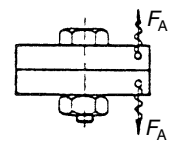
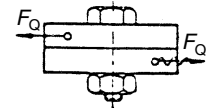
zwei Schritte für dynamische und exzentrisch angreifende Axialkraft

oder

ein Schritt für dynamisch und zentrisch oder statisch und exzentrisch angreifende Axialkraft

oder

keine Schritte für statisch und zentrisch angreifende Axialkraft



C Die zu ertragende maximale Vorspannkraft $F_{M \max}$ ergibt sich, indem man von dieser Kraft $F_{M \min}$ weitergeht um:

zwei Schritte für Anziehen der Schraube mit einfachem Dreh-schrauber, der über Nachziehmoment eingestellt wird

oder

ein Schritt für Anziehen mit Drehmomentschlüssel oder Präzisions-schrauber, der mittels dynamischer Drehmomentmessung oder Längungsmessung der Schraube eingestellt wird

oder

keine Schritte für Anziehen über Winkelkontrolle in den über-elastischen Bereich oder mittels Streckgrenzkontrolle durch Computersteuerung

D Neben der gefundenen Zahl steht in Spalte 2 bis 4 die erforderliche Schraubenabmessung in mm für die gewählte Festigkeits-klasse der Schraube

Table A7. Estimating the diameter range of bolts

1	2	3	4
Load in N	Nominal diameter in mm		
	Strength grade		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1 000	3	3	3
1 600	3	3	3
2 500	3	3	4
4 000	4	4	5
6 300	4	5	6
10 000	5	6	8
16 000	6	8	10
25 000	8	10	12
40 000	10	12	14
63 000	12	14	16
100 000	16	18	20
160 000	20	22	24
250 000	24	27	30
400 000	30	33	36
630 000	36	39	

Example

A joint is dynamically and eccentrically loaded by the axial load $F_A = 8.500$ N. A bolt of strength grade 12.9 is to be assembled using a torque wrench.

- A** 10.000 N is the next largest load to F_A in column 1
- B** Two steps for "eccentric and dynamic axial loading" give $F_{Mmin} = 25.000$ N
- C** One step for "tightening using a torque wrench" gives $F_{Mmax} = 40.000$ N
- D** For $F_{Mmax} = 40.000$ N, we find in column 2 (strength grade 12.9): M 10

A In Column 1, select the next highest load to the loading acting on the bolted joint. If during combined loading (longitudinal and transverse loads) $F_{Amax} < F_{Qmax} / \mu_{Tmin}$, then only F_{Qmax} is to be used.

B The required minimum preload F_{Mmin} is obtained by increasing this number by the following number of steps:

B1 If the joint is to be designed with F_{Qmax} :

four steps for static or dynamic transverse load

B2 If the joint is to be designed with F_{Amax} :

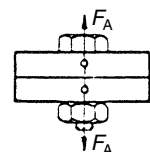
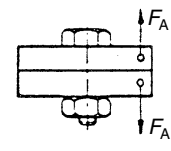
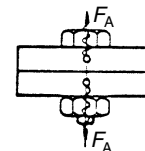
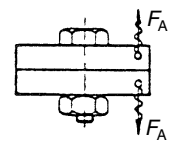
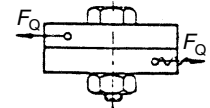
two steps for dynamic and eccentrically applied axial load

or

one step for dynamically and concentrically or statically and eccentrically applied axial load

or

no steps for statically and concentrically applied axial load



C The required maximum preload F_{Mmax} obtained by increasing this load F_{Mmin} by:

two steps for tightening the bolt with a simple tightening spindle which has been set by the retightening torque

or

one step for tightening using a torque wrench or precision spindle adjusted by means of dynamic torque measurement or elongation measurement of the bolt

or

no steps for tightening by means of angle control within the plastic range or by means of computer-controlled yield-point monitoring

D Next to the number found, Columns 2 to 4 give the required bolt dimensions in mm for the selected strength grade of the bolt.

Tabelle A8. Richtwerte für den Anziehfaktor α_A

Anzieh-Faktor α_A	Streuung $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mm}} = \frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A + 1}$	Anziehverfahren	Einstellverfahren	Bemerkungen	
1,05 bis 1,2	$\pm 2\%$ bis $\pm 10\%$	Längungsgesteuertes Anziehen mit Ultraschall	Schalllaufzeit	<ul style="list-style-type: none">• Kalibrierwerte erforderlich• bei $l_K/d < 2$ progressive Fehlerzunahme zu beachten• kleinerer Fehler bei direkter mechanischer Ankopplung, größerer bei indirekter Ankopplung	
1,1 bis 1,5	$\pm 5\%$ bis $\pm 20\%$	Mechanische Längungsmessung	Einstellung über Längungsmessung	<ul style="list-style-type: none">• Notwendig ist die genaue Ermittlung der axialen elastischen Nachgiebigkeit der Schraube. Die Streuung ist wesentlich abhängig von der Genauigkeit des Messverfahrens.• bei $l_K/d < 2$ progressive Fehlerzunahme zu beachten	
1,2 bis 1,4	$\pm 9\%$ bis $\pm 17\%$	Streckgrenzgesteuertes Anziehen, motorisch oder manuell	Vorgabe des relativen Drehmoment-Drehwinkel-Koeffizienten	Die Vorspannkraftstreuung wird wesentlich bestimmt durch die Streuung der Streckgrenze im verbauten Schraubenlos. Die Schrauben werden hier für F_{Mmin} dimensioniert; eine Auslegung der Schrauben für F_{Mmax} mit dem Anziehungsfaktor α_A entfällt deshalb für diese Anziehungsmethoden.	
1,2 bis 1,4	$\pm 9\%$ bis $\pm 17\%$	Drehwinkelgesteuertes Anziehen, motorisch oder manuell	Versuchsmäßige Bestimmung von Voranziehmoment und Drehwinkel (Stufen)		
1,2 bis 1,6	$\pm 9\%$ bis $\pm 23\%$	Hydraulisches Anziehen	Einstellung über Längen- bzw. Druckmessung	<ul style="list-style-type: none">• niedrigere Werte für lange Schrauben ($l_K/d \geq 5$)• höhere Werte für kurze Schrauben ($l_K/d \leq 2$)	
1,4 bis 1,6	$\pm 17\%$ bis $\pm 23\%$	Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, Signal gebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung	Versuchsmäßige Bestimmung der Sollanziehmomente am Originalverschraubungsteil, z. B. durch Längungsmessung der Schraube	Niedrigere Werte: große Zahl von Einstell- bzw. Kontrollversuchen (z. B. 20) erforderlich; geringe Streuung des abgegebenen Momentes (z. B. $\pm 5\%$) nötig	Niedrigere Werte für: <ul style="list-style-type: none">• kleine Drehwinkel, d. h. relativ steife Verbindungen• relativ geringe Härte der Gegenlage¹⁾• Gegenlagen, die nicht zum „Fressen“ neigen, z. B. phosphatiert oder bei ausreichender Schmierung
1,6 bis 2,0 (Reibungszahlklasse B)	$\pm 23\%$ bis $\pm 33\%$	Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, Signal gebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung	Bestimmung des Sollanziehmomentes durch Schätzen der Reibungszahl (Oberflächen- und Schmierverhältnisse)	Niedrigere Werte für: messende Drehmomentschlüssel bei gleichmäßigem Anziehen und für Präzisionsdrehschrauber	Höhere Werte für: <ul style="list-style-type: none">• große Drehwinkel, d. h. relativ nachgiebige Verbindungen sowie Feingewinde• große Härte der Gegenlage, verbunden mit rauer Oberfläche
1,7 bis 2,5 (Reibungszahlklasse A)	$\pm 26\%$ bis $\pm 43\%$			Höhere Werte für: Signal gebende oder ausknickende Drehmomentschlüssel	
2,5 bis 4	$\pm 43\%$ bis $\pm 60\%$	Anziehen mit Schlagschrauber oder Impulsschrauber	Einstellen des Schraubers über Nachziehmoment, das aus Sollanziehmoment (für die geschätzte Reibungszahl) und einem Zuschlag gebildet wird	Niedrigere Werte für: <ul style="list-style-type: none">• große Zahl von Einstellversuchen (Nachziehmoment)• auf horizontalem Ast der Schraubercharakteristik• spielfreie Impulsübertragung	

¹⁾ Gegenlage: Verspanntes Teil, dessen Oberfläche mit dem Anziehelement der Verbindung (Schraubenkopf oder Mutter) im Kontakt steht.

Table A8. Guide values for the tightening factor α_A

Tightening factor α_A	Scatter $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mm}} = \frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A + 1}$	Tightening technique	Adjusting technique	Remarks	
1,05 to 1,2	$\pm 2\%$ to $\pm 10\%$	Elongation-controlled tightening with ultrasound	Echo time	<ul style="list-style-type: none">Calibrating values necessaryAllow for progressive increase in errors at $l_K/d < 2$Smaller errors with direct mechanical coupling, larger with indirect coupling	
1,1 to 1,5	$\pm 5\%$ to $\pm 20\%$	Mechanical elongation measurement	Adjustment via longitudinal measurement	<ul style="list-style-type: none">Exact determination of the axial elastic resilience of the bolt is necessary. The scatter depends substantially on the accuracy of the measuring technique.Allow for progressive increase in errors at $l_K/d < 2$	
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Yield-controlled tightening, motor or manually operated	Input of the relative torque/rotation-angle coefficient	The scatter in preload is substantially determined by the scatter in the bolt yield point. Here, the bolts are dimensioned for F_{Mmin} ; a design of the bolts for F_{Mmax} with the tightening factor α_A therefore does not apply to these tightening techniques.	
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Angle-controlled tightening, motor or manually operated	Experimental determination of pre-tightening torque and angle of rotation (steps)		
1,2 to 1,6	$\pm 9\%$ to $\pm 23\%$	Hydraulic tightening	Adjustment via length or pressure measurement	<ul style="list-style-type: none">Lower values for long bolts ($l_K/d \geq 5$)Higher values for short bolts ($l_K/d \leq 2$)	
1,4 to 1,6	$\pm 17\%$ to $\pm 23\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, indicating wrench, or precision tightening spindle with dynamic torque measurement	Experimental determination of required tightening torques on the original bolting part, e.g. by measuring bolt elongation	Lower values: large number of calibration or check tests (e.g. 20) required; low scatter of the transmitted torque (e.g. $\pm 5\%$) necessary	Lower values for: <ul style="list-style-type: none">small angles of rotation, i.e. relatively stiff jointsrelatively soft mating surface¹⁾mating surfaces which are not inclined to "seize", e.g. phosphated or with sufficient lubrication
1,6 to 2,0 (friction coefficient class B)	$\pm 23\%$ to $\pm 33\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, indicating wrench, or precision tightening spindle with dynamic torque measurement	Determination of the required tightening torque by estimating the friction coefficient (surface and lubricating conditions)	Lower values for: Measuring torque wrenches with steady tightening and for precision tightening spindles	Higher values for: <ul style="list-style-type: none">large angles of rotation, i.e. relatively resilient joints and fine threadshigh mating surface hardness combined with a rough surface
1,7 to 2,5 (friction coefficient class A)	$\pm 26\%$ to $\pm 43\%$			Higher values for: Signaling or automatic tripping torque wrenches	
2,5 to 4	$\pm 43\%$ to $\pm 60\%$	Tightening with impact wrench or impact wrench with momentum control	Calibration of the bolt by means of re-tightening torque, made up of the required tightening torque (for the estimated friction coefficient) and an additional factor	Lower values for: <ul style="list-style-type: none">large number of calibration tests (re-tightening torque)on the horizontal segment of the bolt characteristicmomentum transfer free from play	

¹⁾ Mating surface: Clamped unit its surface contact the tightening unit of the joint (bolt head or nut).

Tabelle A9. Auswahl von Werkstoffen für verschraubte Bauteile – Richtwerte mechanischer und physikalischer Eigenschaften
 Table A9. Selection of materials for bolted components – guide values of mechanical and physical properties

Werkstoff- gruppe Material group	Werkstoff- kurzname Material symbol	Werkstoff- nummer Material number	Zugfestigkeit Tensile strength $R_{m \min}$ N/mm ²	0,2 %-Dehn- grenze 0,2 % proof stress $R_{p0,2 \min}$ N/mm ²	Scherfestig- keit Shearing strength $\tau_{B \min}$ N/mm ²	Grenzflächen- pressung ¹⁾ Limiting sur- face pressure ¹⁾ p_G MPa	E-Modul Young's modulus E N/mm ²	Dichte Density ρ kg/dm ³	Therm. Ausdeh- nungskoeffizient Coefficient of thermal expansion für/for 20 °C/100 °C α_T 10 ⁻⁶ K ⁻¹
Unlegierte Baustähle Plain structural steels	Ust 37-2 St 50-2	1.0036 1.0050	340 470	230 290	200 280	490 710	205 000	7,85	11,1
Niedriglegierte Vergütungsstähle Low-alloy tempering steels	Cq 45	1.1192	700	500	460	630	205 000	7,85	11,1
	34 CrNiMo 6 38 MnSi-V5 5-BY 16 MnCr 5	1.6582 – 1.7131	1200 900 1000	1000 600 850	720 580 650	1080 810 900	205 000	7,85	11,1
Sintermetalle Sintered metals	SINT-D30	–	510	370	300	450	130 000	7	12
Austenitische CrNi-Stähle Austenitic CrNi steels	X5 CrNi 18 12 X5 CrNiMo 17 12 2 X5 NiCrTi 26 15	1.4303 1.4401 1.4980	500 510 960	185 205 660	400 410 670	630 460 860	200 000	7,90	16,5
	GJL-250 GJL-260 Cr GJS-400 GJS-500 GJS-600	0.6020 – 0.7040 0.7050 0.7060	250 260 400 500 600	– – 250 320 370	290 290 360 450 540	850 ²⁾ 600 600 ²⁾ 750 ²⁾ 900 ²⁾	110 000 110 000 169 000 169 000 174 000	7,20	10,0
Aluminium-Knetlegierungen Wrought aluminium alloys	AlMgSi 1 F31 AlMgSi 1 F28 AlMg4,5Mn F27	3.2315.62 3.2315.61 3.3547.08	290 260 260	250 200 110	170 150 150	260 230 230	75 000	2,70 2,70 2,66	23,4 23,4 23,7
	GK-ALSi9Cu3 GD-ALSi9Cu3 GK-ALSi7Mg wa	3.2163.02 3.2163.05 3.2371.62	180 240 250	110 140 200	110 140 150	220 290 380	75 000 75 000 73 000	2,75 2,75 2,65	21,0 21,0 22,0
Magnesiumlegierungen Magnesium alloys	GD-AZ 91 (MgAl9Zn1) GK-AZ 91-T4		200 240	150 120	130 160	180 210	45 000	1,80	27,0
	TiAl6V4	3.7165.10	890	820	600	890	110 000	4,43	8,6

¹⁾ *Kursive* Zahlenwerte: Noch nicht nach dem Verfahren in [53] oder [64] überprüft. Empfehlung: Verwendung der aus der Brinellhärte HB berechneten Zugfestigkeit (DIN 50 150). Alle Zahlenwerte sind Kurzzeitwerte und als Richtwerte zu verstehen. Im konkreten Fall kann es wegen einer Vielzahl von Einflussfaktoren (Geometrie, Relaxation und anderes) zu Abweichungen kommen.

²⁾ Nach [64]

¹⁾ *Italic* numerical values: Not yet tested according to the method in [53] or in [64]. Recommendation: Use the tensile strength calculated from the Brinell hardness HB (DIN 50 150). All numerical values are short-time values and to understand as approximate values. In certain the values can deviate because of many factors of influence (geometry, relaxation a.o.m.).

²⁾ According to the method in [64]

Tabelle A10. Warm- und hochwarmfeste Werkstoffe nach DIN EN 10 269

Table A10. High-temperature and very high-temperature materials according to DIN EN 10 269

Werkstoff/Material		Mechanische Eigenschaften/Mechanical properties (in MPa)														
Nr. No.	Kurzname nach DIN 17 006 Symbol according to DIN 17 006	R_m	$R_{p0,2}$	Warmstreckgrenze $R_{p0,2T}$ High-temperature yield point $R_{p0,2T}$ für/for $d \leq 100$ bei/at T in °C						Zeitdehngrenze $R_{p0,2/10\,000}$ Creep limit $R_{p0,2/10\,000}$ bei/at T in °C						
		min.	min.	200	300	400	500	600	700	200	300	400	500	600	700	800
1.5511	35B2	500	300	229	192	173	–	–	–		208 ⁴⁾	147	35	–	–	–
1.7218	25CrMo4	600	440	412	363	304	235	–	–			274 ⁵⁾	147	64 ⁶⁾	–	–
1.7709	21CrMoV5-7	700	550	500	460	410	350	–	–			429 ⁵⁾	238	116 ⁶⁾	–	–
1.7711	40CrMoV4-7	850	700	631	593	554	470	293	–			361 ⁷⁾	242	138		
1.4301	X5CrNi18-10	500	190	127	110	98	92	90 ¹⁾	–				121 ⁶⁾	94	35	–
1.4923	X21CrMoNiV12-1	800	600	530	480	420	335	280 ¹⁾	–			436 ⁷⁾	289	79	–	–
1.4980	X6NiCrTiMoVB25-15-2	900	635	560	540	520	490	430	≈ 310 ²⁾				580	320	190 ⁸⁾	–
2.4952	NiCr20TiAl (Nimonic 80a)	1000	600	568	560	540	520	500	≈ 450 ³⁾				624	398	173	58
		E 10 ³ MPa	λ W/ (mK)	Elastizitätsmodul E_T (in 10 ³ MPa) Young's modulus E_T (in 10 ³ MPa) bei/at T in °C						Wärmeausdehnungskoeffizient α_T (in 10 ⁻⁶ K ⁻¹) Coefficient of thermal expansion α_T (in 10 ⁻⁶ K ⁻¹) bei/at T in °C von 20 bis						
		bei 20 °C:			200	300	400	500	600	700	200	300	400	500	600	700
1.5511	35B2	211	42	196	186	177	164	127	–	12,1	12,9	13,5	13,9	14,1	–	–
1.7218	25CrMo4															
1.7709	21CrMoV5-7		33													
1.7711	40CrMoV4-7		33													
1.4301	X5CrNi18-10	200	15	186	179	172	165		–	16,5	17,0	17,5	18,0		–	–
1.4923	X21CrMoNiV12-1	216	24	200	190	179	167	127	–	11,0	11,5	12,0	12,3	12,5	–	–
1.4980	X6NiCrTiMoVB25-15-2	211	12	200	192	183	173	162		17,5	18,7	18,0	18,2	18,5	18	–
2.4952	NiCr20TiAl	216	13	208	202	196	189	179	161	12,6	13,1	13,5	13,7	14,0		

¹⁾ bei/at $T = 550$ °C

²⁾ 380 bei/at $T = 650$ °C

³⁾ 480 bei/at $T = 650$ °C

⁴⁾ bei/at $T = 350$ °C

⁵⁾ bei/at $T = 420$ °C

⁶⁾ bei/at $T = 550$ °C

⁷⁾ bei/at $T = 450$ °C

⁸⁾ bei/at $T = 650$ °C

Tabelle A11. Nennwerte für Steigung, Flankendurchmesser, Spannungs- und Kernquerschnitt sowie Kraft $F_{0,2\min}$ für **Schaftschrauben** mit metrischem Regel- und Feingewinde (Steigung nach DIN 13-1 und -28; Spannungs- und Kernquerschnitt nach DIN 13-28; Mindest-Streckgrenze nach DIN EN ISO 898-1)

Table A11. Nominal values for pitch, pitch diameter, stress cross section and cross section at minor diameter, and load $F_{0,2\min}$ for **shank bolts** with metric standard and fine threads (pitch according to DIN 13-1 and -28; stress cross section and cross section at minor diameter according to DIN 13-28; minimum yield point according to DIN EN ISO 898-1)

Abmessung Size	Steigung Pitch	Flankendurch- messer Pitch diameter	Spannungs- querschnitt Stress cross section	Kern- querschnitt Cross section at minor diameter	Kraft an der Mindest-Streckgrenze Load at the minimum yield point $F_{0,2\min} = R_{p0,2\min} \cdot A_S$		
					Festigkeitsklasse/Strength grade		
					8.8	10.9	12.9
	P	d_2	A_S	A_{d_3}			
	mm	mm	mm ²	mm ²	N	N	N
Metrisches Regelgewinde/Metric standard thread							
M 4	0,7	3,545	8,78	7,749	5 600	8 300	9 700
M 5	0,8	4,480	14,2	12,69	9 100	13 300	15 600
M 6	1	5,350	20,1	17,89	12 900	18 900	22 100
M 7	1	6,350	28,9	26,18	18 500	27 000	32 000
M 8	1,25	7,188	36,6	32,84	23 400	34 500	40 500
M 10	1,5	9,026	58,0	52,30	37 000	55 000	64 000
M 12	1,75	10,863	84,3	76,25	54 000	79 000	93 000
M 14	2	12,701	115	104,7	74 000	108 000	127 000
M 16	2	14,701	157	144,1	100 000	148 000	173 000
M 18	2,5	16,376	193	175,1	127 000	181 000	212 000
M 20	2,5	18,376	245	225,2	162 000	230 000	270 000
M 22	2,5	20,376	303	281,5	200 000	285 000	335 000
M 24	3	22,051	353	324,3	233 000	330 000	390 000
M 27	3	25,051	459	427,1	305 000	430 000	500 000
M 30	3,5	27,727	561	519,0	370 000	530 000	620 000
M 33	3,5	30,727	694	647,2	460 000	650 000	760 000
M 36	4	33,402	817	759,3	540 000	770 000	900 000
M 39	4	36,402	976	913,0	640 000	920 000	1 070 000
Metrisches Feingewinde/Metric fine thread							
M 8	1	7,350	39,2	36,03	25 000	37 000	43 000
M 9	1	8,350	51,0	47,45	32 500	48 000	56 000
M 10	1	9,350	64,5	60,45	41 500	61 000	71 000
M 10	1,25	9,188	61,2	56,29	39 000	58 000	67 000
M 12	1,25	11,188	92,1	86,03	59 000	87 000	101 000
M 12	1,5	11,026	88,1	81,07	56 000	83 000	97 000
M 14	1,5	13,026	125	116,1	80 000	118 000	138 000
M 16	1,5	15,026	167	157,5	107 000	157 000	184 000
M 18	1,5	17,026	216	205,1	143 000	203 000	238 000
M 18	2	16,701	204	189,8	135 000	192 000	224 000
M 20	1,5	19,026	272	259,0	180 000	255 000	300 000
M 22	1,5	21,026	333	319,2	220 000	315 000	365 000
M 24	1,5	23,026	401	385,7	265 000	375 000	440 000
M 24	2	22,701	384	364,6	255 000	360 000	420 000
M 27	1,5	26,026	514	497,2	340 000	485 000	570 000
M 27	2	25,701	496	473,2	325 000	465 000	550 000
M 30	1,5	29,026	642	622,8	425 000	600 000	710 000
M 30	2	28,701	621	596,0	410 000	580 000	680 000
M 33	1,5	32,026	784	762,6	520 000	740 000	860 000
M 33	2	31,701	761	732,8	500 000	720 000	840 000
M 36	2	34,701	915	883,8	580 000	830 000	970 000
M 36	3	34,051	865	820,4	570 000	810 000	950 000
M 39	2	37,701	1082	1049,0	714 000	1 010 000	1 190 000
M 39	3	37,051	1028	979,7	680 000	970 000	1 130 000

Anmerkung: Kerndurchmesser d_3 siehe Tabelle A12

Note: For the minor diameter d_3 see Table A12

Tabelle A12. Nennwerte für Steigung, Kerndurchmesser, Taillendurchmesser, Taillenquerschnitt sowie Kraft $F_{0,2\min}$ **für Taillenschrauben** mit metrischem Regel- und Feingewinde (Steigung und Kerndurchmesser nach DIN 13-1, -5 bis -8; Mindest-Streckgrenze nach DIN EN ISO 898-1)

Table A12. Nominal values for pitch, minor diameter, reduced-shank diameter, reduced-shank cross section and load $F_{0,2\min}$ **for necked-down bolts** with metric standard and fine threads (pitch and minor diameter according to DIN 13-1, -5 to -8; minimum yield point according to DIN EN ISO 898-1)

Abmessung Size	Steigung Pitch	Kerndurch- messer Minor diameter	Taillen- durchmesser Reduced-shank diameter	Taillen- querschnitt Reduced- shank cross section	Kraft an der Mindest-Streckgrenze Load at the minimum yield point		
					$F_{0,2\min} = R_{p0,2\min} \cdot \frac{\pi}{4} (0,9 \cdot d_3)^2$		
	P	d ₃	d _T = 0,9 · d ₃	A _T = $\frac{\pi}{4} (0,9 \cdot d_3)^2$	Festigkeitsklasse/Strength grade		
					8.8	10.9	12.9
	mm	mm	mm	mm ²	N	N	N
Metrisches Regelgewinde/Metric standard thread							
M 4	0,7	3,141	2,83	6,28	4 000	5 900	6 900
M 5	0,8	4,019	3,62	10,3	6 600	9 700	11 300
M 6	1	4,773	4,30	14,5	9 300	13 600	15 900
M 7	1	5,773	5,20	21,2	13 600	19 900	23 300
M 8	1,25	6,466	5,82	26,6	17 000	25 000	29 500
M 10	1,5	8,160	7,34	42,4	27 000	40 000	46 500
M 12	1,75	9,853	8,87	61,8	39 500	58 000	68 000
M 14	2	11,546	10,4	84,8	54 000	80 000	93 000
M 16	2	13,546	12,2	117	75 000	110 000	128 000
M 18	2,5	14,933	13,4	142	94 000	133 000	156 000
M 20	2,5	16,933	15,2	182	120 000	171 000	201 000
M 22	2,5	18,933	17,0	228	151 000	214 000	250 000
M 24	3	20,319	18,3	263	173 000	247 000	290 000
M 27	3	23,319	21,0	346	228 000	325 000	380 000
M 30	3,5	25,706	23,1	420	275 000	395 000	460 000
M 33	3,5	28,706	25,8	524	345 000	495 000	580 000
M 36	4	31,093	28,0	615	405 000	580 000	680 000
M 39	4	34,093	30,7	739	490 000	700 000	810 000
Metrisches Feingewinde/Metric fine thread							
M 8	1	6,773	6,10	29,2	18 700	27 500	32 000
M 9	1	7,773	7,00	38,4	24 600	36 000	42 500
M 10	1	8,773	7,90	49,0	31 500	46 000	54 000
M 10	1,25	8,466	7,62	45,6	29 000	43 000	50 000
M 12	1,25	10,466	9,42	69,7	44 500	66 000	77 000
M 12	1,5	10,160	9,14	65,7	42 000	62 000	72 000
M 14	1,5	12,160	10,94	94,1	60 000	88 000	103 000
M 16	1,5	14,160	12,74	128	82 000	120 000	140 000
M 18	1,5	16,160	14,54	166	110 000	156 000	183 000
M 18	2	15,546	13,99	154	101 000	145 000	169 000
M 20	1,5	18,160	16,34	210	138 000	197 000	231 000
M 22	1,5	20,160	18,14	259	171 000	243 000	285 000
M 24	1,5	22,160	19,94	312	206 000	295 000	345 000
M 24	2	21,546	19,39	295	195 000	280 000	325 000
M 27	1,5	25,160	22,64	403	265 000	380 000	445 000
M 27	2	24,546	22,09	383	255 000	360 000	420 000
M 30	1,5	28,160	25,34	504	335 000	475 000	550 000
M 30	2	27,546	24,79	483	320 000	455 000	530 000
M 33	1,5	31,160	28,04	618	410 000	580 000	680 000
M 33	2	30,546	27,49	594	390 000	560 000	650 000
M 36	2	33,546	30,19	716	470 000	670 000	780 000
M 36	3	32,319	29,09	664	440 000	620 000	730 000
M 39	2	36,546	32,89	850	561 000	799 000	935 000
M 39	3	35,319	31,79	794	520 000	750 000	870 000

Tabelle A13. Maßnahmen zur Erhöhung der Betriebssicherheit von Schraubenverbindungen

Ziele Maßnahmen	1	2	3	Schraubenbelastung reduzieren Schraubenbeanspruchung reduzieren Beanspruchbarkeit der Schraube erhöhen
Geometrie				Schraubenverbindung
	+			Symmetrischen Druckkegel ausbilden ($s_{\text{sym}} = 0$)
	+			δ_p und β_p verringern durch Ausbilden des Druckkegels bis G bzw. G'
	+			δ_p und β_p verringern durch vollständigen Kontakt in den Trennfugen
	+			Anzahl der Schrauben erhöhen
	+			Lastangriff nahe der Symmetrieachse ($a = 0$)
	+			Bei exzentrischem Lastangriff parallele Verformung erzwingen
	+			Krafteinleitung nahe der Trennfuge ($n = 0$)
	+			Überstand definieren zur Ausbildung der Stützwirkung ($v = G/2$)
	+			Biegebelastung verringern durch parallele Auflageflächen
	+			Querschiebung vermeiden durch große Reibungszahl μ_T in den Trennfugen oder zusätzliche, formschlüssig wirkende Elemente
	+	+		Vorspannkraftverlust infolge Setzens verringern durch geringe Trennfugenzahl und kleine Rauigkeiten
				Schraube und Mutter
	+			δ_s erhöhen durch Dehnschaft oder Dehnhülse
Werkstoff	+	+		β_s erhöhen durch Dehnschaft oder Dehnhülse
			+	Größeneinfluss ausnutzen durch kleinen Gewindedurchmesser
	+			Vorspannkraftverlust infolge Setzens verringern durch großes δ_s
			+	Gewindelastverteilung optimieren durch Anpassen der Gewindepaarung, der Einschraubtiefe und der äußeren Mutterform
	+	+		Einsenken der Gewindebohrung bei Einschraubverbindungen
Montage				Schraubenverbindung
	+			δ_p verringern durch hohen E-Modul
		+		Thermische Beanspruchung verringern durch angepasste Wärmeausdehnungskoeffizienten
				Schraube und Mutter
	+			δ_p und β_s erhöhen durch niedrigen E-Modul von Schraube oder Mutter
		+		Gewindelastverteilung optimieren durch geringe Festigkeit oder niedrigen E-Modul der Mutter
			+	Randaufkohlung vermeiden
			+	Verwenden von Schrauben höherer Festigkeit
			+	Verwenden schlussgewalzter Schrauben
Montage				Schraube und Mutter
	+			Querschiebung vermeiden und Dichtfunktion sicherstellen durch hohe Vorspannkraft
	+			Vorspannkraft erhöhen durch Schraube hoher Festigkeit und überelastisches Anziehen
	+			Vorspannkraft erhöhen und Torsionsbelastung verringern durch kleines μ_G oder torsionsfreies Anziehen

Table A13. Measures for increasing the service reliability of bolted joints

Measures	Aims			
	1	2	3	
				Reduce the loading on the bolt Reduce the stress on the bolt Increase the stressability of the bolt
Geometry				Bolted joint Form symmetrical compression cone ($s_{\text{sym}} = 0$) Reduce δ_p and β_p by forming the compression cone to G or G' Reduce δ_p and β_p by full contact at the interfaces Increase the number of bolts Application of load close to the axis of symmetry ($a = 0$) Induce parallel deformation during eccentric application of load Load introduction close to interface ($n = 0$) Define projection for producing the supporting effect ($v = G/2$) Reduce bending load by parallel bearing surfaces Avoid transverse shear by high friction coefficient μ_T at the interfaces or by additional, positive-locking elements + + Reduce loss of preload as a result of embedding by small number of interfaces and low surface roughness values Bolt and nut + Increase δ_s by anti-fatigue shank or anti-fatigue sleeve + + Increase β_s by anti-fatigue shank or anti-fatigue sleeve + Utilize size effect by small thread diameter + Reduce loss of preload as a result of embedding by high δ_s + Optimize thread load distribution by adapting the thread pairing, the length of engagement and the external nut + + Counterboring the tapped hole in tapped thread joints
Material				Bolted joint + Reduce δ_p by high Young's modulus + Reduce thermal stressing by adapted coefficient of thermal expansion Bolt and nut + Increase δ_s and β_s by low Young's modulus of bolt and nut + Optimize thread load distribution by low strength or low Young's modulus of the nut + Avoid edge carburization + Use bolts of higher strength + Use bolts rolled after heat treatment
Assembly				Bolt and nut + Avoid transverse shearing and ensure sealing function by high preload + Increase preload by bolt of high strength and tightening beyond the elastic limit + Increase preload and reduce torsional loading by low μ_G or torsion-free tightening

Tabelle A14. Einteilung der Sicherungselemente nach Funktion und Wirksamkeit, in Anlehnung an [56]

Ursache des Lösens	Einteilung der Sicherungselemente nach		Beispiel
	Funktion	Wirkprinzip	
Lockern durch Setzen und/oder Relaxation	Teilweise Kompensation von Setz- und Relaxationsverlusten	Mitverspannte federnde Elemente	Tellerfedern Spannscheiben DIN 6796 und DIN 6908 Kombischrauben DIN 6900 und DIN 6901 Kombimuttern
Losdrehen durch Aufhebung der Selbsthemmung	Verliersicherung	Formschluss	Kronenmuttern DIN 935 Schrauben mit Splintloch DIN 962 Drahtsicherung Scheibe mit Außennase DIN 432
		Klemmen	Ganzmetallmuttern mit Klemmteil Muttern mit Kunststoffeinsatz*) Schrauben mit Kunststoffbeschichtung im Gewinde*) Gewindefurchende Schrauben
	Losdrehsicherung	Mikroformschluss	Sperrzahnschrauben Sperrzahnmuttern Sperrkantscheiben
		Kleben	Mikroverkapselte Schrauben*) Flüssig-Klebstoff*)

*) Temperaturabhängigkeit beachten

Table A14. Classification of securing elements according to their function and their effectiveness, in accordance with [56]

Cause of loosening	Classification of securing elements according to		Example
	Function	Working principle	
Loosening due to embedding and/or relaxation	Partial compensation of embedding and relaxation losses	Elastic elements clamped in the joint	Disk springs Strain washers DIN 6796 and DIN 6908 Multi-component bolts DIN 6900 and DIN 6901 Multi-component nuts
Rotating loose due to reduction of self-locking	Captive locking	Positive locking	Castellated nuts DIN 935 Bolts with cotter-pin hole DIN 962 Wire locking Tab washer DIN 432
		Clamping	All-metal nuts with clamping part Nuts with plastic insert*) Bolts with plastic patch in the thread*) Deformed thread bolts
	Securing against rotating loose	Micro positive locking	Serrated bearing face bolts Serrated bearing face nuts Lock washers
		Adhesive bonding	Micro-encapsulated bolts*) Liquid adhesive*)

*) Temperaturabhängigkeit beachten

*) Temperature dependence must be considered

Anhang B Berechnungsbeispiele

Beispiel B1

Berechnung einer Schraubenverbindung zwischen Kolben und Kolbenstange in einem Hydraulikzylinder als Beispiel für zentrische Verspannung und zentrische Belastung

B1.1 Ausgangsbedingungen

Bei der Schraubenverbindung nach Bild B 1/1 liegt sowohl eine zentrische Belastung als auch Verspannung vor. Bei einem Innendruck $p_{\max} = 5,5 \text{ N/mm}^2$ und einer beaufschlagten Fläche von $A = (80^2 - 25^2) \cdot \pi/4 = 4.536 \text{ mm}^2$ ergibt sich die Axialkraft zu $F_{A\max} = p_{\max} \cdot A = 24,9 \text{ kN}$

Abmessungen	
$L_g = 60 \text{ mm}$	$D_{St} = 25 \text{ mm}$
$L = 55 \text{ mm}$	$D_z = 80 \text{ mm}$

Annex B Calculation examples

Example B1

Calculation of a bolted joint between a piston and a piston rod in a hydraulic cylinder as an example of concentric clamping and concentric loading

B1.1 Initial conditions

The bolted joint shown in Figure B 1/1 is calculated as a concentrically clamped, concentrically loaded joint. At an internal pressure of $p_{\max} = 5,5 \text{ N/mm}^2$ and a stressed surface area of $A = (80^2 - 25^2) \cdot \pi/4 = 4.536 \text{ mm}^2$, the axial load is calculated as $F_{A\max} = p_{\max} \cdot A = 24,9 \text{ kN}$

Dimensions	
$L_g = 60 \text{ mm}$	$D_{St} = 25 \text{ mm}$
$L = 55 \text{ mm}$	$D_z = 80 \text{ mm}$

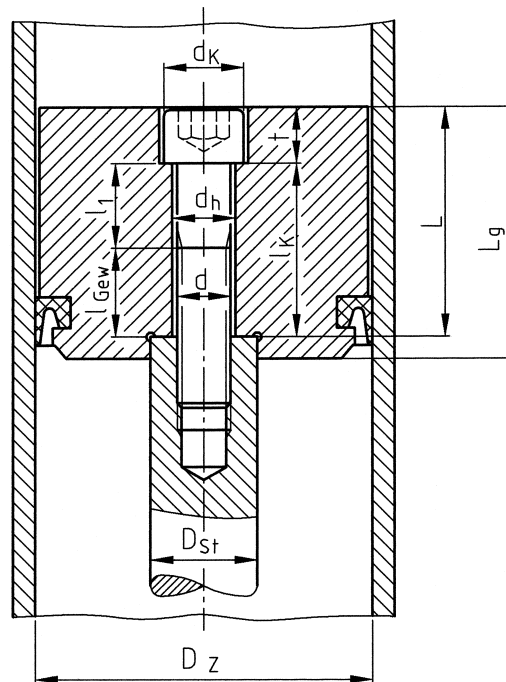


Bild B1/1. Hydraulikzylinder mit Zentralschraubenverbindung zwischen Kolben und Kolbenstange

Figure B1/1. Hydraulic cylinder with central bolted joint between piston and piston rod

Der Zylinder ist Teil einer Presse mit 300 Arbeitstakten pro Stunde. Die Axialkraft ist demnach als dynamische Betriebskraft zu berücksichtigen. Die Restklemmkraft soll wegen der Dichtfunktion der Schraube bei Entlastung durch die Betriebskraft aus Sicherheitsgründen noch mindestens $F_{KR\min} = 10^3 \text{ N}$ betragen.

Als Kolbenmaterial ist 16MnCr5 und für die Kolbenstange C45 vorgesehen. Die relevanten Oberflächenrauheiten betragen $R_z = 16 \mu\text{m}$.

Die Verbindung soll mit einem anzeigenden Drehmomentschlüssel angezogen werden.

The cylinder is part of a press with 300 working strokes per hour. The axial load should thus be considered as a dynamic working load. Because the bolt is also required to perform a sealing function, then the residual clamp load during unloading by the working load should be not less than $F_{KR\min} = 10^3 \text{ N}$ for safety reasons.

16MnCr5 is specified as the piston material and C45 is specified for the piston rod. The relevant surface roughness values are $R_z = 16 \mu\text{m}$.

The joint is to be tightened using an indicating torque wrench.

B1.2 Berechnungsgang

R0 Überschlägige Bestimmung des Schraubennendurchmessers, Überprüfung des Gültigkeitsbereiches

Mit Hilfe von Tabelle A7 lässt sich für die zentrisch angreifende dynamische Betriebskraft von $F_{A\max} = 24,9 \cdot 10^3 \text{ N}$ und $F_Q = 0$ der Schraubennendurchmesser in folgenden Abschnitten ermitteln:

- A** mit $F = 25.000 \text{ N}$ als nächstgrößerer Vergleichskraft zu $F_{A\max}$
- B2** mit einem Schritt für dynamisch und zentrisch angreifende Axialkraft F_A folgt $F_{M\min} = 40.000 \text{ N}$
- C** mit einem Schritt für Anziehen mit dem Drehmomentschlüssel schließlich $F_{M\max} = 63.000 \text{ N}$
- D** nunmehr aus Spalte 2 von Tabelle A7 eine Schraubengröße M 12, sofern man die Festigkeitsklasse 12.9 wählt um die Schwächung des Kolbenstangenquerschnittes klein zu halten

Es wird eine Zylinderschraube gewählt:
ISO 4762 – M 12 × 60 – 12.9. Damit ergeben sich folgende Abmessungen:

Einsenkung nach DIN 974	$t = 13 \text{ mm}$
Klemmlänge	$l_K = L - t = 42 \text{ mm}$
Schaftlänge	$l_1 = 24 \text{ mm}$
Länge des freien belasteten Gewindes	$l_{\text{Gew}} = l_K - l_1 = 18 \text{ mm}$
Bohrungsdurchmesser „mittel“ nach DIN ISO 273	$d_h = 13,5 \text{ mm}$
Steigung	$P = 1,75 \text{ mm}$
Flankendurchmesser	$d_2 = 10,863 \text{ mm}$
Kerndurchmesser	$d_3 = 9,85 \text{ mm}$
Kopfdurchmesser	$d_K = 18 \text{ mm}$
Auflagedurchmesser unter Kopf	$d_W = 17,23 \text{ mm}$
Kernquerschnitt	$A_{d_3} = 76,25 \text{ mm}^2$
Nennquerschnitt	$A_N = 113,1 \text{ mm}^2$
Spannungsquerschnitt	$A_S = 84,3 \text{ mm}^2$

Die Überprüfung der Grenzabmessung G' ist wegen der zentrischen Verspannung und Belastung nicht erforderlich.

R1 Anziehfaktor

Entsprechend dem Anziehwerkzeug (anzeigender Drehmomentschlüssel) wird nach Tabelle A8 für Reibungszahlklasse B festgelegt:

$$\alpha_A = 1,7$$

B1.2 Calculation procedure

R0 Rough determination of the bolt nominal diameter, checking the validity range

Using Table A7, for the concentrically applied dynamic working load of $F_{A\max} = 24,9 \cdot 10^3 \text{ N}$ and $F_Q = 0$, the bolt nominal diameter can be determined in the following sections:

- A** with $F = 25.000 \text{ N}$ as the next largest comparative load to $F_{A\max}$
- B2** with a step for dynamically and concentrically applied axial load F_A , it follows that $F_{M\min} = 40.000 \text{ N}$
- C** finally, with a step for tightening with the torque wrench, $F_{M\max} = 63.000 \text{ N}$
- D** now a bolt size M 12 from Column 2 of Table A7, provided the strength grade 12.9 is selected in order to limit the weakening of the piston rod cross section

A cylindrical bolt is selected:
ISO 4762 – M 12 × 60 – 12.9. Thus the following dimensions are obtained:

Counterbore according to DIN 974	$t = 13 \text{ mm}$
Clamp length	$l_K = L - t = 42 \text{ mm}$
Shank length	$l_1 = 24 \text{ mm}$
Length of the free loaded thread	$l_{\text{Gew}} = l_K - l_1 = 18 \text{ mm}$
Hole diameter "medium" according to DIN ISO 273	$d_h = 13,5 \text{ mm}$
Pitch	$P = 1,75 \text{ mm}$
Pitch diameter	$d_2 = 10,863 \text{ mm}$
Minor diameter	$d_3 = 9,85 \text{ mm}$
Head diameter	$d_K = 18 \text{ mm}$
Bearing diameter under head	$d_W = 17,23 \text{ mm}$
Cross section at minor diameter	$A_{d_3} = 76,25 \text{ mm}^2$
Nominal cross section	$A_N = 113,1 \text{ mm}^2$
Stress cross section	$A_S = 84,3 \text{ mm}^2$

On account of the concentric clamping and loading, it is not necessary to check the limiting dimension G' .

R1 Tightening factor

In accordance with the tightening tool (indicating torque wrench), the tightening factor is established according to Table A8 for friction coefficient class B:

$$\alpha_A = 1,7$$

R2 Erforderliche Mindestklemmkraft

Die Verbindung ist symmetrisch verspannt ($s_{\text{sym}} = 0$) und (quasi-)zentrisch belastet ($a = 0$). Es gilt damit gemäß Aufgabenstellung:

$$F_{\text{Kerf}} = F_{\text{KR min}} = 10^3 \text{ N}$$

R3 Aufteilung der Betriebskraft, elastische Nachgiebigkeiten und Krafteinleitungsfaktor

Die elastische Nachgiebigkeit der Schraube δ_S wird bestimmt nach den Gleichungen in Abschnitt 5.1.1 zu

$$\delta_S = \delta_{\text{SK}} + \delta_1 + \dots \delta_{\text{Gew}} + \delta_{\text{GM}}$$

Mit $E_S = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ folgt:

$$\delta_{\text{SK}} = \frac{0,4 \cdot d}{E_S \cdot A_N} = 0,207 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_1 = \frac{l}{E_S \cdot A_N} = 1,035 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{\text{Gew}} = \frac{l_{\text{Gew}}}{E_S \cdot A_{d_3}} = 1,152 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{\text{GM}} = \delta_G + \delta_M = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} + \frac{l_M}{E_S \cdot A_N}$$

$$= \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot d}{A_{d_3}} + \frac{0,33 \cdot d}{A_N} \right)$$

$$\delta_{\text{GM}} = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_S = 2,95 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Wegen der relativ geringen Unterschiede zwischen dem Durchmesser der Kopfauflage ($d_W = 17,23 \text{ mm}$) und dem Auflagedurchmesser in der Trennfuge ($D_{\text{St}} = 25 \text{ mm}$) kann die Verbindung in Näherung als DSV betrachtet werden. Es wird vereinfacht mit einem mittleren Auflagedurchmesser gerechnet:

$$d_{\text{Wm}} = (d_W + D_{\text{St}}) / 2 = 21,11 \text{ mm}$$

Zur Ermittlung der elastischen Nachgiebigkeit des verspannten Kolbens ist zuerst nach Gleichung (5.1/23) der Grenzdurchmesser $D_{\text{A,Gr}}$ zu berechnen:

$$D_{\text{A,Gr}} = d_{\text{Wm}} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D$$

Mit

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_{\text{W,m}}} = \frac{42}{21,11} = 1,99$$

und dem Außendurchmesser des Grundkörpers

$$D'_A = D_Z = 80 \text{ mm}$$

wird

$$y = \frac{D'_A}{d_{\text{Wm}}} = \frac{80}{21,11} = 3,79$$

R2 Required minimum clamp load

The joint is symmetrically clamped ($s_{\text{sym}} = 0$) and (virtually) concentrically loaded ($a = 0$). Thus, in accordance with the task definition:

$$F_{\text{Kerf}} = F_{\text{KR min}} = 10^3 \text{ N}$$

R3 Splitting the working load, elastic resiliences and load introduction factor

The elastic resilience of the bolt δ_S is determined according to the equations in Section 5.1.1 as

$$\delta_S = \delta_{\text{SK}} + \delta_1 + \dots \delta_{\text{Gew}} + \delta_{\text{GM}}$$

With $E_S = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$, it follows that:

$$\delta_{\text{SK}} = \frac{0,4 \cdot d}{E_S \cdot A_N} = 0,207 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_1 = \frac{l}{E_S \cdot A_N} = 1,035 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{\text{Gew}} = \frac{l_{\text{Gew}}}{E_S \cdot A_{d_3}} = 1,152 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{\text{GM}} = \delta_G + \delta_M = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} + \frac{l_M}{E_S \cdot A_N}$$

$$= \frac{1}{E_S} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot d}{A_{d_3}} + \frac{0,33 \cdot d}{A_N} \right)$$

$$\delta_{\text{GM}} = 0,556 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_S = 2,95 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

On account of the relatively small differences between the diameter of the head bearing area ($d_W = 17,23 \text{ mm}$) and the bearing area diameter at the interface ($D_{\text{St}} = 25 \text{ mm}$), the joint may be considered as a DSV as an approximation. A simplified calculation with an average bearing area diameter gives:

$$d_{\text{Wm}} = (d_W + D_{\text{St}}) / 2 = 21,11 \text{ mm}$$

To determine the elastic resilience of the clamped piston, first of all the limiting diameter $D_{\text{A,Gr}}$ is to be calculated according to Equation (5.1/23):

$$D_{\text{A,Gr}} = d_{\text{Wm}} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D$$

With

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_{\text{W,m}}} = \frac{42}{21,11} = 1,99$$

and the outside diameter of the basic solid

$$D'_A = D_Z = 80 \text{ mm}$$

we obtain

$$y = \frac{D'_A}{d_{\text{Wm}}} = \frac{80}{21,11} = 3,79$$

Folgt für DSV nach Gleichung (5.1/27)

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln (\beta_L/2) + 0,153 \ln y = 0,566$$

Für den Außendurchmesser der hier virtuellen Trennfuge im Bereich der Klemmlänge (wegen der Näherung DSV) gilt:

$$D_A = D_Z = 80 \text{ mm}$$

Damit folgt mit $w = 1$ für Durchsteckschraubverbindungen:

$$D_{A,Gr} = d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 44,9 \text{ mm} < 80 \text{ mm} = D_A$$

Die Nachgiebigkeit des verspannten Kolbens wird wegen $D_A \geq D_{A,Gr}$, d.h. es liegen zwei rotations-symmetrische Verformungskegel vor, mit $E_p = 205 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$ gemäß Gleichung (5.1/24) berechnet:

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(d_{Wm} + d_h) \cdot (d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D - d_h)}{(d_{Wm} - d_h) \cdot (d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D} =$$

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(21,11 + 13,5) \cdot (21,11 + 1 \cdot 42 \cdot 0,566 - 13,5)}{(21,11 - 13,5) \cdot (21,11 + 1 \cdot 42 \cdot 0,566 + 13,5)} \right]}{1 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 13,5 \cdot 0,566} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,363 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Damit ergibt sich für das Kraftverhältnis bei Kraftangriff unter dem Schraubenkopf:

$$\Phi_K = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} = \frac{0,363}{0,363 + 2,95} = 0,11$$

Von einem solchen Kraftangriff kann nicht ausgegangen werden, so dass der Krafteinleitungsfaktor n an Hand von Bild 5.2/12 und Tabelle 5.2/1 zu ermitteln ist. Es wird von einem (leicht gestuften) Grundkörper ausgegangen, d.h. es existiert kein Anschlusskörper, wobei schon wegen der zentrischen Belastung $l_A = 0$ gilt. Als Verbindungsfall nach Bild 5.2/12 wird gemäß dem Kraftfluss SV6 festgelegt. Mit den Abmessungen und Verhältnissen

$$a_k = (D_Z - d_{Wm})/2 = 29,45 \text{ mm somit}$$

$$a_k/h = 29,45/42 = 0,7 \text{ und}$$

$$l_A/h = 0$$

ergibt sich nach Tabelle 5.2/1 für $a_k/h \geq 0,5$:

$$n = 0,07$$

Für das Kraftverhältnis folgt damit:

$$\Phi_n = n \cdot \Phi_K = 0,07 \cdot 0,11 = 0,008$$

For DSV according to Equation (5.1/27)

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln (\beta_L/2) + 0,153 \ln y = 0,566$$

For the outside diameter of what is virtually the interface here in the region of the clamp length (on account of approximation to DSV), the following applies:

$$D_A = D_Z = 80 \text{ mm}$$

Thus, with $w = 1$ for bolted joints:

$$D_{A,Gr} = d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 44,9 \text{ mm} < 80 \text{ mm} = D_A$$

The resilience of the clamped piston, on account of $D_A \geq D_{A,Gr}$, i.e. there are two rotationally symmetrical deformation cones, with $E_p = 205 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$, is calculated according to Equation (5.1/24):

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(d_{Wm} + d_h) \cdot (d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D - d_h)}{(d_{Wm} - d_h) \cdot (d_{Wm} + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D} =$$

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(21,11 + 13,5) \cdot (21,11 + 1 \cdot 42 \cdot 0,566 - 13,5)}{(21,11 - 13,5) \cdot (21,11 + 1 \cdot 42 \cdot 0,566 + 13,5)} \right]}{1 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 13,5 \cdot 0,566} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,363 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Thus, for the load factor, with application of force under the bolt head:

$$\Phi_K = \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} = \frac{0,363}{0,363 + 2,95} = 0,11$$

Such an application of force cannot be taken as a basis, so that the load introduction factor n is to be determined with reference to Figure 5.2/12 and Table 5.2/1. A (slightly stepped) basic solid is taken as a basis, i.e. there is no connecting solid, in which case $l_A = 0$ on account of the concentric loading alone. The joint case according to Figure 5.2/12 is established according to the flow of force SV6. With the dimensions and ratios

$$a_k = (D_Z - d_{Wm})/2 = 29,45 \text{ mm thus}$$

$$a_k/h = 29,45/42 = 0,7 \text{ and}$$

$$l_A/h = 0$$

we obtain according to Table 5.2/1, for $a_k/h \geq 0,5$:

$$n = 0,07$$

Thus the load factor is:

$$\Phi_n = n \cdot \Phi_K = 0,07 \cdot 0,11 = 0,008$$

R4 Bestimmung des Vorspannkraftverlustes F_Z infolge Setzens

Nach Tabelle 5.4/1 ergeben sich für die vorliegende Axialbelastung und R_z 16 Setzbeträge von jeweils $3\text{ }\mu\text{m}$ für das Gewinde und die Kopfauflege und $2\text{ }\mu\text{m}$ bezüglich der Trennfuge. Damit:

$$f_Z = 8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

Der Vorspannkraftverlust wird somit zu

$$F_Z = f_Z \frac{1}{\delta_S + \delta_P} = 2,415 \cdot 10^3 \text{ N}$$

R5 Ermittlung der Mindestmontagevorspannkraft
Nach Gleichung (R5.1)

$$F_{M \min} = F_{\text{Kerf}} + (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{A \max} + F_Z + \Delta F'_{V \text{th}}$$

folgt:

$$\begin{aligned} F_{M \min} &= 1.000 + (1 - 0,008) \cdot 24.900 + 2.415 + 0 \\ &= 28.116 \text{ N} \end{aligned}$$

R6 Maximalmontagevorspannkraft

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 1,7 \cdot 28.116 \text{ N} = 47.797 \text{ N}$$

R7 Ermittlung der Montagebeanspruchung und Überprüfung der Schraubengröße

Aus Tabelle A1 kann für eine 90 %-ige Ausnutzung der Mindeststreckgrenze und einen minimalen Reibwert im Gewinde $\mu_{G \min} = 0,1$ die Montagevorspannkraft $F_{M \text{zul}}$ entnommen werden:

$$\text{Festigkeitsklasse 12.9: } F_{M \text{zul}} = F_{M \text{Tab}} = 75,9 \text{ kN}$$

$$\text{Festigkeitsklasse 10.9: } F_{M \text{zul}} = F_{M \text{Tab}} = 64,8 \text{ kN}$$

Der Entwurf wird korrigiert auf die kostengünstigere Zylinderschraube DIN EN ISO 4762 – M 12 \times 60 – 10.9, da gilt: $F_{M \max} < F_{M \text{zul}}(10.9)$

Die gewählte Schraube entspricht den Anforderungen.

R8 Betriebsbeanspruchung

Für die maximale Schraubenkraft gilt gemäß Gleichung (R8/1):

$$F_{S \max} = F_{M \text{zul}} + \Phi_n \cdot F_{A \max} = 64.800 + 0,008 \cdot 24.900$$

$$F_{S \max} = 64.999 \text{ N}$$

Maximale Zugspannung

$$\sigma_{Z \max} = F_{S \max} / A_S = 64.999 / 84,3 = 771 \text{ N/mm}^2$$

Maximale Torsionsspannung: $\tau_{\max} = M_G / W_P$ mit

$$M_G = F_{M \text{zul}} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right)$$

R4 Determining the loss of preload F_Z as a result of embedding

According to Table 5.4/1, for the existing axial load and R_z 16, the amounts of embedding are in each case $3\text{ }\mu\text{m}$ for the thread and the head bearing area and $2\text{ }\mu\text{m}$ with regard to the interface. Thus:

$$f_Z = 8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$$

The loss of preload therefore becomes

$$F_Z = f_Z \frac{1}{\delta_S + \delta_P} = 2,415 \cdot 10^3 \text{ N}$$

R5 Determining the minimum assembly preload
According to Equation (R5.1)

$$F_{M \min} = F_{\text{Kerf}} + (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{A \max} + F_Z + \Delta F'_{V \text{th}}$$

it follows that:

$$\begin{aligned} F_{M \min} &= 1.000 + (1 - 0,008) \cdot 24.900 + 2.415 + 0 \\ &= 28.116 \text{ N} \end{aligned}$$

R6 Maximum assembly preload

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 1,7 \cdot 28.116 \text{ N} = 47.797 \text{ N}$$

R7 Determining the assembly stress and checking the bolt size

For a 90 % utilization of the minimum yield point and a minimum coefficient of friction in the thread $\mu_{G \min} = 0,1$, the assembly preload $F_{M \text{zul}}$ can be taken from Table A1:

$$\text{Strength grade 12.9: } F_{M \text{zul}} = F_{M \text{Tab}} = 75,9 \text{ kN}$$

$$\text{Strength grade 10.9: } F_{M \text{zul}} = F_{M \text{Tab}} = 64,8 \text{ kN}$$

The design is corrected for the more cost-effective cylindrical bolt DIN EN ISO 4762 – M 12 \times 60 – 10.9, since: $F_{M \max} < F_{M \text{zul}}(10.9)$

The bolt selected meets the requirements.

R8 Working stress

For the maximum bolt force, according to Equation (R8/1):

$$F_{S \max} = F_{M \text{zul}} + \Phi_n \cdot F_{A \max} = 64.800 + 0,008 \cdot 24.900$$

$$F_{S \max} = 64.999 \text{ N}$$

Maximum tensile stress

$$\sigma_{Z \max} = F_{S \max} / A_S = 64.999 / 84,3 = 771 \text{ N/mm}^2$$

Maximum torsional stress: $\tau_{\max} = M_G / W_P$, where

$$M_G = F_{M \text{zul}} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right)$$

$$M_G = 64.800 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \left(\frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} + 1,155 \cdot 0,1 \right)$$

$$= 58.700 \text{ Nmm}$$

und

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_S^3 = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 10,356^3$$

$$= 218 \text{ mm}^3 \text{ folgt:}$$

$$\tau_{\max} = 269,3 \text{ N/mm}^2$$

Die Vergleichsspannung berechnet sich mit Gleichung (R8/4) und $k_\tau = 0,5$:

$$\sigma_{\text{red,B}} = \sqrt{\sigma_{z\max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2}$$

$$= \sqrt{771^2 + 3(0,5 \cdot 269,3)^2} = 806 \text{ N/mm}^2$$

Somit gilt:

$$\sigma_{\text{red,B}} < R_{p0,2\min} = 940 \text{ N/mm}^2 \text{ (DIN EN ISO 898)}$$

und

$$S_F = R_{p0,2\min} / \sigma_{\text{red,B}} = 1,17$$

Die Schraube erträgt die maximale Betriebsbelastung.

R9 Schwingbeanspruchung

Die Ermittlung der Dauerschwingbeanspruchung der Schraube geschieht wegen der zentrischen Belastung und Verspannung mit

$$\sigma_a = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2 \cdot A_S} = \frac{\Phi_n \cdot (F_{A\max} - F_{A\min})}{2 \cdot A_S}$$

$$= \frac{0,008 \cdot (24.900 - 0) \cdot \text{N}}{2 \cdot 84,3 \cdot \text{mm}^2} = 1,2 \text{ N/mm}^2$$

Dauerhaltbarkeit für schlussvergütete Schrauben nach Gleichung (5.5/19):

$$\sigma_{ASV} = 0,85 \cdot (150/d + 45) = 48,9 \text{ N/mm}^2$$

Die Verbindung ist dauerfest: $\sigma_a \ll \sigma_A$

R10 Ermittlung der Flächenpressung

Die kleinere Fläche unter der Kopfaufgabe ergibt sich zu:

$$A_{p\min} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_W^2 - d_h^2) = 90 \text{ mm}^2$$

Damit gilt für den Montagezustand:

$$p_{M\max} = \frac{F_{Mzul}}{A_{p\min}} = \frac{64,8 \cdot 10^3}{90} \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 720 \text{ N/mm}^2$$

$$M_G = 64.800 \cdot \frac{10,863}{2} \cdot \left(\frac{1,75}{\pi \cdot 10,863} + 1,155 \cdot 0,1 \right)$$

$$= 58.700 \text{ Nmm}$$

and

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_S^3 = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 10,356^3$$

$$= 218 \text{ mm}^3 \text{ follows that:}$$

$$\tau_{\max} = 269,3 \text{ N/mm}^2$$

The comparative stress is calculated with the Equation (R8/4) and $k_\tau = 0,5$:

$$\sigma_{\text{red,B}} = \sqrt{\sigma_{z\max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2}$$

$$= \sqrt{771^2 + 3(0,5 \cdot 269,3)^2} = 806 \text{ N/mm}^2$$

Thus:

$$\sigma_{\text{red,B}} < R_{p0,2\min} = 940 \text{ N/mm}^2 \text{ (DIN EN ISO 898)}$$

and

$$S_F = R_{p0,2\min} / \sigma_{\text{red,B}} = 1,17$$

The bolt bears the maximum working load.

R9 Alternating stress

On account of concentric loading and clamping, the continuous alternating stress on the bolt is determined with

$$\sigma_a = \frac{F_{SAo} - F_{SAu}}{2 \cdot A_S} = \frac{\Phi_n \cdot (F_{A\max} - F_{A\min})}{2 \cdot A_S}$$

$$= \frac{0,008 \cdot (24.900 - 0) \cdot \text{N}}{2 \cdot 84,3 \cdot \text{mm}^2} = 1,2 \text{ N/mm}^2$$

Endurance limit for bolts rolled before heat treatment according to Equation (5.5/19):

$$\sigma_{ASV} = 0,85 \cdot (150/d + 45) = 48,9 \text{ N/mm}^2$$

The joint has a high endurance strength: $\sigma_a \ll \sigma_A$

R10 Determining the surface pressure

The smaller area under the head bearing area is:

$$A_{p\min} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_W^2 - d_h^2) = 90 \text{ mm}^2$$

Thus, for the assembled state:

$$p_{M\max} = \frac{F_{Mzul}}{A_{p\min}} = \frac{64,8 \cdot 10^3}{90} \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 720 \text{ N/mm}^2$$

Die Grenzflächenpressung für 16MnCr5 beträgt nach Tabelle A9: $p_G = 900 \text{ N/mm}^2$

Sicherheit: $S_p = p_G / p_{M \max} = 1,25$

Eine Berechnung der Flächenpressung im Betrieb $p_{B \max}$ entfällt, da $F_Z > \Phi_n \cdot F_{A \max} = 199 \text{ N}$

R11 Mindesteinschraubtiefe

Mit der Scherfestigkeit des Werkstoffes der Kolbenstange (C45) aus Tabelle A9 von $\tau_{B \min} = 460 \text{ N/mm}^2$ folgt aus Bild 5.5/4 eine bezogene Einschraubtiefe von: $m_{\text{eff}}/d = 0,9$

Damit: $m_{\text{eff}} = 10,8 \text{ mm}$

Bei Abzug der Gewindefase von $(d - d_3)/2 = 1,1 \text{ mm}$ folgt:

$$m_{\text{vorh}} = l_s - l_K - 1,1 \text{ mm} = 60 - 42 - 1,1 = 16,9 \text{ mm}$$

Mit $m_{\text{vorh eff}} = m_{\text{vorh}} - 0,8 \cdot P = 15,5 \text{ mm}$

folgt: $m_{\text{vorh eff}} > m_{\text{eff}}$

Die Einschraubtiefe und damit die Schraubenlänge sind ausreichend.

R12 Sicherheit gegen Gleiten

Entfällt

R13 Ermittlung des Anziehdrehmomentes

Für $\mu_{G \min} = \mu_{K \min} = 0,1$ beträgt das erforderliche Anziehdrehmoment gemäß Tabelle A1

$$M_A = 108 \text{ Nm}$$

Beispiel B2

Berechnung der Schraubenverbindung einer starren Kupplung als Beispiel für eine durch Querkraft belastete Schraube

B2.1 Ausgangsbedingungen

Die Schraubenverbindung an einer Scheibenkupplung, Bild B2/1, soll bemessen werden. Das kraftschlüssig zu übertragende Drehmoment (in beiden Drehrichtungen) beträgt

$$M_{T \max} = 13 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

Beide Kupplungshälften bestehen aus GG 25 (EN-GJL-250) und sind mit $i = 12$ Sechskantschrauben nach DIN EN ISO 4014 verbunden. Das Anziehen soll mit einem Signal gebenden Drehmomentschlüssel erfolgen, wobei Erfahrungswerte aus einigen Einstellversuchen verfügbar sind. Als minimale Haftreibungszahl der Werkstoffkombination GJL – GJL sei $\mu_{T \min} = 0,15$ angenommen. Die Oberflächenrauigkeiten der Kupplungshälften betragen $R_z < 10 \mu\text{m}$.

The limiting surface pressure for 16MnCr5 according to Table A9 is: $p_G = 900 \text{ N/mm}^2$

Safety margin: $S_p = p_G / p_{M \max} = 1,25$

Calculation of the surface pressure in service $p_{B \max}$ is omitted, since $F_Z > \Phi_n \cdot F_{A \max} = 199 \text{ N}$

R11 Minimum length of engagement

With the shearing strength of the material of the piston rod (C 45) from Table A9 of $\tau_{B \min} = 460 \text{ N/mm}^2$, Figure 5.5/4 gives a relative length of engagement of: $m_{\text{eff}}/d = 0,9$

Thus: $m_{\text{eff}} = 10,8 \text{ mm}$

When subtracting the thread chamfer of $(d - d_3)/2 = 1,1 \text{ mm}$, it follows that:

$$m_{\text{vorh}} = l_s - l_K - 1,1 \text{ mm} = 60 - 42 - 1,1 = 16,9 \text{ mm}$$

With $m_{\text{vorh eff}} = m_{\text{vorh}} - 0,8 \cdot P = 15,5 \text{ mm}$

it follows that: $m_{\text{vorh eff}} > m_{\text{eff}}$

The length of engagement and thus the bolt length are sufficient.

R12 Safety margin against slipping

Is omitted

R13 Determining the tightening torque

For $\mu_{G \min} = \mu_{K \min} = 0,1$, the requisite tightening torque according to Table A1 is

$$M_A = 108 \text{ Nm}$$

Example B2

Calculation of the bolted joint of a rigid coupling as an example of a bolt subjected to transverse load

B2.1 Initial conditions

The bolted joint at a flange coupling, Figure B2/1, is to be dimensioned. The torque to be transmitted frictionally (in both directions) is

$$M_{T \max} = 13 \cdot 10^3 \text{ Nm}$$

Both halves of the coupling are made of GG 25 (EN-GJL-250) and are connected with $i = 12$ hexagon head bolts according to DIN EN ISO 4014. A signalling torque wrench is to be used for the tightening, empirical values from several calibration tests being available. $\mu_{T \min} = 0,15$ is assumed to be the minimum static friction coefficient for the material combination GJL – GJL. The surface roughness values of the coupling halves are $R_z < 10 \mu\text{m}$.

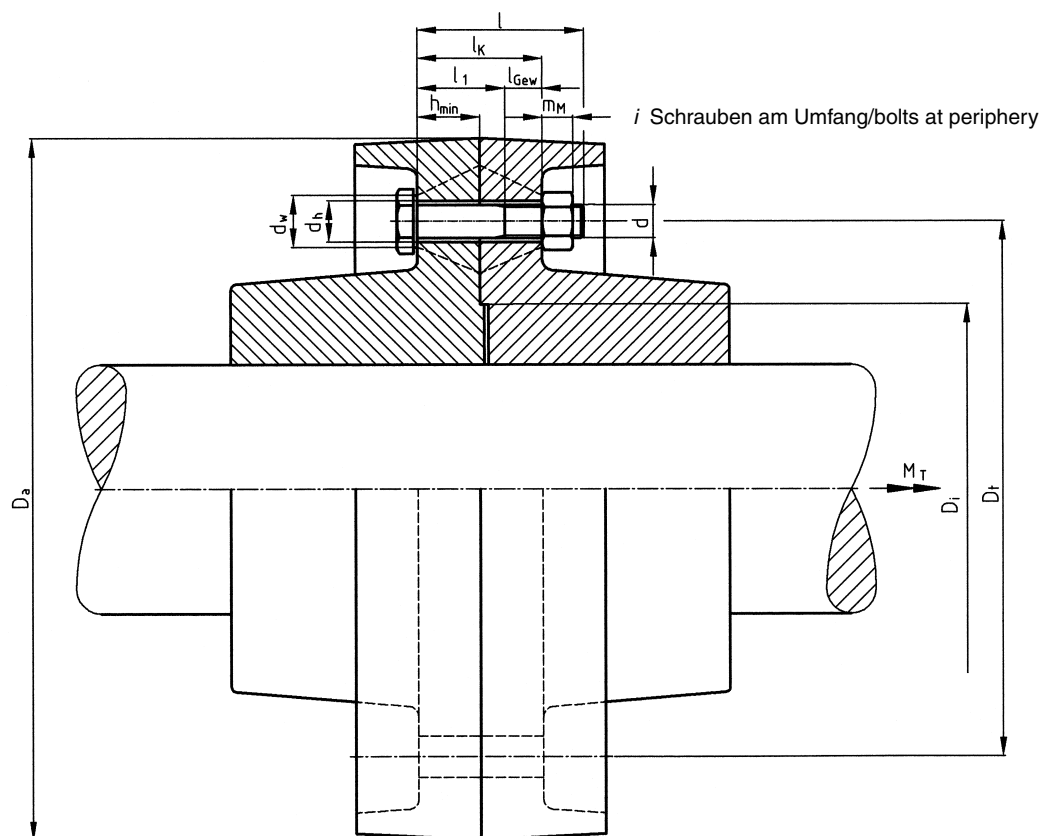


Bild B2/1. Verschraubung einer Scheibenkupplung

Figure B2/1. Bolted joint at a flange coupling

Abmessungen/Dimensions	
$l_K = 60 \text{ mm}$	$D_t = 258 \text{ mm}$
$h_{\min} = l_K/2 = 30 \text{ mm}$	$D_a = 178 \text{ mm}$
	$D_l = 338 \text{ mm}$

B2.2 Berechnungsgang

R0 Überschlägige Ermittlung des Schraubennennendurchmessers und Überprüfung des Gültigkeitsbereiches:

Die Verbindung wird durch das Drehmoment $M_{T\max}$ belastet. Die daraus resultierende Umfangs- bzw. Querkraft pro Schraube berechnet sich mit dem Teilkreisdurchmesser D_t zu

$$F_{Q\max} = \frac{2M_{T\max}}{i \cdot D_t} = 8,4 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Wegen $F_A = 0$ und Anziehen mit dem Drehmomentschlüssel folgt für die Abschnitte A bis D in Tabelle A7:

- A** mit $F = 10.000 \text{ N}$ als nächstgrößerer Vergleichskraft zu $F_{Q\max}$
- B1** mit vier Schritten für dynamische Querkraft F_Q folgt $F_{M\min} = 63.000 \text{ N}$
- C** mit einem Schritt für Anziehen mit dem Drehmomentschlüssel schließlich $F_{M\max} = 100.000 \text{ N}$

B2.2 Calculation procedure

R0 Rough determination of the bolt nominal diameter and checking the validity range:

The joint is loaded by the torque $M_{T\max}$. The resulting peripheral or transverse load per bolt is calculated with the pitch circle diameter D_t as

$$F_{Q\max} = \frac{2M_{T\max}}{i \cdot D_t} = 8,4 \cdot 10^3 \text{ N}$$

On account of $F_A = 0$ and tightening with the torque wrench, it follows for Sections A to D in Table A7:

- A** with $F = 10.000 \text{ N}$ as the next largest comparative load to $F_{Q\max}$
- B1** with four steps for dynamic transverse load F_Q , it follows that $F_{M\min} = 63.000 \text{ N}$
- C** finally, with a step for tightening with the torque wrench, $F_{M\max} = 100.000 \text{ N}$

D nunmehr aus Spalte 3 von Tabelle A7 eine Schraubengröße M16, sofern man die Festigkeitsklasse 10.9 wählt

Es werden genormte Muttern mit der den Schrauben entsprechenden Festigkeitsklasse verwandt.

Abmessungen nach DIN EN ISO 4014, DIN EN 20273, DIN EN ISO 4032 und Tabelle A11	Werkstoffwerte (Tabelle A9)
$d = 16 \text{ mm}$	$E_S = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_3 = 13,546 \text{ mm}$	$E_M = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_W = 22,5 \text{ mm}$	$E_P = 1,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_h = 17 \text{ mm}$	
$P = 2 \text{ mm}$	
$d_{ha} = 17,7 \text{ mm}$ (Bohrungsfase)	
$l = 80 \text{ mm}$	
$l_1 = 42 \text{ mm}$	
$l_{Gew} = 18 \text{ mm}$	
$m_M = 14,1 \text{ mm}$	
$A_N = \pi d^2/4 = 201,06 \text{ mm}^2$	
$A_{d_3} = 144 \text{ mm}^2$	

Eine Überprüfung des Gültigkeitsbereiches (G) kann entfallen, da nur eine Querbelastung vorliegt.

R1 Ermittlung des Anziehungsfaktors α_A

Aus Tabelle A8 ergibt sich für das Anziehen mit dem Drehmomentschlüssel bei Kenntnis einiger Einstellversuche ein Wertebereich von $\alpha_A = 1,5$ bis $1,6$. Aus Sicherheitsgründen wird gewählt:

$$\alpha_A = 1,6$$

R2 Ermittlung der erforderlichen Mindestklemmkraft F_{Kerf}

Die gegebene Reibschlussverbindung erfordert zwecks Übertragung der definierten dynamischen Querkraft F_Q bei einer kraftübertragenden inneren Trennfuge eine Mindestklemmkraft von

$$F_{Kerf} = F_{FQ} = \frac{F_{Q\max}}{q_F \mu_{T\min}} = \frac{8.400 \text{ N}}{1 \cdot 0,15} = 56 \text{ kN}$$

Da keine axiale Betriebsbelastung der Schraube vorliegt, gilt für den Abstand $a = 0$. Die Exzentrizität s_{sym} wird im nächsten Schritt geklärt.

R3 Aufteilung der Betriebskraft, elastische Nachgiebigkeiten und Krafteinleitungsfaktor

Da die Betriebskraft als Querkraft auftritt, entfällt die Bestimmung von F_{SA} und F_{PA} sowie von n und Φ_{en}^* . Die Nachgiebigkeit der Schraube berechnet sich mit Gleichung (5.1/3):

D now, from Column 3 of Table A7, a bolt size M16, provided the strength grade 10.9 is selected

Standardized nuts with the strength grade corresponding to the bolts are used.

Dimensions according to DIN EN ISO 4014, DIN EN 20273, DIN EN ISO 4032 and Table A11	Material values (Table A9)
$d = 16 \text{ mm}$	$E_S = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_3 = 13,546 \text{ mm}$	$E_M = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_W = 22,5 \text{ mm}$	$E_P = 1,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$
$d_h = 17 \text{ mm}$	
$P = 2 \text{ mm}$	
$d_{ha} = 17,7 \text{ mm}$ (hole chamfer)	
$l = 80 \text{ mm}$	
$l_1 = 42 \text{ mm}$	
$l_{Gew} = 18 \text{ mm}$	
$m_M = 14,1 \text{ mm}$	
$A_N = \pi d^2/4 = 201,06 \text{ mm}^2$	
$A_{d_3} = 144 \text{ mm}^2$	

A check on the validity range (G) may be omitted, since only transverse loading is present.

R1 Determining the tightening factor α_A

From Table A8, for tightening with the torque wrench, if results from some calibration tests are known, a value range of $\alpha_A = 1,5$ to $1,6$ is obtained. For safety reasons, the following is selected:

$$\alpha_A = 1,6$$

R2 Determining the required minimum clamp load F_{Kerf}

In order to transmit the defined dynamic transverse load F_Q , the given friction grip joint, with a force-transmitting inner interface, requires a minimum clamp load of

$$F_{Kerf} = F_{FQ} = \frac{F_{Q\max}}{q_F \mu_{T\min}} = \frac{8.400 \text{ N}}{1 \cdot 0,15} = 56 \text{ kN}$$

Since there is no axial working load on the bolt, the distance $a = 0$. The eccentricity s_{sym} is clarified in the next step.

R3 Dividing the working load, elastic resiliences and load introduction factor

Since the working load occurs as a transverse load, the determination of F_{SA} and F_{PA} and of n and Φ_{en}^* is omitted. The resilience of the bolt is calculated with Equation (5.1/3) as:

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{Gm}$$

und den Gleichungen (5.1/4) bis (5.1/15):

$$\delta_{SK} = \frac{0,5 \cdot d}{E_S \cdot A_N} = \frac{0,5 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,194 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot A_N} = \frac{42}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 1,019 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{18}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 144} = 0,61 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_{Gm} = \delta_G + \delta_M = \frac{0,5 \cdot d}{E_S \cdot A_{d_3}} + \frac{0,4 \cdot d}{E_M \cdot A_N}$$

$$= \frac{0,5 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 144} \frac{\text{mm}}{\text{N}} + \frac{0,4 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,426 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \text{ zu}$$

$$\delta_S = 2,249 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Nach Gleichung (5.1/23) gilt für den Grenzdurchmesser $D_{A,Gr}$ mit $w = 1$ für die Durchsteckschraubverbindung, $D_{A,Gr} = d_W + l_K \cdot \tan \varphi_D$

Mit

$$\beta_L = \frac{l_k}{d_w} = \frac{60}{22,5} = 2,67$$

und dem mittleren Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers bei Beachtung der Ausdehnung (Teilung t) in Umfangsrichtung bis zur nächsten Bohrungswand

$$D'_{Am} = \frac{D'_{A1} + D'_{A2}}{2}$$

$$D'_{A1} = (D_a + D_i) / 2 = 80 \text{ mm}$$

$$D'_{A2} = 2 \cdot t - d_h = \frac{2 \cdot D}{i} \pi - d_h = 118 \text{ mm}$$

$$D'_{Am} = 99 \text{ mm}$$

wird

$$y = \frac{D'_{Am}}{d_w} = \frac{99}{22,5} = 4,4$$

und für DSV nach Gleichung (5.1/27)

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln(\beta_L / 2) + 0,153 \ln y = 0,598$$

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{Gm}$$

and the Equations (5.1/4) to (5.1/15):

$$\delta_{SK} = \frac{0,5 \cdot d}{E_S \cdot A_N} = \frac{0,5 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,194 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot A_N} = \frac{42}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 1,019 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{18}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 144} = 0,61 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$\delta_{Gm} = \delta_G + \delta_M = \frac{0,5 \cdot d}{E_S \cdot A_{d_3}} + \frac{0,4 \cdot d}{E_M \cdot A_N}$$

$$= \frac{0,5 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 144} \frac{\text{mm}}{\text{N}} + \frac{0,4 \cdot 16}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 201,06} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,426 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \text{ zu}$$

$$\delta_S = 2,249 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

According to Equation (5.1/23), the following applies for the limiting diameter $D_{A,Gr}$ where $w = 1$ for the through bolted joint, $D_{A,Gr} = d_W + l_K \cdot \tan \varphi_D$

With

$$\beta_L = \frac{l_k}{d_w} = \frac{60}{22,5} = 2,67$$

and the average substitutional outside diameter of the basic solid, allowing for the extent (spacing t) in the circumferential direction up to the next hole wall

$$D'_{Am} = \frac{D'_{A1} + D'_{A2}}{2}$$

$$D'_{A1} = (D_a + D_i) / 2 = 80 \text{ mm}$$

$$D'_{A2} = 2 \cdot t - d_h = \frac{2 \cdot D}{i} \pi - d_h = 118 \text{ mm}$$

$$D'_{Am} = 99 \text{ mm}$$

we obtain

$$y = \frac{D'_{Am}}{d_w} = \frac{99}{22,5} = 4,4$$

and for DSV according to Equation (5.1/27)

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln(\beta_L / 2) + 0,153 \ln y = 0,598$$

Für den mittleren Ersatzaußendurchmesser der Trennfuge gilt im vorliegenden Fall:

$$D_{Am} = D'_{Am}$$

Damit:

$$D_{A,Gr} = d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 58,4 \text{ mm} < 99 \text{ mm} = D_{Am}$$

Die Nachgiebigkeit der aufeinander liegenden verspannten Teile wird gemäß Abschnitt 5.1.2.1 aus Gleichung (5.1/24) berechnet, da es sich wegen $D_A \geq D_{A,Gr}$ um zwei Verformungskegel handelt:

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(d_W + d_h) \cdot (d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D}$$

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(22,5 + 17) \cdot (22,5 + 1 \cdot 60 \cdot 0,598 - 17)}{(22,5 - 17) \cdot (22,5 + 1 \cdot 60 \cdot 0,598 + 17)} \right]}{1 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 17 \cdot 0,598} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,781 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Die Verformungskegel sind seitensymmetrisch, so dass gilt: $s_{\text{sym}} = 0$

R4 Vorspannkraftänderung F_Z

Aus Tabelle 5.4/1 ergibt sich für den Fall der Schubbelastung und der vorgegebenen Rautiefe $R_z < 10 \mu\text{m}$ ein Setzbetrag im Gewinde von $3 \mu\text{m}$, in der Schraubenkopf- und Mutterauflage von zusammen $6 \mu\text{m}$ und in der Trennfuge von $2 \mu\text{m}$ bzw. ein gesamter Setzbetrag von

$$f_Z = 11 \mu\text{m}$$

und somit nach Gleichung (5.4/6) ein Setzkraftverlust von

$$F_Z = f_Z / (\delta_s + \delta_p) = 3.630 \text{ N}$$

R5 Ermittlung der Mindestmontagevorspannkraft

$$F_{M \min}$$

Da weder thermische Einflüsse ($\Delta F_{Vth} = 0$) noch axiale Betriebskräfte ($F_A = 0$) zu berücksichtigen sind, gilt für die mindest erforderliche Montagevorspannkraft:

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + F_Z = 56.000 \text{ N} + 3.630 \text{ N} = 59.630 \text{ N}$$

R6 Ermittlung der Maximalmontagevorspannkraft

$$F_{M \max}$$

Unter Berücksichtigung von R1 und R5 berechnet sich die maximale Montagevorspannkraft zu

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 1,6 \cdot 59.630 \text{ N} = 95.408 \text{ N}$$

For the average substitutional outside diameter of the interface, the following applies in the present case:

$$D_{Am} = D'_{Am}$$

Thus:

$$D_{A,Gr} = d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 58,4 \text{ mm} < 99 \text{ mm} = D_{Am}$$

The resilience of the superimposed clamped parts is calculated according to Section 5.1.2.1 from Equation (5.1/24), since two deformation cones are involved on account of $D_A \geq D_{A,Gr}$:

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(d_W + d_h) \cdot (d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D}$$

$$\delta_p = \frac{2 \ln \left[\frac{(22,5 + 17) \cdot (22,5 + 1 \cdot 60 \cdot 0,598 - 17)}{(22,5 - 17) \cdot (22,5 + 1 \cdot 60 \cdot 0,598 + 17)} \right]}{1 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 17 \cdot 0,598} \frac{\text{mm}}{\text{N}}$$

$$= 0,781 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

The deformation cones are laterally symmetrical, so that: $s_{\text{sym}} = 0$

R4 Preload change F_Z

From Table 5.4/1, for the case of shearing load and the predetermined roughness height $R_z < 10 \mu\text{m}$, the amounts of embedding which result are 3 mm in the thread, $6 \mu\text{m}$ together in the bolt head and nut bearing area and $2 \mu\text{m}$ at the interface, or a total amount of embedding of

$$f_Z = 11 \mu\text{m}$$

and thus according to Equation (5.4/6) a loss of preload due to embedding of

$$F_Z = f_Z / (\delta_s + \delta_p) = 3.630 \text{ N}$$

R5 Determining the minimum assembly preload

$$F_{M \min}$$

Since neither thermal effects ($\Delta F_{Vth} = 0$) nor axial working loads ($F_A = 0$) are to be taken into account, the minimum required assembly preload is:

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + F_Z = 56.000 \text{ N} + 3.630 \text{ N} = 59.630 \text{ N}$$

R6 Determining the maximum assembly preload

$$F_{M \max}$$

Taking into account R1 and R5, the maximum assembly preload is calculated as

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 1,6 \cdot 59.630 \text{ N} = 95.408 \text{ N}$$

R7 Ermittlung der Montagebeanspruchung und Überprüfung der Schraubengröße

Für eine 90 %-Ausnutzung der Mindeststreckgrenze $R_{p0,2 \min}$ kann die Montagevorspannkraft F_{Mzul} aus Tabelle A1 für $\mu_{Gmin} = 0,12$ entnommen werden:

$$F_{MTab} = F_{Mzul} = 118.800 \text{ N}$$

Damit ist die geforderte Beziehung $F_{Mzul} \geq F_{Mmax}$ erfüllt, denn $118.800 \text{ N} \geq 95.408 \text{ N}$.

R8 Ermittlung der Betriebsbeanspruchung
Entfällt**R9** Ermittlung der Schwingbeanspruchung
Entfällt**R10** Ermittlung der Flächenpressung p_{max}

Mit der zulässigen Montagevorspannkraft F_{Mzul} und der minimalen Auflagefläche A_{pmin} nach Gleichung (5.5/41) mit $D_{Ki} = d_{ha}$ wird

$$\begin{aligned} A_{pmin} &= \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_{ha}^2) = \frac{\pi}{4}(22,5^2 - 17,7^2) \text{ mm}^2 \\ &= 151,5 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Mit einer zulässigen Grenzflächenpressung $p_G = 850 \text{ MPa}$ des Werkstoffes GJL-250 nach Tabelle A9 gilt:

$$p_{Mmax} = \frac{F_{Mzul}}{A_{pmin}} = \frac{118.800 \text{ N}}{151,5 \text{ mm}^2} = 784 \text{ MPa} < 850 \text{ MPa}$$

Da während des Betriebs keine Axialbelastung auftritt, entfällt der Nachweis bezüglich p_{Bmax} .

R11 Ermittlung der Mindesteinschraubtiefe

Entfällt, da genormte Muttern mit einer der Schraube entsprechenden Festigkeit verwandt werden.

R12 Ermittlung der Sicherheit gegen Gleiten S_G und der Scherbeanspruchung τ_{Qmax}

Aus Gleichung (R12/1) folgt die minimale Vorspannkraft und damit die Klemmkraft

$$\begin{aligned} F_{Vmin} = F_{KR, min} &= \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - F_Z = \frac{118.800}{1,6} \text{ N} - 3.630 \text{ N} \\ &= 70.620 \text{ N} \end{aligned}$$

Daraus leitet sich die vorhandene Sicherheit gegen Gleiten ab

$$S_G = \frac{F_{KRmin}}{F_{KQerf}} = \frac{70.620 \text{ N}}{56.000 \text{ N}} = 1,26$$

Damit $S_G > 1,2$ wie empfohlen.

R7 Determining the assembly stress and checking the bolt size

For a 90 % utilization of the minimum yield point $R_{p0,2 \min}$, the assembly preload F_{Mzul} can be taken from Table A1 for $\mu_{Gmin} = 0,12$:

$$F_{MTab} = F_{Mzul} = 118.800 \text{ N}$$

Thus the required relationship $F_{Mzul} \geq F_{Mmax}$ is satisfied, for $118.800 \text{ N} \geq 95.408 \text{ N}$.

R8 Determining the working stress
Omitted**R9** Determining the alternating stress
Omitted**R10** Determining the surface pressure p_{max}

With the permissible assembly preload F_{Mzul} and the minimum bearing area A_{pmin} according to Equation (5.5/41), where $D_{Ki} = d_{ha}$, we have

$$\begin{aligned} A_{pmin} &= \frac{\pi}{4}(d_w^2 - d_{ha}^2) = \frac{\pi}{4}(22,5^2 - 17,7^2) \text{ mm}^2 \\ &= 151,5 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

With a permissible limiting surface pressure $p_G = 850 \text{ MPa}$ of the material GJL-250 according to Table A9, the following applies:

$$p_{Mmax} = \frac{F_{Mzul}}{A_{pmin}} = \frac{118.800 \text{ N}}{151,5 \text{ mm}^2} = 784 \text{ MPa} < 850 \text{ MPa}$$

Since no axial loading occurs during operation, the verification with regard to p_{Bmax} is omitted.

R11 Determining the minimum length of engagement

Omitted, since standardized nuts of a strength corresponding to the bolt are used.

R12 Determining the safety margin against slipping S_G and the shearing stress τ_{Qmax}

The minimum preload and thus the clamp load are obtained from Equation (R12/1)

$$\begin{aligned} F_{Vmin} = F_{KR, min} &= \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - F_Z = \frac{118.800}{1,6} \text{ N} - 3.630 \text{ N} \\ &= 70.620 \text{ N} \end{aligned}$$

The existing safety margin against slipping is derived from this

$$S_G = \frac{F_{KRmin}}{F_{KQerf}} = \frac{70.620 \text{ N}}{56.000 \text{ N}} = 1,26$$

Thus $S_G > 1,2$ as recommended.

Würde die Verbindung aufgrund einer unvorhergesehenen Querkraftbelastungsspitze durchrutschen, ist die maximale Schubbelastung einer Schraube im gefährdeten Querschnitt $A_\tau = A_N$

$$\tau_{\max} = \frac{F_{Q\max}}{A_\tau} = \frac{8.400 \text{ N}}{201,06 \text{ mm}^2} = 41,8 \text{ MPa}$$

Mit dem Scherfestigkeitsverhältnis nach Tabelle 5.5/2 und der Nennbruchspannung der Schraube R_m berechnet sich ihre Scherfestigkeit zu

$$\tau_B = \frac{\tau_B}{R_m} R_m = 0,62 \cdot 1.000 \text{ MPa} = 620 \text{ MPa}$$

Da $\tau_B \gg \tau_{\max}$ ist der Sicherheitsnachweis gegen Abscheren der Schraube erbracht.

R13 Ermittlung des Anziehdrehmomentes

Aus Tabelle A1 wird für die gewählte Schraube (M 16, Festigkeitsklasse 10.9 und $\mu_{G\min} = 0,12$) das Anziehdrehmoment unter Annahme der Kopfreibung $\mu_{K\min} = 0,12$ bestimmt zu $M_A = 302 \text{ Nm}$.

Beispiel B3

Berechnung einer Schwungradbefestigung mit Zentralschraube als Beispiel für eine Schraubenbelastung mit Torsionsschub

B3.1 Ausgangsbedingungen

Die Schraubenverbindung nach Bild B3/1 und Tabelle B3/1 soll ein Drehmoment von 110 Nm kraftschlüssig übertragen. Strenggenommen erfolgt die Drehmomenteinleitung von der Kurbelwelle in das Schwungrad auf zwei Wegen:

1. auf direktem Weg von der Kurbelwelle in das Schwungrad
2. auf dem Weg über die drehelastische Hohl-schraube und die Scheibe (E 295) in das Schwungrad

Da wegen der Drehelastizität der Hohl-schraube nur ein sehr kleiner Anteil über den zweiten Weg fließt, wird für die Berechnung aus Sicherheitsgründen das volle Drehmoment auf dem ersten Weg eingeleitet angenommen.

Die Befestigung eines Schwungrades (16MnCr5) mit einer Zentralschraube ist wegen der rotationssymmetrischen Form der spannenden und verspannten Teile ein Beispiel für eine zentrisch verspannte Einschraubverbindung (ESV). Die Schraube wird aus konstruktiven Gründen als Hohl-schraube in Sonderausführung gefertigt, das Gewinde nach DIN 13. Die Größe ist mit M 27 × 2, die Festigkeitsklasse mit 8.8 vorgegeben. Die Trennfuge zwischen Schwungrad und Kurbelwelle (16MnCr5) bildenden Oberflä-

If the joint were to slip on account of an unexpected transverse load peak, the maximum shearing load on a bolt in the cross section at risk is $A_\tau = A_N$

$$\tau_{\max} = \frac{F_{Q\max}}{A_\tau} = \frac{8.400 \text{ N}}{201,06 \text{ mm}^2} = 41,8 \text{ MPa}$$

With the shearing strength ratio according to Table 5.5/2 and the nominal stress of the bolt at break R_m , the shearing strength is calculated as

$$\tau_B = \frac{\tau_B}{R_m} R_m = 0,62 \cdot 1.000 \text{ MPa} = 620 \text{ MPa}$$

Since $\tau_B \gg \tau_{\max}$, the safety verification against shearing of the bolt is provided.

R13 Determining the tightening torque

From Table A1, the tightening torque for the selected bolt (M 16, strength grade 10.9 and $\mu_{G\min} = 0,12$), assuming the head friction $\mu_{K\min} = 0,12$, is determined as $M_A = 302 \text{ Nm}$.

Example B3

Calculation of a flywheel assembly with a central bolt as an example of bolt stress with torsional shearing force

B3.1 Initial conditions

The bolted joint according to Figure B3/1 and Table B3/1 should transmit a torque of 110 Nm in a frictional manner. Strictly speaking, the torque is introduced from the crankshaft into the flywheel in two ways:

1. directly from the crankshaft into the flywheel
2. via the rotationally elastic hollow bolt and the washer (E 295) into the flywheel

Since only a very small proportion of the torque is introduced via the second mechanism as a result of the rotational elasticity of the hollow bolt, then, for the calculation, the total torque is assumed to be introduced by the first mechanism for safety reasons.

On account of the rotationally symmetrical form of the clamping and clamped parts, the mounting of a flywheel (16MnCr5) using a central bolt is an example of a concentrically clamped tapped thread joint (ESV). For design reasons, the bolt is produced in a special style as a hollow bolt, and the thread is produced according to DIN 13. The size is predetermined at M 27 × 2, and the strength grade is predetermined at 8.8. The surfaces forming the interface between flywheel and crankshaft (16MnCr5) have a

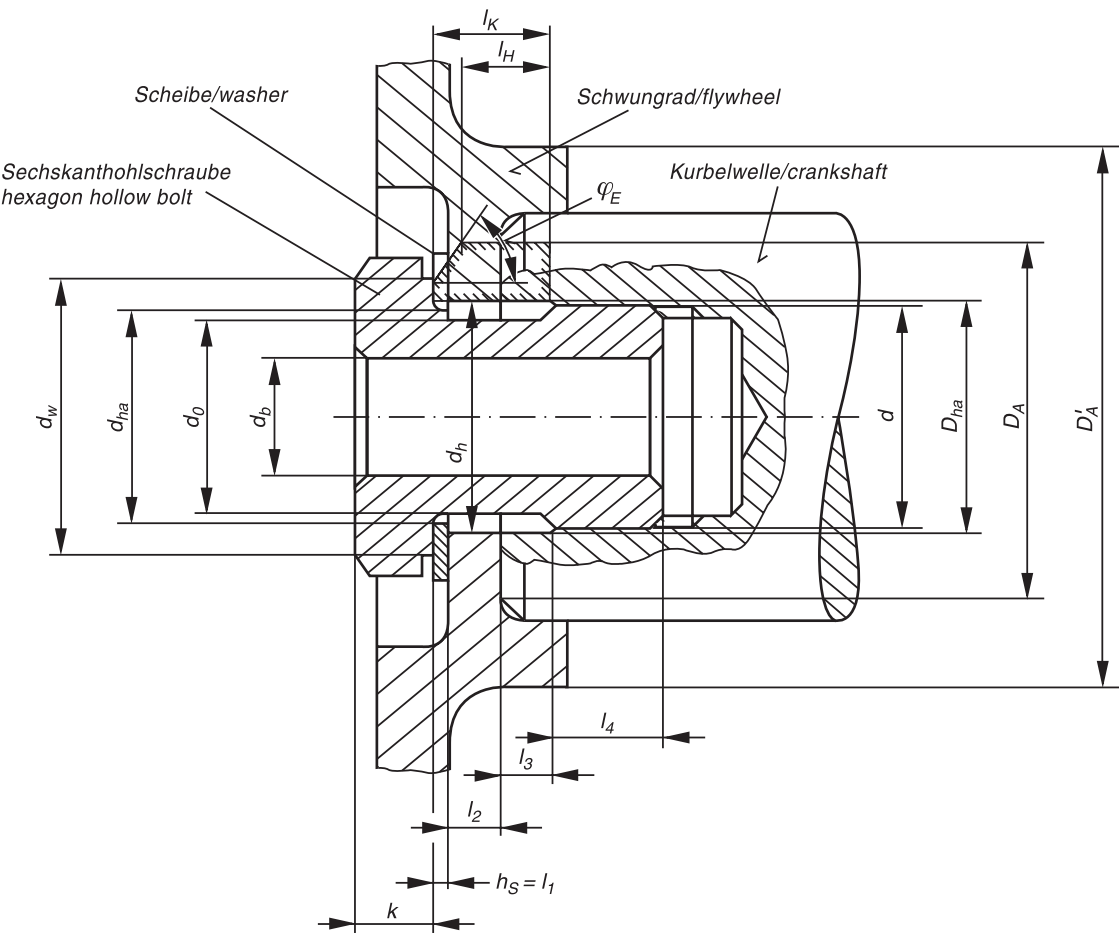


Bild B3/1. Schwungradbefestigung mittels Zentralschraube

Figure B3/1. Flywheel assembly by means of a central bolt

Tabelle B3/1. Abmessungen zu Bild B3/1

Table B3/1. Dimensions for Figure B3/1

Bauteil/Abschnitt / Component/selection	Abmessungen/Dimensions			
Schraubenkopf/Bolt head	$d_{W\min} = 36\text{ mm}$	$k = 10\text{ mm}$		
Schraubenschaft/Bolt shank	$d_0 = 24\text{ mm}$	$d_b = 16\text{ mm}$		
Gewinde/Thread	$d = 27\text{ mm}$	$d_2 = 25,7\text{ mm}$	$l_4 = 20\text{ mm}$	$P = 2\text{ mm}$
Kurbelwelle/Crankshaft	$D_{ha\max} = 30\text{ mm}$	$D_A = 48\text{ mm}$		
verspannte Teile (Schwungrad, Scheibe) Clamped parts (flywheel, washer)	$l_1 = h_S = 1,5\text{ mm}$ $d_h = 29\text{ mm}$	$l_2 = 7\text{ mm}$ $d_{ha\max} = 28\text{ mm}$	$l_3 = 7,5\text{ mm}$ $D'_A = 72\text{ mm}$	

chen weisen eine Rauigkeit von $R_z \leq 16\text{ }\mu\text{m}$ auf. Das Gewinde wird leicht geölt.

B3.2 Berechnungsgang

Die Verbindung wird an Hand der in Abschnitt 4 angegebenen Rechenschritte nachgerechnet.

R0 Entfällt

roughness value of $R_z \leq 16\text{ }\mu\text{m}$. The thread is lightly oiled.

B3.2 Calculation procedure

The joint is checked using the calculation steps given in Section 4.

R0 Omitted

R1 Anziehungsfaktor α_A

Die Schraube wird mit einem messenden Präzisionsdrehmomentschlüssel angezogen.

Anziehungsfaktor $\alpha_A = 1,6$ nach Tabelle A8 (Reibungszahlklasse B, steife Verbindung)

R2 Erforderliche Mindestklemmkraft F_{Kerf}

Drehmoment $M_Y = 110 \text{ Nm}$

Mittlerer wirksamer Reibradius zwischen Kurbelwelle und Schwungrad:

$$r_a = \frac{D_A + D_{ha \max}}{4} = \frac{48 + 30}{4} = 19,5 \text{ mm}$$

Reibungszahl $\mu_{T \min}$ der Trennfuge (trocken) mit 0,10 angenommen (Tabelle A6). Beteiligte innere Trennfugen $q_M = 1$

Zur Erzeugung des Reibschlusses muss nach (R2/1) und (R2/4) F_{Kerf} betragen:

$$\begin{aligned} F_{Kerf} &= F_{KQ} = \frac{M_Y}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \\ &= \frac{110}{1 \cdot 19,5 \cdot 0,1} = 56,4 \text{ kN} \end{aligned}$$

R3 Aufteilung der Betriebskraft und elastische Nachgiebigkeiten

Die elastische Nachgiebigkeit δ_S der Hohlsschraube wird nach Gleichung (5.1/3)

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_i + \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

mit $\delta_{Gew} = 0$ und

$\delta_i = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3$ sowie $E_S = E_M = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ berechnet. Im Einzelnen betragen

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S(A_N - A_{Bohrung})} = \frac{0,5 d}{E_S \frac{\pi}{4}(d^2 - d_b^2)}$$

$$\delta_{SK} = \frac{0,5 \cdot 27}{2,05 \cdot 10^5 \frac{\pi}{4}(27^2 - 16^2)} = 0,17727 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_i = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{E_S(A_0 - A_{Bohrung})} = \frac{16}{2,05 \cdot 10^5 \frac{\pi}{4}(24^2 - 16^2)}$$

$$= 0,3105 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

und mit $d_3 = 24,546 \text{ mm}$ nach DIN 13-12 bzw. Tabelle A12 folgt

R1 Tightening factor α_A

The bolt is tightened using an indicating precision torque wrench.

Tightening factor $\alpha_A = 1,6$ according to Table A8 (friction coefficient class B, rigid joint)

R2 Required minimum clamp load F_{Kerf}

Torque $M_Y = 110 \text{ Nm}$

Average effective friction radius between crankshaft and flywheel:

$$r_a = \frac{D_A + D_{ha \max}}{4} = \frac{48 + 30}{4} = 19,5 \text{ mm}$$

Friction coefficient $\mu_{T \min}$ of the interface (dry) is assumed to be 0,10 (Table A6). Inner interfaces involved $q_M = 1$

Thus, according to (R2/1) and (R2/4), for producing the friction grip, it is necessary that

$$\begin{aligned} F_{Kerf} &= F_{KQ} = \frac{M_Y}{q_M \cdot r_a \cdot \mu_{T \min}} \\ &= \frac{110}{1 \cdot 19,5 \cdot 0,1} = 56,4 \text{ kN} \end{aligned}$$

R3 Dividing the working load and elastic resiliences

The elastic resilience δ_S of the hollow bolt is calculated according to Equation (5.1/3)

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_i + \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

with $\delta_{Gew} = 0$ and

$\delta_i = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3$ and $E_S = E_M = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

In detail

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S(A_N - A_{Bohrung})} = \frac{0,5 d}{E_S \frac{\pi}{4}(d^2 - d_b^2)}$$

$$\delta_{SK} = \frac{0,5 \cdot 27}{2,05 \cdot 10^5 \frac{\pi}{4}(27^2 - 16^2)} = 0,17727 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_i = \frac{l_1 + l_2 + l_3}{E_S(A_0 - A_{Bohrung})} = \frac{16}{2,05 \cdot 10^5 \frac{\pi}{4}(24^2 - 16^2)}$$

$$= 0,3105 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

and with $d_3 = 24,54 \text{ mm}$ according to DIN 13-12 or Table A12, it follows that

$$\begin{aligned}\delta_{GM} &= \delta_G + \delta_M \\ &= \frac{l_G}{E_S(A_{d_3} - A_{\text{Bohrung}})} + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \\ &= \frac{0,5 \, d}{E_S \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_b^2)} + \frac{0,33 \, d}{E_M \frac{\pi}{4}d^2}\end{aligned}$$

$$\delta_{GM} = 0,31789 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Es ergibt sich δ_S zu

$$\begin{aligned}\delta_S &= \delta_{SK} + \delta_i + \delta_{GM} \\ &= (0,17727 + 0,3105 + 0,31789) \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \\ \delta_S &= 0,80566 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}\end{aligned}$$

Die elastische Nachgiebigkeit δ_p der verspannten Teile berechnet sich mit $D'_A = 72 \text{ mm}$ (wegen elastischer Stützwirkung durch die Schwungradnabe) und den Hilfsgrößen $w = 2$ für ESV sowie

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_w} = \frac{16}{36} = 0,444 \text{ und } \ln \beta_L = -0,811$$

$$y = \frac{D'_A}{d_w} = \frac{72}{36} = 2 \text{ und } \ln y = 0,6931$$

Weiter folgt nach Gleichung (5.1/26) für den Ersatzkegelwinkel

$$\tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y = 0,4712$$

Damit: $\varphi_E = 25,2^\circ$

Mit dem Kriterium (Gleichung (5.1/23)):

$$\begin{aligned}D_{A_{Gr}} &= d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_E = 36 + 2 \cdot 16 \cdot 0,4712 \\ &= 51,08 \text{ mm} > D_A = 48 \text{ mm}\end{aligned}$$

ergibt sich, dass der Verformungskörper aus Kegel und Hülse besteht.

Damit folgt schließlich gemäß Gleichung (5.1/25)

$$\begin{aligned}\delta_p &= \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi_E} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(D_A - d_h)}{(d_w - d_h)(D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_K - \frac{D_A - d_w}{w \cdot \tan \varphi_E} \right]}{E_P \cdot \pi} \\ \delta_p &= \frac{\frac{2}{2 \cdot 29 \cdot 0,4712} \ln \left[\frac{(36+29)(48-29)}{(36-29)(48+29)} \right] + \frac{4}{48^2 - 29^2} \left[16 - \frac{48-36}{2 \cdot 0,4712} \right]}{2,05 \cdot 10^5 \cdot \pi}\end{aligned}$$

$$\delta_p = 0,1055 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Die Verschraubung ist zentrisch: $s_{\text{sym}} = 0$

Wegen fehlender Axialkraft F_A gilt $a = 0$ und für den Krafteinleitungsfaktor: $n = 1$

Schritte (R3/1) bis (R3/4) werden nicht benötigt.

$$\begin{aligned}\delta_{GM} &= \delta_G + \delta_M \\ &= \frac{l_G}{E_S(A_{d_3} - A_{\text{Bohrung}})} + \frac{l_M}{E_M \cdot A_N} \\ &= \frac{0,5 \, d}{E_S \frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_b^2)} + \frac{0,33 \, d}{E_M \frac{\pi}{4}d^2}\end{aligned}$$

$$\delta_{GM} = 0,31789 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

δ_S is obtained as

$$\begin{aligned}\delta_S &= \delta_{SK} + \delta_i + \delta_{GM} \\ &= (0,17727 + 0,3105 + 0,31789) \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \\ \delta_S &= 0,80566 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}\end{aligned}$$

The elastic resilience δ_p of the clamped parts is calculated with $D'_A = 72 \text{ mm}$ (on account of the elastic supporting effect by the flywheel hub) and the auxiliary quantities $w = 2$ for ESV and also

$$\beta_L = \frac{l_K}{d_w} = \frac{16}{36} = 0,444 \text{ und } \ln \beta_L = -0,811$$

$$y = \frac{D'_A}{d_w} = \frac{72}{36} = 2 \text{ und } \ln y = 0,6931$$

Furthermore, it follows according to Equation (5.1/26) for the substitutional cone angle that

$$\tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y = 0,4712$$

Thus: $\varphi_E = 25,2^\circ$

With the criterion (Equation (5.1/23)):

$$\begin{aligned}D_{A_{Gr}} &= d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_E = 36 + 2 \cdot 16 \cdot 0,4712 \\ &= 51,08 \text{ mm} > D_A = 48 \text{ mm}\end{aligned}$$

it emerges that the deformation solid consists of cone and sleeve.

Thus finally it follows according to Equation (5.1/25) that

$$\begin{aligned}\delta_p &= \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi_E} \ln \left[\frac{(d_w + d_h)(D_A - d_h)}{(d_w - d_h)(D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_K - \frac{D_A - d_w}{w \cdot \tan \varphi_E} \right]}{E_P \cdot \pi} \\ \delta_p &= \frac{\frac{2}{2 \cdot 29 \cdot 0,4712} \ln \left[\frac{(36+29)(48-29)}{(36-29)(48+29)} \right] + \frac{4}{48^2 - 29^2} \left[16 - \frac{48-36}{2 \cdot 0,4712} \right]}{2,05 \cdot 10^5 \cdot \pi}\end{aligned}$$

$$\delta_p = 0,1055 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

The bolting is concentric: $s_{\text{sym}} = 0$

Due to the lack of axial load F_A , $a = 0$ and for the load introduction factor: $n = 1$

Steps (R3/1) to (R3/4) are not required.

R4 Vorspannkraftänderungen

Die Vorspannkraftminderung durch Setzen beträgt gemäß (R4/1)

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_s + \delta_p}$$

Mit den Richtwerten für Setzbeträge aus Tabelle 5.4/1 erhält man bei $R_z \leq 16 \mu\text{m}$ und unter Berücksichtigung der Schubbelastung die Einzelsetzbeträge

im Gewinde: $f_{Z1} = 3 \mu\text{m}$

in der Kopfauflage: $f_{Z2} = 4,5 \mu\text{m}$

in den inneren Trennfugen: $f_{Z3} = 2,5 \mu\text{m}$

sowie insgesamt: $f_Z = (3 + 4,5 + 2 \cdot 2,5) \mu\text{m} = 12,5 \mu\text{m}$

Damit ergibt sich eine Vorspannkraftminderung von

$$F_Z = \frac{12,5 \cdot 10^{-3}}{(0,80566 + 0,07945) \cdot 10^{-6}} = 13,7 \text{ kN}$$

R5 Mindestmontagevorspannkraft

$$F_{M \min} = F_{\text{Kerf}} + (1 - \Phi) F_A + F_Z + \Delta F'_{Vth}$$

$$F_{M \min} = 56,4 + 0 + 13,7 + 0 = 70,1 \text{ kN}$$

R6 Maximale Montagevorspannkraft

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min}$$

$$F_{M \max} = 1,6 \cdot 70,1 \text{ kN} = 112,2 \text{ kN}$$

R7 Überprüfung der Schraubenabmessungen

Die Tabellen A1 bis A4 sind für dieses Beispiel einer Hohlschraube nicht anwendbar. Die zulässige Spannkraft muss berechnet werden. Aufbauend auf Gleichung (5.5/4) mit

$$A_0 = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_b^2) = 251 \text{ mm}^2 \text{ und}$$

$$W_P = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{d_0^4 - d_b^4}{d_0}$$

ergibt sich in Analogie zu (R7/2):

$$F_{Mzul} = A_0 \cdot \frac{v \cdot R_{p0,2min}}{\sqrt{1+3 \left[\frac{3}{2} \frac{d_2 \cdot d_0}{(d_0^2 + d_b^2)} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{Gmin} \right) \right]^2}}$$

Mit $R_{p0,2min} = 660 \text{ MPa}$ für $d > 16 \text{ mm}$, $v = 0,9$ und Annahme einer Reibungszahlklasse B (Tabelle A5) mit $\mu_{Gmin} = 0,12$ folgt für die zulässige Montagevorspannkraft:

R4 Preload changes

According to (R4/1), the reduction in preload due to embedding is

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_s + \delta_p}$$

With the guide values for amounts of embedding from Table 5.4/1, at $R_z \leq 16 \mu\text{m}$ and taking into account the shearing load, the individual amounts of embedding obtained are:

in the thread: $f_{Z1} = 3 \mu\text{m}$

in the head bearing area: $f_{Z2} = 4,5 \mu\text{m}$

at the inner interface: $f_{Z3} = 2,5 \mu\text{m}$

and overall: $f_Z = (3 + 4,5 + 2 \cdot 2,5) \mu\text{m} = 12,5 \mu\text{m}$

This results in a reduction in preload of

$$F_Z = \frac{12,5 \cdot 10^{-3}}{(0,80566 + 0,07945) \cdot 10^{-6}} = 13,7 \text{ kN}$$

R5 Minimum assembly preload

$$F_{M \min} = F_{\text{Kerf}} + (1 - \Phi) F_A + F_Z + \Delta F'_{Vth}$$

$$F_{M \min} = 56,4 + 0 + 13,7 + 0 = 70,1 \text{ kN}$$

R6 Maximum assembly preload

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min}$$

$$F_{M \max} = 1,6 \cdot 70,1 \text{ kN} = 112,2 \text{ kN}$$

R7 Checking the bolt sizes

Tables A1 to A4 cannot be used for this example of a hollow bolt. The permissible clamping load must be calculated. Based on Equation (5.5/4), with

$$A_0 = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - d_b^2) = 251 \text{ mm}^2 \text{ and}$$

$$W_P = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{d_0^4 - d_b^4}{d_0}$$

we obtain in analogy to (R7/2):

$$F_{Mzul} = A_0 \cdot \frac{v \cdot R_{p0,2min}}{\sqrt{1+3 \left[\frac{3}{2} \frac{d_2 \cdot d_0}{(d_0^2 + d_b^2)} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{Gmin} \right) \right]^2}}$$

With $R_{p0,2min} = 660 \text{ MPa}$ for $d > 16 \text{ mm}$, $v = 0,9$ and assuming a friction coefficient class B (Table A5) with $\mu_{Gmin} = 0,12$, it follows for the permissible assembly preload that:

$$F_{Mzul} = 251 \cdot \frac{0,9 \cdot 660}{\sqrt{1+3 \left[\frac{3}{2} \frac{25,7 \cdot 24}{(24^2 + 16^2)} \left(\frac{2}{\pi \cdot 25,7} + 1,155 \cdot 0,12 \right) \right]^2}} = 142,2 \text{ kN}$$

Damit gilt (R7/3):

$$F_{Mzul} > F_{Mmax}$$

Die Hohlschraube ist verwendbar.

R8 Entfällt ($F_A = 0$)

R9 Entfällt ($F_A = 0$)

R10 Flächenpressung

Die Flächenpressung p zwischen Schraubenkopfauf-
lage und harter Scheibe ergibt sich mit der für
die Hohlschraube zulässigen Montagevorspannkraft
 $F_{Mzul} = 142,2 \text{ kN}$ und der Auflagefläche

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_{w \min}^2 - d_{ha \max}^2) = 402,1 \text{ mm}^2$$

zu (R10/1)

$$\begin{aligned} p_{Mmax} &= F_{Mzul} / A_{p \min} \\ &= 142,2 \text{ kN} / 402,1 \text{ mm}^2 = 353,6 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Die Grenzflächenpressung nach Tabelle A9 beträgt
für E 295: $p_G = 710 \text{ N/mm}^2$, das heißt

$$p_{M \max} < p_G$$

oder nach (R10/4): $S_p = 2,0$

Für die Flächenpressung zwischen Schwungscheibe
und Scheibe kann damit wegen der größeren Fläche
und des Schwungradwerkstoffes (Tabelle A9:
 $p_G = 900 \text{ N/mm}^2$) der Nachweis entfallen.

(R10/2) entfällt, da $p_{Mmax} > p_{Bmax}$

R11 Einschraubtiefe

Die in Abschnitt 5.5.5 dargestellte Berechnung gilt
für Vollschaftschrauben und lässt sich demzufolge
schwierig auf Hohlschrauben übertragen. Grundsätz-
lich beeinflusst die Bohrung in der Schraube wegen
der größeren Nachgiebigkeit die Lastverteilung auf
die einzelnen Gewindezähne positiv.

Die Einhaltung der erforderlichen Einschraubtiefe
lässt sich nur abschätzen. Gewissheit muss der Ver-
such bringen.

Nach Bild 5.5/4 gilt für FKL 8.8 und eine Scherfes-
tigkeit gemäß Tabelle A9 von $\tau_B = 650 \text{ N/mm}^2$ für
M 27 bei 100 %iger Ausnutzung der Festigkeit
($v = 1$):

$$\frac{m_{\text{eff min}}}{d} \approx 0,65$$

$$F_{Mzul} = 251 \cdot \frac{0,9 \cdot 660}{\sqrt{1+3 \left[\frac{3}{2} \frac{25,7 \cdot 24}{(24^2 + 16^2)} \left(\frac{2}{\pi \cdot 25,7} + 1,155 \cdot 0,12 \right) \right]^2}} = 142,2 \text{ kN}$$

Thus (R7/3):

$$F_{Mzul} > F_{Mmax}$$

The hollow bolt can be used.

R8 Omitted ($F_A = 0$)

R9 Omitted ($F_A = 0$)

R10 Surface pressure

The surface pressure p between bolt head bearing
area and hard washer, with the assembly preload
 $F_{Mzul} = 142,2 \text{ kN}$ permissible for the hollow bolt and
the bearing area

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_{w \min}^2 - d_{ha \max}^2) = 402,1 \text{ mm}^2$$

is obtained as (R10/1)

$$\begin{aligned} p_{Mmax} &= F_{Mzul} / A_{p \min} \\ &= 142,2 \text{ kN} / 402,1 \text{ mm}^2 = 353,6 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

The limiting surface pressure according to Table A9,
for E 295, is: $p_G = 710 \text{ N/mm}^2$, i.e.

$$p_{M \max} < p_G$$

or according to (R10/4): $S_p = 2,0$

For the surface pressure between flywheel and
washer, on account of the larger area and the flywheel
material (Table A9: $p_G = 900 \text{ N/mm}^2$), the verifica-
tion may thus be omitted.

(R10/2) omitted, since $p_{Mmax} > p_{Bmax}$

R11 Length of engagement

The calculation shown in Section 5.5.5 applies for
solid-shank bolts and is therefore difficult to apply to
hollow bolts. In principle, the hole in the bolt, on ac-
count of the larger resilience, has a positive effect on
the load distribution over the individual thread teeth.

The requisite length of engagement specified can
only be estimated. It can only be verified experimen-
tally.

According to Figure 5.5/4, for strength grade 8.8
and a shearing strength according to Table A9 of
 $\tau_B = 650 \text{ N/mm}^2$, the following applies for M 27 with
100 % utilization of the strength ($v = 1$):

$$\frac{m_{\text{eff min}}}{d} \approx 0,65$$

Für eine Vollschaftschraube M 27 × 2 ist gemäß Tabelle A3 bei $\mu_G = 0,12$ eine Höchstzugkraft der Schraube von $F_{mS} = 270 \text{ kN}/0,9 = 300 \text{ kN}$ möglich. Verglichen mit der maximal zulässigen Montagevorspannkraft F_{Mzul} ergibt sich eine abgeminderte erforderliche bezogene Einschraubtiefe von:

$$\left(\frac{m_{\text{eff min}}}{d}\right)_{\text{Hohlschraube}} \approx \frac{m_{\text{eff min}}}{d} \cdot \frac{F_{Mzul}}{F_{mS}} \\ = 0,65 \cdot \frac{142,2}{300} = 0,31$$

Die vorhandene bezogene Einschraubtiefe berechnet sich unter Beachtung der Fase von ca. 1,5 mm zu

$$\left(\frac{m_{\text{eff}}}{d}\right)_{\text{vorh.}} \approx \frac{l_4 - 1,5}{d} = \frac{20 - 1,5}{27} = 0,68$$

Damit ist überschläglich die Forderung (R11/1) erfüllt:

$$F_{mS} < F_{mGM}$$

R12 Sicherheit gegen Gleiten

Mit (R12/1) ergibt sich die kleinste Klemmkraft

$$F_{KR \min} = F_{M \min} - (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{A \max} - F_Z - \Delta F_{Vth} \\ F_{KR \min} = \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - F_Z = \frac{142,2}{1,6} - 13,7 = 75,2 \text{ kN}$$

Damit gilt (R12/3): $F_{KR \min} > F_{KQerf} = 56,4 \text{ kN}$

bzw. (R12/4): $S_G = 1,33$

R13 Anziehdrehmoment

Das zugehörige Anziehdrehmoment wird mit den Annahmen $\mu_{G \min} = 0,12$ und $\mu_{K \min} = 0,10$ (Tabelle A5) berechnet zu

$$M_A = F_{Mzul} \left[0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{G \min} + \frac{D_{Km}}{2} \mu_{K \min} \right]$$

$$\text{mit } D_{Km} = \frac{d_{w \min} + d_{ha \max}}{2} = \frac{36 + 28}{2} = 32 \text{ mm}$$

folgt:

$$M_A = 142,2 (0,16 \cdot 2 + 0,58 \cdot 25,7 \cdot 0,12 + 16 \cdot 0,1) \\ = 527,4 \text{ Nm}$$

For a solid-shank bolt M 27 × 2, according to Table A3 at $\mu_G = 0,12$, a maximum tensile force of the bolt of $F_{mS} = 270 \text{ kN}/0,9 = 300 \text{ kN}$ is possible. Compared with the maximum permissible assembly preload F_{Mzul} , this results in a reduced, requisite relative length of engagement of:

$$\left(\frac{m_{\text{eff min}}}{d}\right)_{\text{Hohlschraube}} \approx \frac{m_{\text{eff min}}}{d} \cdot \frac{F_{Mzul}}{F_{mS}} \\ = 0,65 \cdot \frac{142,2}{300} = 0,31$$

The existing relative length of engagement, taking into account the bevel of about 1.5 mm, is calculated as

$$\left(\frac{m_{\text{eff}}}{d}\right)_{\text{vorh.}} \approx \frac{l_4 - 1,5}{d} = \frac{20 - 1,5}{27} = 0,68$$

Thus the requirement (R11/1) is more or less fulfilled:

$$F_{mS} < F_{mGM}$$

R12 Safety margin against slipping

The minimum clamp load is obtained with (R12/1)

$$F_{KR \min} = F_{M \min} - (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{A \max} - F_Z - \Delta F_{Vth} \\ F_{KR \min} = \frac{F_{Mzul}}{\alpha_A} - F_Z = \frac{142,2}{1,6} - 13,7 = 75,2 \text{ kN}$$

Thus (R12/3): $F_{KR \min} > F_{KQerf} = 56,4 \text{ kN}$

or (R12/4): $S_G = 1,33$

R13 Tightening torque

The associated tightening torque, assuming $\mu_{G \min} = 0,12$ and $\mu_{K \min} = 0,10$ (Table A5), is calculated as

$$M_A = F_{Mzul} \left[0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{G \min} + \frac{D_{Km}}{2} \mu_{K \min} \right]$$

$$\text{with } D_{Km} = \frac{d_{w \min} + d_{ha \max}}{2} = \frac{36 + 28}{2} = 32 \text{ mm}$$

it follows that:

$$M_A = 142,2 (0,16 \cdot 2 + 0,58 \cdot 25,7 \cdot 0,12 + 16 \cdot 0,1) \\ = 527,4 \text{ Nm}$$

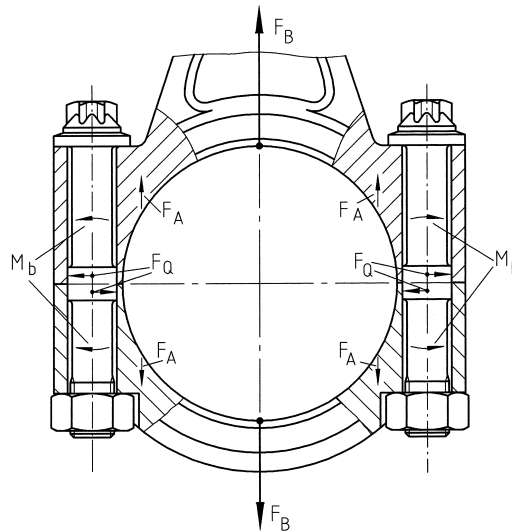


Bild B4/1. Kräfte und Momente an einer Pleuellagerdeckelverschraubung

Figure B4/1 Loads and moments on a connecting rod bearing cap bolted joint

Beispiel B4 Pleuellagerdeckelverschraubung als Beispiel für exzentrische Verspannung und Belastung

B4.1 Ausgangsbedingungen

Pleuellagerdeckelverschraubungen in Automotoren sind infolge ihrer Anordnung immer exzentrisch belastet und in der Regel auch exzentrisch verspannt (Bild B4/1). Als Werkstoff für die verspannten Teile wurde ein auf eine Zugfestigkeit von $R_m = 900 \text{ N/mm}^2$ vergüteter Stahl Cq 45 gewählt. Die auf die Schraube wirkenden Belastungskenngrößen werden als bekannt vorausgesetzt. Die axiale Betriebskraft in der Trennfuge beträgt:

$$F_{A\max} = 5.000 \text{ N}$$

Querkraft in der Trennfuge:

$$F_{Q\max} = 2.440 \text{ N}$$

Biegemoment in der Trennfuge nach [21]:

$$M_b = 48 \text{ Nm}$$

Aus dem Biegemoment M_b und der axialen Betriebskraft $F_{A\max}$ lässt sich der Abstand a des exzentrisch wirkenden Kraftangriffs bestimmen zu:

$$a = M_b / F_{A\max} = 9,6 \text{ mm}$$

Die Schrauben werden drehwinkelgesteuert angezogen. Wegen der größeren Nachgiebigkeit soll zur Verringerung der dynamischen Belastung eine Dehnschaftschraube zum Einsatz kommen. Die Reibungszahl in der Trennfuge beträgt $\mu_{T\min} = 0,15$; die Oberflächen sind mit $R_z < 16 \mu\text{m}$ ausgeführt.

Example B4 Connecting rod bearing cap bolted joint as an example of eccentric clamping and eccentric loading

B4.1 Initial conditions

As a result of their arrangement, connecting rod bearing cap joints in car engines are always eccentrically loaded and generally also eccentrically clamped (Figure B4/1). The material selected for the clamped parts was a steel Cq 45 heat treated to a tensile strength of $R_m = 900 \text{ N/mm}^2$. The loading characteristics acting on the bolt are assumed to be known. The axial working load at the interface is:

$$F_{A\max} = 5.000 \text{ N}$$

Transverse load at the interface:

$$F_{Q\max} = 2.440 \text{ N}$$

Bending moment at the interface according to [21]:

$$M_b = 48 \text{ Nm}$$

From the bending moment M_b and the axial working load $F_{A\max}$, the distance a of the eccentric application of load can be determined as:

$$a = M_b / F_{A\max} = 9,6 \text{ mm}$$

The bolts are tightened using the angle-controlled tightening technique. On account of the larger resilience, a reduced-shank bolt is to be used for reducing the dynamic loading. The coefficient of friction at the interface is $\mu_{T\min} = 0,15$; the surfaces are finished with $R_z < 16 \mu\text{m}$.

B4.2 Rechengang

R0 Bestimmung des Nenndurchmessers und Überprüfung des Gültigkeitsbereiches

Die überschlägige Bestimmung des Schraubennenn-durchmessers nach Tabelle A7 bei Beachtung von

$$F_{A \max} < F_{Q \max} / \mu_{T \min} = 16,27 \text{ kN}$$

führt ausgehend von $F_{Q \max}$ und Anhang A und Anhang B1 zu einer Mindestmontagevorspannkraft von $F_{M \min} = F_{M \max} = 16.000 \text{ N}$. Gefunden wird bei Festigkeitsklasse 10.9 eine Schraube der Größe M8. Da eine Dehnschaftschraube notwendig ist, wird wegen des Taillenquerschnittes ($d_T = 0,9 d_3$) die Festigkeitsklasse auf 12.9 erhöht. Gestalt und Abmessungen der gewählten Taillenschraube mit Zentrierbund enthält Bild B4/3.

Der Gültigkeitsbereich wird eingehalten:

$$G = d_W + h_{\min} = 12,3 + 20 = 32,3 \text{ mm} > c_T = 12 \text{ mm}$$

R1 Bestimmung des Anziehungsfaktors α_A

Die Schraube wird drehwinkelgesteuert angezogen. Gemäß Tabelle A8 beträgt der Anziehungsfaktor $\alpha_A = 1$.

B4.2 Calculation procedure

R0 Determining the nominal diameter and checking the validity range

Rough determination of the bolt nominal diameter according to Table A7, while taking into account

$$F_{A \max} < F_{Q \max} / \mu_{T \min} = 16,27 \text{ kN}$$

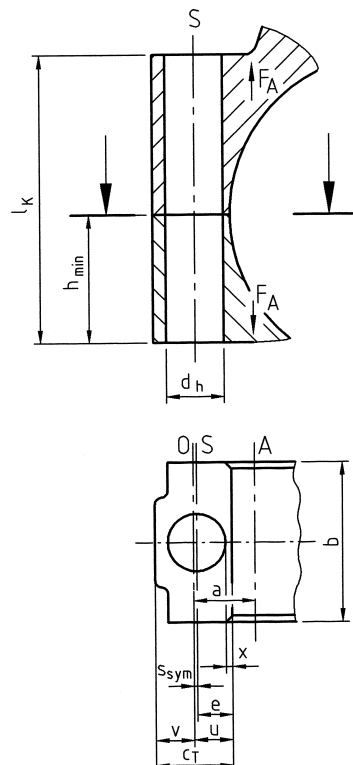
starting from $F_{Q \max}$ and Annex A and Annex B1, leads to the minimum assembly preload of $F_{M \min} = F_{M \max} = 16.000 \text{ N}$. A bolt of size M8 is found at strength grade 10.9. Since a reduced-shank bolt is necessary, the strength grade is increased to 12.9 on account of the necked-down cross section ($d_T = 0,9 d_3$). Figure B4/3 shows the form and dimensions of the selected necked-down bolt with centering collar.

The validity range is maintained:

$$G = d_W + h_{\min} = 12,3 + 20 = 32,3 \text{ mm} > c_T = 12 \text{ mm}$$

R1 Determining the tightening factor α_A

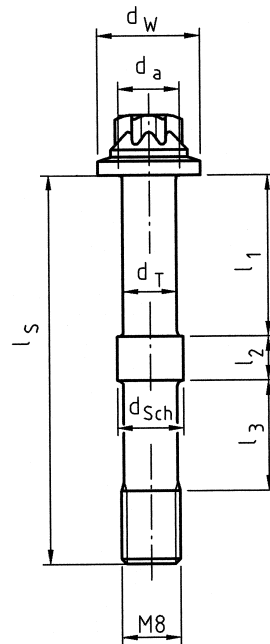
The bolt is tightened using the angle-controlled tightening technique. According to Table A8, the tightening factor $\alpha_A = 1$.



b	25 mm
c_T	12 mm
h_{\min}	20 mm
l_k	45 mm
x – Restwandstärke/residual wall thickness	1 mm

Bild B4/2. Abmessung der verspannten Teile

Figure B4/2. Dimensions of the clamped parts



l_S	= 53 mm	$d_{a,max}$	= 9 mm
l_1	= 22 mm	d_h	= 9 mm
l_2	= 6 mm	d_T	= 5,82 mm
l_3	= 15 mm	d_W	= 12,3 mm
P	= 1,25 mm	d_{Sch}	= 9 mm
A_T	= 26,6 mm ²	d_2	= 7,188 mm
A_{d_3}	= 32,84 mm ²	d_3	= 6,466 mm
A_S	= 36,6 mm ²	d_S	= 6,827 mm

Bild B4/3. Abmessungen von Pleuelschraube, Gewinde und Bohrung

Figure B4/3. Dimensions of the connecting rod bolt, thread and hole

R2 Erforderliche Mindestklemmkraft F_{Kerf}

- a) Reibschluss zur Übertragung der Querkraft in der Trennfuge

Mit dem Drehmoment $M_Y = 0$, der Querkraft $F_{Qmax} = 2.440$ N, der Trennfugenzahl $q_F = 1$ und $\mu_{Tmin} = 0,15$ folgt:

$$F_{KQ} = \frac{F_Q}{q_F \cdot \mu_T} = \frac{2.440}{1 \cdot 0,15} = 16.267 \text{ N}$$

- b) Abdichten gegen ein Medium
-
- Entfällt

- c) Verhindern des Aufklaffens

Bei der vorliegenden Pleuelverschraubung liegt eine exzentrische Belastung vor. Ob auch eine exzentrische Verspannung festzustellen ist, wird durch die Ermittlung von s_{sym} geklärt. In der Ebene Betriebskrafteinleitung – Schraubenachse können die verspannten Bauteile in guter Näherung vereinfacht als schlanke Hülse betrachtet werden, so dass mit Gleichung (5.1/47) gilt:

R2 Required minimum clamp load F_{Kerf}

- a) Friction grip for transmitting the transverse load at the interface

With the torque $M_Y = 0$, the transverse load $F_{Qmax} = 2.440$ N, the number of interfaces $q_F = 1$ and $\mu_{Tmin} = 0,15$, it follows that:

$$F_{KQ} = \frac{F_Q}{q_F \cdot \mu_T} = \frac{2.440}{1 \cdot 0,15} = 16.267 \text{ N}$$

- b) Sealing against a medium
-
- Omitted

- c) Prevention of opening

Eccentric loading is present in this connecting rod bolted joint. The determination of s_{sym} will clarify whether eccentric clamping can also be established. As a good approximation, the clamped components may be considered as slender sleeves in the plane of working load introduction/bolt axis, so that, with Equation (5.1/47), the following applies:

$$s_{\text{sym}} = \frac{c_T}{2} - e = \frac{c_T}{2} - \left(x + \frac{d_h}{2}\right) = 0,5 \text{ mm}$$

$$u = e + s_{\text{sym}} = 6 \text{ mm} \quad \text{und} \quad v = c_T - u = 6 \text{ mm}$$

Es ist konstruktiv notwendig, die gesamte Trennfugenfläche an der Übertragung der Klemmkraft zu beteiligen. Die Ermittlung der Gesamtfläche ergibt $A_{\text{ges}} = 272 \text{ mm}^2$. Damit folgt:

$$A_D = A_{\text{ges}} - \frac{\pi}{4} \cdot d_h^2 = 208,4 \text{ mm}^2$$

Gemäß Gleichung (5.1/46) folgt allgemein und hier in Näherung mit $c_T = 12 \text{ mm}$ und $b = 25 \text{ mm}$

$$I_{BT} = b \cdot c_T^3 / 12 = 3.600 \text{ mm}^4$$

Somit bei $M_B = 0 \text{ Nm}$ nach Gleichung (R2/3):

$$F_{KA} = F_{Kab} = F_A \frac{a \cdot u \cdot A_D - s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}$$

$$= 13.465 \text{ N}$$

Gemäß $F_{K\text{erf}} \geq \max(F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA})$ folgt:

$$F_{K\text{erf}} = 16.267 \text{ N}$$

R3 Aufteilung der Betriebskraft, elastische Nachgiebigkeiten und Krafteinleitungsfaktor

a) Elastische Nachgiebigkeit der Schraube

Die elastische Nachgiebigkeit der Schraube wird nach Abschnitt 5.1.1.1 mit $E_S = 210.000 \text{ N/mm}^2$ berechnet:

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \delta_{\text{Gew}} + \delta_{GM}$$

$$= \frac{4}{\pi \cdot E_S} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot d}{d^2} + \frac{l_1}{d_T^2} + \frac{l_2}{d_{\text{Sch}}^2} + \frac{l_3}{d_T^2} \right)$$

$$+ \frac{l_{\text{Gew}} + 0,5d}{d_3^2} + \frac{0,4d}{d^2}$$

Mit $l_{\text{Gew}} = l_K - (l_1 + l_2 + l_3) = 2 \text{ mm}$ folgt

$$\delta_S = 8,62 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

b) Elastische Nachgiebigkeit der verspannten Bauteile

Zur Bestimmung der Plattennachgiebigkeit wird der Ersatzaußendurchmesser D_A des Grundkörpers in der Trennfuge benötigt. Zur Ermittlung des mittleren Ersatzaußendurchmessers wird für den vorliegenden Fall einer kompakten Form der Trennfuge die Gesamtfläche A_{ges} auf einen Kreisquerschnitt transformiert:

$$D_A = \sqrt{A_{\text{ges}} \cdot 4/\pi} = 18,6 \text{ mm}$$

$$s_{\text{sym}} = \frac{c_T}{2} - e = \frac{c_T}{2} - \left(x + \frac{d_h}{2}\right) = 0,5 \text{ mm}$$

$$u = e + s_{\text{sym}} = 6 \text{ mm} \quad \text{und} \quad v = c_T - u = 6 \text{ mm}$$

It is necessary from the design point of view for the entire interface area to participate in the transmission of the clamp load. The determination of the total area produces $A_{\text{ges}} = 272 \text{ mm}^2$. Thus:

$$A_D = A_{\text{ges}} - \frac{\pi}{4} \cdot d_h^2 = 208,4 \text{ mm}^2$$

According to Equation (5.1/46), it follows in general, and here as an approximation, with $c_T = 12 \text{ mm}$ and $b = 25 \text{ mm}$, that

$$I_{BT} = b \cdot c_T^3 / 12 = 3.600 \text{ mm}^4$$

Thus, at $M_B = 0 \text{ Nm}$, according to Equation (R2/3):

$$F_{KA} = F_{Kab} = F_A \frac{a \cdot u \cdot A_D - s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}{I_{BT} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}$$

$$= 13.465 \text{ N}$$

According to $F_{K\text{erf}} \geq \max(F_{KQ}; F_{KP} + F_{KA})$, it follows that:

$$F_{K\text{erf}} = 16.267 \text{ N}$$

R3 Dividing the working load, elastic resiliences and load introduction factor

a) Elastic resilience of the bolt

The elastic resilience of the bolt is calculated according to Section 5.1.1.1 with $E_S = 210.000 \text{ N/mm}^2$:

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \delta_{\text{Gew}} + \delta_{GM}$$

$$= \frac{4}{\pi \cdot E_S} \cdot \left(\frac{0,5 \cdot d}{d^2} + \frac{l_1}{d_T^2} + \frac{l_2}{d_{\text{Sch}}^2} + \frac{l_3}{d_T^2} \right)$$

$$+ \frac{l_{\text{Gew}} + 0,5d}{d_3^2} + \frac{0,4d}{d^2}$$

With $l_{\text{Gew}} = l_K - (l_1 + l_2 + l_3) = 2 \text{ mm}$, it follows that

$$\delta_S = 8,62 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

b) Elastic resilience of the clamped components

To determine the plate resilience, the substitutional outside diameter D_A of the basic solid at the interface is required. To determine the average substitutional outside diameter, for the present case of a compact form of the interface, the total area A_{ges} is converted to a circular cross section:

$$D_A = \sqrt{A_{\text{ges}} \cdot 4/\pi} = 18,6 \text{ mm}$$

Für den Ersatzaußendurchmesser D'_A des Grundkörpers gilt wegen der unwesentlichen Abweichung des Grundkörperquerschnittes von der Trennfugenfläche: $D'_A = D_A$

Mit den Werten für die Hilfsgrößen

$$\beta_L = l_K/d_W = 3,66 \quad \text{und} \quad y = D'_A/d_W = 1,51$$

und dem Winkel des Ersatzverformungskegels

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln(\beta_L/2) + 0,153 \ln y = 0,444$$

ergibt sich der Grenzdurchmesser mit $w = 1$ für Durchsteckschraubenverbindungen (DSV) zu

$$D_{A,Gr} = d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 32,3 \text{ mm}$$

Da $D_{A,Gr} > D_A$, besteht der Verformungskörper aus Kegel und Hülse.

Für die Nachgiebigkeit des Verformungskörpers erhält man unter Verwendung von Gleichung (5.1/25) mit $E_p = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ für Cq 45 (Tabelle A9):

$$\delta_p = \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi_D} \ln \left[\frac{(d_W + d_h)(D_A - d_h)}{(d_W - d_h)(D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_K - \frac{(D_A - d_W)}{w \cdot \tan \varphi_D} \right]}{E_p \cdot \pi} = 1,351 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Zur Ermittlung der Nachgiebigkeit bei exzentrischer Verspannung und exzentrischem Angriff der axialen Betriebskraft wird das Ersatzträgheitsmoment I_{Bers} nach Gleichung (5.1/43) benötigt.

Ersatzverformungskegel:

$$I_{Bers}^{Ve} = I_{Bers}^V + s_{sym}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2$$

Mit

$$I_{Bers}^V = 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} = 2.424,5 \text{ mm}^4$$

folgt:

$$I_{Bers}^{Ve} = 2.424,5 + 0,5^2 \cdot \frac{\pi}{4} 18,6^2 = 2.492,4 \text{ mm}^4$$

Der Anteil der Ersatz-Hülse berechnet sich zu:

$$I_{Bers}^H = \frac{b \cdot c_T^3}{12} = \frac{25 \cdot 12^3}{12} = 3.600 \text{ mm}^4$$

Mit den Längen von Kegel und Hülse

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 \cdot \tan \varphi_D} = 7,09 \text{ mm}$$

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_V}{w} = 30,82 \text{ mm}$$

For the substitutional outside diameter D'_A of the basic solid, because the cross section of the basic solid differs only negligibly from the interface area, the following applies: $D'_A = D_A$

With the values for the auxiliary quantities

$$\beta_L = l_K/d_W = 3,66 \quad \text{and} \quad y = D'_A/d_W = 1,51$$

and the angle of the substitutional deformation cone

$$\tan \varphi_D = 0,362 + 0,032 \ln(\beta_L/2) + 0,153 \ln y = 0,444$$

the limiting diameter, with $w = 1$ for bolted joints (DSV) is

$$D_{A,Gr} = d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi_D = 32,3 \text{ mm}$$

Since $D_{A,Gr} > D_A$, the deformation body consists of cone and sleeve.

For the resilience of the deformation cone, using Equation (5.1/25), with $E_p = 2,05 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ for Cq 45 (Table A9), we obtain:

To determine the resilience for eccentric clamping and eccentric application of the axial working load, the substitutional moment of gyration I_{Bers} is required according to Equation (5.1/43).

Substitutional deformation cone:

$$I_{Bers}^{Ve} = I_{Bers}^V + s_{sym}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2$$

With

$$I_{Bers}^V = 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} = 2.424,5 \text{ mm}^4$$

it follows that:

$$I_{Bers}^{Ve} = 2.424,5 + 0,5^2 \cdot \frac{\pi}{4} 18,6^2 = 2.492,4 \text{ mm}^4$$

The proportion of the substitutional sleeve is calculated as:

$$I_{Bers}^H = \frac{b \cdot c_T^3}{12} = \frac{25 \cdot 12^3}{12} = 3.600 \text{ mm}^4$$

With the lengths of cone and sleeve

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 \cdot \tan \varphi_D} = 7,09 \text{ mm}$$

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_V}{w} = 30,82 \text{ mm}$$

folgt

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\frac{2 \cdot l_V}{w \cdot I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}}} + \frac{l_H}{I_{\text{Bers}}^{\text{H}}}} = 3.157,8 \text{ mm}^4$$

und damit die Nachgiebigkeiten zu:

$$\delta_p^* = \delta_p + \frac{s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} = 1,368 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_p^{**} = \delta_p + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} = 1,685 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Die Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors n kann vereinfacht mit Tabelle 5.2/1 und Bild 5.2/12 erfolgen. Für den vorliegenden Verschraubungsfall trifft der Verbindungstyp SV1 zu. Der Anschlusskörper beginnt entsprechend den geometrischen Verhältnissen unmittelbar neben der Kopfaufgabe, damit $a_k = 0$ und $a_k/h = 0,0$. Für den Hebelarm der Ersatzkraft F_A gilt

$$l_A = a - s_{\text{sym}} - d_W/2 = 2,95 \text{ mm}$$

Mit $l_A/h = 0,066$ folgt der Krafteinleitungsfaktor n durch lineares Interpolieren zu

$$n = 0,58$$

Damit gilt für das Kraftverhältnis gemäß Gleichung (R3/4)

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_s + \delta_p^*} = 0,098$$

Für die Schraubenzusatzkraft folgt nach Gleichung (R3/1) bei nicht klaffender Verbindung

$$F_{\text{SA max}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_{\text{A max}} = 490 \text{ N}$$

und für die die Platte entlastende Kraft

$$F_{\text{PA max}} = (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{\text{A max}} = 4.510 \text{ N}$$

R4 Vorspannkraftänderung F_Z

Mit den Richtwerten für die Setzbeträge gemäß Tabelle 5.4/1 erhält man für $R_z \leq 16 \mu\text{m}$ und unter Berücksichtigung der Zugbelastung (wegen des Zentrierbundes bleibt hier die Querlast unbeachtet) die Einzelsetzbeträge:

Gewinde	$f_{Z1} = 3 \mu\text{m}$
Kopf- und Mutterauflagefläche	$f_{Z2} = 3 \mu\text{m} \cdot 2 = 6 \mu\text{m}$
Trennfuge	$f_{Z3} = 2 \mu\text{m}$

Damit folgt der Setzbetrag zu: $f_Z = 11 \mu\text{m}$

it follows that

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\frac{2 \cdot l_V}{w \cdot I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}}} + \frac{l_H}{I_{\text{Bers}}^{\text{H}}}} = 3.157,8 \text{ mm}^4$$

and thus the resiliances are:

$$\delta_p^* = \delta_p + \frac{s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} = 1,368 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_p^{**} = \delta_p + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} = 1,685 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

The load introduction factor n can be determined in a simplified manner using Table 5.2/1 and Figure 5.2/12. Joint SV1 applies to this bolting case. The connecting solid, in accordance with the geometrical conditions, begins directly next to the head bearing area, thus $a_k = 0$ and $a_k/h = 0,0$. For the lever arm of the substitutional load F_A , the following applies

$$l_A = a - s_{\text{sym}} - d_W/2 = 2,95 \text{ mm}$$

With $l_A/h = 0,066$, the load introduction factor n , by linear interpolation, is

$$n = 0,58$$

Thus, for the load factor, according to Equation (R3/4)

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_s + \delta_p^*} = 0,098$$

For the additional bolt load, it follows according to Equation (R3/1), for a non-opening joint, that

$$F_{\text{SA max}} = \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_{\text{A max}} = 490 \text{ N}$$

and for the load relieving the plate

$$F_{\text{PA max}} = (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{\text{A max}} = 4.510 \text{ N}$$

R4 Preload change F_Z

With the guide values for amounts of embedding according to Table 5.4/1, for $R_z \leq 16 \mu\text{m}$ and taking into account the tensile load (the transverse load is disregarded here on account of the centering collar), the individual amounts of embedding obtained are:

Thread	$f_{Z1} = 3 \mu\text{m}$
Head and nut bearing area	$f_{Z2} = 3 \mu\text{m} \cdot 2 = 6 \mu\text{m}$
Interface	$f_{Z3} = 2 \mu\text{m}$

Thus the amount of embedding is: $f_Z = 11 \mu\text{m}$

Relevante thermische Belastungen liegen nicht vor, somit $\Delta F'_{Vth}$. Die Minderung der Vorspannkraft ergibt sich somit infolge Setzen zu:

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P)} = \frac{11 \cdot 10^{-3} \text{ mm}}{8,62 + 1,351} \cdot 10^6 \text{ N/mm} \\ = 1.103 \text{ N}$$

R5 Ermittlung der Mindestmontagevorspannkraft

$$F_{M \min}$$

Mit $\Delta F'_{Vth} = 0$ folgt die Mindestmontagevorspannkraft zu

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + P_{PA \max} + F_Z + \Delta F'_{Vth} = 21.880 \text{ N}$$

R6 Ermittlung der Maximalmontagevorspannkraft

$$F_{M \max}$$

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 21.880 \text{ N}$$

R7 Montagebeanspruchung $\sigma_{red, M}$, F_M

Im Folgenden muss überprüft werden, ob die Maximalmontagevorspannkraft von der gewählten Dehnschaftschraube aufgebracht werden kann. Mit Reibungszahlklasse B gemäß Tabelle A5 und der Annahme einer Reibungszahl im Gewinde von $\mu_{G \min} = 0,08$ ergibt sich aus Tabelle A2 für die Festigkeitsklasse 12.9:

$$F_{M \text{Tab}} = 23.800 \text{ N}$$

Da die Anziehmethode (drehwinkelgesteuertes Anziehen) die Streckgrenze überschreitet, erhält man eine um den Faktor $1/\nu$ höhere Vorspannkraft. Mit $\nu = 0,9$ folgt somit für

$$F_{M \text{zul}} = 26.444 \text{ N}$$

Die Bedingung nach Gleichung (R7/3) ist damit erfüllt:

$$F_{M \text{zul}} > F_{M \max}$$

R8 Ermittlung der Betriebsbeanspruchung $\sigma_{red, B}$

Durch die Überschreitung der Streckgrenze infolge des überelastischen Anziehens hat die erste Belastung der Schraube eine plastische Deformation zur Folge. Für die Vorspannkraft nach der ersten Belastung, der dabei entstehenden Verfestigung und der starken Verringerung der Torsionsspannung folgt nach Gleichung (5.5/16) mit

$$k_v = 1,1 \text{ und } F_{M0,2} = F_{M \text{zul}}$$

$$F_{V1} = F_V = (F_{M0,2} - F_Z) \cdot k_v - F_{SA \max} \\ = 27.385 \text{ N} > F_{M \min}$$

Die Schraubenverbindung genügt den Anforderungen.

Relevant thermal loads are not present, thus $\Delta F'_{Vth}$. The reduction in the preload as a result of embedding is therefore:

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_S + \delta_P)} = \frac{11 \cdot 10^{-3} \text{ mm}}{8,62 + 1,351} \cdot 10^6 \text{ N/mm} \\ = 1.103 \text{ N}$$

R5 Determining the minimum assembly preload

$$F_{M \min}$$

With $\Delta F'_{Vth} = 0$, the minimum assembly preload is

$$F_{M \min} = F_{Kerf} + P_{PA \max} + F_Z + \Delta F'_{Vth} = 21.880 \text{ N}$$

R6 Determining the maximum assembly preload

$$F_{M \max}$$

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 21.880 \text{ N}$$

R7 Assembly stress $\sigma_{red, M}$, F_M

It must be checked below whether the maximum assembly preload can be applied by the reduced-shank bolt selected. With the friction coefficient class B according to Table A5 and assuming a coefficient of friction in the thread of $\mu_{G \min} = 0,08$, then Table A2, for the strength grade 12.9, gives:

$$F_{M \text{Tab}} = 23.800 \text{ N}$$

Since the tightening technique (angle-controlled tightening) exceeds the yield point, a preload which is higher by the factor $1/\nu$ is obtained. With $\nu = 0,9$, it thus follows that

$$F_{M \text{zul}} = 26.444 \text{ N}$$

The condition according to Equation (R7/3) is thus satisfied:

$$F_{M \text{zul}} > F_{M \max}$$

R8 Determining the working stress $\sigma_{red, B}$

Due to the fact that the yield point is exceeded as a result of tightening beyond the elastic limit, the initial loading of the bolt results in plastic deformation. For the preload after the initial loading, the hardening produced in the process and the pronounced reduction in the torsional stress, it follows that, according to Equation (5.5/16), with

$$k_v = 1,1 \text{ und } F_{M0,2} = F_{M \text{zul}}$$

$$F_{V1} = F_V = (F_{M0,2} - F_Z) \cdot k_v - F_{SA \max} \\ = 27.385 \text{ N} > F_{M \min}$$

The bolted joint meets the requirements.

R9 Schwingbeanspruchung σ_a , σ_{ab}

Aufgrund der exzentrischen Verspannung und Belastung wird die Schraube auf Zug und Biegung beansprucht:

$$\sigma_{SAb} = \sigma_{SA} + \sigma_b$$

Mit dem Ersatzträgheitsmoment des Biegekörpers mit Lochabzug

$$\begin{aligned} \bar{I}_{Bers} &= I_{Bers} - \frac{\pi}{64} \cdot d_h^4 = (3.157,8 - 322) \text{ mm}^4 \\ &= 2.837,8 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

und der Ersatzlänge für die Biegnachgiebigkeit β_S der Schraube aus Gleichung (5.1/18) und (5.1/19) mit der Ersatzdehnlänge des Einschraubgewindebereiches $l_M = 0,4 d$

$$\begin{aligned} l_{ers} = \beta_S \cdot E_S \cdot I_3 = d_3^4 \cdot \left[\frac{0,5 \cdot d}{d^4} + \frac{l_1}{d_T^4} + \frac{l_2}{d_{Sch}^4} + \frac{l_3}{d_T^4} \right. \\ \left. + \frac{l_{Gew}}{d_3^4} + \frac{0,4 \cdot d}{d^4} + \frac{0,5 \cdot d}{d_3^4} \right] \end{aligned}$$

$$l_{ers} = 65,98 \text{ mm}$$

folgt für die sich einstellenden Ausschlagsspannungen

$$\begin{aligned} \sigma_{SAbo} &= \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_{en}^*} - \frac{s_{sym}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{ers}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{Bers}} \right] \\ &\quad \frac{\Phi_{en}^* \cdot F_{A \max}}{A_S} \end{aligned}$$

$$\sigma_{SAbo} = 53,5 \cdot \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{SAbu} = 0, \text{ da } F_{A \min} = 0$$

Der Spannungsausschlag beträgt somit:

$$\sigma_{ab} = (\sigma_{SAbo} - \sigma_{SAbu})/2 = \pm 26,8 \text{ N/mm}^2$$

Die Dauerfestigkeit für schlussvergütete Schrauben beträgt nach Gleichung (R9/5-1)

$$\sigma_{ASV} = 0,85 \cdot (150/d + 45) = 54 \text{ N/mm}^2$$

Damit ist Gleichung (R9/3) mit $\sigma_{ASV} \geq \sigma_{ab}$ erfüllt bzw. ergibt sich für die Sicherheit:

$$S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_{ab}} = 2,02 > 1,2$$

R10 Flächenpressung p_{\max}

Die maximal im Betrieb auftretende Flächenpressung p_{\max} darf die Grenzflächenpressung der verspannten Teile nicht überschreiten. Mit Gleichung (R10/3) und dem Wert für F_{MTab} nach Tabelle A2 gilt:

R9 Alternating stress σ_a , σ_{ab}

On account of the eccentric clamping and loading, the bolt is subjected to tensile and bending stresses:

$$\sigma_{SAb} = \sigma_{SA} + \sigma_b$$

With the substitutional moment of gyration of the bending solid less the hole

$$\begin{aligned} \bar{I}_{Bers} &= I_{Bers} - \frac{\pi}{64} \cdot d_h^4 = (3.157,8 - 322) \text{ mm}^4 \\ &= 2.837,8 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

and the substitutional length for the bending resilience β_S of the bolt from Equations (5.1/18) and (5.1/19), with the substitutional extension length of the engaged thread region $l_M = 0,4 d$

$$\begin{aligned} l_{ers} = \beta_S \cdot E_S \cdot I_3 = d_3^4 \cdot \left[\frac{0,5 \cdot d}{d^4} + \frac{l_1}{d_T^4} + \frac{l_2}{d_{Sch}^4} + \frac{l_3}{d_T^4} \right. \\ \left. + \frac{l_{Gew}}{d_3^4} + \frac{0,4 \cdot d}{d^4} + \frac{0,5 \cdot d}{d_3^4} \right] \end{aligned}$$

$$l_{ers} = 65,98 \text{ mm}$$

it follows for the alternating stresses occurring that

$$\begin{aligned} \sigma_{SAbo} &= \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_{en}^*} - \frac{s_{sym}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{ers}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{Bers}} \right] \\ &\quad \frac{\Phi_{en}^* \cdot F_{A \max}}{A_S} \end{aligned}$$

$$\sigma_{SAbo} = 53,5 \cdot \text{N/mm}^2$$

$$\sigma_{SAbu} = 0, \text{ since } F_{A \min} = 0$$

The stress amplitude is therefore:

$$\sigma_{ab} = (\sigma_{SAbo} - \sigma_{SAbu})/2 = \pm 26,8 \text{ N/mm}^2$$

The endurance limit for bolts rolled before heat treatment according to Equation (R9/5-1) is

$$\sigma_{ASV} = 0,85 \cdot (150/d + 45) = 54 \text{ N/mm}^2$$

Thus Equation (R9/3), with $\sigma_{ASV} \geq \sigma_{ab}$, is satisfied, or for the safety margin:

$$S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_{ab}} = 2,02 > 1,2$$

R10 Surface pressure p_{\max}

The maximum surface pressure p_{\max} occurring in service must not exceed the limiting surface pressure of the clamped parts. With Equation (R10/3) and the value for F_{MTab} according to Table A2:

$$p_{\max} = \frac{F_{\text{MTab}}}{A_{\text{pmin}}} \cdot 1,4 \leq p_G$$

Auflagefläche kopfseitig:

$$A_{\text{PK,min}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{W}}^2 - d_{\text{a}}^2) = \frac{\pi}{4} (12,3^2 \text{ mm}^2 - 9^2 \text{ mm}^2) \\ = 55,2 \text{ mm}^2$$

Bei Verwendung einer Mutter nach DIN EN ISO 4032 ($d_{\text{WMu}} = 11,6 \text{ mm}$) folgt für die mutterseitige Auflagefläche:

$$A_{\text{PMu,min}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{WMu}}^2 - d_{\text{a}}^2) = \frac{\pi}{4} (11,6^2 \text{ mm}^2 - 9^2 \text{ mm}^2) \\ = 42,1 \text{ mm}^2$$

Für die Kopfseite folgt:

$$p_{\text{K,max}} = 603 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Für die kritische Mutterseite folgt:

$$p_{\text{Mu,max}} = 791 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Grenzflächenpressung von Cq 45 ($R_{\text{m}} = 700 \text{ N/mm}^2$) beträgt nach Tabelle A9 $p_G = 630 \text{ N/mm}^2$. Auf Grund der Erhöhung der Zugfestigkeit auf 900 N/mm^2 kann die Grenzflächenpressung durch lineares Extrapolieren zu $p_G \approx 810 \text{ N/mm}^2$ bestimmt werden.

Damit folgt: kopfseitig $S_p = 1,34$
mutterseitig $S_p = 1,02$

R11 Mindesteinschraubtiefe $m_{\text{eff min}}$

Entfällt, da Normmuttern verwendet werden.

R12 Sicherheit gegen Gleiten S_G und Scherbeanspruchung $\tau_{\text{Q max}}$

Es ist die kleinstmögliche Restklemmkraft zu ermitteln. Da $F_{\text{Mzul}} < F_{\text{V1}}$, gilt

$$F_{\text{KR min}} = F_{\text{Mzul}} - F_{\text{PA max}} - F_Z = 20.831 \text{ N}$$

Somit

$$F_{\text{KR min}} > F_{\text{KQ erf}} = 16.267 \text{ N oder}$$

$$S_G = 1,28$$

Der Nachweis einer Sicherheit gegen Scherbeanspruchung entfällt deshalb.

R13 Ermittlung des Anziehdrehmomentes M_A

Entfällt, da streckgrenzüberschreitendes Anziehen.

$$p_{\max} = \frac{F_{\text{MTab}}}{A_{\text{pmin}}} \cdot 1,4 \leq p_G$$

Bearing area on the head side:

$$A_{\text{PK,min}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{W}}^2 - d_{\text{a}}^2) = \frac{\pi}{4} (12,3^2 \text{ mm}^2 - 9^2 \text{ mm}^2) \\ = 55,2 \text{ mm}^2$$

When using a nut according to DIN EN ISO 4032 ($d_{\text{WMu}} = 11,6 \text{ mm}$), it follows for the bearing area on the nut side that:

$$A_{\text{PMu,min}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{WMu}}^2 - d_{\text{a}}^2) = \frac{\pi}{4} (11,6^2 \text{ mm}^2 - 9^2 \text{ mm}^2) \\ = 42,1 \text{ mm}^2$$

For the head side:

$$p_{\text{K,max}} = 603 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

For the critical nut side:

$$p_{\text{Mu,max}} = 791 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

The limiting surface pressure of Cq 45 ($R_{\text{m}} = 700 \text{ N/mm}^2$) according to Table A9 is $p_G = 630 \text{ N/mm}^2$. On account of the increase in the tensile strength to 900 N/mm^2 , the limiting surface pressure, by linear extrapolation, can be determined as $p_G \approx 810 \text{ N/mm}^2$

Thus: on the head side $S_p = 1,34$
on the nut side $S_p = 1,02$

R11 Minimum length of engagement $m_{\text{eff min}}$

Omitted, since standard nuts are used.

R12 Safety margin against slipping S_G and shearing stress $\tau_{\text{Q max}}$

The smallest possible residual clamp load is to be determined. Since $F_{\text{Mzul}} < F_{\text{V1}}$, the following applies

$$F_{\text{KR min}} = F_{\text{Mzul}} - F_{\text{PA max}} - F_Z = 20.831 \text{ N}$$

Thus

$$F_{\text{KR min}} > F_{\text{KQ erf}} = 16.267 \text{ N oder}$$

$$S_G = 1,28$$

The verification for a safety margin against shearing stress is therefore omitted.

R13 Determining the tightening torque M_A

Omitted, since tightening exceeds the yield point.

Abmessungen (siehe auch Bild B5/1)

Klemmlänge	$l_K = 35 \text{ mm}$
Teilkreisdurchmesser	$D_{ST} = 175 \text{ mm}$
Zylinderinnendurchmesser	$D_{Zi} = 140 \text{ mm}$
Außendurchmesser des Deckels und Zylinders	$D_a = 210 \text{ mm}$
Deckelinnendurchmesser	$D_{Di} = 120 \text{ mm}$
Abstand e (klaffgefährdete Seite)	$e = 15,5 \text{ mm}$
Breite der Trennfuge	$c_T = 33 \text{ mm}$

Belastungsgrößen

maximaler und minimaler Innendruck
 $p_{\text{imax}} = 20 \text{ N/mm}^2$ $p_{\text{imin}} = 6 \text{ N/mm}^2$

Werkstoffe und Oberflächen

Schraube: Vorgabe FKL 8.8
 Rauigkeit der Trennfugenkontaktflächen und der
 Kopfauflage $R_z = 16 \text{ µm}$

B5.2 Berechnungsgang

Die axiale Betriebskraft je Schraubenverbindung

folgt aus $F_{A_{\text{min/max}}} = \frac{\pi}{4 \cdot i} \cdot D_{Zi}^2 \cdot p_{\text{min/max}}$

$$F_{A_{\text{max}}} = 20,53 \text{ kN} \quad F_{A_{\text{min}}} = 6,16 \text{ kN}$$

R0 Nenndurchmesser

Es liegt infolge der einseitigen Krafteinleitung und der Biegung der Kreisplatte eine exzentrische Belastung vor. Mit der Annahme eines biegenachgiebigen Deckels und der Vernachlässigung örtlicher Kontaktnachgiebigkeiten und der Biegesteifigkeit des Zylinders bewegt sich die Berechnung auf der sicheren Seite.

Vordimensionierung nach Tabelle A7

Abschnitt A: $F = 25 \text{ kN} > F_{A_{\text{max}}} 20,53 \text{ kN}$

Abschnitt B: zwei Schritte für dynamisch und exzentrisch angreifende Betriebskraft – $F_{M_{\text{min}}} = 63 \text{ kN}$

Abschnitt C: ein Schritt für Anziehen mit Drehmomentschlüssel – $F_{M_{\text{max}}} = 100 \text{ kN}$

Abschnitt D: Nenndurchmesser der Schraube aus Spalte 4 $\Rightarrow d = \text{M } 20$

Gewählt wurde: M 20 \times 60 – 8.8

Nach DIN EN ISO 4762, Tabelle A11 und DIN ISO 273 (Durchgangsbohrung „mittel“) gelten folgende Abmessungen:

Kopfdurchmesser der Schraube	$d_K = 30 \text{ mm}$
wirksamer Kopfdurchmesser	$d_W = 28,87 \text{ mm}$
Steigung	$P = 2,5 \text{ mm}$
Flankendurchmesser	$d_2 = 18,37 \text{ mm}$

Dimensions (also see Figure B5/1)

Clamp length	$l_K = 35 \text{ mm}$
Pitch circle diameter	$D_{ST} = 175 \text{ mm}$
Cylinder inside diameter	$D_{Zi} = 140 \text{ mm}$
Outside diameter of cap and cylinder	$D_a = 210 \text{ mm}$
Cap inside diameter	$D_{Di} = 120 \text{ mm}$
Distance e (side at risk of opening)	$e = 15.5 \text{ mm}$
Width of the interface	$c_T = 33 \text{ mm}$

Loading quantities

Maximum and minimum internal pressure
 $p_{\text{imax}} = 20 \text{ N/mm}^2$ $p_{\text{imin}} = 6 \text{ N/mm}^2$

Materials and surfaces

Bolt: stipulation strength grade 8.8
 Roughness of the interface contact surfaces and of the head bearing area $R_z = 16 \text{ µm}$

B5.2 Calculation procedure

The axial working load of each bolted joint follows

from $F_{A_{\text{min/max}}} = \frac{\pi}{4 \cdot i} \cdot D_{Zi}^2 \cdot p_{\text{min/max}}$

$$F_{A_{\text{max}}} = 20,53 \text{ kN} \quad F_{A_{\text{min}}} = 6,16 \text{ kN}$$

R0 Nominal diameter

Eccentric loading is present as a result of the load introduction on one side and the bending of the circular plate. Assuming a flexurally resilient cap and ignoring local contact resiliences and the flexural rigidity of the cylinder, the calculation is determined on the safe side.

Preliminary dimensioning according to Table A7

Section A: $F = 25 \text{ kN} > F_{A_{\text{max}}} 20,53 \text{ kN}$

Section B: two steps for dynamically and eccentrically applied working load – $F_{M_{\text{min}}} = 63 \text{ kN}$

Section C: a step for tightening with torque wrench – $F_{M_{\text{max}}} = 100 \text{ kN}$

Section D: Nominal diameter of the bolt from Column 4 $\Rightarrow d = \text{M } 20$

The bolt selected is: M 20 \times 60 – 8.8

According to DIN EN ISO 4762, Table A11 and DIN ISO 273 (through-hole "medium"), the following dimensions apply:

head diameter of the bolt	$d_K = 30 \text{ mm}$
effective head diameter	$d_W = 28,87 \text{ mm}$
pitch	$P = 2,5 \text{ mm}$
pitch diameter	$d_2 = 18,37 \text{ mm}$

Kerndurchmesser	$d_3 = 16,93 \text{ mm}$
Kernquerschnitt	$A_{d_3} = 225,2 \text{ mm}^2$
Spannungsquerschnitt	$A_S = 245 \text{ mm}^2$
Schraubenschaftlänge	$l_S = 60 \text{ mm}$
Gewindelänge	$b = 52,5 \text{ mm}$
Bohrungsdurchmesser	$d_h = 22 \text{ mm}$

Überprüfung auf Einhaltung des Gültigkeitsbereiches bei der vorliegenden ESV:

$$G' = (1,5 \dots 2) d_W = (43 \dots 57) \text{ mm} > c_T$$

Beachtung der klaffgefährdeten Seite:

$$e = 15,5 \text{ mm} < (G'/2)_{\min} = 21,5 \text{ mm}$$

Der Gültigkeitsbereich ist eingehalten.

R1 Anziehungsfaktor

Entsprechend dem Anziehwerkzeug wird nach Tabelle A8 für Reibungszahlklasse B festgelegt:

$$\alpha_A = 1,7$$

R2 Erforderliche Mindestklemmkraft

Nach Gleichung (R2/4) gilt:

$$F_{\text{Kerf}} \geq \max(F_{\text{KQ}}; F_{\text{KP}} + F_{\text{KA}})$$

$F_{\text{KQ}} = 0$ (keine Querkraft F_Q), $M_Y = 0$, $M_B = 0$ und $F_{\text{KP}} = 0$ (Dichtring)

Mit Gleichung (R2/3) folgt für die erforderliche Klemmkraft zum Verhindern des Aufklaffens:

$$F_{\text{Kerf}} \geq F_{\text{Amax}} \frac{a \cdot u \cdot A_D - s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}{I_{\text{BT}} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}$$

Ermittlung des Abstandes s_{sym} :

Eine Unterteilung des Deckels in Grund- und Anschlusskörper ist schwer möglich. Der Bund des Deckels nimmt nicht an der Kraftübertragung teil und der Verformungskörper kann sich in der Ebene Betriebskrafteinleitung – Schraubenachse zur Innenseite hin ungestört ausbreiten, es muss also von zwei Ersatzkegeln analog einer DSV ausgegangen werden. Als solche ist die Verbindung auf der Seite zur Zylindermitte zu betrachten, zudem bestehen geringe Unterschiede in den Auflageabmessungen unter dem Kopf und in der Trennfuge. Für den das Verformungsverhalten beeinflussenden Ersatz-Außendurchmesser des Grundkörpers $D'_{\text{A,I}}$ ist der Materialbereich bis zur Zylindermitte zu beachten. Somit gilt:

$$D'_{\text{A,I}} = 2 \cdot r_S = D_{\text{ST}} = 175 \text{ mm}$$

Die Verbindungsseite in Richtung Deckelrand entspricht einer ESV mit dem begrenzenden Außendurchmesser

$$D_{\text{A,R}} = 2 \cdot (c_T \cdot e) = 2 \cdot (33 - 15,5) = 35 \text{ mm}$$

minor diameter	$d_3 = 16,93 \text{ mm}$
cross section at minor diameter	$A_{d_3} = 225,2 \text{ mm}^2$
stress cross section	$A_S = 245 \text{ mm}^2$
bolt shank length	$l_S = 60 \text{ mm}$
thread length	$b = 52,5 \text{ mm}$
hole diameter	$d_h = 22 \text{ mm}$

Check for compliance with the validity range for the existing ESV:

$$G' = (1,5 \dots 2) d_W = (43 \dots 57) \text{ mm} > c_T$$

Allowance for side at risk of opening:

$$e = 15,5 \text{ mm} < (G'/2)_{\min} = 21,5 \text{ mm}$$

The bolt complies with the validity range.

R1 Tightening factor

In accordance with the tightening tool, the tightening factor is established according to Table A8 for friction coefficient class B:

$$\alpha_A = 1,7$$

R2 Required minimum clamp load

According to Equation (R2/4):

$$F_{\text{Kerf}} \geq \max(F_{\text{KQ}}; F_{\text{KP}} + F_{\text{KA}})$$

$F_{\text{KQ}} = 0$ (no transverse load F_Q), $M_Y = 0$, $M_B = 0$ and $F_{\text{KP}} = 0$ (gasket ring)

With Equation (R2/3), for the requisite clamp load in order to prevent opening, we obtain:

$$F_{\text{Kerf}} \geq F_{\text{Amax}} \frac{a \cdot u \cdot A_D - s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}{I_{\text{BT}} + s_{\text{sym}} \cdot u \cdot A_D}$$

Determining the distance s_{sym} :

It is difficult to subdivide the cap into basic and connecting solids. The collar of the cap does not participate in the transmission of force, and the deformation solid can spread toward the inside without hindrance in the plane of working load introduction/bolt axis; therefore two substitution cones must be taken as a basis like a DSV. As such, the joint is to be analyzed on the side toward the cylinder center; in addition there are slight differences in the bearing dimensions under the head and at the interface. The material region up to the cylinder center is to be considered for the substitutional outside diameter of the basic solid $D'_{\text{A,I}}$ influencing the deformation behavior. Thus:

$$D'_{\text{A,I}} = 2 \cdot r_S = D_{\text{ST}} = 175 \text{ mm}$$

The joint side in the direction of the cap edge corresponds to an ESV with the limiting outside diameter

$$D_{\text{A,R}} = 2 \cdot (c_T \cdot e) = 2 \cdot (33 - 15,5) = 35 \text{ mm}$$

In Näherung sind zur Repräsentation der Nachgiebigkeiten die Ersatzhülsendurchmesser für beide Seiten zu ermitteln, daraus ein mittlerer Durchmesser zu bilden und dieser so zu verschieben, dass seine äußere Seite mit dem Deckelrand zusammenfällt.

Grenzdurchmesser auf der Innenseite $D_{\text{AGr,I}}$ für eine DSV:

$$D_{\text{AGr,I}} = d_{\text{Wu}} + l_{\text{K}} \cdot \tan \varphi_{\text{D}}$$

$$\tan \varphi_{\text{D}} = 0,362 + 0,032 \ln (\beta_{\text{L}}/2) + 0,153 \ln y$$

Mit dem unteren Auflagedurchmesser (Innenseite) $d_{\text{Wu}} = 2 \cdot e = 31$ folgt für den mittleren Auflagedurchmesser: $d_{\text{Wm}} = (d_{\text{W}} + d_{\text{Wu}})/2 = 29,94$ mm

Somit:

$$\beta_{\text{L}} = l_{\text{K}}/d_{\text{Wm}} = 35/29,94 = 1,17 \text{ und}$$

$$y = D'_{\text{A,I}}/d_{\text{Wm}} = 175/29,94 = 5,85$$

$$\tan \varphi_{\text{D}} = 0,362 + 0,032 \ln (0,585)$$

$$+ 0,153 \ln 5,85 = 0,615$$

$$D_{\text{AGr,I}} = 52,53 \text{ mm}$$

Mittlere (Ersatzhülsen-)Durchmesser von Innenseite und Deckelrandseite:

$$D_{\text{A,I}}^{\text{m}} = (D_{\text{AGr,I}} + d_{\text{Wu}})/2 = 41,76 \text{ mm}$$

$$D_{\text{A,R}}^{\text{m}} \approx D_{\text{A,R}} = 35 \text{ mm (geringer Kegelanteil)}$$

Mittlerer Durchmesser der Gesamttersatzhülse:

$$D_{\text{Am}} = (D_{\text{A,R}} + D_{\text{A,I}}^{\text{m}})/2 = 38,38 \text{ mm}$$

Verschiebung (siehe auch Bild 5.3/2):

Mit $v = c_{\text{T}} - e - s_{\text{sym}}$ und $v = D_{\text{Am}}/2$ folgt

$$s_{\text{sym}} = c_{\text{T}} - e - D_{\text{Am}}/2 = 33 - 15,5 - 19,19 = -1,69 \text{ mm}$$

Die Überprüfung der Vorzeichenregelung (Fall III) nach Tabelle 5.3/2 ergibt für die Verschiebung des Verformungskörpers in eine symmetrische Lage:

$$s_{\text{sym}} = -1,7 \text{ mm}$$

Aus den Abmessungen folgt weiter:

$$u = e + s_{\text{sym}} = 13,8 \text{ mm}$$

Die Exzentrizität a der Krafteinleitung wurde mit Hilfe eines einfachen FE-Modells ermittelt, bei der Deckel und Zylinder als ein Bauteil modelliert wurde:

$$a = 24 \text{ mm}$$

Die Trennfugenfläche ist vollständig als Auflage vorgesehen: gilt allgemein mit der Fläche von Trennfuge und Bohrung A_{BT} :

As an approximation, in order to represent the resilience, the substitutional sleeve diameter for both sides is to be determined, an average diameter is to be formed from this and this diameter is to be displaced in such a way that its outer side coincides with the cap edge.

Limiting diameter on the inside $D_{\text{AGr,I}}$ for a DSV:

$$D_{\text{AGr,I}} = d_{\text{Wu}} + l_{\text{K}} \cdot \tan \varphi_{\text{D}}$$

$$\tan \varphi_{\text{D}} = 0,362 + 0,032 \ln (\beta_{\text{L}}/2) + 0,153 \ln y$$

With the lower bearing area diameter (inside) $d_{\text{Wu}} = 2 \cdot e = 31$, it follows for the average bearing area diameter that: $d_{\text{Wm}} = (d_{\text{W}} + d_{\text{Wu}})/2 = 29,94$ mm

Thus:

$$\beta_{\text{L}} = l_{\text{K}}/d_{\text{Wm}} = 35/29,94 = 1,17 \text{ und}$$

$$y = D'_{\text{A,I}}/d_{\text{Wm}} = 175/29,94 = 5,85$$

$$\tan \varphi_{\text{D}} = 0,362 + 0,032 \ln (0,585)$$

$$+ 0,153 \ln 5,85 = 0,615$$

$$D_{\text{AGr,I}} = 52,53 \text{ mm}$$

Average (substitutional sleeve) diameter of inside and cap edge side:

$$D_{\text{A,I}}^{\text{m}} = (D_{\text{AGr,I}} + d_{\text{Wu}})/2 = 41,76 \text{ mm}$$

$$D_{\text{A,R}}^{\text{m}} \approx D_{\text{A,R}} = 35 \text{ mm (small cone component)}$$

Average diameter of the complete substitutional sleeve:

$$D_{\text{Am}} = (D_{\text{A,R}} + D_{\text{A,I}}^{\text{m}})/2 = 38,38 \text{ mm}$$

Displacement (also see Figure 5.3/2):

With $v = c_{\text{T}} - e - s_{\text{sym}}$ and $v = D_{\text{Am}}/2$, it follows that

$$s_{\text{sym}} = c_{\text{T}} - e - D_{\text{Am}}/2 = 33 - 15,5 - 19,19 = -1,69 \text{ mm}$$

The check for the sign rule (case III) according to Table 5.3/2, for the displacement of the deformation solid into a symmetrical position, produces:

$$s_{\text{sym}} = -1,7 \text{ mm}$$

Furthermore, it follows from the dimensions that:

$$u = e + s_{\text{sym}} = 13,8 \text{ mm}$$

The eccentricity a of the load introduction was determined by means of a simple FE model in which the cap and cylinder were modeled as one component:

$$a = 24 \text{ mm}$$

The interface area is fully provided as bearing area: with the area of interface and hole A_{BT} , the following generally applies:

$$A_D = A_{BT} - \frac{\pi}{4} d_h^2$$

Für die anteilige Fläche des Kreisringsegmentes gilt:

$$\begin{aligned} A_D &= \left[r_a^2 - r_i^2 \right] \cdot \frac{\pi}{i} - \frac{\pi}{4} \cdot d_h^2 \\ &= \left[105^2 - 72^2 \right] \cdot \frac{\pi}{15} - \frac{\pi}{4} \cdot 22^2 \\ A_D &= 843 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Trägheitsmoment der Trennfuge (Kreisringsegment):

$$I_{BT} = \frac{t \cdot c_T^3 \cdot [r_a^2 + 4 \cdot r_a \cdot r_i + r_i^2]}{36 \cdot r_s (r_a + r_i)}$$

Mit der Teilung $t = \frac{\pi \cdot D_{ST}}{i} = 36,7 \text{ mm}$ folgt:

$$\begin{aligned} I_{BT} &= \frac{36,7 \cdot 33^3 \cdot (105^2 + 4 \cdot 105 \cdot 72 + 72^2)}{36 \cdot 87,5 \cdot (105 + 72)} \\ &= 109.875 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Die erforderliche Klemmkraft ergibt sich damit zu:

$$\begin{aligned} F_{Kerf} &= 20,53 \text{ kN} \cdot \frac{24 \cdot 13,8 \cdot 843 + 1,7 \cdot 13,8 \cdot 843}{109.875 - 1,7 \cdot 13,8 \cdot 843} \\ &= 68,13 \text{ kN} \end{aligned}$$

R3 Kraftverhältnis und Nachgiebigkeiten

Die axiale Nachgiebigkeit der Schraube berechnet sich nach Gleichung (5.1/3) zu

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

Folgt mit $E_S = E_P = 205.000 \text{ N/mm}^2$:

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M$$

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{0,5 d}{205.000 \cdot 225,2} = 0,217 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_P \cdot A_N} = \frac{0,33 d}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2} = 0,104 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{GM} = 0,321 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Einzelnachgiebigkeiten:

$$\begin{aligned} \delta_{Gew} &= \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{b - (l_S - l_K)}{205.000 \cdot 225,2} \\ &= \frac{27,5}{205.000 \cdot 225,2} = 0,598 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \end{aligned}$$

$$A_D = A_{BT} - \frac{\pi}{4} d_h^2$$

For the proportional area of the circular ring segment:

$$\begin{aligned} A_D &= \left[r_a^2 - r_i^2 \right] \cdot \frac{\pi}{i} - \frac{\pi}{4} \cdot d_h^2 \\ &= \left[105^2 - 72^2 \right] \cdot \frac{\pi}{15} - \frac{\pi}{4} \cdot 22^2 \\ A_D &= 843 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Moment of gyration of the interface (circular ring segment):

$$I_{BT} = \frac{t \cdot c_T^3 \cdot [r_a^2 + 4 \cdot r_a \cdot r_i + r_i^2]}{36 \cdot r_s (r_a + r_i)}$$

With the spacing $t = \frac{\pi \cdot D_{ST}}{i} = 36,7 \text{ mm}$, it follows that:

$$\begin{aligned} I_{BT} &= \frac{36,7 \cdot 33^3 \cdot (105^2 + 4 \cdot 105 \cdot 72 + 72^2)}{36 \cdot 87,5 \cdot (105 + 72)} \\ &= 109.875 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

The requisite clamp load is thus:

$$\begin{aligned} F_{Kerf} &= 20,53 \text{ kN} \cdot \frac{24 \cdot 13,8 \cdot 843 + 1,7 \cdot 13,8 \cdot 843}{109.875 - 1,7 \cdot 13,8 \cdot 843} \\ &= 68,13 \text{ kN} \end{aligned}$$

R3 Load factor and resiliences

The axial resilience of the bolt is calculated according to Equation (5.1/3) as

$$\delta_S = \delta_{SK} + \delta_1 + \delta_2 + \dots + \delta_{Gew} + \delta_{GM}$$

It follows that, with $E_S = E_P = 205.000 \text{ N/mm}^2$:

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M$$

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{0,5 d}{205.000 \cdot 225,2} = 0,217 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_P \cdot A_N} = \frac{0,33 d}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2} = 0,104 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{GM} = 0,321 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Individual resiliences:

$$\begin{aligned} \delta_{Gew} &= \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_{d_3}} = \frac{b - (l_S - l_K)}{205.000 \cdot 225,2} \\ &= \frac{27,5}{205.000 \cdot 225,2} = 0,598 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \end{aligned}$$

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot A_N} = \frac{l_S - b}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2} = 0,116 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N} = \frac{0,4 d}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2} \\ = 0,124 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Folgt:

$$\delta_S = 1,157 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Zur Berechnung der Schwingbeanspruchung wird die Biegnachgiebigkeit der Schraube benötigt, für die Gleichung (5.1/18) gilt :

$$\beta_S = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_{GM} + \beta_{Gew}$$

Die einzelnen Komponenten berechnen sich zu:

$$\beta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot I_{d_3}} = \frac{27,5}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d_3^4} \\ = 3,35 \cdot 10^{-8} \text{ 1/mm}$$

$$\beta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot I_N} = \frac{0,4 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4} \\ = 0,497 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_{GM} = \beta_G + \beta_M$$

$$\beta_{GM} = \frac{l_G}{E_S \cdot I_{d_3}} = \frac{0,5 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d_3^4} \\ = 1,21 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_M = \frac{l_M}{E_P \cdot I_N} = \frac{0,33 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4} \\ = 0,41 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_{GM} = 1,62 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot I_N} = \frac{7,5}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4} \\ = 0,466 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

Folgt:

$$\beta_S = 5,93 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

und die Ersatzlänge für einen zylindrischen Stab mit Durchmesser d_3 :

$$l_{ers} = \beta_S \cdot E_S \cdot I_3 = 5,93 \cdot 10^{-8} \cdot 205.000 \\ \cdot \pi/64 \cdot 16,93^4 = 48,7 \text{ mm}$$

Zur Berechnung der Nachgiebigkeit der verspannten Teile sind zuerst die Ausprägung und Größe des Er-

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot A_N} = \frac{l_S - b}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2} = 0,116 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

$$\delta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot A_N} = \frac{0,4 d}{205.000 \cdot \pi/4 \cdot d^2} \\ = 0,124 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

It follows that:

$$\delta_S = 1,157 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

To calculate the alternating stress, the bending resilience of the bolt is required, for which Equation (5.1/18) applies :

$$\beta_S = \beta_{SK} + \beta_1 + \beta_2 + \dots + \beta_{GM} + \beta_{Gew}$$

The individual components are calculated as:

$$\beta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot I_{d_3}} = \frac{27,5}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d_3^4} \\ = 3,35 \cdot 10^{-8} \text{ 1/mm}$$

$$\beta_{SK} = \frac{l_{SK}}{E_S \cdot I_N} = \frac{0,4 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4} \\ = 0,497 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_{GM} = \beta_G + \beta_M$$

$$\beta_{GM} = \frac{l_G}{E_S \cdot I_{d_3}} = \frac{0,5 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d_3^4} \\ = 1,21 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_M = \frac{l_M}{E_P \cdot I_N} = \frac{0,33 d}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4} \\ = 0,41 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_{GM} = 1,62 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

$$\beta_1 = \frac{l_1}{E_S \cdot I_N} = \frac{7,5}{205.000 \cdot \pi/64 \cdot d^4} \\ = 0,466 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

It follows that:

$$\beta_S = 5,93 \cdot 10^{-8} \text{ 1/Nmm}$$

and the substitutional length for a cylindrical bar of diameter d_3 :

$$l_{ers} = \beta_S \cdot E_S \cdot I_3 = 5,93 \cdot 10^{-8} \cdot 205.000 \\ \cdot \pi/64 \cdot 16,93^4 = 48,7 \text{ mm}$$

To calculate the resilience of the clamped parts, first of all the form and size of the substitutional deforma-

satz- Verformungskörpers der vorliegenden ESV zu ermitteln. Für den Ersatz-Kegelwinkel gilt:

$$\tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y$$

mit $y = D'_A/d_W$ und $\beta_L = l_K/d_W = 1,212$

Für den Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers D'_A ist für den gesamten Bereich um die Schraubenachse ein Mittelwert zu bilden. Zu beachten ist der Abstand bis zur Bohrungswand der nächsten Verbindung.

Mit $D'_{Ai} = 2(t - d_h/2)$, der Ausdehnung in Richtung Zylindermitte (s.o.) D'_{Ai} und dem Abstand zum Deckelrand folgt:

$$\begin{aligned} D'_A &\approx \frac{D'_{A \max} + D'_{A \min} + \sum D'_{Ai}}{2 + i} \\ &= \frac{D'_{A,I} + 2(c_T - e) + (2t - d_h)}{3} = 87,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Damit: $y = 3,02$

und $\tan \varphi_E = 0,564$

Mit dem Grenzdurchmesser nach Gleichung (5.1/23)

$$\begin{aligned} D_{A,Gr} &= d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi = 28,87 + 2 \cdot 35 \cdot 0,564 \\ &= 68,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

und dem Ersatzaußendurchmesser in der Trennfuge D_A wird der Aufbau des Ersatz-Verformungskörpers ermittelt.

$$\begin{aligned} D_A &\approx \frac{D_{A \max} + D_{A \min} + \sum D_{Ai}}{2 + i} \\ &= \frac{(2t - d_h) + 2e + 2(c_T - e)}{3} = 39,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Somit: $D_{A,Gr} > D_A$

Der Ersatz-Verformungskörper besteht aus Kegel und Hülse.

Für die Nachgiebigkeit des Ersatzkegels gilt mit der Kegelhöhe:

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 \cdot \tan \varphi_E} = \frac{39,1 - 28,87}{2 \cdot 0,564} = 9,07 \text{ mm}$$

$$\delta_P^V = \frac{\ln \left[\frac{(d_W + d_h) \cdot (d_W + 2 \cdot l_V \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (d_W + 2 \cdot l_V \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_P \cdot d_h \cdot \pi \cdot \tan \varphi}$$

$$\delta_P^V = \frac{\ln \left[\frac{(28,87 + 22) \cdot (28,87 + 2 \cdot 9,07 \cdot 0,564 - 22)}{(28,87 - 22) \cdot (28,87 + 2 \cdot 9,07 \cdot 0,564 + 22)} \right]}{205.000 \cdot 22 \cdot \pi \cdot 0,564}$$

tion solid of the present ESV is to be determined. For the substitutional cone angle:

$$\tan \varphi_E = 0,348 + 0,013 \ln \beta_L + 0,193 \ln y$$

where $y = D'_A/d_W$ and $\beta_L = l_K/d_W = 1,212$

For the substitutional outside diameter of the basic solid D'_A , an average is to be formed for the entire region around the bolt axis. The distance up to the hole wall of the next joint is to be taken into account.

With $D'_{Ai} = 2(t - d_h/2)$, the extent in the direction of cylinder center (see above) D'_{Ai} , and the distance to the cap edge, it follows that:

$$\begin{aligned} D'_A &\approx \frac{D'_{A \max} + D'_{A \min} + \sum D'_{Ai}}{2 + i} \\ &= \frac{D'_{A,I} + 2(c_T - e) + (2t - d_h)}{3} = 87,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Thus: $y = 3,02$

and $\tan \varphi_E = 0,564$

With the limiting diameter according to Equation (5.1/23)

$$\begin{aligned} D_{A,Gr} &= d_W + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi = 28,87 + 2 \cdot 35 \cdot 0,564 \\ &= 68,3 \text{ mm} \end{aligned}$$

and the substitutional outside diameter at the interface D_A , the structure of the substitutional deformation solid is determined.

$$\begin{aligned} D_A &\approx \frac{D_{A \max} + D_{A \min} + \sum D_{Ai}}{2 + i} \\ &= \frac{(2t - d_h) + 2e + 2(c_T - e)}{3} = 39,1 \text{ mm} \end{aligned}$$

Thus: $D_{A,Gr} > D_A$

The substitutional deformation solid consists of cone and sleeve.

The following applies for the resilience of the substitutional cone, with the cone height:

$$l_V = \frac{D_A - d_W}{2 \cdot \tan \varphi_E} = \frac{39,1 - 28,87}{2 \cdot 0,564} = 9,07 \text{ mm}$$

$$\delta_P^V = \frac{\ln \left[\frac{(d_W + d_h) \cdot (d_W + 2 \cdot l_V \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_W - d_h) \cdot (d_W + 2 \cdot l_V \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_P \cdot d_h \cdot \pi \cdot \tan \varphi}$$

$$\delta_P^V = \frac{\ln \left[\frac{(28,87 + 22) \cdot (28,87 + 2 \cdot 9,07 \cdot 0,564 - 22)}{(28,87 - 22) \cdot (28,87 + 2 \cdot 9,07 \cdot 0,564 + 22)} \right]}{205.000 \cdot 22 \cdot \pi \cdot 0,564}$$

$$\delta_p^V = 0,0917 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Für die verbleibende Ersatzhülse gilt mit der Höhe:

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_V}{w} = 35 - 9,07 = 25,93 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \delta_p^H &= \frac{4 \cdot l_H}{E_P \cdot \pi \cdot (D_A^2 - d_h^2)} \\ &= \frac{4 \cdot 25,93}{205.000 \cdot \pi \cdot (39,1^2 - 22^2)} = 0,1541 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \end{aligned}$$

Es folgt:

$$\delta_p = \delta_p^V + \delta_p^H = 0,2458 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Nachgiebigkeiten bei exzentrischer Belastung und Verspannung:

$$\delta_p^* = \delta_p + \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad \text{und} \quad \delta_p^{**} = \delta_p + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}$$

Ersatzflächenträgheitsmoment:

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\frac{2 \cdot l_V}{w \cdot I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}}} + \frac{l_H}{I_{\text{Bers}}^{\text{H}}}}$$

Für den Ersatzkegel gilt:

$$I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} = I_{\text{Bers}}^{\text{V}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2$$

mit

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{V}} &= 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} \\ &= 0,147 \cdot \frac{(39,1 - 28,87) \cdot 28,87^3 \cdot 39,1^3}{39,1^3 - 28,87^3} \\ &= 60.565 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Somit für exzentrische Verspannung:

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} &= I_{\text{Bers}}^{\text{V}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2 \\ &= 60.565 + 1,7^2 \cdot \frac{\pi}{4} 39,1^2 = 64.035 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Anteil der Ersatz-Hülse:

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{H}} &= \frac{b \cdot c_T^3}{12} = \frac{(2t - d_h) \cdot c_T^3}{12} \\ &= \frac{51,4 \cdot 33^3}{12} = 153.930 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

$$\delta_p^V = 0,0917 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

The following applies for the remaining substitutional sleeve, with the height:

$$l_H = l_K - \frac{2 \cdot l_V}{w} = 35 - 9,07 = 25,93 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \delta_p^H &= \frac{4 \cdot l_H}{E_P \cdot \pi \cdot (D_A^2 - d_h^2)} \\ &= \frac{4 \cdot 25,93}{205.000 \cdot \pi \cdot (39,1^2 - 22^2)} = 0,1541 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \end{aligned}$$

It follows that:

$$\delta_p = \delta_p^V + \delta_p^H = 0,2458 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$$

Resiliences for eccentric loading and clamping:

$$\delta_p^* = \delta_p + \frac{s_{\text{sym}}^2 \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}} \quad \text{and} \quad \delta_p^{**} = \delta_p + \frac{a \cdot s_{\text{sym}} \cdot l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}$$

Substitutional moment of gyration

$$I_{\text{Bers}} = \frac{l_K}{\frac{2 \cdot l_V}{w \cdot I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}}} + \frac{l_H}{I_{\text{Bers}}^{\text{H}}}}$$

For the substitutional cone:

$$I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} = I_{\text{Bers}}^{\text{V}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2$$

where

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{V}} &= 0,147 \cdot \frac{(D_A - d_W) \cdot d_W^3 \cdot D_A^3}{D_A^3 - d_W^3} \\ &= 0,147 \cdot \frac{(39,1 - 28,87) \cdot 28,87^3 \cdot 39,1^3}{39,1^3 - 28,87^3} \\ &= 60.565 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Thus for eccentric clamping:

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{Ve}} &= I_{\text{Bers}}^{\text{V}} + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2 \\ &= 60.565 + 1,7^2 \cdot \frac{\pi}{4} 39,1^2 = 64.035 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Proportion of the substitutional sleeve:

$$\begin{aligned} I_{\text{Bers}}^{\text{H}} &= \frac{b \cdot c_T^3}{12} = \frac{(2t - d_h) \cdot c_T^3}{12} \\ &= \frac{51,4 \cdot 33^3}{12} = 153.930 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

Damit folgt:

$$I_{\text{Bers}} = \frac{35}{\frac{2 \cdot 9,07}{2 \cdot 64,035} + \frac{25,93}{153,930}} = 112.869 \text{ mm}^4$$

Somit:

$$\begin{aligned}\delta_p^* &= 0,2458 \cdot 10^{-6} + \frac{1,7^2 \cdot 35}{205.000 \cdot 112.869} \\ &= 0,250 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \\ \delta_p^{**} &= 0,2458 \cdot 10^{-6} - \frac{24 \cdot 1,7 \cdot 35}{205.000 \cdot 112.869} \\ &= 0,184 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}\end{aligned}$$

Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors (KEF) n mit Hilfe der Tabelle 5.2/1:

Wegen der nicht eindeutigen Trennung in Anschluss- und Grundkörper (s.o.) problematisch. Aus Sicherheitsgründen wird die ungünstigste Variante mit dem größten KEF herangezogen, wofür gemäß Bild 5.2/5 und Tabelle 5.2/1 die Verhältnisse a_k/h und l_A/h maßgebend sind. Dies bedeutet, dass der (virtuelle) Anschlusskörper an der Wirkungslinie von F_A beginnt. Als Verbindungsfall nach Bild 5.2/9 wird gemäß dem Kraftfluss SV2 festgelegt. Mit den Abmessungen und Verhältnissen

$$\begin{aligned}a_k &= a - s_{\text{sym}} - d_W/2 = 11,26 \text{ mm} \\ a_k/h &= 11,26/35 = 0,321 \\ l_A/h &= 0\end{aligned}$$

Nach einer linearen Interpolation in Tabelle 5.2/1 ergibt sich:

$$n = 0,28$$

Für das Kraftverhältnis folgt damit:

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_p^* + \delta_s} = 0,28 \cdot \frac{0,184}{0,250 + 1,157} = 0,037$$

R4 Vorspannkraftänderungen

Aus Tabelle 5.4/1 ergeben sich bei $R_z = 16 \mu\text{m}$ Teilsetzbeträge von $2 \mu\text{m}$ für eine innere Trennfuge, $3 \mu\text{m}$ für die Kopfauflage und $3 \mu\text{m}$ für den Gewindekontakt. Damit:

$$f_Z = 8 \mu\text{m}$$

und mit Gleichung (R4/1):

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_s + \delta_p)} = \frac{8 \cdot 10^{-3}}{(1,157 + 0,2458) \cdot 10^{-6}} = 5.703 \text{ N}$$

R5 Mindestmontagevorspannkraft

Mit Gleichung (R5/1) folgt:

It follows that:

$$I_{\text{Bers}} = \frac{35}{\frac{2 \cdot 9,07}{2 \cdot 64,035} + \frac{25,93}{153,930}} = 112.869 \text{ mm}^4$$

Thus:

$$\begin{aligned}\delta_p^* &= 0,2458 \cdot 10^{-6} + \frac{1,7^2 \cdot 35}{205.000 \cdot 112.869} \\ &= 0,250 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N} \\ \delta_p^{**} &= 0,2458 \cdot 10^{-6} - \frac{24 \cdot 1,7 \cdot 35}{205.000 \cdot 112.869} \\ &= 0,184 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}\end{aligned}$$

Determining the load introduction factor (KEF) n by means of Table 5.2/1:

Problematical due to fact that there is no clearly defined separation into connecting and basic solids in a clearly defined manner (see above). For safety reasons, the most unfavorable variant with the largest KEF is used, for which purpose, according to Figure 5.2/5 and Table 5.2/1, the ratios a_k/h and l_A/h are decisive. This means that the (virtual) connecting solid starts at the line of action of F_A . The joint case according to Figure 5.2/9 is established according to the flow of force SV2. With the dimensions and ratios

$$\begin{aligned}a_k &= a - s_{\text{sym}} - d_W/2 = 11,26 \text{ mm} \\ a_k/h &= 11,26/35 = 0,321 \\ l_A/h &= 0\end{aligned}$$

After a linear interpolation in Table 5.2/1:

$$n = 0,28$$

Thus, for the load factor:

$$\Phi_{\text{en}}^* = n \cdot \frac{\delta_p^{**}}{\delta_p^* + \delta_s} = 0,28 \cdot \frac{0,184}{0,250 + 1,157} = 0,037$$

R4 Preload changes

From Table 5.4/1, the amounts of partial embedding resulting at $R_z = 16 \mu\text{m}$ are $2 \mu\text{m}$ for an inner interface, $3 \mu\text{m}$ for the head bearing area and $3 \mu\text{m}$ for the thread contact. Thus:

$$f_Z = 8 \mu\text{m}$$

and with Equation (R4/1):

$$F_Z = \frac{f_Z}{(\delta_s + \delta_p)} = \frac{8 \cdot 10^{-3}}{(1,157 + 0,2458) \cdot 10^{-6}} = 5.703 \text{ N}$$

R5 Minimum assembly preload

With Equation (R5/1):

$$F_{M \min} = F_{\text{Kerf}} + (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{A \max} + F_Z + \Delta F'_{\text{Vth}}$$

$$\begin{aligned} F_{M \min} &= 68.130 + (1 - 0,037) 20.530 + 5.703 \\ &= 93.603 \text{ N} \end{aligned}$$

R6 Maximale Montagevorspannkraft

Die maximale axiale Schraubenbelastung unmittelbar nach der Montage beträgt mit Gleichung (R6/1):

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 1,7 \cdot 93.603 = 159.125 \text{ N}$$

R7 Montagebeanspruchung

Für die ausgewählte Schraube M 20 – 8.8 beträgt bei einem Ausnutzungsgrad von $\nu = 0,9$ lt. Tabelle A1 bei leicht geölten Schrauben mit $\mu_{G \min} = 0,1$ (Erfahrungswert) die maximal ertragbare bzw. zulässige Montagevorspannkraft:

$$F_{M \text{Tab}} = F_{M \text{zul}} = 134 \text{ kN}$$

Damit kann die Schraube **nicht** verwendet werden:

$$F_{M \text{zul}} < F_{M \max}$$

Es wird auf konstruktive Änderungen verzichtet und die Festigkeitsklasse auf 10.9 erhöht.

Damit kann die Berechnung fortgeführt werden:

$$F_{M \text{Tab}} = F_{M \text{zul}} = 190 \text{ kN} > F_{M \max}$$

R8 Betriebsbeanspruchung

Für die maximale Schraubenkraft gilt mit Gleichung (R8/1):

$$\begin{aligned} F_{S \max} &= F_{M \text{zul}} + \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_{A \max} - \Delta F_{\text{Vth}} \\ &= 190.000 + 0,037 \cdot 20.530 \end{aligned}$$

$$F_{S \max} = 190.760 \text{ N}$$

Maximale Zugspannung:

$$\sigma_{z \max} = F_{S \max} / A_S = 190.760 / 245 = 778,6 \text{ N/mm}^2$$

Maximale Torsionsspannung:

$$\tau_{\max} = M_G / W_P \text{ mit}$$

$$M_G = F_{M \text{zul}} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right)$$

$$\begin{aligned} M_G &= 190.000 \cdot \frac{18,37}{2} \left(\frac{2,5}{\pi \cdot 18,37} + 1,155 \cdot 0,1 \right) \\ &= 277.163 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

und

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_S^3 = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 17,635^3 = 1077 \text{ mm}^3$$

$$F_{M \min} = F_{\text{Kerf}} + (1 - \Phi_{\text{en}}^*) F_{A \max} + F_Z + \Delta F'_{\text{Vth}}$$

$$\begin{aligned} F_{M \min} &= 68.130 + (1 - 0,037) 20.530 + 5.703 \\ &= 93.603 \text{ N} \end{aligned}$$

R6 Maximum assembly preload

The maximum axial loading on the bolt directly after assembly, with Equation (R6/1), is:

$$F_{M \max} = \alpha_A \cdot F_{M \min} = 1,7 \cdot 93.603 = 159.125 \text{ N}$$

R7 Assembly stress

For the bolt M 20 – 8.8 selected, at a utilization factor of $\nu = 0,9$, the maximum tolerable or permissible assembly preload, according to Table A1, for lightly oiled bolts with $\mu_{G \min} = 0,1$ (empirical value) is:

$$F_{M \text{Tab}} = F_{M \text{zul}} = 134 \text{ kN}$$

Thus the bolt **cannot** be used:

$$F_{M \text{zul}} < F_{M \max}$$

Design changes are dispensed with and the strength grade is increased to 10.9.

Thus the calculation can be continued:

$$F_{M \text{Tab}} = F_{M \text{zul}} = 190 \text{ kN} > F_{M \max}$$

R8 Working stress

With Equation (R8/1), the following applies for the maximum bolt load:

$$\begin{aligned} F_{S \max} &= F_{M \text{zul}} + \Phi_{\text{en}}^* \cdot F_{A \max} - \Delta F_{\text{Vth}} \\ &= 190.000 + 0,037 \cdot 20.530 \end{aligned}$$

$$F_{S \max} = 190.760 \text{ N}$$

Maximum tensile stress:

$$\sigma_{z \max} = F_{S \max} / A_S = 190.760 / 245 = 778,6 \text{ N/mm}^2$$

Maximum torsional stress:

$$\tau_{\max} = M_G / W_P \text{ where}$$

$$M_G = F_{M \text{zul}} \frac{d_2}{2} \left(\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \mu_{G \min} \right)$$

$$\begin{aligned} M_G &= 190.000 \cdot \frac{18,37}{2} \left(\frac{2,5}{\pi \cdot 18,37} + 1,155 \cdot 0,1 \right) \\ &= 277.163 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

and

$$W_P = \frac{\pi}{16} d_S^3 = \frac{\pi}{16} \cdot \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^3 = \frac{\pi}{16} \cdot 17,635^3 = 1077 \text{ mm}^3$$

folgt:

$$\tau_{\max} = 257,3 \text{ N/mm}^2$$

Mit Gleichung (R8/4) und $k_\tau = 0,5$ ergibt sich die Vergleichsspannung:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{red,B}} &= \sqrt{\sigma_{z\max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2} \\ &= \sqrt{778,6^2 + 3(0,5 \cdot 257,3)^2} = 810 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Damit gilt:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{red,B}} &< R_{p0,2\min} = 940 \text{ N/mm}^2 \quad \text{und} \\ S_F &= R_{p0,2\min} / \sigma_{\text{red,B}} = 1,16\end{aligned}$$

R9 Schwingbeanspruchung

Amplitude der Ausschlagsspannung nach Gleichung (R9/2):

$$\sigma_{\text{ab}} = \frac{\sigma_{\text{SAbo}} - \sigma_{\text{SAbu}}}{2}$$

Mit dem Flächenträgheitsmoment

$$\bar{I}_{\text{Bers}} = I_{\text{Bers}} - \frac{\pi}{64} d_h^4 = 112,869 - \frac{\pi}{64} 22^4 = 101,370 \text{ mm}^4$$

folgt:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{SAb}} &= \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_{\text{en}}^*} - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{\text{ers}}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{\text{Bers}}} \right] \frac{\Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A}{A_S} \\ \sigma_{\text{SAb}} &= \left[1 + \left(\frac{1}{0,037} - \frac{-1,7}{24} \right) \cdot \frac{35 \cdot \pi \cdot 24 \cdot 17,635^3}{48,7 \cdot 8 \cdot 101,370} \right] \\ &\quad \frac{0,037}{245} \cdot F_A\end{aligned}$$

$$\sigma_{\text{SAb}} = 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_A$$

Damit folgt für die Grenzen:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{SAbo}} &= 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_{A\max} \\ &= 1,65 \cdot 20,53 \text{ N/mm}^2 \\ &= 33,8 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{SAbu}} &= 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_{A\min} \\ &= 1,65 \cdot 6,16 \text{ N/mm}^2 \\ &= 10,2 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Somit:

$$\sigma_{\text{ab}} = \frac{33,8 - 10,2}{2} = 11,8 \text{ N/mm}^2$$

Zulässige Dauerausschlagsspannung für schlussvergütete Schrauben:

it follows that:

$$\tau_{\max} = 257,3 \text{ N/mm}^2$$

With Equation (R8/4) and $k_\tau = 0,5$, the comparative stress is:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{red,B}} &= \sqrt{\sigma_{z\max}^2 + 3(k_\tau \cdot \tau_{\max})^2} \\ &= \sqrt{778,6^2 + 3(0,5 \cdot 257,3)^2} = 810 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Thus:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{red,B}} &< R_{p0,2\min} = 940 \text{ N/mm}^2 \quad \text{and} \\ S_F &= R_{p0,2\min} / \sigma_{\text{red,B}} = 1,16\end{aligned}$$

R9 Alternating stress

Amplitude of the alternating stress according to Equation (R9/2):

$$\sigma_{\text{ab}} = \frac{\sigma_{\text{SAbo}} - \sigma_{\text{SAbu}}}{2}$$

With the surface moment of gyration

$$\bar{I}_{\text{Bers}} = I_{\text{Bers}} - \frac{\pi}{64} d_h^4 = 112,869 - \frac{\pi}{64} 22^4 = 101,370 \text{ mm}^4$$

it follows that:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{SAb}} &= \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_{\text{en}}^*} - \frac{s_{\text{sym}}}{a} \right) \frac{l_K}{l_{\text{ers}}} \cdot \frac{E_S}{E_P} \cdot \frac{\pi \cdot a \cdot d_S^3}{8 \cdot \bar{I}_{\text{Bers}}} \right] \frac{\Phi_{\text{en}}^* \cdot F_A}{A_S} \\ \sigma_{\text{SAb}} &= \left[1 + \left(\frac{1}{0,037} - \frac{-1,7}{24} \right) \cdot \frac{35 \cdot \pi \cdot 24 \cdot 17,635^3}{48,7 \cdot 8 \cdot 101,370} \right] \\ &\quad \frac{0,037}{245} \cdot F_A\end{aligned}$$

$$\sigma_{\text{SAb}} = 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_A$$

Thus for the limits:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{SAbo}} &= 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_{A\max} \\ &= 1,65 \cdot 20,53 \text{ N/mm}^2 \\ &= 33,8 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{SAbu}} &= 1,65 \cdot 10^{-3} \cdot \text{mm}^{-2} \cdot F_{A\min} \\ &= 1,65 \cdot 6,16 \text{ N/mm}^2 \\ &= 10,2 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Thus:

$$\sigma_{\text{ab}} = \frac{33,8 - 10,2}{2} = 11,8 \text{ N/mm}^2$$

Permissible continuous alternating stress for bolts rolled before heat treatment:

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/d + 45)$$

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/20 + 45) = 44,6 \text{ N/mm}^2$$

und: $\sigma_{ab} < \sigma_{ASV}$ bzw.

$$S_D = \frac{\sigma_{ASV}}{\sigma_{ab}} = \frac{44,6}{11,8} = 3,78$$

Die SV ist dauerhaft.

R10 Flächenpressung

Montagezustand:

$$p_{M \max} = F_{M \text{ zul}} / A_{p \min}$$

Betriebszustand:

$$p_{B \max} = (F_{V \max} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth}) / A_{p \min}$$

Die Auflagefläche des Kopfes wird begrenzt durch den minimalen Kopfauflegedurchmesser und den maximalen Bohrungsdurchmesser:

$$A_{p \min} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) = \frac{\pi}{4} (28,87^2 - 22^2) = 274,5 \text{ mm}^2$$

Damit folgt:

$$p_{M \max} = 190.000 / 274,5 = 692,2 \text{ N/mm}^2$$

Aus Tabelle A9 folgt für St 50-2:

$$p_{Gr} = 710 \text{ N/mm}^2$$

Damit:

$$p_{\max} < p_{Gr}$$

oder

$$S_P = p_{Gr} / p_{M \max} = 1,03$$

Der Nachweis im Betriebszustand entfällt, da

$$\Delta F_{Vth} = 0 \quad \text{und} \quad F_Z > F_{SA \max}$$

R11 Einschraubtiefe

Aus Bild 5.5/4 folgt mit der Scherfestigkeit des Zylinderwerkstoffes aus Tabelle A9 von

$$\tau_{B \min} = 280 \text{ N/mm}^2$$

eine bezogene Einschraubtiefe von: $m_{\text{eff}}/d = 1,3$

Damit folgt: $m_{\text{eff}} = 26 \text{ mm}$

Mit $m_{\text{vorh}} = l_S - l_K - 2,5 \text{ mm} = 22,5 \text{ mm}$

sowie $m_{\text{vorh eff}} = m_{\text{vorh}} - 0,8 \cdot P = 20,5 \text{ mm}$

folgt: $m_{\text{vorh eff}} < m_{\text{eff}}$

Bevor konstruktive Änderungen erforderlich durchgeführt werden, erfolgt eine Korrekturberechnung zur Beachtung der geringeren Belastung, da der Wert aus Bild 5.5/4 den ungünstigsten Fall darstellt und für eine Belastung an der maximalen Streckgrenze der Schraube gilt. Für eine korrigierte Einschraubtiefe gilt mit $v = 0,9$

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/d + 45)$$

$$\sigma_{ASV} = 0,85 (150/20 + 45) = 44,6 \text{ N/mm}^2$$

and: $\sigma_{ab} < \sigma_{ASV}$ bzw.

$$S_D = \frac{\sigma_{ASV}}{\sigma_{ab}} = \frac{44,6}{11,8} = 3,78$$

The bolted joint has a high endurance limit.

R10 Surface pressure

Assembled state:

$$p_{M \max} = F_{M \text{ zul}} / A_{p \min}$$

Working state:

$$p_{B \max} = (F_{V \max} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth}) / A_{p \min}$$

The bearing surface of the head is limited by the minimum head bearing area diameter and the maximum hole diameter:

$$A_{p \min} = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2) = \frac{\pi}{4} (28,87^2 - 22^2) = 274,5 \text{ mm}^2$$

Thus:

$$p_{M \max} = 190.000 / 274,5 = 692,2 \text{ N/mm}^2$$

From Table A9, it follows for St 50-2 that:

$$p_{Gr} = 710 \text{ N/mm}^2$$

Thus:

$$p_{\max} < p_{Gr}$$

or

$$S_P = p_{Gr} / p_{M \max} = 1,03$$

The verification in the working state is omitted, since

$$\Delta F_{Vth} = 0 \quad \text{and} \quad F_Z > F_{SA \max}$$

R11 Length of engagement

From Figure 5.5/4, with a shearing strength of the cylinder material from Table A9 of

$$\tau_{B \min} = 280 \text{ N/mm}^2$$

the relative length of engagement is: $m_{\text{eff}}/d = 1,3$

Thus: $m_{\text{eff}} = 26 \text{ mm}$

With $m_{\text{vorh}} = l_S - l_K - 2,5 \text{ mm} = 22,5 \text{ mm}$

and $m_{\text{vorh eff}} = m_{\text{vorh}} - 0,8 \cdot P = 20,5 \text{ mm}$

it follows that: $m_{\text{vorh eff}} < m_{\text{eff}}$

Before design changes are inevitably carried out, a corrective calculation is made in order to take into account the lower loading, since the value from Figure 5.5/4 represents the most unfavorable case and applies for loading at the maximum yield point of the bolt. For a corrected length of engagement, with $v = 0,9$, the following applies

$$m'_{\text{eff}} = \frac{0,9}{1,2} m_{\text{eff}} = 19,5 \text{ mm}$$

Damit: $m_{\text{vorh eff}} > m'_{\text{eff}}$

R12 Gleiten, Scherbeanspruchung
Entfällt

R13 Anziehdrehmoment

Das Anziehdrehmoment kann entweder berechnet

$$M_A = F_{\text{M zul}} \left[0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{\text{G min}} + \frac{D_{\text{Km}}}{2} \mu_{\text{K min}} \right]$$

oder aus Tabelle A1 entnommen werden:

$$M_A = 517 \text{ Nm bei } \mu_{\text{K min}} = \mu_{\text{G min}} = 0,1$$

$$m'_{\text{eff}} = \frac{0,9}{1,2} m_{\text{eff}} = 19,5 \text{ mm}$$

Thus: $m_{\text{vorh eff}} > m'_{\text{eff}}$

R12 Slipping, shearing stress
Omitted

R13 Tightening torque

The tightening torque may either be calculated

$$M_A = F_{\text{M zul}} \left[0,16 \cdot P + 0,58 \cdot d_2 \cdot \mu_{\text{G min}} + \frac{D_{\text{Km}}}{2} \mu_{\text{K min}} \right]$$

or taken from Table A1:

$$M_A = 517 \text{ Nm at } \mu_{\text{K min}} = \mu_{\text{G min}} = 0,1$$

Anhang C Berechnung des Krafteinleitungsfaktors

Mittels des nachfolgenden Rechenganges kann der Krafteinleitungsfaktor n berechnet werden. Es gelten die Parameter gemäß Abschnitt 5.2.2.1 und Bild 5.2/4. Es wird lediglich die Einleitung von Betriebskräften in die Verbindung berücksichtigt, wobei die Momentenwirkung der Betriebskraft auf die Schraubenzusatzkraft Beachtung findet. Eingeleitete Betriebsmomente werden nicht berücksichtigt. Vorausgesetzt wird eine nichtklaffende Verbindung prismatischer Gestalt, bei der die resultierenden Betriebskräfte beider Platten annähernd auf einer Wirkungslinie liegen. Die Berechnung ist näherungsweise auch auf geringfügig exzentrisch verspannte Verbindungen anwendbar. Dabei gilt: Je unsymmetrischer der Druckkegel in der Verbindung liegt, desto größer ist der Berechnungsfehler.

C1 Herauslösen der Einschraubverbindung

Es ist gemäß Abschnitt 5.2.2.2 unter Beachtung von Bild 5.2/6 zu verfahren.

C2 Aufteilen der Verbindung in Teilplatten

Die Verbindung ist in Teilkörper zu zerlegen, deren Verformungsverhalten unter Vorspannung gut vorausgesagt werden kann. Für jeden Teilkörper (Teilplatte) der Einschraubenverbindung, bei der Belastungen ein- oder ausgeleitet werden, ist ein separater Krafteinleitungsfaktor zu berechnen. Für den Regelfall einer aus zwei Platten bestehenden Verbindung kann dann mit Gleichung (C/12) der Krafteinleitungsfaktor der Gesamtverbindung ermittelt werden. Diese Beziehung kann nur dann benutzt werden, wenn die Teilplatten entweder symmetrisch sind oder die Trennfuge im gleichmäßig verspannten Bereich der Verbindung liegt (Bild C1).

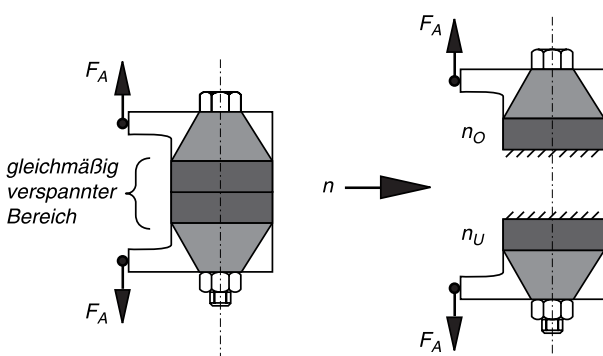


Bild C1. Aufteilen der Verbindung in Teilplatten

C3 Aufteilen der Verbindung in Grund- und Anschlusskörper

Es ist für jede Teilplatte gemäß Abschnitt 5.2.2.2 b) unter Beachtung von Bild 5.2/8 zu verfahren.

Annex C Calculating the load introduction factor

The load introduction factor n can be calculated by means of the following calculation procedure. The parameters according to Section 5.2.2.1 and Figure 5.2/4 apply. Only the introduction of working loads into the joint is taken into account, allowance being made for the moment effect of the working load on the additional bolt load. Working moments introduced are not taken into account. A non-opening joint of prismatic form is assumed in which the resulting working loads of both plates lie approximately on one line of action. The calculation can be approximately applied to slightly eccentrically clamped joints. In this case: the more asymmetrical the compression cone in the joint, the greater the calculation errors.

C1 Releasing the tapped thread joint

The procedure is in accordance with Section 5.2.2.2 while taking into account Figure 5.2/6.

C2 Dividing the joint into component plates

The joint is to be split into component solids, the deformation behavior of which under preloading can easily be predicted. For each component solid (component plate) of the single-bolted joint, in which loads are introduced or removed, a separate load introduction factor is to be calculated. For the normal case of a joint consisting of two plates, the force introduction factor of the complete joint can then be determined with Equation (C/12). This relationship can only be used when the component plates are either symmetrical or the interface lies in the evenly clamped region of the joint (Figure C1).

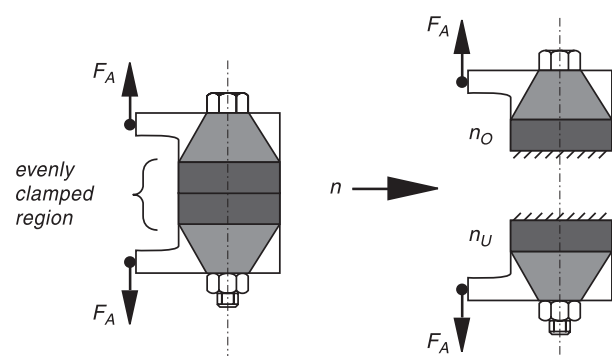


Figure C1. Dividing the joint into component plates

C3 Dividing the joint into basic and connecting solids

For each component plate, the procedure is according to Section 5.2.2.2 b) while taking into account Figure 5.2/8.

C4 Berechnung der Krafteinleitungsfaktoren für die Teilkörper

Der Krafteinleitungsfaktor n_G für den prismatischen Grundkörper wird mit Hilfe der Beziehungen (C1) bis (C5) berechnet. Diese Näherungsbeziehungen sind das Ergebnis umfangreicher Parameterstudien in BEM-Rechnungen und Experimenten. Sie basieren auf dem Krafteinleitungsfaktor n_{2D} für den zweidimensionalen Fall (Bild 5.2/5). Dieser Krafteinleitungsfaktor wird mittels der Parameter k_{ar} , k_{dh} und k_{dw} an den räumlichen Verbindungsfall angepasst:

$$n_G = n_{2D} \cdot k_{ar} \cdot k_{dh} \cdot k_{dw} \quad (C1)$$

$$\begin{aligned} n_{2D} \approx & \left(0,71 + 0,29 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right) - 1,41 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{h_k}{h} \right) \\ & + \left(1,31 - 5,89 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right) + 4,96 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{h_k}{h} \right)^2 \\ & + \left(-1,04 + 3,06 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right) - 1,88 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{h_k}{h} \right)^3 \end{aligned} \quad (C2)$$

$$k_{ar} \approx 1 - 1,74 \cdot \left(\frac{a_r}{h} \right) + 1,24 \cdot \left(\frac{a_r}{h} \right)^2 \quad (C3)$$

$$k_{dh} \approx 1 - 0,25 \cdot \left(\frac{d_h}{d_w} \right) \quad (C4)$$

$$k_{dw} \approx 1 \quad (C5)$$

Die Parameter k_{ar} , k_{dh} und k_{dw} können auch aus den Diagrammen in Bild C2 entnommen werden.

Die Gleichungen (C1) bis (C5) sind in den folgenden Grenzen gültig:

$$0 \leq \left(\frac{h_k}{h} \right) \leq 1 \quad (C6)$$

$$0 \leq \sqrt{\left(\frac{a_r}{h} \right)^2 + \left(\frac{a_k}{h} \right)^2} \leq 0,7 \quad (C7)$$

$$0,2 \leq \left(\frac{d_w}{h} \right) \leq 0,6 \quad (C8)$$

$$0,6 \leq \left(\frac{d_h}{d_w} \right) \leq 0,8 \quad (C9)$$

Der Krafteinleitungsfaktor n einer Verbindung mit einem Anschlusskörper der Länge l_A kann aus dem Krafteinleitungsfaktor n_G des Grundkörpers und dem Einfluss des Anschlusskörpers ermittelt werden. Der Einfluss des Anschlusskörpers hängt im Wesentlichen von der Lage des Anschlusskörpers zum Verspannungskegel und von der Länge l_A (gilt: $l_A \geq 0$) des angeschlossenen Körpers ab. Für einen An-

C4 Calculating the load introduction factors for the component solids

The load introduction factor n_G for the prismatic basic solid is calculated by means of the relationships (C1) to (C5). These approximate relationships are the result of extensive parameter studies in BEM calculations and experiments. They are based on the load introduction factor n_{2D} for the two-dimensional case (Figure 5.2/5). This load introduction factor is adapted to the spatial joint case by means of the parameters k_{ar} , k_{dh} and k_{dw} :

$$n_G = n_{2D} \cdot k_{ar} \cdot k_{dh} \cdot k_{dw} \quad (C1)$$

$$\begin{aligned} n_{2D} \approx & \left(0,71 + 0,29 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right) - 1,41 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{h_k}{h} \right) \\ & + \left(1,31 - 5,89 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right) + 4,96 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{h_k}{h} \right)^2 \\ & + \left(-1,04 + 3,06 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right) - 1,88 \cdot \left(\frac{a_k}{h} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{h_k}{h} \right)^3 \end{aligned} \quad (C2)$$

$$k_{ar} \approx 1 - 1,74 \cdot \left(\frac{a_r}{h} \right) + 1,24 \cdot \left(\frac{a_r}{h} \right)^2 \quad (C3)$$

$$k_{dh} \approx 1 - 0,25 \cdot \left(\frac{d_h}{d_w} \right) \quad (C4)$$

$$k_{dw} \approx 1 \quad (C5)$$

The parameters k_{ar} , k_{dh} and k_{dw} can also be taken from the diagrams in Figure C2.

The Equations (C1) to (C5) are valid within the following limits:

$$0 \leq \left(\frac{h_k}{h} \right) \leq 1 \quad (C6)$$

$$0 \leq \sqrt{\left(\frac{a_r}{h} \right)^2 + \left(\frac{a_k}{h} \right)^2} \leq 0,7 \quad (C7)$$

$$0,2 \leq \left(\frac{d_w}{h} \right) \leq 0,6 \quad (C8)$$

$$0,6 \leq \left(\frac{d_h}{d_w} \right) \leq 0,8 \quad (C9)$$

The load introduction factor n of a joint with a connecting solid of length l_A can be determined from the load introduction factor n_G of the basic solid and the effect of the connecting solid. The effect of the connecting solid essentially depends on the position of the connecting solid relative to the deformation cone and on the length l_A ($l_A \geq 0$) of the attached solid. For a connecting solid whose height is small compared

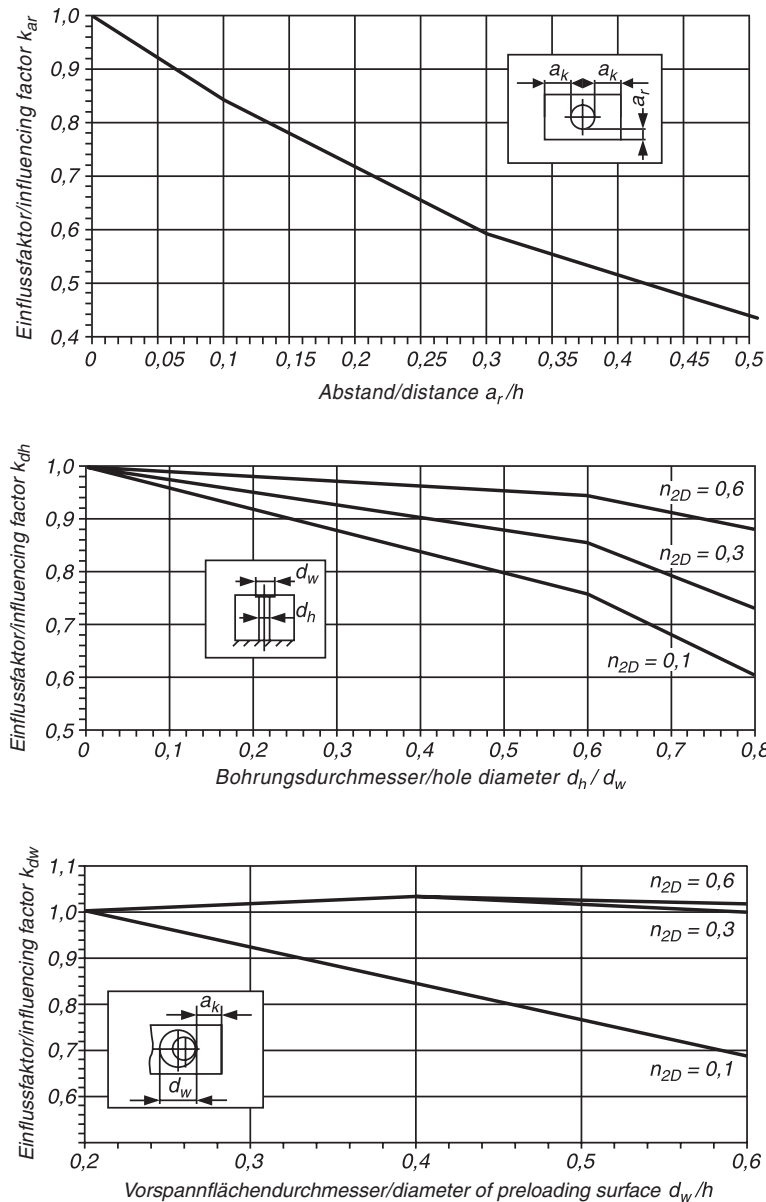


Bild C2. Einflussfaktoren auf den Krafteinleitungsfaktor

- a) Bauteildicke k_{ar}
- b) Bohrung k_{dh}
- c) Auflagedurchmesser k_{dw}

Figure C2. Factors influencing the load introduction factor

- a) component thickness k_{ar}
- b) hole k_{dh}
- c) bearing area diameter k_{dw}

schlusskörper, dessen Höhe klein gegenüber der Höhe h des Grundkörpers ist, reicht der Krafteinleitungsort K_G zur Kennzeichnung der Lage des Anschlusskörpers aus. Für diesen Fall kann der Krafteinleitungsfaktor auf der Grundlage des Momenteinleitungsfaktors n_M aus der Gleichung (C10) ermittelt werden. Diese Beziehung gibt die wirklichen Verhältnisse bis zu einem Höhenverhältnis von $\approx 1/3$ mit ausreichender Genauigkeit wieder.

$$n = n_G - n_M \cdot \left(\frac{l_A}{h} \right) \quad (C10)$$

Qualitativ ist der Verlauf des Momenteinleitungsfaktors n_M in Bild C3 dargestellt. Er verdeutlicht den

with the height h of the basic solid, the load introduction point K_G is sufficient for identifying the position of the connecting solid. For this case, the load introduction factor can be determined on the basis of the moment introduction factor n_M from the Equation (C10). This relationship reproduces the actual ratios with sufficient accuracy up to a height ratio of $\approx 1/3$.

$$n = n_G - n_M \cdot \left(\frac{l_A}{h} \right) \quad (C10)$$

The characteristic of the moment introduction factor n_M is shown qualitatively in Figure C3. It illustrates

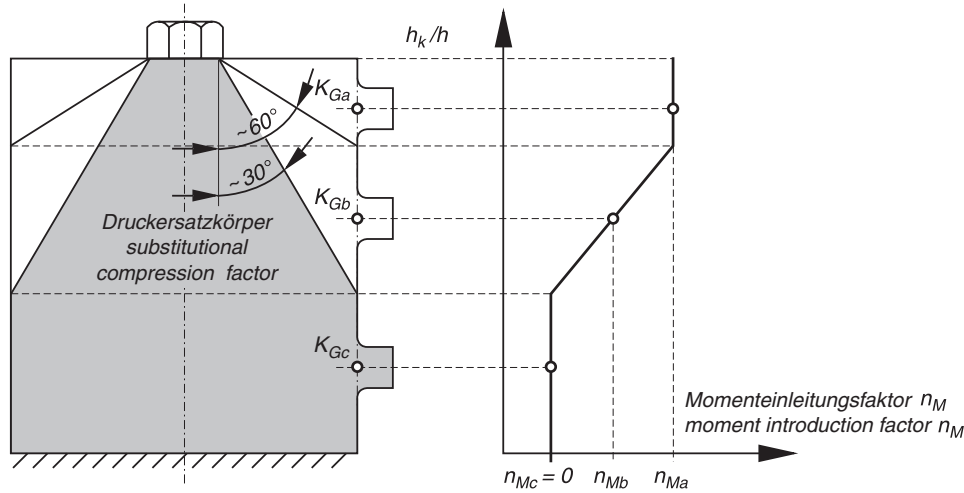


Bild C3. Berücksichtigung von Anschlusskörpern durch den Momenteinleitungsfaktor n_M am Beispiel dreier Krafteinleitungshöhen

Figure C3. Allowance for connecting solids by the moment introduction factor n_M taking three load introduction heights as an example

Einfluss der Lage von Anschlusskörpern auf den Krafteinleitungsfaktor. Danach kann der Einfluss eines Anschlusskörpers, der eine Kraft in den gleichmäßig verspannten Bereich zweier Platten einleitet (Krafteinleitungsort K_{Gc}), vernachlässigt werden.

Der Momenteinleitungsfaktor n_M kann näherungsweise erfasst werden:

$$n_M \approx \frac{n_G - n_G^* \left[\frac{n_{2D}}{n_{2D}^*} \right]^*}{0,1} \quad (C11)$$

Dabei müssen die folgenden Größen bestimmt werden:

n_G Krafteinleitungsfaktor des betrachteten Grundkörpers

n_G^* Krafteinleitungsfaktor des Grundkörpers, dessen bezogener Abstand a_k/h um 0,1 reduziert ist

$\left[\frac{n_{2D}}{n_{2D}^*} \right]^*$ Verhältnis zweier Krafteinleitungsfaktoren, die nach den vorstehenden Regeln und Gleichungen, d.h. a_k/h bei n_{2D}^* um 0,1 reduziert, bestimmt werden, nur dass die bezogene Krafteinleitungshöhe h_k/h bei beiden Faktoren im gleichmäßig verspannten Bereich liegen muss

Die vorangestellten Beziehungen zeigen, dass Anschlusskörper, die im Bereich des sich ausbreitenden Druckersatzkörpers angeordnet werden, den Krafteinleitungsfaktor in der Regel verringern. Dies kann rechnerisch so weit führen, dass der Krafteinleitungsfaktor n negative Werte annimmt, die Schraube also entlastet würde! Solche rechnerischen Ergebnisse deuten auf ein Klaffen der Verbindung infolge der

the effect of the position of connecting solids on the load introduction factor. Accordingly, the effect of a connecting solid which introduces a load into the evenly clamped region of two plates (load introduction factor K_{Gc}) can be ignored.

The moment introduction factor n_M can be determined approximately:

$$n_M \approx \frac{n_G - n_G^* \left[\frac{n_{2D}}{n_{2D}^*} \right]^*}{0,1} \quad (C11)$$

In this case, the following quantities must be determined:

n_G Load introduction factor of the basic solid considered

n_G^* Load introduction factor of the basic solid whose relative distance a_k/h is reduced by 0,1

$\left[\frac{n_{2D}}{n_{2D}^*} \right]^*$ Ratio of two load introduction factors which are determined according to the above rules and equations, i.e. a_k/h at n_{2D}^* reduced by 0,1, only that the relative load introduction height h_k/h for both factors must lie in the evenly clamped region

The relationships presented show that connecting solids which are arranged in the region of the spreading substitutional compression solid generally reduce the load introduction factor. The load introduction factor n may even assume negative values in the calculation; the bolt would thus be relieved! Such calculated results indicate opening of the joint as a result of the moment effect of the working load. For this case, the

Momentenwirkung der Betriebskraft hin. Für diesen Fall sind die Voraussetzungen für die vorgeschlagenen Beziehungen nicht mehr gegeben.

C5 Berechnen des Krafteinleitungsfaktors für die gesamte Einschraubenverbindung aus den Krafteinleitungsfaktoren der zentrisch verspannten Teilplatten

Bei Einhalten der genannten Voraussetzungen kann der Krafteinleitungsfaktor der Gesamtverbindung berechnet werden (Bild C1).

$$n \approx n_O \cdot \frac{\delta_{PO}}{\delta_P} + n_U \cdot \frac{\delta_{PU}}{\delta_P} \quad (C12)$$

C6 Ermitteln des Einflusses einer exzentrischen Verspannung auf den Krafteinleitungsfaktor

Das bisher beschriebene Verfahren zur Ermittlung des Krafteinleitungsfaktors basiert auf Untersuchungen an zentrisch verspannten Grundkörpern. Die Veränderung des Krafteinleitungsfaktors bei exzentrisch verspannten Verbindungen lässt sich damit nicht wiedergeben. Das folgende Näherungsverfahren basiert auf der Annahme eines „Ebenbleibens der verformten Querschnitte“ und gilt somit nur für geringe Exzentrizitäten. Zur Anwendung dieses Verfahrens muss die Schraubenachse so weit gedanklich verschoben werden, bis sich eine zentrisch verspannte Verbindung ergibt (siehe auch Abschnitt 3.2.2). Für diesen gedachten zentrischen Fall wird der Krafteinleitungsfaktor berechnet. Die Korrektur erfolgt im folgenden Schritt.

$$n^e \approx \frac{n + a \cdot s_{\text{sym}} \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}}{1 + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}} \quad (C13)$$

mit

n^e Krafteinleitungsfaktor für den exzentrischen Verspannungsfall

n Krafteinleitungsfaktor für den gedachten zentrischen Verspannungsfall

Bei Schraubenverbindungen mit verspannten Bauteilen unterschiedlicher Elastizitätsmoduli ist in (C13)

der Term $\frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}$ durch folgenden Ausdruck zu ersetzen:

$$\sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot I_{\text{Bers},i}}$$

preconditions for the proposed relationships no longer exist.

C5 Calculating the load introduction factor for the complete single-bolted joint from the load introduction factors of the concentrically clamped component plates

If the above preconditions are satisfied, the load introduction factor of the complete joint can be calculated (Figure C1).

$$n \approx n_O \cdot \frac{\delta_{PO}}{\delta_P} + n_U \cdot \frac{\delta_{PU}}{\delta_P} \quad (C12)$$

C6 Determining the effect of eccentric clamping on the load introduction factor

The methods described hitherto for determining the load introduction factor are based on investigations on concentrically clamped basic solids. The change in the load introduction factor for eccentrically clamped joints cannot therefore be reproduced. The following approximation method is based on the assumption that the "deformed cross sections remain flat" and thus only applies for small eccentricities. To apply this method, the bolt axis must be imaginarily displaced until a concentrically clamped joint is obtained (also see Section 3.2.2). The load introduction factor is calculated for this imaginary concentric case. The correction is made in the following step.

$$n^e \approx \frac{n + a \cdot s_{\text{sym}} \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}}{1 + s_{\text{sym}}^2 \cdot \frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}} \quad (C13)$$

where

n^e load introduction factor for the eccentric clamping case

n load introduction factor for the imaginary concentric clamping case

For bolted joints with clamped components of different Young's moduli, the following expression is to be

substituted for the term $\frac{l_K}{E_P \cdot I_{\text{Bers}}}$ in (C13):

$$\sum_{i=1}^m \frac{l_i}{E_{Pi} \cdot I_{\text{Bers},i}}$$

An die Abonnenten und Bezieher der
Richtlinie

VDI 2230 Blatt 1 : 2003-02

„Systematische Berechnung hoch-
beanspruchter Schraubenverbindungen;
Zylindrische Einschrauben-
verbindungen“

Korrekturhinweise

- Bitte ergänzen Sie am Ende von Ab-
schnitt 2 den folgenden Satz:
„Die Ermittlung der äußeren Belas-
tung ist weiterhin nicht Inhalt der
Richtlinie.“
- Die Tabelle 5.5/1 auf Seite 88 muss
lauten:

Tabelle 5.5/1. Anhaltswerte für Scher-
festigkeitsverhältnisse von verschiede-
nen Werkstoffsorten

Werkstoffsorte	Scherfestigkeits- verhältnisse	
	τ_B/R_m	τ_B/HB
Vergütungsstahl	0,60 bis 0,65	2
Austenit (lösungsgeglüht)	0,80	3
Austenit F60/90	0,65 bis 0,75	2,0 bis 2,5
Gusseisen GJL GJS	1,1	–
	0,9	2,0
Aluminiumlegierung	0,7	1,5
Titanlegierung (ausgehärtet)	0,6	2

Wir bitten Sie, diese Fehler zu entschul-
digen.

VDI-Gesellschaft
Entwicklung Konstruktion Vertrieb

To all subscribers and buyers of guide-
line

VDI 2230 Part 1 : 2003-02

”Systematic calculation
of high duty bolted joints;
Joints with one cylindrical bolt“

Errata

- Please add at the end of Section 2
the following sentence:
”The determination of the external
loading still does not form part of
the contents of the guideline.“
- Table 5.5/1 on page 88 must be:

Table 5.5/1. Reference values for
shearing strength ratios of various types
of material

Material types	Shear strength ratios	
	τ_B/R_m	τ_B/HB
Annealing steel	0,60 to 0,65	2
Austenitic (solution heat treated)	0,80	3
Austenitic F60/90	0,65 to 0,75	2,0 to 2,5
Cast iron GJL GJS	1,1	–
	0,9	2,0
Aluminum alloy	0,7	1,5
Titanium alloy (age-hardened)	0,6	2

We apologize for these errata.

VDI-Society for
Development, Design and Marketing