

VEREIN  
DEUTSCHER  
INGENIEURE

Systematische Berechnung hochbeanspruchter  
Schraubenverbindungen  
Mehrschraubenverbindungen  
Systematic calculation of highly  
stressed bolted joints  
Multi bolted joints

VDI 2230

Blatt 2 / Part 2

Ausg. deutsch/englisch  
Issue German/English

Die deutsche Version dieser Richtlinie ist verbindlich.

The German version of this standard shall be taken as authoritative. No guarantee can be given with respect to the English translation.

Inhalt	Seite
Vorbemerkung .....	3
Einleitung.....	3
<b>1 Anwendungsbereich.....</b>	<b>3</b>
<b>2 Normative Verweise.....</b>	<b>5</b>
<b>3 Begriffe .....</b>	<b>5</b>
3.1 Grundlagen.....	5
3.2 Arten von Schraubenfeldern .....	7
<b>4 Formelzeichen und Abkürzungen .....</b>	<b>8</b>
<b>5 Berechnungsverfahren und Lösungsansätze .....</b>	<b>14</b>
5.1 Einführung .....	14
5.2 Verfahren der Starrkörpermechanik.....	15
5.3 Verfahren der Elastomechanik .....	16
5.4 Numerische Methoden .....	17
<b>6 Analytische Berechnungen.....</b>	<b>18</b>
6.1 Lastverteilung und Schraubenbelastung .....	18
6.2 Vorgehensweise .....	19
6.3 Starrkörpermechanik .....	20
6.3.1 Nicht rotationssymmetrische Schraubenfelder .....	20
6.3.2 Rotationssymmetrische Schraubenfelder: Kreisflansch ..	29
6.4 Elastomechanik .....	32
6.4.1 Grundsätzliches Vorgehen .....	33
6.4.2 Beispiele .....	34
6.4.3 Lagerung von Struktur und SV ..	36
6.4.4 Elastomechanische Modelle für Struktur und Schraubenfeld ..	38
6.4.5 Lastverteilung bei MV bei Modellierung als elastisch gebetteter Biegebalken.....	39
6.4.6 Näherungsverfahren nach Ritz ..	45
6.4.7 Höchstbelastete SV .....	46
6.4.8 Abstand $\alpha$ .....	46
6.5 Herauslösen einer einzelnen Verbindung .....	46

Contents	Page
Preliminary note.....	3
Introduction.....	3
<b>1 Scope.....</b>	<b>3</b>
<b>2 Normative references.....</b>	<b>5</b>
<b>3 Terms and definitions .....</b>	<b>5</b>
3.1 Fundamentals .....	5
3.2 Types of bolt array.....	7
<b>4 Symbols and abbreviations .....</b>	<b>8</b>
<b>5 Calculation methods and approaches to solutions.....</b>	<b>14</b>
5.1 Introduction .....	14
5.2 Methods of rigid body mechanics.....	15
5.3 Methods of elastomechanics .....	16
5.4 Numerical methods .....	17
<b>6 Analytical calculations .....</b>	<b>18</b>
6.1 Load distribution and bolt loading .....	18
6.2 Procedure .....	19
6.3 Rigid body mechanics.....	20
6.3.1 Non-rotationally symmetrical bolt arrays .....	20
6.3.2 Rotationally symmetrical bolt arrays: circular flange .....	29
6.4 Elastomechanics .....	32
6.4.1 Basic procedure .....	33
6.4.2 Examples .....	34
6.4.3 Support of structure and BJ ..	36
6.4.4 Elastomechanical models for structure and bolt array .....	38
6.4.5 Load distribution in MBJs when modelled as an elastically bedded bending beam.....	39
6.4.6 The Ritz approximative method ..	45
6.4.7 Most highly loaded BJ .....	46
6.4.8 Distance $\alpha$ .....	46
6.5 Separation of an individual joint.....	46

Seite	Page
6.6 Schraubenreihe unter momentenfreier Querbelastung ..... 47	6.6 Bolt row under momentless transverse loading ..... 47
6.6.1 Beschreibung des Belastungsfall ..... 47	6.6.1 Description of the loading case ..... 47
6.6.2 Belastungsverteilung bei Querlängsbelastung ..... 48	6.6.2 Load distribution with transverse longitudinal loading ..... 48
6.6.3 Berechnungsmodell ..... 50	6.6.3 Calculation model ..... 50
6.6.4 Sonderfall Pass-Schrauben-Verbindungen ..... 54	6.6.4 Special case of close-fitting bolt joints ..... 54
6.6.5 Gestaltungshinweise ..... 55	6.6.5 Design information ..... 55
<b>7 Anwendung der Finite-Elemente-Methode ..... 57</b>	<b>7 Application of finite element method ..... 57</b>
7.1 Grundlegende Vorgehensweise ..... 57	7.1 Basic procedure ..... 57
7.2 Modellierung ..... 58	7.2 Modelling ..... 58
7.2.1 Modellklassen ..... 58	7.2.1 Model classes ..... 58
7.2.2 Spezifische Modelleigenschaften ..... 60	7.2.2 Specific model properties ..... 60
7.3 Ableitung der Berechnungsgrößen aus der FE-Rechnung ..... 75	7.3 Derivation of the calculation quantities from the FE calculation ..... 75
7.3.1 Nachgiebigkeiten ..... 76	7.3.1 Compliances ..... 76
7.3.2 Schraubennennbeanspruchung Montagezustand ..... 79	7.3.2 Nominal bolt loading in the assembly state ..... 79
7.3.3 Schraubenzusatzbeanspruchung durch äußere Betriebslasten ..... 79	7.3.3 Additional bolt load from external operating loads ..... 79
7.3.4 Flächenpressung ..... 83	7.3.4 Surface pressure ..... 83
7.3.5 Abheben, Klaffen, Rutschen ..... 84	7.3.5 Lifting off, opening up, sliding ..... 84
7.4 Tragfähigkeitsnachweis von Ein- und Mehrschraubenverbindungen in Anlehnung an die Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 ..... 85	7.4 Load-carrying capacity analysis of single- and MBJs adapted from standard VDI 2230 Part 1 ..... 85
<b>Anhang</b>	
Korrigierte analytische Berechnungen unter Beachtung des elastischen Verhaltens der Struktur ..... 90	Corrected analytical calculations taking into account the elastic behaviour of the structure ..... 90
A1 Schraubenfelder unter Torsionsbelastung ..... 90	A1 Bolt arrays under torsional loading ..... 90
A2 Schraubenfeld unter Zugbelastung ..... 92	A2 Bolt arrays under tensile load ..... 92
Schrifttum ..... 93	Bibliography ..... 93

## Vorbemerkung

Der Inhalt dieser Richtlinie ist entstanden unter Beachtung der Vorgaben und Empfehlungen der Richtlinie VDI 1000.

Alle Rechte, insbesondere die des Nachdrucks, der Fotokopie, der elektronischen Verwendung und der Übersetzung, jeweils auszugsweise oder vollständig, sind vorbehalten.

Die Nutzung dieser VDI-Richtlinie ist unter Wahrung des Urheberrechts und unter Beachtung der Lizenzbedingungen ([www.vdi.de/richtlinien](http://www.vdi.de/richtlinien)), die in den VDI-Merkblättern geregelt sind, möglich.

Allen, die ehrenamtlich an der Erarbeitung dieser VDI-Richtlinie mitgewirkt haben, sei gedankt.

Eine Liste der aktuell verfügbaren Blätter dieser Richtlinienreihe ist im Internet abrufbar unter [www.vdi.de/2230](http://www.vdi.de/2230).

## Einleitung

Die Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 ist national und international als Standardwerk zur Berechnung hochfester Schraubenverbindungen (SV) anerkannt. Sie setzt dabei die Kenntnis der Belastungs- und Geometriegrößen voraus und gilt für Einschraubenverbindungen (EV). Dies bedeutet, dass vor der eigentlichen Berechnung im Regelfall aus mehreren Schrauben innerhalb eines Verbundungsbereichs (Mehrschraubenverbindung – MV) die höchstbelastete SV mit ihren Belastungsgrößen zu ermitteln und virtuell herauszulösen ist.

Diese Aufgabe behandelt die vorliegende Richtlinie. Es werden darin zum einen Möglichkeiten der analytischen Berechnung von MV (Starrkörpermechanik, Elastomechanik) zur Ermittlung der Lastverteilung und der Belastungsgrößen aufgezeigt, ohne dass ein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben werden kann. Zum anderen wird die Anwendung numerischer Verfahren für die Berechnung von SV behandelt, mit Konzentration auf die Finite-Elemente-Methode (FEM). Für alle Verfahren zur Bewertung von Mehrschraubenverbindungen werden die Anknüpfungspunkte für den Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 beschrieben. Dabei können insbesondere bei der Verwendung der FEM-Rechenschritte ersetzt oder erweitert und die Qualität der Berechnungsergebnisse verbessert werden.

## 1 Anwendungsbereich

Diese Richtlinie gilt analog VDI 2230 Blatt 1 für hochfeste Schraubenverbindungen aus Stahl mit Befestigungsgewinde, das heißt für Festigkeitsklassen 8.8 bis 12.9 bzw. 70 und 80 und einer kraftschlüssigen Übertragung der Betriebsbelas-

## Preliminary note

The content of this standard has been developed in strict accordance with the requirements and recommendations of the standard VDI 1000.

All rights are reserved, including those of reprinting, reproduction (photocopying, micro copying), storage in data processing systems and translation, either of the full text or of extracts.

The use of this standard without infringement of copyright is permitted subject to the licensing conditions ([www.vdi.de/richtlinien](http://www.vdi.de/richtlinien)) specified in the VDI Notices.

We wish to express our gratitude to all honorary contributors to this standard.

A catalogue of all available parts of this series of standards can be accessed on the Internet at [www.vdi.de/2230](http://www.vdi.de/2230).

## Introduction

Standard VDI 2230 Part 1 is recognized both nationally and internationally as a standard work for calculating high-strength bolted joints (BJs). It assumes a knowledge of the relevant loading and geometrical parameters and applies to single-bolt joints (SBJ). This means that before the actual calculation, which usually concerns several bolts within a contact area (multi bolted joint – MBJ), it will be necessary to determine the most highly loaded BJ together with its stress levels and separate it out virtually.

This is the task which the present standard tackles. First of all, it presents a method involving an analytic calculation of MBJs (rigid body mechanics, elastomechanics) in order to determine the load distribution and stress levels but cannot make any claim to completeness. Secondly, it deals with the application of numerical methods for calculating BJ, concentrating on the finite element method (FEM). For all methods of evaluating MBJs, it describes the points of reference for verification in accordance with VDI 2230 Part 1. Here calculation steps can be replaced or added, especially when the finite element method is used, and the quality of calculation results improved.

## 1 Scope

This standard, analogously to VDI 2230 Part 1, applies to high-strength bolted joints made of steel with screw thread, in other words, to strength grades 8.8 to 12.9 or 70 and 80 and with a frictional transmission of the working load which basically

tung, die grundsätzlich an den verspannten Bauteilen bzw. der Struktur angreift. Für Schrauben aus anderen Werkstoffen, bei niedrigeren Festigkeitsklassen oder bei von DIN ISO 898-1 abweichenden Festigkeiten kann die Richtlinie sinngemäß angewendet werden.

Grundsätzlich befreit die Richtlinie nicht von experimentellen sowie bei Anwendung analytischer Methoden gegebenenfalls numerischen Untersuchungen zur Verifizierung der Berechnungsergebnisse. Dies ist insbesondere bei kritischen Mehrschraubenverbindungen und bei Berechnungsansätzen, die das System sehr stark vereinfacht betrachten (z. B. das Starrkörpermodell), anzuraten.

Das Hauptziel der Richtlinie besteht darin dem Konstrukteur oder Berechnungsingenieur Hilfestellung bei der Ermittlung und Separation der höchstbelasteten EV innerhalb eines Schraubenfelds (MV) zu geben. Dies erfolgt durch die Beschreibung unterschiedlicher Berechnungsansätze sowie deren systematischer Darstellung in Bezug auf die Vorgehensweise und die Möglichkeiten und Grenzen. Mit den dabei errechneten Belastungs- und Berechnungsgrößen wird die Qualität der sich anschließenden funktions- und betriebssicheren Auslegung nach VDI 2230 Blatt 1 verbessert.

Bei den analytischen Näherungsberechnungen liefern Verfahren der Starrkörpermechanik bei vergleichsweise geringem Aufwand Ergebnisse, die für eine Reihe von Fällen der Praxis ausreichend genau sein können. Allerdings können keine allgemeingültigen Kriterien dafür angegeben werden. Letztlich liegt es in der Verantwortung des Konstrukteurs oder Berechnungsingenieurs, seine Ergebnisse zu verifizieren. Unter Beachtung praktischer Erfahrungen wurden bei einigen Fällen Korrekturen zur besseren Annäherung an die realen Verhältnisse vorgenommen.

In den Fällen, in denen eine genauere Berechnung erforderlich ist und FE-Ergebnisse nicht vorliegen, bieten sich die analytischen Verfahren der Elastomechanik an. Allerdings sind diese aufwendiger und nicht bei allen Berechnungsproblemen nutzbar.

Mit den softwareunabhängigen Hinweisen zur FE-Anwendung wird zum einen das Ziel verfolgt, dem Konstrukteur oder Berechnungsingenieur, in Abhängigkeit vom Ziel der FE-Berechnung, sinnvolle Modellierungsvarianten vorzuschlagen. Zur Reduzierung der Variantenvielfalt wurden unterschiedliche Modellklassen definiert, die die Entwicklung eines realitätsnahen und trotzdem im Aufwand vertretbaren Berechnungsmodells ermöglichen.

Zum anderen soll durch Vorgaben zur Auswertung der FE-Ergebnisse hinsichtlich der höchstbelaste-

acts on the clamped components or on the structure. As regards bolts made of other materials, or with lower strength grades or with strengths which deviate from DIN ISO 898-1, the standard can be applied mutatis mutandis.

This standard does not in principle do away with the need for experimental tests or where applicable, when analytical methods are used, for numerical analyses to verify the results of calculations. This is in particular advisable in the case of critical MBJs and also with analytical approaches which examine the system with a marked degree of simplification (such as, for example, the rigid body model).

The principle aim of the standard is to provide design engineers with assistance in determining and separating out the most highly loaded SBJ within a bolt array (MBJ). This is done by describing different calculation methods and also by their systematic presentation with respect to procedure and to possibilities and limits. With the loading and calculation quantities thus obtained by calculation an improvement is achieved in the quality of the subsequent functionally and operationally safe design as specified in VDI 2230 Part 1.

With approximative analytical calculations, methods of rigid body mechanics will, with comparatively little effort, yield results which can be precise enough for a series of practical cases. However it is not possible to provide criteria of universal application for this. Ultimately it is the responsibility of the design engineer to verify his results. While paying due regard to practical experience, corrections have been made in some cases to give a closer approximation to real situations.

In cases requiring a more precise calculation and where FE results are not available, the analytic methods of elastomechanics are a possibility. However these are more complex and are not suitable for use with all calculation problems.

The aim of the software-independent information regarding FE application is firstly to provide the engineer with useful modelling variants depending on the objective of the FE calculation. In order to reduce the number of variants, different classes of model have been defined which make it possible to develop a realistic computational model which nevertheless does not involve an unacceptable level of effort.

Secondly, the closeness of the results to reality should be ensured by requirements relating to eval-

ten Schraube und zur Ermittlung der für die Be-rechnung nach VDI 2230 Blatt 1 benötigten Belas-tungs- und Berechnungsgrößen die Realitätsnähe der Ergebnisse abgesichert werden. Somit ergänzen sich VDI 2230 Blatt 1 und Blatt 2.

## 2 Normative Verweise

Das folgende zitierte Dokument ist für die Anwen-dung dieser Richtlinie erforderlich:

VDI 2230 Blatt 1:2014-12 Systematische Berech-nung hochbeanspruchter Schraubenverbindun-gen; Zylindrische Einschraubenverbindungen

## 3 Begriffe

Für die Anwendung dieser Richtlinie gelten die folgenden Begriffe:

### 3.1 Grundlagen

#### *Belastung*

Mechanische oder thermische →Lasten, die von außen auf die Struktur und weiter auf das Schrau-benfeld wirken und innere Reaktionskräfte und/ oder -momente zur Einstellung eines Gleichge-wichtszustands bewirken.

**Anmerkung:** Je nach Angriffsart und -richtung der Belastung an der Struktur sowie der Art der Belastung treten Unterschie-de zwischen der Belastung an der Struktur und den Kräften bzw. Momenten im →Schraubenfeld auf.

#### *Belastungsarten*

→Belastungen können bezüglich ihres Auftretens wie folgt unterteilt werden:

- statisch
- periodisch
- stochastisch

**Anmerkung 1:** Gegebenenfalls sind zusätzliche Massenkräfte zu berücksichtigen.

**Anmerkung 2:** Äußere →Belastungen (an der Struktur) kön-nen bezogen auf die Hauptachsen des →Schraubenfelds vor-liegen (auch überlagernd) als:

- Biegemomente
- Torsionsmomente
- Zug- oder Druck-Längskräfte
- Querkräfte
- thermisch induzierte Kräfte

**Anmerkung 3:** Bezuglich der →Trennfuge des →Schrauben-felds ist zwischen folgenden →Belastungen zu unterscheiden:

- Normalkräfte (Zug/Druck)
- Biegemoment  $M_B$
- Querkräfte
- Torsionsmomente

**Anmerkung 4:** Bezogen auf eine einzelne Schraube des →Schraubenfelds wirken auf sie infolge der Feldbelastung und des Verformungsverhaltens der Struktur:

- Biegemoment  $M_b$
- Querkräfte
- Normalkräfte

uation of the FE results for the most highly loaded bolt and relating to determination of the loading and calculation quantities required for calculations in accordance with VDI 2230 Part 1. In this way VDI 2230 Part 1 and Part 2 supplement each other.

## 2 Normative references

The following referenced document is indispensa-ble for the application of this standard:

VDI 2230 Part 1:2014-12 Systematic calculation of high-duty bolted joints; Joints with one cylindri-cal bolt

## 3 Terms and definitions

For the purposes of this standard, the following terms and definitions apply:

### 3.1 Fundamentals

#### *Loading*

Mechanical or thermal →loads which act on the structure from outside and also on the bolt array and which give rise to internal reactive forces and/or moments seeking to achieve an equilibrium state.

**Note:** Depending on the point and direction of application of the loading in the structure and also on the type of loading, differences will occur between the loading on the structure and the forces or moments in the →bolt array.

#### *Loading cases*

→Loadings can be classified with regard to their occurrence as follows:

- static
- periodic
- stochastic

**Note 1:** It may be necessary to take additional inertial forces into consideration.

**Note 2:** External →loads (on the structure) with respect to the principle axes of the →bolt array may be present (even super-imposed) as:

- bending moments
- torsional moments
- longitudinal tension or compression forces
- transverse forces
- thermally induced forces

**Note 3:** As regards the →interface of the →bolt array a dis-tinction is to be drawn between the following →loadings:

- normal forces (tension/compression)
- bending moment  $M_B$
- transverse forces
- torsional moments

**Note 4:** With respect to an individual bolt of the →bolt array, the following act on it as a consequence of the field loading and the deformation behaviour of the →structure:

- bending moment  $M_b$
- transverse forces
- normal forces

**EV**(Einschraubenverbindung)

Schraubenverbindung mit einer Schraube.

**Anmerkung:** Es handelt sich hierbei entweder um eine an einer Verbindungsstelle angeordnete einzelne Schraube oder um eine aus einer →Mehrschraubenverbindung virtuell herausgelöste einzelne Schraubenverbindung.

**Flächenlast**

Auf eine Fläche verteilte Kraft, z. B. Druck, die gegebenenfalls vereinfachend durch eine Kraft ersetzt wird.

**Last**

Größe der Wirkung von Kräften und Momenten auf die Struktur oder das →Schraubenfeld.

**Linienlast**

Auf eine Linie verteilte Kraft, die gegebenenfalls vereinfachend durch eine Kraft ersetzt wird.

**Mechanische Last**

Zu den mechanischen Lasten zählen:

- →Punktlast
- →Linienlast
- →Flächenlast
- →Moment

**MV**(Mehrschraubenverbindung)

Schraubenverbindungen mit mehreren Schrauben.

**Anmerkung:** Es ist mehr als eine Schraube an der Übertragung einer Belastung bzw. an der Funktionserfüllung beteiligt. Die einzelnen Schrauben können einer stark unterschiedlichen Belastung unterliegen.

**Moment**

Vektor um eine Achse, die aus einem Kräftepaar entsteht.

**Anmerkung:** Es ist zu unterscheiden zwischen äußeren und inneren Momenten. Äußere (oder „reine“) Momente greifen an der Struktur an, innere Momente ergeben sich aus dem Kraftfluss vom Angriff an der Struktur zum →Schraubenfeld und aus den Verformungen der Struktur.

**Platte**

Verspanntes Bauteil, gekennzeichnet durch eine abstrakte Hauptform bzw. den Grundriss in der Trennfugenebene und der Begrenzung auf den →Verbindungsreich.

**Punktlast**

Kraft, die an einem Punkt angreift oder vereinfacht so angenommen wird.

**Schraubenfeld**

Gesamtheit der →EV in einem →Verbindungsreich, die gekennzeichnet ist durch die Anzahl der Schrauben (mindestens zwei), deren Anordnung zueinander sowie deren Lage zur Belastungsrichtung.

**Anmerkung:** Im Regelfall weisen aus Kosten- und Fertigungsgründen alle Schrauben innerhalb eines Felds den gleichen Nenndurchmesser auf und ist die Klemmlänge konstant.

**SBJ**(single-bolt joint)

Bolted joint with one bolt.

**Note:** This means either a single bolt located at one connection point or an individual bolted joint notionally separated out from a →MBJ.

**Area load**

Force distributed over a surface area, such as compression, for example, and for which a single force may, for the sake of simplicity, be substituted.

**Load**

Quantity of the effect of forces and moments on the structure or on the →bolt array.

**Linear load**

Force distributed along a line for which a single force may, for the sake of simplicity, be substituted.

**Mechanical load**

Mechanical loads include:

- →point load
- →linear load
- →area load
- →moment

**MBJ**(multi bolted joint)

Bolted joints with several bolts.

**Note:** More than one bolt is involved in transmitting a load or in fulfilling the joint's function. The individual bolts may be subjected to markedly different loads.

**Moment**

Vector about an axis which arises from a force pair.

**Note:** A distinction is to be drawn between external and internal moments. External (or “pure”) moments act on the structure while internal moments arise from the flow of force from the application location on the structure to the →bolt array and from deformations of the structure.

**Plate**

Clamped component, characterized by a principle abstract shape or footprint on the interface plane and the demarcation or boundary in the →contact area.

**Point load**

Force which acts on a point or is assumed to do so for the sake of simplification.

**Bolt array**

Totality of →SBJs in a →contact area, which is characterized by the number of bolts (at least two), their arrangement relative to each other as well as their position with respect to the direction of loading.

**Note:** For reasons of cost and manufacturing all bolts in an array will as a rule have the same nominal diameter and the same grip length.

**Schnitlast** (Schnittgrößen)

Reaktionskräfte und/oder -momente in einer virtuellen Schnittebene der Struktur oder des →Schraubenfelds.

**Statisch unbestimmtes System**

Verschraubte Bauteile oder →Schraubenfeld, für die/das sich die →Schnitlasten nicht alleine aus den Gleichgewichtsbedingungen mit der äußeren →Belastung berechnen lassen.

**Anmerkung:** Es ist das Gesamtverformungsverhalten der Struktur und des Schraubenfelds zu ermitteln, um die Schnitlasten berechnen zu können.

**Trennfuge**

Kontaktfläche zwischen den zu verbindenden bzw. verschraubten Bauteilen die an der Kraftübertragung beteiligt ist.

**Anmerkung 1:** Es wird von einer flächenhaften Auflage ausgegangen, die in der Regel keine Absätze aufweist und in erster Näherung ideal eben ist. Die Trennfuge kann verschiedene Grundrissformen haben. Die Schrauben sind senkrecht zu ihr angeordnet. Kontaktsteifigkeiten sind gegebenenfalls bei einer elastomechanischen Berechnung zu berücksichtigen.

**Anmerkung 2:** Die Verteilung des Drucks/der Pressung in der Trennfuge wird hauptsächlich bestimmt von der Geometrie der Struktur im Bereich der Verbindungsstelle, von der Anordnung der Schrauben und den Abständen zwischen ihnen, von der Art, Größe und dem Angriffsort der äußeren →Belastung, den Exzentrizitäten der Verspannung und Belastung und den Nachgiebigkeiten der Grundkörper sowie der Anziehtechnologie.

**Verbindungsbereich**

Geometrisch abgegrenzter Bereich, über den →Belastungen von einem Bauteil zum anderen mittels Schraubenverbindung übertragen werden.

**Anmerkung:** Die Abstände zwischen benachbarten →EV innerhalb des Verbindungsbereichs überschreiten nicht die Grenzbemessung nach VDI 2230 Blatt 1.

**3.2 Arten von Schraubenfeldern**

**Anmerkung:** Unterteilung nach geometrischen Gesichtspunkten.

**Asymmetrisches Schraubenfeld**

→Schraubenfeld, bei dem Schrauben auf einer Platte beliebiger Geometrie asymmetrisch verteilt sind.

**Balkenverbindung**

→Schraubenfeld, bei dem alle Schraubenachsen eines Verbindungsbereichs sich in einer Ebene befinden und der Abstand zwischen den Verbindungsbereichen deutlich größer ist als die größte Abmessung des in der Regel konstanten Bauteilquerschnitts.

**Flansch**

→Schraubenfeld, bei dem die Schrauben an einer rotationssymmetrischen Kreisringplatte auf einem oder mehreren konzentrischen Teilkreisen gleichmäßig angeordnet sind.

**Internal load** (internal forces)

Reactive forces and/or moments on a virtual section plane of the structure or of the →bolt array.

**Statically indeterminate system**

Bolted components or a →bolt array for which the →internal loads cannot be calculated solely from the equilibrium conditions by means of the external →loading.

**Note:** The total deformation behaviour of the structure and of the bolt array must be determined in order to be able to calculate the internal loads.

**Interface**

Contact surface between the components to be joined or bolted together and which is involved in force transmission.

**Note 1:** A planar contact surface is assumed which will normally have no recesses and which is ideally flat as a first approximation. The interface can have various footprint shapes. The bolts are positioned at right angles to it. In an electromechanical calculation it may be necessary to take contact stiffnesses into consideration.

**Note 2:** The distribution of pressure or compression in the interface is primarily determined by the geometry of the structure in the area of the connecting point, by the arrangement of the bolts and the distances between them, by the type, magnitude and application location of the external →loading, by the eccentricities of the clamping and loading and by the compliances of the base bodies and the tightening technology.

**Contact area**

Geometrically defined area through which loadings are transmitted from one component to the other by means of the bolted joint.

**Note:** The distances between adjacent →SBJs within the contact area do not exceed the dimensional limit as specified in VDI 2230 Part 1.

**3.2 Types of bolt array**

**Note:** Classified on the basis of geometrical aspects.

**Asymmetrical bolt array**

→Bolt array in which the bolts are asymmetrically distributed over a plate of any shape.

**Beam joint**

→Bolt array in which all bolt axes of a contact area lie on the same plane and the distance between the contact areas is markedly greater than the largest dimension of the component cross-section which as a rule does not change.

**Flange**

→Bolt array in which the bolts in a rotationally symmetrical annular plate are evenly arranged in one or more concentric pitch circles.

**Anmerkung:** Sind zwischen den Platten im Hauptschluss Dichtungen angeordnet, so ist die Berechnung nicht nach VDI 2230, sondern nach DIN EN 1591 und DIN EN 13445 durchzuführen.

### Kreisplatte

→Schraubenfeld, bei dem die Schrauben an einer rotationssymmetrischen Platte auf einem oder mehreren konzentrischen Teilkreisen im Bereich des Randes angeordnet sind.

### Rechteckflansch (symmetrisches Schraubenfeld)

→Schraubenfeld, bei dem die Schrauben auf einer in der Regel rechteckigen Platte doppelt symmetrisch in Form eines Rechtecks oder Quadrats mit in der Regel gleichen Abständen verteilt sind.

**Anmerkung:** Hierzu zählt auch der Fall einfach symmetrisch angeordneter Schrauben, wenn sich die Symmetrie auf die Kraftrichtungs- bzw. Momentenachse bezieht.

## 4 Formelzeichen und Abkürzungen

### Formelzeichen

In dieser Richtlinie werden sowohl die in VDI 2230 Blatt 1 als auch die nachfolgend aufgeführten Formelzeichen verwendet:

Formel-zeichen	Bezeichnung
$A$	Querschnitt bzw. Fläche, allgemein
$A_{BT}$	Trennfugenfläche des Biegebalkens
$A_{Bz}$	Bezugsquerschnitt
$A_{ers}$	Ersatzquerschnitt
$A_I$	durch Innendruck beaufschlagte Fläche
$A_L$	Laschenquerschnitt
$A_p$	Fläche der Schraubenkopf- bzw. Mutterauflage
$A_Q$	Schubfläche der Trennfuge zwischen zwei Schrauben
$A_s$	Spannungsquerschnitt des Schraubengewindes
$A_0$	zutreffende kleinste Querschnittsfläche der Schraube
$A_1; A_2$	Berechnungskonstanten
$a$	Abstand der Ersatzwirkungslinie der Axialkraft $F_A$ von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers
$a_i$	Koeffizient
$B$	Bettungsziffer
$b$	Breite
$c$	Steifigkeit
$c_s$	Biegesteifigkeit der Schraube

**Note:** If there are gaskets between the plates in the main connection, calculations should not follow VDI 2230 but rather DIN EN 1591 and DIN EN 13445.

### Circular plate

→Bolt array in which the bolts in a rotationally symmetrical plate are evenly arranged in one or more concentric pitch circles in the edge region.

### Rectangular flange (symmetrical bolt array)

→Bolt array in which the bolts on a usually rectangular plate are distributed doubly symmetrically – in the form of a rectangle or square with spacings which are usually identical.

**Note:** This also includes the case of bolts with a singly symmetrical arrangement when the symmetry relates to the force direction axis or moment axis.

## 4 Symbols and abbreviations

### Symbols

The abbreviations as per VDI 2230 Part 1 and the following abbreviations are used throughout this standard:

Symbol	Designation
$A$	cross-section or area, general
$A_{BT}$	interface area of the bending beam
$A_{Bz}$	reference cross-section
$A_{ers}$	equivalent cross-section
$A_I$	area subjected to internal pressure
$A_L$	cover-plate cross-section
$A_p$	area of bolt head or nut bearing
$A_Q$	shear area of the interface between two bolts
$A_s$	stress cross-section of the bolt thread
$A_0$	appropriate minimum cross-sectional area of the bolt
$A_1; A_2$	calculation constant
$a$	distance of the substitutional line of action of the axial load $F_A$ from the axis of the imaginary laterally symmetrical deformation solid
$a_i$	coefficient
$B$	bedding factor
$b$	width
$c$	stiffness, rigidity
$c_s$	flexural stiffness of the bolt

<b>Formelzeichen</b>	<b>Bezeichnung</b>
$D_A$	Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers in der Trennfuge; bei Abweichung der Trennfugenfläche von der Kreisform ist ein mittlerer Durchmesser zu verwenden
$D'_A$	Ersatzaußendurchmesser des Grundkörpers
$D_I$	Innendurchmesser
$d$	Schraubendurchmesser = Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser); Durchmesser allgemein
$d_{Bz}$	Bezugsdurchmesser
$d_h$	Bohrungsdurchmesser
$d_m$	mittlerer Durchmesser
$d_t$	Teilkreisdurchmesser
$E$	Elastizitätsmodul allgemein
$E_P$	Elastizitätsmodul der verspannten Teile
$E_s$	Elastizitätsmodul des Schraubenwerkstoffs
$F$	Kraft, allgemein
$F_A$	Axialkraft; eine in Schraubenachse gerichtete und anteilig auf eine Schraube bezogene Komponente einer beliebig gerichteten Betriebskraft $F_B$ und/oder eines Moments $M$
$F_A^D$	Axialkraft auf der Druckseite
$F_A^Z$	Axialkraft auf der Zugseite
$F_{AB}$	aus einer Betriebskrafteinwirkung ( $F_B$ ) sich ergebende Axialkraft des Schraubenfelds
$F_{A(B)}$	aus einer Betriebskrafteinwirkung ( $F_B$ ) sich ergebende Axialkraft an einer Schraube
$F_{AM}$	aus einer Momentenwirkung ( $M_B$ ) sich ergebende Axialkraft an einer Schraubenserie (parallel zur Biegeachse)
$F_{A(M)}$	aus einer Momentenwirkung ( $M_B$ ) sich ergebende Axialkraft an einer Schraube
$F_B$	beliebig gerichtete Betriebskraft an einer Verbindungsstelle
$F_K$	Klemmkraft
$F_{Kab}$	Klemmkraft an der Abhebegrenze
$F_{KQ}$	Mindestklemmkraft zur Übertragung einer Querkraft und/oder eines Drehmoments durch Reibschluss
$F_{KR}$	Restklemmkraft in der Trennfuge
$F_M$	Montagevorspannkraft
$F_{Mzul}$	zulässige Montagevorspannkraft

<b>Symbol</b>	<b>Designation</b>
$D_A$	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
$D'_A$	substitutional outside diameter of the basic solid
$D_I$	internal diameter
$d$	bolt diameter = outside diameter of thread (nominal diameter); diameter in general
$d_{Bz}$	reference diameter
$d_h$	hole diameter
$d_m$	mean diameter
$d_t$	pitch diameter
$E$	modulus of elasticity, general
$E_P$	Young's modul of elasticity of the clamped parts
$E_s$	modulus of elasticity of the bolt material
$F$	force, general
$F_A$	axial load; a component of an operating force $F_B$ in any direction and/or of a moment $M$ , the component being directed along the bolt axis and proportionally related to a bolt
$F_A^D$	axial load on the compression side
$F_A^Z$	axial load on the tension side
$F_{AB}$	axial load of the bolt array arising from the operating force application ( $F_B$ )
$F_{A(B)}$	axial load on a bolt arising from the operating force application ( $F_B$ )
$F_{AM}$	axial load on a row of bolts (parallel to the neutral axis) arising from the operating force application ( $F_B$ )
$F_{A(M)}$	axial load on a bolt arising from a moment effect ( $M_B$ )
$F_B$	operating force in any direction acting on a connecting point
$F_K$	clamp load
$F_{Kab}$	clamp load at the opening limit
$F_{KQ}$	minimum clamp load for transmitting a transverse force and/or torque by frictional grip
$F_{KR}$	residual clamp load at the interface
$F_M$	assembly preload
$F_{Mzul}$	permissible assembly preload

<b>Formelzeichen</b>	<b>Bezeichnung</b>
$F_Q$	Querkraft allgemein; senkrecht zu den Schraubenachsen eines Schraubenfelds wirkend
$F_{QB}$	Betriebsquerkraft; senkrecht zu den Schraubenachsen eines Schraubenfelds wirkend, auch resultierend aus einer Betriebskraft $F_B$
$F_{QGr}$	Grenzquerkraft
$F_{QS}$	an einer Verschraubungsstelle in der Trennfuge wirkende Querkraft
$F_{QVer}$	Versagensquerkraft
$F_q$	an einer Verschraubungsstelle bzw. auf eine Schraube wirkende Querkraft
$F_{qB}$	an einer Verschraubungsstelle bzw. auf eine Schraube wirkende Querkraft infolge einer Betriebskraft $F_B$
$F_{qM}$	an einer Verschraubungsstelle bzw. auf eine Schraube wirkende Querkraft infolge eines Betriebsmoments $M_Y$
$F_{qres}$	an einer Verschraubungsstelle bzw. auf eine Schraube wirkende resultierende Querkraft
$F_S$	Schraubenkraft
$F_{SA}$	axiale Schraubenzusatzkraft
$F_U$	Umfangskraft
$F_V$	Vorspannkraft
$\Delta F_{Vth}$	Änderung der Vorspannkraft infolge einer Temperatur ungleich der Raumtemperatur; thermische Zusatzkraft
$F_Z$	Vorspannkraftverlust infolge Setzens im Betrieb
$f$	elastische Längenänderung unter einer Kraft $F$ ; Durchbiegung
$f_i$	Funktion zur Berechnung der Durchbiegung
$f_{Po}$	Verschiebung am oberen Auflagepunkt
$f_{Pu}$	Verschiebung am unteren Auflagepunkt
$f_s$	Verschiebung der gesamten Schraube
$G$	Grenzwert für die Abmessungen an der Trennfugenfläche bei Durchsteckschraubverbindungen; Gleitmodul
$G'$	Grenzwert für die Abmessungen an der Trennfugenfläche bei ESV
$h$	Höhe, allgemein
$h_F$	anteilige federnde Höhe des Biegebalkens
$I$	Flächenträgheitsmoment, allgemein

<b>Symbol</b>	<b>Designation</b>
$F_Q$	transverse force, general; acting perpendicularly to the bolt axes of a bolt array
$F_{QB}$	transverse working load; acting perpendicularly to the bolt axes of a bolt array, also resulting from an operating force $F_B$
$F_{QGr}$	limiting transverse force
$F_{QS}$	a transverse force acting on a bolting point in the interface
$F_{QVer}$	transverse failure force
$F_q$	transverse force acting on a bolting point or on a bolt
$F_{qB}$	transverse force acting on a bolting point or on a bolt as a consequence of an operating force $F_B$
$F_{qM}$	transverse force acting on a bolting point or on a bolt as a consequence of an operating moment $M_Y$
$F_{qres}$	resulting transverse force acting on a bolting point or on a bolt
$F_S$	bolt force
$F_{SA}$	axial additional bolt force
$F_U$	peripheral force
$F_V$	preload
$\Delta F_{Vth}$	change in the preload as a result of a temperature different from room temperature; additional thermal load
$F_Z$	loss of preload as a result of embedding during operation
$f$	elastic linear deformation due to a force $F$ ; deflection
$f_i$	function for calculating deflection
$f_{Po}$	displacement at the upper contact point
$f_{Pu}$	displacement at the lower contact point
$f_s$	displacement of the entire bolt
$G$	dimensional limit for the dimensions at the interface area in the case of TBJs; shear modulus
$G'$	dimensional limit for the dimensions at the interface area in the case of TTJs
$h$	height, general
$h_F$	proportional resilient height of the bending beam
$I$	areal moment of inertia, general

Formelzeichen	Bezeichnung
$i_R$	Anzahl von Gruppen mit Schrauben gleichen Abstands (gleicher Radius) zum Schwerpunkt eines Schraubenfelds
$l$	Länge, allgemein
$l_A$	Länge zwischen Grundkörper und Krafteinleitungspunkt K im Anschlusskörper
$l_K$	Klemmlänge
$l_0$	charakteristische Länge eines Biegebalkens
$M$	Moment, allgemein
$M_B$	an einer Verschraubungsstelle angreifendes Betriebsmoment (Biegemoment)
$M_b$	Zusatzbiegemoment an der Verschraubungsstelle aus exzentrisch angreifenden Axialkräften $F_A$ und $F_S$ und/oder dem Moment $M_B$
$M_E$	Eckmoment, Einspannmoment
$M_{Kl}$	resultierendes Moment in der Klemmfläche (Trennfuge)
$M_S$	Biegemoment in der Schraube
$M_{SA}$	Schraubenzusatzmoment (entspricht $M_{Sb}$ in VDI 2230 Blatt 1)
$M_V$	Biegemoment in der Schraube infolge der Vorspannkraft
$M_Y$	Drehmoment um die Schraubenachse oder das Schraubenfeld
$m_{eff}$	effektive Einschraubtiefe oder Mutternhöhe (Gewindekontaktlänge)
$n$	Krafteinleitungsfaktor
$n_S$	Schraubenanzahl
$n_{SB}$	Anzahl der be- oder entlasteten Schrauben einer MV unter Biegebelastung
$n_{SR}$	Anzahl Schrauben in einer Reihe
$n_{ST}$	Anzahl Schrauben auf einem Teilkreis bei kreisförmigen MV
$n_T$	Anzahl unterschiedlicher Teilkreise bzw. Abstände zur Drehachse bei Wirkung von $M_Y$
$p$	Flächenpressung; Druck
$p_B$	Flächenpressung im Betriebszustand
$Q$	Schnittkraft im Biegebalken
$q_F$	Anzahl der kraftübertragenden ( $F_{QB}$ ) inneren Trennfugen, die an einem eventuell Gleiten in der Verbindung und/oder einer Scherbelastung der Schrauben beteiligt sind

Symbol	Designation
$i_R$	number of groups with bolts of equal distance (same radius) from the centroid of a bolt array
$l$	length, general
$l_A$	length between basic solid and load introduction point K in the connecting solid
$l_K$	clamping length
$l_0$	characteristic length of a bending beam
$M$	moment, general
$M_B$	operating moment (bending moment) acting on a bolting point
$M_b$	additional bending moment at the bolting point resulting from the eccentrically applied axial loads $F_A$ and $F_S$ and/or the moment $M_B$
$M_E$	corner moment, restraining moment
$M_{Kl}$	resulting moment in the clamp area (interface)
$M_S$	bending moment in the bolt
$M_{SA}$	additional moment acting on the bolt (corresponds to $M_{Sb}$ in VDI 2230 Part 1)
$M_V$	bending moment in the bolt resulting from the preload
$M_Y$	torque about the bolt axis or the bolt array
$m_{eff}$	effective length of thread engagement or effective nut height (length of thread contact)
$n$	load application factor
$n_S$	number of bolts
$n_{SB}$	number of loaded or unloaded bolts in a MBJ under flexural stress
$n_{SR}$	number of bolts in a row
$n_{ST}$	number of bolts on a pitch circle of a circular MBJ
$n_T$	number of different pitch circles or distances from the axis of rotation under the action of $M_Y$
$p$	surface pressure; compression
$p_B$	surface pressure in the working state
$Q$	internal force in the bending beam
$q_F$	number of force-transmitting ( $F_{QB}$ ) internal interfaces which are involved in possible slipping in the joint and/or a shearing load on the bolts

Formelzeichen	Bezeichnung
$q_M$	Anzahl der drehmomentübertragenden ( $M_Y, F_{QM}$ ) inneren Trennfugen, die an einem eventuellen Gleiten in der Verbindung und/oder einer Scherbelastung der Schrauben beteiligt sind
$r$	Radius; Abstand
$r_e$	Exzentrizität der Krafteinleitung an Kreisflanschen
$r_s$	Radius einer kreisförmigen MV, Radius eines Schraubenteilkreises
$S_G$	Sicherheit gegen Gleiten
$S_{G,gl}$	globale Sicherheit einer MV gegen Gleiten
$s_q$	Querverschiebung
$s_{sym}$	Abstand der Schraubenachse von der Achse des gedachten seitensymmetrischen Verformungskörpers
$T$	Temperatur
$t$	Schraubenteilung
$W_{Bz}$	Bezugswiderstandsmoment
$W_s$	Widerstandsmoment des Spannungsquerschnitts des Schraubengewindes
$w$	Verformung, Durchbiegung; Verbindungs-koeffizient für die Art der SV
$\tilde{w}$	Näherung für die Durchbiegung
$x_s$	Abstand der Krafteinleitung vom Schwerpunkt des Schraubenfelds in $x$ -Richtung
$z_s$	Abstand der Krafteinleitung vom Schwerpunkt des Schraubenfelds in $z$ -Richtung
$\alpha$	Flankenwinkel des Gewindes; Winkel allgemein
$\alpha_p$	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Platte
$\alpha_s$	linearer Wärmeausdehnungskoeffizient der Schraube
$\beta_p$	elastische Biegenachgiebigkeit der ver-spannten Teile/Platten
$\beta_s$	elastische Biegenachgiebigkeit der Schraube
$\gamma$	Schrägstellung oder Neigungswinkel von verspannten Teilen infolge exzentrischer Belastung; Biegewinkel
$\gamma_s$	Biegewinkel der Schraube
$\delta_p$	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile (Platten) bei zentrischer Verspannung und zentrischer Belastung

Symbol	Designation
$q_M$	number of torque-transmitting ( $M_Y, F_{QM}$ ) internal interfaces which are involved in possible slipping in the joint and/or a shearing load on the bolts
$r$	radius; distance
$r_e$	eccentricity of force application at circular flanges
$r_s$	radius of a circular MBJ, radius of a bolt pitch circle
$S_G$	safety margin against slipping
$S_{G,gl}$	global safety margin of a MBJ against slipping
$s_q$	transverse displacement
$s_{sym}$	distance of the bolt axis from the axis of the imaginary laterally symmetrical deformation body
$T$	temperature
$t$	bolt spacing
$W_{Bz}$	reference moment of resistance
$W_s$	moment of resistance of the stress cross-section of the bolt thread
$w$	deformation, deflection; joint coefficient for the type of BJ
$\tilde{w}$	approximation for deflection
$x_s$	distance of force application from the centroid of the bolt array along the $x$ axis
$z_s$	distance of force application from the centroid of the bolt array along the $z$ axis
$\alpha$	flank angle of the thread; angle in general
$\alpha_p$	coefficient of linear thermal expansion of the plate
$\alpha_s$	coefficient of linear thermal expansion of the bolt
$\beta_p$	elastic bending resilience of the clamped parts/plates
$\beta_s$	elastic bending resilience of the bolt
$\gamma$	skewness or angle of inclination of clamped parts as a result of eccentric loading; bending angle
$\gamma_s$	bending angle of the bolt
$\delta_p$	elastic resilience of the clamped parts (plates) with concentric clamping and concentric loading

Formelzeichen	Bezeichnung
$\delta_p^*$	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile (Platten) bei exzentrischer Verspannung
$\delta_p^{**}$	elastische Nachgiebigkeit der verspannten Teile (Platten) bei exzentrischer Verspannung und exzentrischer Belastung
$\delta_s$	elastische Nachgiebigkeit der Schraube
$\kappa$	Quersteifigkeitsverhältnis
$\lambda$	Längenverhältnis
$\mu_T$	Reibungszahl in der Trennfuge
$\mu_{TH}$	Haftriebungszahl in der Trennfuge
$\nu$	Ausnutzungsgrad der Streckgrenzspannung (Grenze der Vollplastifizierung des gefährdeten Querschnitts) beim Anziehen; Querkontraktionszahl
$\sigma$	Spannung allgemein
$\sigma_{SAb}$	Spannung in der Biegezugfaser des Schraubengewindes, verursacht durch $F_{SA}$ und ein Biegemoment $M_b$ bei exzentrischem Kraftangriff
$\sigma_{SAbo}$	maximaler (oberer) Wert von $\sigma_{SAb}$
$\sigma_{SAbu}$	minimaler (unterer) Wert von $\sigma_{SAb}$
$\sigma_z$	Zugspannung in der Schraube im Betriebszustand
$\Phi_{en}^*$	Kraftverhältnis bei exzentrischer Verspannung und exzentrischer Krafteinleitung über die verspannten Teile

## Abkürzungen

In dieser Richtlinie werden die nachfolgend aufgeführten Abkürzungen verwendet:

Abkürzung	Bezeichnung
DSV	Durchsteckschraubverbindung
ESV	Einschraubverbindung
EV	Einschraubenverbindung
FE	Finite Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
GV	gleitfest vorgespannte SV
GVP	gleitfest vorgespannte SV mit Passschaft
MV	Mehrschraubenverbindung
SV	Schraubenverbindung, allgemein

Symbol	Designation
$\delta_p^*$	elastic resilience of the clamped parts (plates) with eccentric clamping
$\delta_p^{**}$	elastic resilience of the clamped parts (plates) with eccentric clamping and eccentric loading
$\delta_s$	elastic resilience of the bolt
$\kappa$	transverse stiffness ratio
$\lambda$	length ratio
$\mu_T$	coefficient of friction in the interface
$\mu_{TH}$	coefficient of static friction in the interface
$\nu$	utilization factor of the yield point stress (limit of full plasticization of the cross section at risk) during tightening; Poisson's ratio
$\sigma$	stress, general
$\sigma_{SAb}$	stress in the flexural tension fibre of the bolt thread caused by $F_{SA}$ and a bending moment $M_b$ under eccentric force application
$\sigma_{SAbo}$	maximum (upper) value of $\sigma_{SAb}$
$\sigma_{SAbu}$	minimum (lower) value of $\sigma_{SAb}$
$\sigma_z$	tensile stress in the bolt in the working state
$\Phi_{en}^*$	load factor with eccentric clamping and eccentric force application via the clamped parts

## Abbreviations

The following abbreviations are used throughout this standard:

Abbreviation	Designation
TBJ	through-bolt joint
TTJ	tapped thread joint
SBJ	single-bolt joint
FE	finite element
FEM	finite element method
GV	slip-resistant preloaded BJ
GVP	slip-resistant preloaded BJ with body-fit shank
MBJ	multi bolted joint
BJ	bolted joint, general

## 5 Berechnungsverfahren und Lösungsansätze

### 5.1 Einführung

Die Kraft- und Verformungsverhältnisse bei MV sind rechnerisch häufig schwierig beschreibbar. In der Regel liegen mehrfach statisch unbestimmte Systeme vor, zu deren analytischer Lösung vereinfachende Systemannahmen zu treffen sind. Während bei EV bauteilseitig nur der verspannte Bereich und die Auflageflächen in die Betrachtungen eingehen, sind bei MV das Verformungsverhalten der Gesamtstruktur und das Zusammenwirken aller Schrauben zu berücksichtigen.

Um den Aufwand zu minimieren, ist häufig die Anwendung vereinfachender analytischer Verfahren (siehe Abschnitt 5.2 und Abschnitt 5.3) geboten, die in vielen Fällen zu hinreichend genauen Ergebnissen führen können. Im Zweifelsfall oder bei sicherheitsrelevanten Verbindungen ist eine experimentelle Ermittlung bzw. Überprüfung anzuraten.

Allen analytischen Verfahren liegen folgende Bedingungen zugrunde:

- linear-elastisches Werkstoffverhalten
- sehr kleine Verformungen (Ebenbleiben der Querschnitte)
- Einhaltung des Grenzabstands  $G$  bzw.  $G'/G''$  (siehe VDI 2230 Blatt 1, Schritt R0)

Generell gilt, dass es kein universelles Berechnungsverfahren gibt, mit dem für alle denkbaren Fälle von MV das Kraft- und Verformungsverhalten der Gesamtstruktur und davon abgeleitet die Belastungsverteilung auf die Einzelschrauben berechenbar ist. Vielmehr stellt jede MV ein originäres Problem dar, das einer eigenen Lösung bedarf. Allerdings lassen sich gewisse Gruppen von MV bilden und hierzu grundsätzliche theoretische Lösungsansätze feststellen.

Vielfach werden in der Praxis analytische Berechnungen umgangen, indem die ohnehin im Rahmen des CAE-Prozesses vorhandenen digitalisierten Konstruktionen als Basis von Modellen für numerische Berechnungen genutzt werden (siehe Abschnitt 5.4 und Abschnitt 7). Zur Überprüfung der Plausibilität sind analytische Berechnungen jedoch weiterhin zu empfehlen.

Für alle Berechnungsansätze ist das Gesamtsystem zunächst unter Ausnutzung von Symmetrie- und Antimetriebedingungen so weit wie möglich zu reduzieren, um den Berechnungsaufwand zu minimieren.

## 5 Calculation methods and approaches to solutions

### 5.1 Introduction

It is often difficult to describe load and deformation behaviour mathematically in the case of MBJs. As a rule multiply statically indeterminate systems are present and solving them analytically requires simplifying assumptions be made regarding the systems. While only the clamped area and the bearing areas are included in consideration on the component side with SBJs, with MBJs on the other hand the deformation behaviour of the entire structure and the interaction of all of the bolts must be taken into consideration.

To minimize the effort required, the use of simplifying analytical methods is often a necessary possibility (see Section 5.2 and Section 5.3) and in many cases this can deliver results which are accurate enough. In doubtful cases or with safety-related joints, experimental determination or review is advisable.

All analytical methods are based on the following conditions:

- linear-elastic material behaviour
- very small deformations (cross-sections remain flat)
- compliance with the limit distance  $G$  or  $G'/G''$  (see VDI 2230 Part 1, Step R0).

In general it is true to say that there is no universal calculation method by which the force and deformation behaviour of the entire structure and, derived from this, the distribution of loads over the individual bolts can be calculated for all conceivable cases of MBJ. On the contrary, every MBJ may be regarded as a unique problem which needs its own particular solution. However, MBJs can be formed into certain groupings and fundamental theoretical approaches to solutions identified for these.

In practice analytical calculations are often avoided by taking the digitized designs already available within the context of the CAE process and using them as a basis for models for numerical calculations (see Section 5.4 and Section 7). However, analytical calculations are still advisable for conducting plausibility checks.

For all calculation approaches the overall system should first of all be reduced as much as possible by exploiting symmetry and antisymmetry conditions in order to minimize calculation work.

## 5.2 Verfahren der Starrkörpermechanik

Unter der Annahme, dass die verspannten Bauteile eine deutlich größere Steifigkeit (z. B. biegestarr im theoretischen Grenzfall  $E \cdot I \rightarrow \infty$ ) als die Schrauben aufweisen, werden in Näherung mit Kraft- und Momentengleichgewichtsbeziehungen die anteiligen Betriebsbelastungen der Schrauben ermittelt. Ausgangspunkt ist dabei der Schwerpunkt des Schraubenfelds, insbesondere wenn die Belastung hier innerhalb angreift (siehe Abschnitt 6.3).

Die Schrauben werden hierbei als nicht vorgespannt betrachtet. Vereinfachend wird im Berechnungsmodell an Stelle der Schraube ein punktförmiges Lager in der Trennfuge angeordnet (siehe Bild 1). Die Lagerung kann statisch bestimmt oder unbestimmt sein. Bei statischer Bestimmtheit kann unmittelbar auf die Schraubenbelastung geschlossen werden. Bei statischer Unbestimmtheit sind für einige Fälle Lösungsansätze in Abschnitt 6.3 angegeben.

Durch die Annahme der Bauteile als ideal starr lassen sich auch die mehrfach statisch unbestimmten MV berechnen. Die Bauteile verformen sich nicht, und die Lastverteilung der äußeren Beanspruchung auf die als Punktllager abgebildeten Schrauben erfolgt allein in Abhängigkeit von deren Abständen vom Schwerpunkt des Schraubenfelds.

Mithilfe des Starrkörpermodells sind nur Axial- und Querkräfte für die EV berechenbar, das heißt, Biegemomente in den Schrauben und Trennfugen infolge exzentrischer Krafteinleitung werden vernachlässigt. Deshalb kann kein Abstand  $a$  ermittelt werden. In der Folge kann diese Betrachtung zu deutlich größeren, aber auch kleineren Schrauben- und Restklemmkräften, als sie in der Realität auftreten, führen. Da die Biegebeanspruchung bei einer Schwingbeanspruchung sich maßgeblich auf die Dauerhaltbarkeit auswirken kann, ist das Starrkörpermodell für den Nachweis bei schwingender Belastung nur sehr eingeschränkt nutzbar.

Allgemeingültige Ansätze können höchstens für bestimmte Gruppen von MV mit geometrisch regelmäßiger Schraubenanordnung, z. B. Ringflanschverbindungen, definiert werden. Für viele andere MV-Varianten müssen spezifische Lösungen gefunden werden. Der Lösungsansatz wird dabei wesentlich sowohl von der Art der vorliegenden Belastung, also ob Axial- oder Querkräfte und/oder Momente vorhanden sind, als auch von der Anordnung und den Abständen der Schrauben beeinflusst.

## 5.2 Methods of rigid body mechanics

Under the assumption that the clamped components have a considerably greater stiffness (for example, flexurally stiff in the theoretical limiting case  $E \cdot I \rightarrow \infty$ ) than the bolts, the proportional operating loads of the bolts are approximately determined by means of force and moment equilibrium equations. The starting point here is the centroid of the bolt array, especially when load is applied within it (see Section 6.3).

Here the bolts are not considered to be preloaded. To simplify matters, in the mathematical model a punctiform bearing is disposed in the interface instead of the bolt (see Figure 1). The bearing can be statically determinate or indeterminate. In the case of statical determinacy, the bolt loading can be deduced immediately. If the system is statically indeterminate, possible solutions for some cases are given in Section 6.3.

Even multiply statically indeterminate MBJs can be calculated by assuming that the components are ideally stiff. The components do not deform and the load distribution of the external loading on the bolts represented as point positions is effected solely as a function of their distances from the centroid of the bolt array.

Only axial and transverse forces can be calculated for the SBJ with the aid of the rigid body model, i.e. bending moments in the bolts and interfaces resulting from eccentric force application are ignored. For this reason it is not possible to determine the distance  $a$ . Consequently this analysis can result in bolt and residual clamp loads which are not only considerably larger but also smaller than occur in reality. Since flexural stress can have a decisive effect on durability in the case of cyclic stress, the rigid body model is only of very limited application for check calculations in the case of vibrational loading.

Approaches of universal validity can be defined at most for specific groups of MBJs with a geometrically regular arrangement of bolts, such as, for example, circular flange joints. Specific solutions will need to be found for many other MBJ variants. The possible solution is influenced to a considerable extent not only by the type of loading – in other words, whether axial or transverse forces and/or moments are present – but also by the arrangement of the bolts and distances between them.

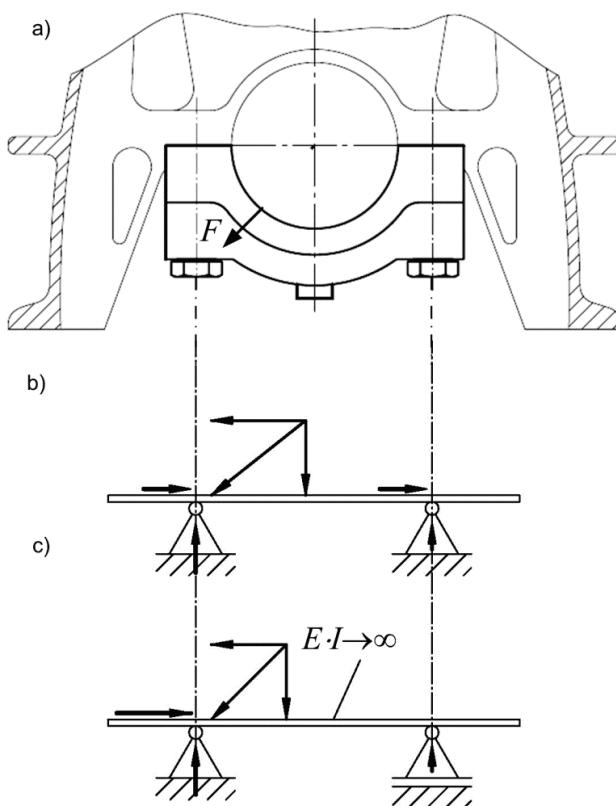


Bild 1. Berechnungsmodell für Starrkörper

- a) Hauptlagerdeckel einer Kurbelwelle
- b) statisch unbestimmtes Ersatzmodell
- c) statisch bestimmtes Ersatzmodell

Querbelastungen sind grundsätzlich (ausgenommen Passschrauben) über die Reibung in den Trennfugen zu übertragen. Die notwendige Normalkraft ist vom gesamten Schraubenfeld aufzubringen. In welchem Anteil die einzelnen Schrauben an der Übertragung der Querkraft beteiligt sind, hängt vom konkreten Fall ab. Verläuft die Querkraft nicht durch den Schwerpunkt des Schraubenfelds, so ist ein zusätzliches Moment  $M_Y$  zu berücksichtigen. Hinweise enthalten Abschnitt 6.3 und Abschnitt 6.6.

### 5.3 Verfahren der Elastomechanik

Die im Allgemeinen mehrfach statisch unbestimmten MV können generell mit den Methoden der Elastomechanik berechnet werden (im Prinzip basieren die Berechnungsformeln der VDI 2230 Blatt 1 auch auf elastomechanischen Betrachtungen der statisch unbestimmten EV). Dies kann zum einen durch Reduzierung des Systems auf ein statisch bestimmtes System bei Berücksichtigung der geometrischen Randbedingungen und der Verformungen (Kraftgrößenverfahren) oder durch das Konzept der virtuellen Formänderungsarbeit erfolgen [1].

Aus der Literatur sind nur für wenige Standardfälle Lösungen in Abhängigkeit von den geometrischen

Figure 1. Calculation model for rigid bodies

- a) main bearing cap of a crankshaft
- b) statically indeterminate equivalent model
- c) statically determinate equivalent model

In all cases apart from close-fitting bolts, transverse loads are to be transmitted via friction into the interfaces. The normal force required is to be applied by the entire bolt array. The proportions in which the individual bolts participate in transmitting the transverse force depends on the particular case. If the transverse force does not pass through the centroid of the bolt array, an additional moment  $M_Y$  will have to be taken into consideration. Information in this regard may be found in Section 6.3 and Section 6.6.

### 5.3 Methods of elastomechanics

Multi bolted joints which are in general multiply statically indeterminate can usually be calculated with the methods of elastomechanics (in principle the calculation formulas in VDI 2230 Part 1 are also based on elastomechanical analyses of the statically indeterminate SBJ). This can be done firstly by reducing the system down to one statically determinate system while taking into consideration geometric constraints and deformations (flexibility matrix method) or by applying the concept of virtual deformation work [1].

Solutions depending on the geometric parameters and restraint conditions are known from the litera-

Parameter und den Einspannbedingungen bekannt [2; 3]. Mit dem Grad der Unbestimmtheit wird die Berechnung aufwendiger.

Ziel ist es, die Beanspruchung der Einzelschraube durch Ersatzkräfte und -momente in der Trennfuge näherungsweise zu ermitteln und daraus den Abstand  $a$  der exzentrischen Krafteinleitung zu berechnen. Hierzu wird der konkrete Verschraubungsfall meist durch ein relativ einfach berechenbares System aus mehreren Biegebalken beschrieben. Es gilt die geometrischen Größen möglichst realitätsnah festzulegen, um sinnvolle Werte für die Flächenträgheitsmomente zu erhalten. Besonders schwierig stellt sich die Modellbildung im Bereich der Schrauben selbst und ihrer unmittelbaren Umgebung dar.

Den Berechnungen (siehe Abschnitt 6.4) liegen, neben denen laut Abschnitt 5.1, folgende weitere Bedingungen zugrunde:

- Ein Abheben oder partielle Klaffen der Verbindungen ist ausgeschlossen, da die Schrauben definiert vorgespannt sind und eine ausreichende Anzahl der Schrauben angeordnet sind (Grenzbmessungen sind eingehalten).
- Es wird von ideal ebenen Trennfugen und vollflächigem Kontakt der Bauteile, vor allem im Verbindungsbereich um die Schraube ausgegangen.
- Schubverformungen werden vernachlässigt.

#### 5.4 Numerische Methoden

Ein weit verbreitetes Näherungsverfahren zur mechanischen Analyse von Bauteilen und damit auch SV ist die Finite-Elemente-Methode (FEM). Dabei wird ein beliebig geformter und belasteter Körper, der geschlossen nicht analytisch beschreibbar ist, in viele kleine analytisch näherungsweise beschreibbare Teilkörper – die Elemente – zerlegt, die über Knotenpunkte in ihrer Lage bestimmt und verknüpft sind.

Bei entsprechend genauer Modellierung, Diskretisierung und Festlegung der Randbedingungen werden an MV bei Umgehung analytischer Berechnungen die Schraubenkräfte  $F_S$  oder Schraubenzusatzkräfte  $F_{SA}$  und die Restklemmkräfte  $F_{KR}$  ermittelt. Damit ist die Ermittlung des Abstands  $a$  ebenso nicht erforderlich wie die der Exzentrizität  $s_{sym}$  und des Krafteinleitungsfaktors  $n$ , meist auch nicht die der anteiligen Betriebskraft  $F_A$ . Detaillierte Hinweise zum Einsatz der FEM enthält Abschnitt 7.

ture for only a few standard cases [2; 3]. Calculation becomes more complex with the degree of indeterminacy.

The aim is to approximately determine the stress on the individual bolt by equivalent forces and moments in the interface and from this to calculate the distance  $a$  of eccentric force application. Here the concrete bolting case is in most cases described by a system consisting of several bending beams and which can be calculated relatively simply. The geometric variables should be selected to be as realistic as possible so that meaningful values are obtained for the areal moments of inertia. Modelling in the area of the bolts themselves and their immediate vicinity is particularly difficult.

The calculations (see Section 6.4) are based on the following further conditions in addition to those mentioned in Section 5.1:

- Separation or partial opening of the joints is ruled out since the bolts have a defined preload and there is a sufficient number of bolts in the array (dimensional limits are observed).
- Ideally flat interfaces and full-area contact of the components are assumed, especially in the contact area around the bolt.
- Shearing deformations are ignored.

#### 5.4 Numerical methods

One very commonly used approximative method for the mechanical analysis of components and therefore of BJs as well is the finite element method (FEM). Here an arbitrarily shaped and loaded body, which when closed cannot be described analytically, is broken down into a large number of small secondary bodies which can be analytically and approximately described. These are the “elements” and they are defined in their position and linked together via nodes.

With the appropriately precise modelling, discretization and definition of boundary conditions, the bolt forces  $F_S$  or additional bolt forces  $F_{SA}$  and the residual clamp loads  $F_{KR}$  are determined for MBJs while eschewing analytical calculation. This means that determining the distance  $a$  is just as unnecessary as determining the eccentricity  $s_{sym}$  and the load application factor  $n$ , and in most cases the proportional operating force  $F_A$  need not be determined either. Detailed information about using FEM is given in Section 7.

## 6 Analytische Berechnungen

### 6.1 Lastverteilung und Schraubenbelastung

Die auf eine MV einwirkenden Belastungen führen nur im Ausnahmefall zu einer gleichmäßigen Beanspruchung aller Schrauben eines Schraubenfelds. In der Regel wird die Schraubenbelastung infolge der Lage des Lastangriffs, der Anordnung der Schrauben und der spezifischen Strukturmerkmale unterschiedlich sein.

Beeinflusst wird die Lastverteilung insbesondere durch folgende Faktoren, die im Zusammenhang zu betrachten sind:

- Gesamtkonstruktion der umgebenden Struktur (Anschlusssteifigkeiten) und die Geometrie der verschraubten Bauteile

Die Verformungsfähigkeit des Schraubenfelds und der Struktur weist dabei einen großen Einfluss auf. Zum Beispiel ist bei Biegung zwischen folgenden Fällen zu unterscheiden:

- biegeschlaffe Strukturen (mit  $E \cdot I = 0$ )
- biegeweiche Strukturen (mit  $E \cdot I > 0$ )
- starre Platten/Bauteile (unendlich biegesteif, siehe Abschnitt 6.3)

Von Bedeutung ist das Verhältnis der Steifigkeit der Struktur zu jener der Schrauben, was zu folgenden relevanten Fällen führt:

- vergleichsweise weiche Verbindung: Die Steifigkeit der Struktur nähert sich jener der Schrauben an. Einfache Näherungsverfahren sind nur in Sonderfällen möglich.
- hinreichend steife Verbindung: Die Struktur ist um ein Mehrfaches steifer als die Schrauben (Regelfall). Im Allgemeinen gilt: Je steifer die Struktur gegenüber der Schraube ist, desto besser lässt sie sich idealisieren und um so besser sind einfache analytische Verfahren anwendbar.
- Art, Größe und eventuell Kombination verschiedener Belastungen

Hierzu zählen auch thermische Zusatzkräfte. Einzelne Komponenten (z. B. eine Querkraft) können gleichmäßig von allen Verschraubungsstellen aufgenommen werden, während dies gleichzeitig bei anderen Komponenten (z. B. ein Biegemoment) nicht der Fall ist.

- Angriffspunkt bzw. -fläche und Richtung der Belastungen

Exzentrizitäten können sich verstärkend auswirken, die Lage (Höhe) des Krafteinleitungspunkts beeinflusst das Kraftverhältnis  $\Phi_{\text{en}}^*$ .

## 6 Analytical calculations

### 6.1 Load distribution and bolt loading

Only in exceptional cases do the loads acting on a MBJ result in an even loading of all of the bolts in a bolt array. As a rule the bolt loading may vary as a consequence of the location of load application, the arrangement of the bolts, and specific structural features.

Load distribution is in particular influenced by the following factors which should be considered in context:

- overall design of the surrounding structure (connection stiffnesses) and the geometry of the bolted components

The deformability of the bolt array and of the structure have a great influence here. In the case of deflection, for example, a distinction is to be drawn between the following cases:

- highly flexible structures (where  $E \cdot I = 0$ )
- flexible structures (where  $E \cdot I > 0$ )
- rigid plates/components (infinitely flexurally rigid; see Section 6.3)

The ratio between the stiffness of the structure and the stiffness of the bolts is important and this yields the following relevant cases:

- comparatively flexible connection: The stiffness of the structure approaches that of the bolts. Simple approximative methods are only possible in special cases.
- sufficiently stiff connection: The structure is several times stiffer than the bolts (normal case). In general it is true to say that the stiffer the structure in comparison with the bolt, the better it can be idealized and the better simple analytical methods can be applied.
- type, magnitude and possibly the combination of different loads

This also will include thermal additional forces. Individual components (such as, for example, a transverse force) can be absorbed equally by all bolting points while this is at the same time not the case with other components (for example, a bending moment).

- point or area of application of the loads and the direction of the loads

Eccentricities can have a greater effect, the position (height) of the load application point influences the load factor  $\Phi_{\text{en}}^*$ .

Aus der Sicht des Zusammenspiels der Belastungszeit und der Größe der Last ist zwischen statischer, periodischer und stochastischer Belastung zu unterscheiden. Wie in allen technischen Systemen können die letzten beiden als wechselnde Belastung mit konstanter oder variabler Amplitude bei variabler Mittellast beschrieben werden.

## 6.2 Vorgehensweise

Gesucht wird zum Nachweis der Funktions- und Tragfähigkeit die anteilige Belastung der Schrauben im Schraubenfeld oder der MV. Hierzu sind die für die MV bekannten bzw. ermittelten Belastungen anteilig auf die einzelnen Schraubenverbindungen umzurechnen. Anschließend ist aus dem Schraubenfeld die kritische EV virtuell herauszulösen und diese einer Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 zu unterziehen. Als kritische EV ist diejenige Verbindung anzusehen, bei der zuerst mit einem Versagen infolge Überschreitens der zulässigen Betriebsbeanspruchung, der zulässigen Schwingfestigkeit oder Klaffens zu rechnen ist. Eventuell sind deshalb mehrere Schrauben zu untersuchen.

Für typische und häufig vorkommende Arten von MV lassen sich unter bestimmten Annahmen und/oder bestimmten Voraussetzungen analytische Näherungsberechnungen anwenden. Diese bauen im Wesentlichen auf den in Abschnitt 5 dargestellten grundsätzlichen Verfahren auf.

Welches Verfahren angewendet werden soll oder kann, hängt wesentlich ab

- von den Anforderungen an die Genauigkeit des Ergebnisses,
- von der Anordnung der Schrauben im Zusammenhang mit der Belastungseinleitung,
- vom Grad der statischen Unbestimmtheit,
- von den Steifigkeitsverhältnissen,
- von der Möglichkeit ein verwendbares Ersatz-Modell zu finden, und
- vom zu erwartenden Berechnungsaufwand.

Die im Folgenden beschriebenen Verfahren der Starrkörpermechanik dienen zur näherungsweisen Ermittlung der Schraubenbelastung, das heißt der anteiligen Betriebskraft  $F_A$ . Die Güte des Berechnungsergebnisses hängt allerdings in besonderem Maß von dem Verhältnis der Steifigkeiten (oder Nachgiebigkeiten) ab.

Die ermittelten Reaktionskräfte können auch in eine nachfolgende elastomechanische Berechnung einfließen, um den Hebelarm  $a$  der exzentrischen Belastung zu ermitteln. Ist eine elastomechanische Berechnung möglich, so sollte diese auch vorgenommen werden (siehe Bild 2).

From the point of view of the interplay of the loading duration and the magnitude of the load, a distinction is to be drawn between static, periodic and stochastic loading. As in all technical systems the last two can be described as cyclic loading at constant or variable amplitude with variable mean load.

## 6.2 Procedure

The proportional load on the bolts in the bolt array or MBJ needs to be known for the verification of functional and load-bearing capability. To do so, the loads known or determined for the MBJ are converted to per-bolt loads. In the next step, the critical SBJ in the bolt array is to be separated out on a virtual basis and subjected to a calculation as specified in VDI 2230 Part 1. The SBJ which is to be regarded as critical is the first one in which either a failure is to be expected resulting from the permissible operating load or permissible fatigue strength being exceeded or from the joint opening. For this reason it may be necessary to investigate several bolts.

With certain assumptions and/or under certain conditions approximate analytical calculations may be used for typical and commonly found types of MBJs. These are essentially derived from the basic methods described in Section 5.

Which method should or can be used will primarily depend on:

- requirements relating to the accuracy of the results,
- the arrangement of the bolts in relation to load application,
- the degree of static indeterminacy,
- stiffness conditions,
- the possibility of finding a usable equivalent model, and
- the amount of calculation work expected.

The methods of rigid body mechanics which are now described are used for an approximative determination of bolt loading, i.e. the proportional operating force  $F_A$ . The quality of the calculation results does however depend to a special degree on the ratio between the stiffnesses (or compliances).

The reactive forces determined can also be input into a subsequent elastomechanical calculation to determine the lever arm  $a$  of the eccentric loading. If an elastomechanical calculation is possible, it should also be undertaken (see Figure 2).

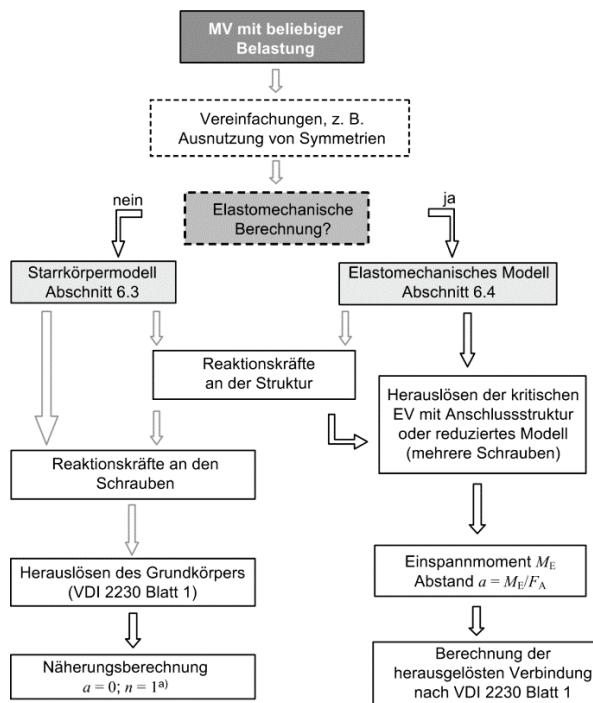


Bild 2. Grundlegende Vorgehensweise zur analytischen Berechnung von MV und Herauslösen einer EV

- a) Bei Starrkörpermodellen ergibt sich  $a = 0$  und  $n = 1$ , was zu erheblichen Unsicherheiten in der Berechnung führen kann. Bezuglich der Restklemmkraft sollte daher mit  $n = 0$  gerechnet werden.

### 6.3 Starrkörpermechanik

#### 6.3.1 Nicht rotationssymmetrische Schraubenfelder

##### 6.3.1.1 Geometrisch-mechanische Kenngrößen

Bei der Ermittlung der höchstbelasteten Schraube eines Schraubenfelds werden einige Kenngrößen benötigt, die die Größe und Verteilung der Beanspruchung der Schrauben wesentlich beeinflussen. Dabei ist prinzipiell wie folgt vorzugehen:

- 1) Ermittlung des Schwerpunkts des Schraubenfelds S
- 2) Bestimmung der Hauptachsen  $x$  und  $z$
- 3) Ermittlung der Flächenträgheitsmomente bezogen auf das Hauptachsensystem
- 4) Transformation aller Belastungsgrößen in S als Drehmomente um die Hauptachsen
- 5) Berechnung der Belastung jeder SV

Für die *Schwerpunkte* im  $x^*-z^*$ -Koordinaten- system, Bild 3, gelten bei  $n_S$  Schrauben:

- MV mit einem Schraubennendurchmesser

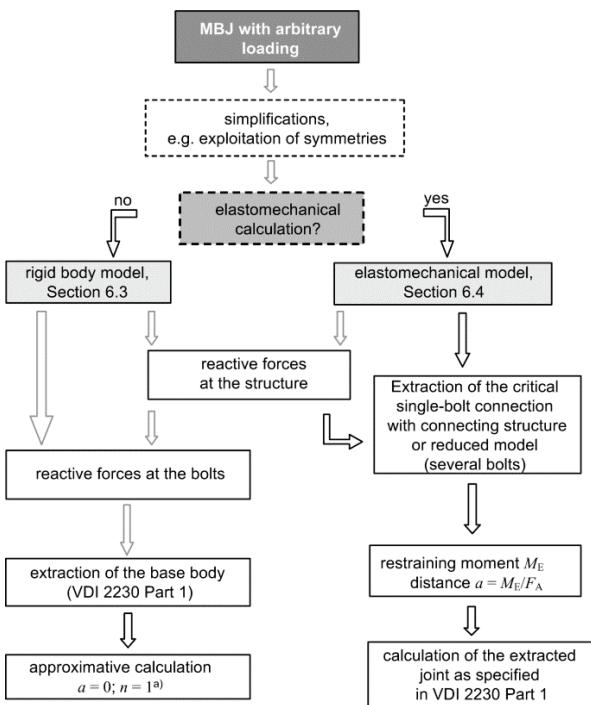


Figure 2. Basic procedure in the analytical calculation of a MBJ and extraction of a SBJ

- a) In the case of rigid body models, we have  $a = 0$  and  $n = 1$ , which can lead to major uncertainties in the calculation. As regards the residual clamp load,  $n = 0$  should therefore be used for calculation.

### 6.3 Rigid body mechanics

#### 6.3.1 Non-rotationally symmetrical bolt arrays

##### 6.3.1.1 Characteristic geometric-mechanical quantities

Determining the most highly loaded bolt in a bolt array calls for a number of characteristic quantities which have a considerable influence on the magnitude and distribution of bolt loading. The basic procedure is as follows:

- 1) determination of the centroid of the bolt array S
- 2) identification of the principle axes  $x$  and  $z$
- 3) determination of the areal moments of inertia with respect to the principle axis system
- 4) transformation of all load variables in S as torques about the principle axes
- 5) calculation of the loading on each BJ

For the *centroids* in the  $x^*-z^*$  coordinate system (Figure 3) the following apply with  $n_S$  bolts:

- MBJ with one nominal bolt diameter

$$(1)$$

$$x_S^* = \frac{1}{n_S} \cdot \sum_{i=1}^{n_S} x_i^* \quad (2)$$

- Sonderfall: unterschiedliche Schraubennenn-durchmesser

$$z_S^* = \frac{\sum_{i=1}^{n_S} A_i \cdot z_i^*}{\sum_{i=1}^{n_S} A_i} \quad (3)$$

$$x_S^* = \frac{\sum_{i=1}^{n_S} A_i \cdot x_i^*}{\sum_{i=1}^{n_S} A_i} \quad (4)$$

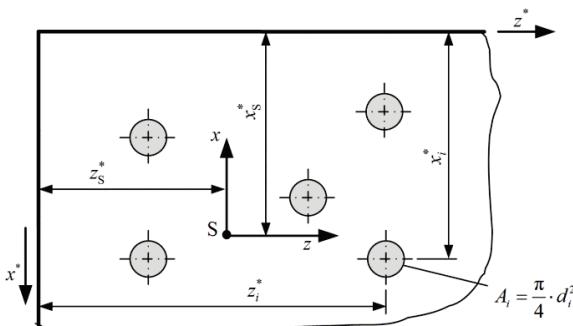


Bild 3. Schwerpunkt des Schraubenfelds

Für die Flächenträgheitsmomente, bezogen auf die Hauptachsen  $x$  und  $z$ , gilt:

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{\pi \cdot d_i^4}{64} + z_i^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right) \quad (5.1)$$

$$I_{zz} = \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{\pi \cdot d_i^4}{64} + x_i^2 \cdot \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \right) \quad (5.2)$$

Vereinfacht kann wegen des überwiegenden Einflusses des Abstands von der Achse auch nur mit dem „Steiner-Anteil“ gerechnet werden. Es gilt z. B.:

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^{n_S} (z_i^2 \cdot A_i)$$

Für den Regelfall gleiche Schraubennenn-durchmesser im Schraubenfeld folgt:

$$I_{xx} = A \cdot \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{d^2}{16} + z_i^2 \right) \quad (7)$$

$$I_{zz} = A \cdot \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{d^2}{16} + x_i^2 \right) \quad (8)$$

oder vereinfacht:

$$I_{xx} = \sum_{i=1}^{n_S} \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot z_i^2 \right) \quad (9)$$

- special case: different nominal bolt diameters

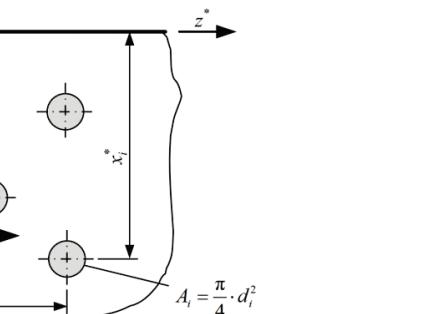


Figure 3. Centroid of the bolt array

The areal moments of inertia, with respect to the principle axes  $x$  and  $z$ , are given by:

On account of the predominant influence of the distance from the axis it is also possible as a simplification to calculate using the “Steiner component” alone. For example:

(6)

For the normal case of identical nominal bolt diameters in the bolt array it follows that:

(7)

(8)

or in simplified form:

(9)

$$I_{zz} = \sum_{i=1}^{n_s} \left( \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot x_i^2 \right) \quad (10)$$

Im Folgenden wird immer von gleichen Schraubennenddurchmessern innerhalb eines Schraubenfelds ausgegangen.

### 6.3.1.2 Querkraft- und torsionsbelastete Schraubenfelder

Treten Querkräfte in der  $z$ - $x$ -Ebene auf, so sind diese kraftschlüssig, das heißt über die Reibung in den Kontaktflächen der verspannten Teile zu übertragen. Die Schraube ist im Gegensatz zum Stahlbau (SL-Verbindung) grundsätzlich von einer Scherbelastung (ausgenommen Passschrauben) frei zu halten. Im Betrieb dürfen somit keine oder nur geringe Verschiebungen (Schlupf) zwischen den Verbindungselementen und/oder den verspannten Teilen selbst auftreten.

Je nach Anordnung der Schrauben zur Richtung der Querkraft oder der Auswirkung eines Moments um die  $y$ -Achse ergeben sich die in Bild 4 dargestellten Fälle. Der Sonderfall kreisförmige Verschraubung wird in Abschnitt 6.3.2 behandelt.

Bei kombinierten Belastungen gilt für starre Körper das Superpositionsprinzip. Für jeden Belastungsfall können die anteiligen Belastungen separat ermittelt und anschließend für jede EV addiert werden.

Von einer gleichmäßigen Belastung aller Verschraubungsstellen in einer Reihe durch eine Querkraft kann in der Regel ausgegangen werden, wenn die Schraubenreihe senkrecht zur Krafrichtung ( $F_{QBx}$  in Bild 5) verläuft und die Belastung zentrisch angreift.

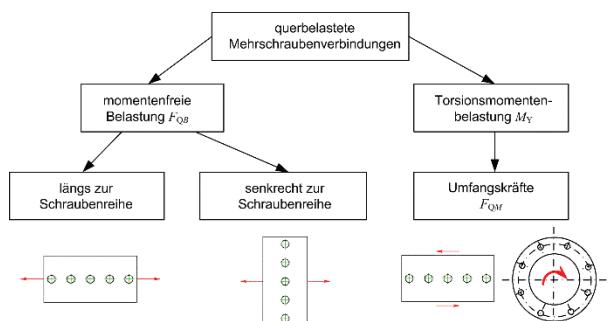


Bild 4. Lastfälle durch Querkraft belasteter MV

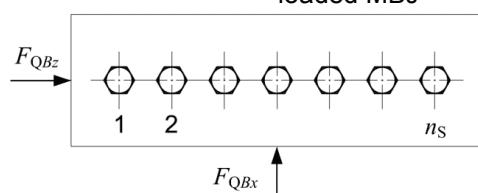


Bild 5. Belastung einer Schraubenreihe durch Querkräfte

In the following we shall in all cases assume that there is only one nominal bolt diameter in a bolt array.

### 6.3.1.2 Transversely loaded and torsion-loaded bolt arrays

If transverse forces occur on the  $z$ - $x$  plane, they will be frictional, i.e. to be transmitted via friction in the contact surfaces of the clamped parts. Unlike the steel structure (shear bolt connection) the bolt must as a fundamental rule be kept free of shear loading (apart from close-fitting bolts). This means that in operation there should be no or only small displacements (slip) between the fastening elements and/or the clamped parts themselves.

Depending on the arrangement of the bolts with respect to the direction of the transverse force or of the effect of a moment about the  $y$  axis, yields the cases shown in Figure 4. The special case of circular bolted joints is dealt with in Section 6.3.2.

In the case of combined loads the superposition principle applies to rigid bodies. The proportional loads can be determined separately for each loading case and then added up for each SBJ.

As a rule it may be assumed that a transverse force applies an even load to all bolting points in a row when the row is perpendicular to the direction of force ( $F_{QBx}$  in Figure 5) and the load is applied concentrically.

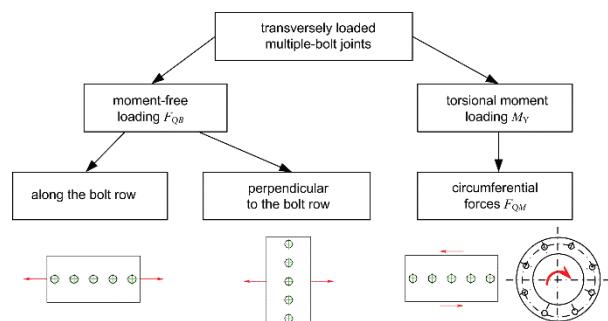


Figure 4. Loading cases arising from transversely loaded MBJ

Figure 5. Loading on a bolt row due to transverse forces

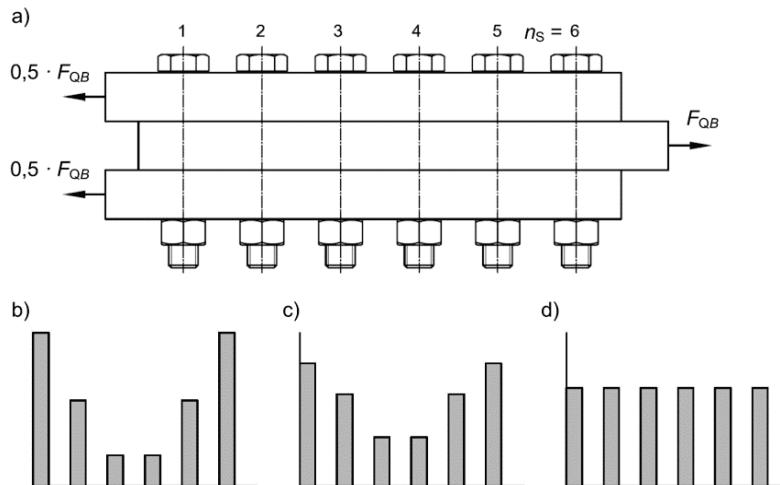


Bild 6. Querlastverteilung (schematisch) innerhalb einer Schraubenreihe an einer zweiseitigen Verbindung (a) bei zunehmender Querlast (von b nach d) – theoretische Verteilung bei größeren Verformungsfähigkeiten

Verläuft die Schraubenreihe parallel zur Krafrichtung ( $F_{QBz}$ ) werden die Schrauben real ungleichmäßig belastet. Hier tragen die beiden äußeren Schrauben die größte Belastung (Bild 6). Ein Starrkörperansatz bezüglich der verspannten Teile führt bei  $F_{QBz}$  zu einem gleichmäßigen Anteil aller Schrauben an der Übertragung der Querkraft. Ein solcher Zustand stellt sich für die reale Verbindung erst nach lokaler Verschiebung und einer plastischen Verformung beispielsweise im Bereich der Bohrung ein. Insbesondere bei wechselnden Belastungen kann hiervon nicht ausgegangen werden, weshalb bei der Berechnung der Beanspruchung die elastischen Verformungen der Platten und Schrauben zu berücksichtigen sind. Im Abschnitt 6.6 wird weiter und vertiefend auf die Belastungsfälle an einer Schraubenreihe eingegangen.

Solange ein Anliegen der Schrauben an der Bohrungswand (Lochleibung) ausgeschlossen werden kann (grundlegende Forderung), gilt in Näherung mit der Anzahl der kraftübertragenden inneren Trennfugen  $q_F$ :

$$\frac{\sum F_V}{\mu_{T\min}} \cdot q_F > F_{QB\max}$$

Bei Schraubenfeldern, die durch ein an der senkrecht zur Trennfuge stehenden Achse  $y$  wirkendes Torsionsmoment  $M_{ges} = M_Y$  belastet werden, dreht dieses um den Schwerpunkt  $S$  und belastet die SV auf Schub (Bild 7).

Unter der Annahme, dass sich die Reaktionskräfte der Verschraubungsstellen proportional zu ihrem Abstand vom Schwerpunkt aufteilen, gilt bei Einleitung eines Moments  $M_Y$  (Bild 7) für die äußer-

Figure 6. Distribution of transverse loading (schematic) in a bolt row of a double-shear joint (a) with increasing transverse load (from b to d) – theoretical distribution with larger deformation capacities

If the bolt row runs parallel to the direction of force ( $F_{QBz}$ ) the bolts will actually be loaded unevenly. Here the two outer bolts will bear the greatest load (Figure 6). A rigid body approach with regard to the clamped parts will with  $F_{QBz}$  give an equal share to all bolts in transmitting the transverse force. A situation of this kind will not occur for the real joint until after there has been local displacement and a plastic deformation in, for example, the area of the hole. This cannot be assumed in particular with alternating loads, which is why calculation of the loading must take into account the elastic deformations of the plates and bolts. The subject of loading cases in a bolt row will be taken up again in more detail in Section 6.6.

Provided contact of the bolts with the hole wall (pressure on the face of the hole) can be ruled out (fundamental requirement), the following as an approximation applies to the number of force-transmitting internal interfaces  $q_F$ :

$$(11)$$

In the case of bolt arrays which are loaded by a torsional moment  $M_{ges} = M_Y$  acting on the axis  $y$  perpendicular to the interface, this moment rotates about the centroid  $S$  and applies shear loading to the BJs (Figure 7).

Assuming that the reactive forces of the bolting points are divided up proportionally to their distance from the centroid, when a moment  $M_Y$  (Figure 7) is applied, for the outermost bolt(s) (distance

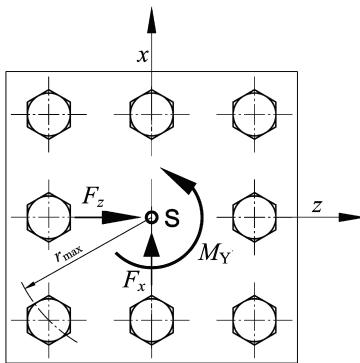


Bild 7. Momentenbelastung um die vertikale y-Achse und Querkräfte an einer doppelt-symmetrischen MV

ste(n) Schraube(n) (Abstand  $r_{\max}$ ) die maximale Querkraft aus dem Moment:

$$F_{qM_{\max}} = \frac{M_Y \cdot r_{\max}}{\sum_{i=1}^{n_s} r_i^2} = \frac{M_Y \cdot (\sqrt{x^2 + z^2})_{\max}}{\sum_{i=1}^{n_s} (x_i^2 + z_i^2)} \quad (12)$$

Treten zudem Querkräfte  $F_{QB}$  auf, so ergibt sich bei deren gleichmäßiger Aufnahme durch alle Schrauben und Zusammenfassung mit den an der höchstbelasteten Schraube (Abstand  $r_{\max}$  mit den Koordinaten  $x_{\max}$  und  $z_{\max}$ ) in x- und z-Richtung wirkenden Komponenten

$$\begin{aligned} F_{q_{x_{\max}}} &= F_{qBx} + F_{qM_{\max}} \cdot \frac{z_{\max}}{r_{\max}} \\ &= \frac{F_{qBx}}{n_s} + \frac{M_Y \cdot z_{\max}}{\sum_{i=1}^{n_s} (x_i^2 + z_i^2)} \end{aligned} \quad (13)$$

und analog

$$F_{q_{z_{\max}}} = \frac{F_{qBz}}{n_s} + \frac{M_Y \cdot x_{\max}}{\sum_{i=1}^{n_s} (x_i^2 + z_i^2)} \quad (14)$$

Letztlich folgt für die resultierende maximale Querbelastung einer Verschraubungsstelle:

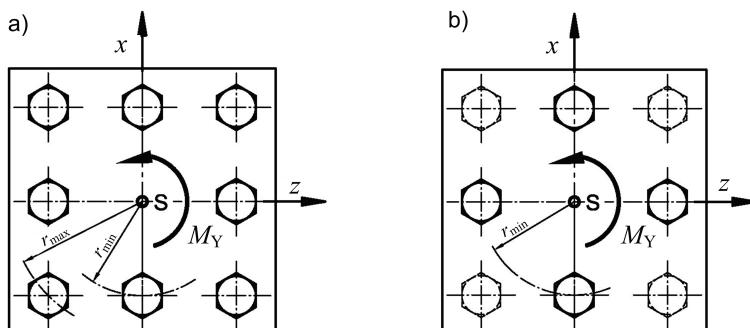


Bild 8. Starrkörper: Querkraft übertragende Verschraubungsstellen bei zugelassener (a) und nicht zugelassener/unterbundener (b) Relativverschiebung (Schlupf) /

Figure 8. Rigid body: bolting points transmitting transverse force with permissible (a) and impermissible/prohibited (b) relative displacement (slip)

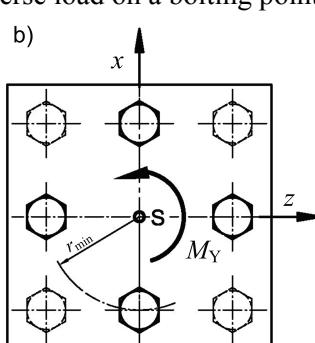
Figure 7. Moment loading around the perpendicular y axis and transverse forces in a doubly symmetrical MBJ

$r_{\max}$ ) the maximum transverse force from the moment will be:

If transverse forces  $F_{QB}$  are also present and if these are evenly absorbed by all bolts and grouped together with the components acting on the most highly loaded bolt (distance  $r_{\max}$  with the coordinates  $x_{\max}$  and  $z_{\max}$ ) on the x and z axes yields:

and analogously:

Finally we have for the resulting maximum transverse load on a bolting point:



$$F_{q_{\text{res},\max}} = \sqrt{F_{q_{x,\max}}^2 + F_{q_{z,\max}}^2} \quad (15)$$

Damit sich die mit dem Starrkörpermodell berechnete Lastverteilung einstellen kann, ist bei Anordnung von Schrauben mit unterschiedlichem Abstand zum Schwerpunkt eine geringe Relativverschiebung (Schlupf) in der Trennfuge erforderlich, die sich direkt proportional zum Schwerpunktabstand verhält. Sind solche Relativverschiebungen nicht zulässig oder werden unterbunden, so sind nur die Verschraubungsstellen mit dem geringsten Abstand zur Lasteinleitung (siehe auch Anhang) in Ansatz zu bringen (Bild 8).

Ein die realen Verhältnisse besser beachtender Berechnungsansatz ist in Anhang A1 dargestellt. Es ergeben sich dabei im Regelfall größere maximale Querbelastungen.

### 6.3.1.3 Zugbelastung

Bei der Übertragung von senkrecht zur MV angreifenden Betriebskräften sind nach Möglichkeit die  $n_s$  Schrauben so anzurichten, dass der Angriffspunkt bzw. die Wirkungslinie mit dem Schwerpunkt S des Schraubenfelds zusammenfällt (Bild 9). Für sehr steife Verbindungen gilt dann in Näherung:

$$F_{A_i} = \frac{F_{B_{\text{Zug}}}}{n_s} = \frac{F_B}{n_s}$$

Fällt der Angriffspunkt bzw. die Wirkungslinie der Betriebskraft nicht mit S zusammen, liegt also eine exzentrische Belastung vor (Bild 10) so wird die MV zusätzlich durch ein Biegemoment  $M_B$  belastet.

Allgemein gilt analog der Spannungsverteilung an einem Biegeträger für die axiale Belastung einer Schraube infolge der Wirkung eines Moments z. B. um die x-Achse ( $M_B = M_x$ ) mit dem Schraubenquerschnitt A:

$$F_{A(M_x)_i} = \frac{M_x \cdot A \cdot z_i}{I_{xx}}$$

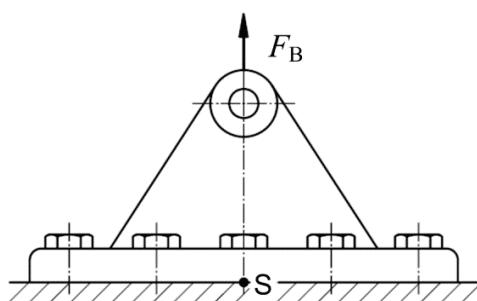


Bild 9. Angriff einer axialen Zugbelastung im Schwerpunkt einer MV /  
Figure 9. Application of an axial tensile load at the centroid of a MBJ

So that the load distribution calculated with the rigid body model can eventually, when bolts are arranged with different distances from the centroid a slight relative displacement (slip) in the interface will be necessary which behaves directly proportionally to the centroid distance. If relative displacements of this kind are not permissible or are prohibited, only those bolting points with the shortest distance to the load application point (see also Annex) are to be included in this approach (Figure 8).

One approach to calculation which takes better note of the real situation is described in Annex A1. As a rule greater maximum traverse loads occur here.

### 6.3.1.3 Tensile load

In the case of operating forces acting perpendicularly to the MBJ, if possible the  $n_s$  bolts should be arranged such that the point of application or the line of action coincides with the centroid S of the bolt array (Figure 9). For very stiff joints the following will then apply as an approximation:

$$(16)$$

Should the point of application or the line of action of the operating force not coincide with S, the loading will necessarily be eccentric (Figure 10) and the MBJ thus be additionally loaded with a bending moment  $M_B$ .

In general, analogously to the stress distribution for a girder subjected to bending, the following applies to the axial loading on a bolt as a consequence of the effect of a moment about, for example, the x axis ( $M_B = M_x$ ) with bolt cross-section A:

$$(17)$$

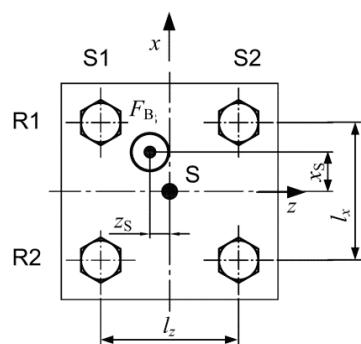


Bild 10. Schraubenfeld aus je zwei Reihen und Spalten mit exzentrischer Zugbelastung /  
Figure 10. Bolt array, consisting of two rows and columns, with eccentric tensile loading

Und zusammengefasst für beide Biegeachsen:

$$F_{A(M)_i} = \frac{M_z \cdot A \cdot x_i}{I_{zz}} - \frac{M_x \cdot A \cdot z_i}{I_{xx}} \quad (18)$$

Vereinfacht kann auch verwendet werden:

$$F_{A(M)_i} = \frac{M_z \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n_s} x_i^2} - \frac{M_x \cdot z_i}{\sum_{i=1}^{n_s} z_i^2} \quad (19)$$

Für Bild 10 gilt dann:

$$F_{A(M)_i} = \frac{F_B \cdot |x_s| \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n_s} \left( \frac{l_{xi}}{2} \right)^2} - \frac{F_B \cdot |z_s| \cdot z_i}{\sum_{i=1}^{n_s} \left( \frac{l_{zi}}{2} \right)^2} \quad (20)$$

Unter Beachtung der Zuglast folgt bei  $n_s$  Schrauben:

$$F_{A\max} = F_{A(M)_i} + F_B / n_s$$

Welche Schraube am höchsten durch das Moment belastet wird, ist anhand der Abmessungsverhältnisse zu untersuchen. Im Regelfall wird die Schraube mit der geringsten Entfernung zur Krafteinleitung am höchsten belastet. Im Schraubenfeld nach Bild 10 betrifft dies die Schraube R1/S1:

$$F_{A\max} = F_B \cdot \left( \frac{1}{4} + \frac{z_s}{2 \cdot l_z} + \frac{x_s}{2 \cdot l_x} \right) \quad (22)$$

Weitere Hinweise enthält Anhang A2.

#### 6.3.1.4 Momentenbelastung in der x-z-Ebene

Wirken Momente um eine x- oder z-Achse in einem Schraubenfeld, so sollten die Schraubenreihen parallel zur Drehachse verlaufen, um die Belastung zu verringern und zu vergleichmäßigen.

Für ein Moment  $M_{Bges} = M_z$  ergibt sich mit Gleichung (17) bei maximalem Abstand  $x_{\max}$  und fixer Drehachse die größte Zugkraft an der am weitesten entfernten Schraubenreihe:

$$F_{A\max} = (A \cdot x_{\max}) \cdot M_z / I_{zz} \quad (23)$$

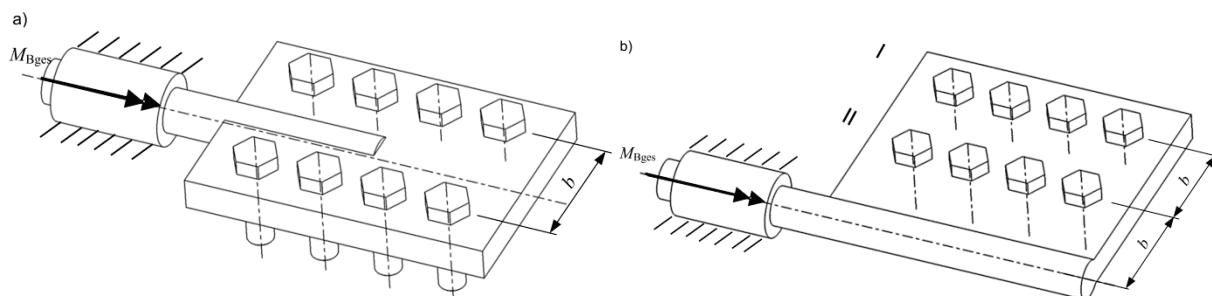


Bild 11. Momentenbelastetes Schraubenfeld mit fixer Drehachse (a – Fall 1, b – Fall 2) / Figure 11. Moment-loaded bolt array with fixed axis of rotation (a – case 1, b – case 2)

Summarizing for both neutral axes:

As a simplification the following can also be used:

For Figure 10 yields:

Taking the tensile load into account and with  $n_s$  bolts yields:

$$(21)$$

Which bolt is most heavily loaded by the moment should be investigated using the dimensional relationships. Usually the bolt closest to the point of force application will be the most heavily loaded. In the bolt array shown in Figure 10 this is bolt R1/S1:

Further information is given in Annex A2.

#### 6.3.1.4 Moment loads on the x-z plane

If moments are acting about an x or z axis in a bolt array, the bolt rows should run parallel to the axis of rotation in order to reduce and even out the load.

For a moment  $M_{Bges} = M_z$ , by applying Equation (17) with a maximum distance  $x_{\max}$  and a fixed axis of rotation yields the highest tensile force at the bolt row furthest removed:

$$(23)$$

Wegen des Einflusses des Flächenträgheitsmoments (primär des „Steiner-Anteils“) wird die Schraubenbelastung umso kleiner, je weiter die Drehachse vom Schraubenfeld entfernt ist. Im Fall 1 gemäß Bild 11 ergibt sich für die Reihe I eine 2,5-fach höhere Schraubenbelastung als im Fall 2. Gleches trifft für den Fall zu, dass das Moment in der Reihe II angreift [5]. Weiterhin wird die Reihe II entweder nicht auf Zug (Fall 1) oder geringer als Reihe I (Fall 2) belastet.

Bei frei angreifenden Momenten an axialsymmetrischen Schraubenfeldern (Bild 12) ergibt sich eine gleichmäßige Belastung innerhalb einer Schraubenreihe. Auf der Schwereachse liegende Schrauben werden nicht belastet. Für die anteilige Betriebskraft je Schraube gilt analog Gleichung (20).

Indem für das Flächenträgheitsmoment nur der dominierende Einfluss des Steiner-Anteils beachtet werden braucht, gilt für nur *eine Schraubenreihe je Seite* gemäß Bild 10 mit der Anzahl der be- oder entlasteten Schrauben  $n_{SB}$ :

$$F_A = \frac{2 \cdot M_B}{n_{SB} \cdot l_x} = \frac{M_B}{n_{SB} \cdot x_S}$$

Die gleiche Beziehung ergibt sich in diesem Fall auch bei einer Herleitung über das Momentengleichgewicht.

### 6.3.1.5 Kombinierte Belastungen

Die Belastungen sind unter Beachtung der Richtung und der zeitlichen Abhängigkeiten vektoriell zusammenzufassen. Bei Unklarheiten und Belastungsvarianten ist vom Fall der größten möglichen Schraubenbelastung auszugehen.

Für eine Zugbelastung im Schwerpunkt und gleichzeitige Momentenbelastung (Bild 13) gilt z. B. bei  $n_S$  Schrauben unter Verwendung von Gleichung (19):

$$\begin{aligned} F_{A_i} &= F_{A(B)} + F_{A(M)_i} \\ &= \frac{F_{B,Zug}}{n_S} + \frac{M_z \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n_{SB}} x_i^2} - \frac{M_x \cdot z_i}{\sum_{i=1}^{n_{SB}} z_i^2} \end{aligned} \quad (25)$$

Bei Schrägzug (Bild 14) ist die Kraft  $F_B$  in Komponenten zu zerlegen

$$F_{AB} = F_B \cdot \sin \alpha$$

und

$$F_{QB} = F_B \cdot \cos \alpha$$

Due to the influence of the areal moment of inertia (primarily of the “Steiner component”), the further the axis of rotation is from the bolt array the smaller will be the bolt loading. In case 1 in Figure 11 a bolt load 2,5 times higher is obtained for row I than in case 2. The same applies to the case in which the moment is applied in row II [5]. Furthermore, row II is either not under tension (case 1) or this is less than in row I (case 2).

In the case of moments being freely applied to axially symmetrical bolt arrays (Figure 12), there is an even loading within a bolt row. The bolts on the centroidal axis are not loaded. For the proportional per-bolt operating force Equation (20) will apply analogously.

Whilst only the dominant influence of the Steiner component needs to be taken into account for the areal moment of inertia, the following applies when there is only *one bolt row per side* as shown in Figure 10, where the number of loaded or unloaded bolts is  $n_{SB}$ :

$$(24)$$

We have the same relationship in this case even when it is obtained via the equilibrium of moments.

### 6.3.1.5 Combined loads

Taking into account the direction and time-related dependences, the loads are grouped together vectorially. In the event of lack of clarity or load variants, the case of the greatest possible bolt loading should be assumed.

For a tensile load at the centroid and simultaneous moment loading (Figure 13), the following relationship will apply where, for example,  $n_S$  is the number of bolts and under application of Equation (19):

In the case of diagonal pull (Figure 14), the force  $F_B$  should be split into its components

$$(26.1)$$

and

$$(26.2)$$

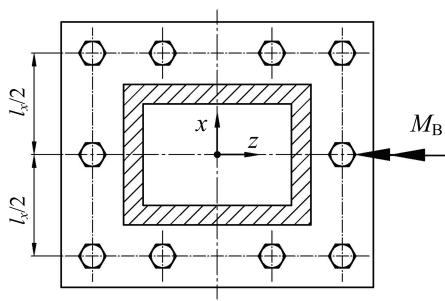


Bild 12. Rechteckige MV unter Momentbelastung (hier  $n_{SB} = 4$ ) /

Figure 12. Rectangular MBJ under moment loading (here  $n_{SB} = 4$ )

Verläuft die Wirkungslinie der Belastung durch den Schwerpunkt, so gilt für eine Verbindungsstelle:

$$F_{A_i} = \frac{F_{AB}}{n_S}$$

Wird das Schraubenfeld exzentrisch belastet (Bild 15) ergibt sich um S drehendes Moment:

$$M_z = F_{QB} \cdot h - F_{AB} \cdot x_S \quad (27)$$

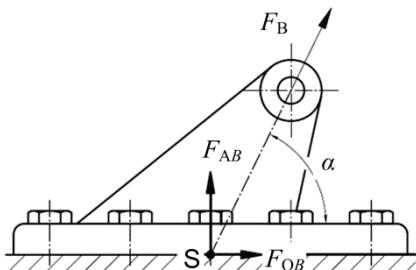


Bild 14. MV unter Schrägzug und mit Wirkungslinie der Betriebskraft durch den Schwerpunkt des Schraubenfelds /

Figure 14. MBJ with diagonal pull and with the line of action of the operating force running through the centroid of the bolt array

Bei nur einer Schraubenreihe (in  $z$ -Richtung) gilt für den momenteninduzierten Anteil der Betriebskraft analog Gleichung (17):

$$F_{A(M)} = \frac{M_z \cdot x}{I_{zz}} \cdot A \approx \frac{M_z}{n_S \cdot x} \quad (28)$$

Bei mehreren belasteten Reihen gilt:

$$F_{A(M)_i} = \frac{M_z \cdot x_i}{\sum_{i=1}^{n_{SB}} x_i^2} \quad (30)$$

oder

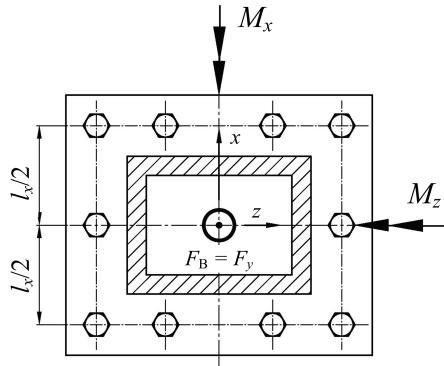


Bild 13. Rechteckige MV unter Momenten- und Zugbelastung /

Figure 13. Rectangular MBJ under moment and tensile loading

If the line of action of the loading passes through the centroid, then for one connecting point we have:

(27)

If the bolt array is under eccentric loading (Figure 15), a moment rotating about S is given by:

(28)

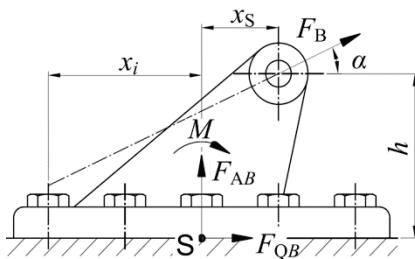


Bild 15. MV unter Schrägzug und mit Wirkungslinie der Betriebskraft außerhalb des Schwerpunkts des Schraubenfelds /

Figure 15. MBJ with diagonal pull and with the line of action of the operating force outside the centroid of the bolt array

With only one bolt row (on the  $z$  axis) the moment-reduced component of the operating force is given analogously Equation (17) by:

(29)

For multiple rows under loading:

(30)

or

$$F_{A(M)_{\max}} = \frac{M_z \cdot x_{\max}}{\sum_{i=1}^{n_{SB}} x_i^2} \quad (31)$$

mit

$$F_{A(B)i} = \frac{F_{AB}}{n_S} \quad (32)$$

folgt für die äußersten Schrauben:

$$F_{A,\max} = F_{A(B)i} + F_{A(M)_{\max}}$$

### 6.3.2 Rotationssymmetrische Schraubenfelder: Kreisflansch

Bei der Sonderform einer MV, dem Kreisflansch, liegen in der Regel axiale zentrische Belastungen (durch den Schwerpunkt verlaufend) und/oder ein an der Hauptachse angreifendes Moment  $M_Y$  vor, sodass in diesen Fällen von einer gleichmäßigen Belastung aller Schrauben ausgegangen werden kann. Dies ändert sich bei Beaufschlagung durch ein Biegemoment  $M_B$ .

#### 6.3.2.1 Belastung durch Querkräfte

Es wird vereinfachend von einer gleichmäßigen Belastung aller Schrauben ausgegangen, wenn die Querkraft  $F_{QB}$  durch den Schwerpunkt des Schraubenfelds verläuft (Bild 16) und über die Struktur (z. B. Welle, Rohrabschluss) eingeleitet wird:

$$F_q = F_{QB} / n_S$$

Wird die Querkraft nicht zentrisch, sondern als Umfangskraft  $F_{QBexz}$  eingeleitet (Bild 16), entsteht ein Moment um die  $y$ -Achse, das zu einer zusätzlichen Schraubenbelastung analog Gleichung (35) mit  $M_Y = F_{QBexz} \cdot r_e$ , siehe unten, führt.

Der exzentrische Angriff bewirkt bezüglich der Querkraftkomponente eine ungleichmäßige Lastverteilung, siehe auch Abschnitt 6.3.1.

#### 6.3.2.2 Belastung durch ein Torsionsmoment $M_Y$

Die aus dem Moment resultierenden Umfangskräfte  $F_U$  bewirken eine Querbeanspruchung in der Trennfuge. Bei gleichmäßiger Teilung und *einem Schraubenkreis* liegt als Gesamtbeanspruchung vor:

$$F_{QM} = F_U = \frac{M_Y}{r_s}$$

Vereinfacht kann von einer identischen Belastung aller Verschraubungsstellen ausgegangen werden, sodass je Schraube gilt:

$$F_q = F_{QM} / n_S = \frac{M_Y}{r_s \cdot n_S} \quad (35)$$

with

yields for the outermost bolts:

### 6.3.2 Rotationally symmetrical bolt arrays: circular flange

With one special form of the MBJ, the circular flange, there are usually axial concentric loads (running through the centroid) and/or a moment  $M_Y$  being applied to the main axis such that an even loading of all bolts may be assumed in these cases. This changes upon application of a bending moment  $M_B$ .

#### 6.3.2.1 Loading by transverse forces

As a simplification an even loading of all bolts is assumed when the transverse force  $F_{QB}$  runs through the centroid of the bolt array (Figure 16) and is introduced via the structure (for example, a shaft or pipe connection):

$$(34)$$

If the transverse force is not concentric but is introduced as an peripheral force  $F_{QBexz}$  (Figure 16), this creates a moment about the  $y$  axis which results in an additional bolt load analogous to Equation (35) where  $M_Y = F_{QBexz} \cdot r_e$  (see below).

With regard to the transverse force component, eccentric application brings about an uneven load distribution (see also Section 6.3.1).

#### 6.3.2.2 Loading by a torsional moment $M_Y$

The peripheral forces  $F_U$  resulting from the moment produce a transverse load in the interface. With even spacing and *one bolt circle* the total load is expressed as:

$$(35)$$

As a simplification an identical load on all bolting points may be assumed, so that for each bolt we have:

$$(36)$$

Bei mehr als einem Schraubenkreis ( $n_T > 1$ ) (Bild 17), gelten die Annahmen in Abschnitt 6.3.1. Es gilt für die höchstbelasteten Verschraubungsstellen auf dem größten Radius analog Gleichung (12):

$$F_{q_{\max}} = \frac{M_y \cdot r_{S_{\max}}}{\sum_{i=1}^{n_s} r_{S_i}^2}$$

Im Fall der gleichen Anzahl Schrauben je Teilkreis  $n_{ST}$  gilt bei  $n_T$  Radien:

$$F_{q_{\max}} = \frac{M_y \cdot r_{S_{\max}}}{n_{ST} \cdot \sum_{i=1}^{n_T} r_{S_i}^2}$$

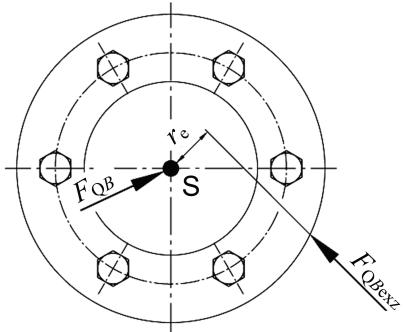


Bild 16. Einleitung von Querkräften am Kreisflansch /

Figure 16. Introduction of transverse forces at the circular flange

Hinsichtlich der Zulässigkeit geringer Relativverschiebungen gelten die gleichen Aussagen wie in Abschnitt 6.3.1.2, was zur Beachtung nur eines Teilkreises führen kann.

Ein die realen Verhältnisse besser beachtender Berechnungsansatz ist in Anhang A1 dargestellt. Es ergeben sich dabei im Regelfall größere maximale Querbelastungen.

### 6.3.2.3 Belastung durch Betriebsmoment und Axialkraft

Bei Belastung durch ein (reines äußeres) Betriebs- bzw. Biegemoment berechnet sich die größte Betriebskraft analog Gleichung (31).

Wirkt zusätzlich noch zentrisch eine Längskraft (Bild 18), gilt unter der Voraussetzung, dass es nicht zum partiellen Klaffen kommt, bei steifen Anschlüssen in Näherung [4] für die maximale Zug-Betriebskraft an der äußeren Schraube (Schraube 1) bei Anordnung auf der Achse  $z-z$  mit  $M_B = M_x$ :

$$F_{A_{\max}}^Z = \frac{M_x}{n_s \cdot d_t} \cdot \left( \frac{F_B \cdot d_t}{M_x} + 4 \right)$$

In the case of more than one bolt circle ( $n_T > 1$ ) (Figure 17), the assumptions made in Section 6.3.1 will apply. The most highly loaded bolting points on the largest radius are analogously to Equation (12) given by:

(37)

In the case of each pitch circle having the same number of bolts  $n_{ST}$ , with  $n_T$  radii we have:

(38)

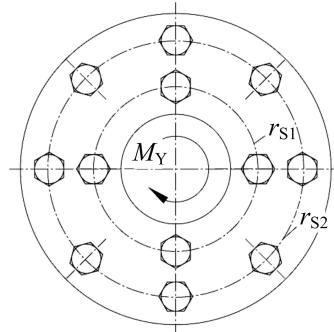


Bild 17. Kreisflansch unter Drehmoment /  
Figure 17. Circular flange under torque

As regards the permissibility of slight relative displacements the same statements will apply as made in Section 6.3.1.2. This can result in only one pitch circle being considered.

One approach to calculation which takes better note of the real situation is described in Annex A1. As a rule greater maximum traverse loads occur here.

### 6.3.2.3 Loading by operating moment and axial load

In the case of loading by one (pure external) operating or bending moment, the greatest operating force is calculated analogously to Equation (31).

If in addition a longitudinal force is also acting concentrically (Figure 18), and assuming there is no partial opening of the joint, with stiff connections we have the following as an approximation [4] for the maximum tensile operating force at the outer bolt (bolt 1) when this located on the  $z-z$  axis when  $M_B = M_x$ :

(39)

Für die maximale Druckbetriebskraft gilt (Schraube 2):

$$F_{A\max}^D = \frac{M_x}{n_s \cdot d_t} \cdot \left( \frac{F_B \cdot d_t}{M_x} - 4 \right)$$

Bei symmetrischer Anordnung um die Achse  $z-z$  (Bild 19) gilt für die Zugseite (Schraube 1 und Schraube 8)

$$F_{A(z)\max}^Z = \frac{M_x}{n_s \cdot d_t} \cdot \left( \frac{F_B \cdot d_t}{M_x} + 4 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \quad (41)$$

und die Druckseite (Schraube 4 und Schraube 5):

$$F_{A(z)\max}^D = \frac{M_x}{n_s \cdot d_t} \cdot \left( \frac{F_B \cdot d_t}{M_x} - 4 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) \quad (42)$$

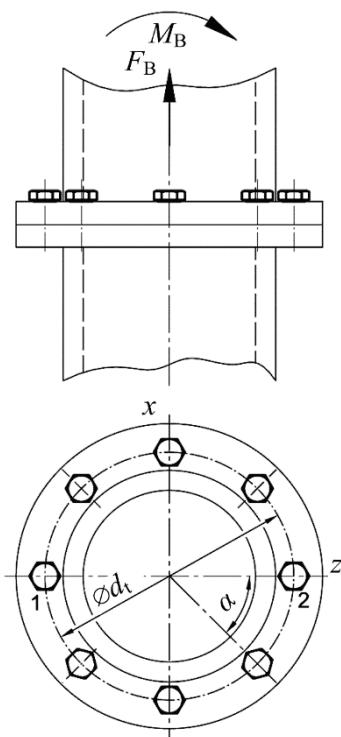


Bild 18. Flanschverbindung, zentrisch belastet durch ein Betriebsmoment und eine Längskraft / Figure 18. Flanged connection, under concentric loading by an operating moment and a longitudinal force

**Anmerkung:** Bei gleichzeitig wirkendem Moment und axialem Betriebskraft verschiebt sich die Biegenulllinie, je nachdem ob eine Druck- oder Zugbetriebskraft wirkt, hin zur Zug- oder Druckseite des Flanschs. Eine genauere Berechnung unter Beachtung der Kontaktsteifigkeiten würde schon bei alleinig wirkendem Moment zu einer Verschiebung der Nulllinie führen [7].

#### 6.3.2.4 Belastung durch den Innendruck $p$

Aus der Verformung des Flansches resultiert ein Biegemoment in Umfangsrichtung. Das auf die Verschraubungsstelle wirkende Moment berechnet sich für eine allseitig eingespannte Kreisplatte (Bild 20) mit der druckbelasteten Fläche  $A_1$  zu [13]:

The maximum compressive operating force (bolt 2) is given by:

(40)

With a symmetrical arrangement about axis  $z-z$  (Figure 19), for the tension side (bolt 1 and bolt 8) applies:

(41)

and for the compression side (bolt 4 and bolt 5):

(42)

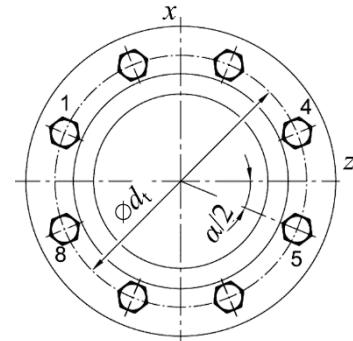


Bild 19. Flanschverbindung gemäß Bild 17, Schraubenlage symmetrisch zur Achse  $z-z$  / Figure 19. Flanged joint following Figure 17, bolts arranged symmetrically with respect to axis  $z-z$

**Note:** When moment and axial operating force are acting simultaneously the flexural neutral axis will shift towards the tension or compression side of the flange depending on whether a compressive or tensile operating force is being applied. A more precise calculation which takes contact stiffnesses into account would result in the neutral axis displacing even with one solitary moment being applied [7].

#### 6.3.2.4 Loading by internal pressure $p$

A bending moment in the circumferential direction results from the deformation of the flange. For a circular plate which is clamped all round (Figure 20) with the compression-loaded area  $A_1$  the moment acting on the bolting point is calculated as [13]:

$$M = \frac{D_I \cdot p \cdot A_I}{8 \cdot n_S} \quad (43)$$

Damit wird:

$$F_{AM} = 2 \cdot \frac{M}{D_I} = \frac{p \cdot A_I}{4 \cdot n_S} \quad (44)$$

Für die Wirkung des Betriebsdrucks gilt:

$$F_A = \frac{p \cdot A_I}{n_S} \quad (45)$$

Daraus folgt für die maximale Axialkraft:

$$F_{A_{max}} = F_A + F_{AM} = 1,25 \cdot \frac{p \cdot A_I}{n_S} \quad (46)$$

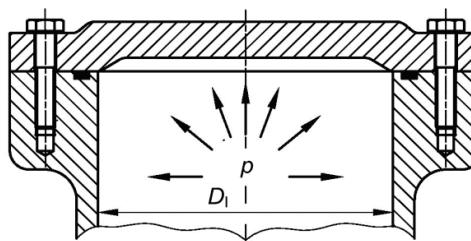


Bild 20. Kreisplatte unter Innendruck

Thus yields:

The effect of the operating pressure is given by:

From this yields the maximum axial load:

Figure 20. Circular plate under internal pressure

### 6.3.2.5 Kombinierte Belastungen

Analog Abschnitt 6.3.1 sind bei Vorliegen mehrerer Belastungen diese unter Beachtung der Richtung und der zeitlichen Abhängigkeiten vektoriell zusammenzufassen. Bei Unklarheiten und Belastungsvarianten ist vom Fall der größten möglichen Schraubenbelastung auszugehen.

Bei gleichzeitig wirkendem Drehmoment  $M_Y$  und Schubbelastung  $F_{QB}$  ist analog Abschnitt 6.3.1, gemäß Gleichung (13) bis Gleichung (15) oder gemäß Anhang A1 vorzugehen.

## 6.4 Elastomechanik

Die grundlegende Vorgehensweise besteht darin, aus den Belastungen der Struktur die Lagerreaktionen zu ermitteln. Dazu kann die Struktur durch mechanische Ersatzsysteme (Balken, Platten, Schalen etc.) abgebildet werden. Die Verbindungsbereiche können dabei als Lagerung der Struktur betrachtet werden. Die so ermittelten Lagerreaktionen, die abhängig vom gewählten Ersatzsystem punkt-, linien- oder flächenförmig vorliegen, sind dann auf die einzelnen SV aufzuteilen. Die Lagerungen der Struktur sind häufig linien- oder flächenförmig, während eine einzelne SV eher einer punktförmigen Lagerung entspricht. Somit müssen die aus diesen Lösungen ermittelten Lagerlasten noch auf die einzelnen SV aufgeteilt werden.

Wegen der Vielfalt in der Geometrie der MV und der Belastungsfälle können hier nur allgemeine

### 6.3.2.5 Combined loads

Analogously to Section 6.3.1, when there are multiple loads, these should be grouped together vectorially taking direction and time-related dependencies into account. In the event of lack of clarity or load variants, the case of the greatest possible bolt loading should be assumed.

When there is simultaneous application of torque  $M_Y$  and shear stress  $F_{QB}$ , a procedure analogous to Section 6.3.1 should be followed, using Equation (13) to Equation (15), or as specified in Annex A1.

## 6.4 Elastomechanics

The basic procedure is to use the loads on the structure to determine the support reactions. To do so the structure can be reproduced by equivalent mechanical systems (beams, plates, shells, and so on). Here the connecting areas can be regarded as a bearing for the structure. The support reactions thus obtained, which are present in point, line or area form depending on the equivalent system selected, should then be divided up between the individual BJs. The structure supports are frequently linear or areal, while an individual BJ tends to correspond to a punctiform support. The support loads obtained from these solutions must therefore still be divided up between the individual BJs.

Due to the great variety in the geometry of MBJs and in the loading cases it is only possible to pro-

Hinweise gegeben werden. Für einige wenige Problemstellungen sind in der Literatur, z. B. [3], Lösungen beschrieben, die meist auf das Verhalten der Struktur ausgerichtet und deshalb nur beschränkt für SV anwendbar sind.

#### 6.4.1 Grundsätzliches Vorgehen

Bild 21 zeigt Beispiele von MV, die für eine elastomechanische Berechnung geeignet sind.

Bei mehreren Verbindungsbereichen hängt die Lastverteilung im Wesentlichen von der Steifigkeit der Struktur zwischen den Bereichen ab. Aus den Verformungen der Struktur lassen sich dann die Schnittlasten berechnen. Enthält ein Verbindungsbereich nur eine SV, kann danach direkt zu VDI 2230 Blatt 1 gewechselt werden, da die Schnittlasten der Struktur bereits den gesuchten Schraubenlasten entsprechen.

Befinden sich in einem Verbindungsbereich mehrere SV, ist also eine MV vorhanden, sind für den Verbindungsbereich erst die Schnittlasten an seinem Rand bekannt. Sie müssen noch anhand der Steifigkeiten der verspannten Teile auf die einzelnen Schrauben verteilt werden.

Ist nur ein Verbindungsbereich vorhanden, müssen keine Schnittlasten an der Struktur bestimmt werden, da die äußeren Belastungen direkt auf den Verbindungsbereich wirken. Bei MV ergibt sich die Lastverteilung auf die einzelnen Schrauben wiederum aus den Steifigkeiten der verspannten Teile.

Eine allgemeine Beschreibung der Vorgehensweise ist nur schwer möglich, da für jede MV geeignete Ersatzsysteme zu finden sind, die auf den jeweiligen Anwendungsfällen zugeschnitten sein müssen. Daher werden die Möglichkeiten der unterschiedlichen Berechnungsansätze im folgenden Abschnitt anhand von Beispielen beschrieben.

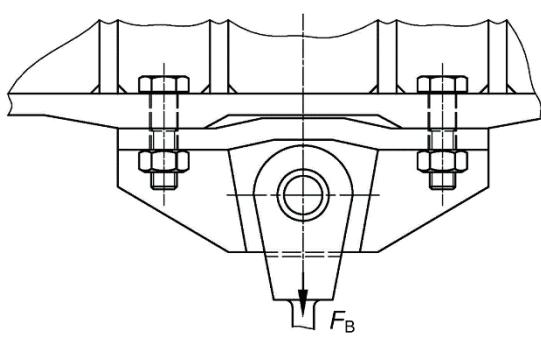


Bild 21. Beispiele für eine MV

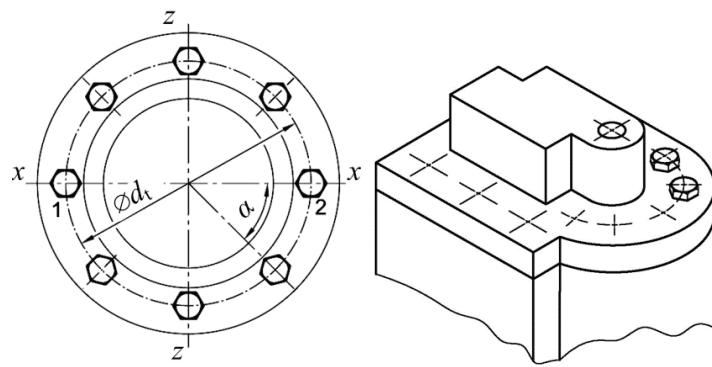


Figure 21. Examples of a MBJ

vide general information here. For a few problems, solutions are given in the literature, for example [3], but these are mostly focussed on the behaviour of the structure and thus only applicable to a limited extent to BJs.

#### 6.4.1 Basic procedure

Figure 21 shows some examples of MBJs which are suitable for an elastomechanical calculation.

When there are multiple contact areas the load distribution basically depends on the stiffness of the structure between these areas. The internal loads can then be calculated from the deformations of the structure. If a contact area only contains one BJ, immediate reference can be made to VDI 2230 Part 1 since the internal loads of the structure already correspond to the bolt loads being sought.

If a contact area contains several BJs, i.e. there is a MBJ, for the contact area it is only the internal loads at its edge which are known initially. They still need to be divided up over the individual bolts by reference to the stiffnesses of the clamped parts.

If there is only one contact area, internal loads in the structure do not need to be determined since the external loads act directly on the contact area. In the case of MBJs, the load distribution on the individual bolts can once again be obtained from the stiffnesses of the clamped parts.

It is possible although difficult to provide a general description of the procedure since suitable equivalent systems, tailored for the particular application case, will have to be found for every MBJ. For this reason the next section will describe with the aid of examples the possibilities of different calculation approaches.

## 6.4.2 Beispiele

### 6.4.2.1 Mehrere Verbindungsbereiche mit je einer SV

Ein Kragarm sei mit vier Schrauben an angeschweißten Laschen auf einem sehr steifen Fundament befestigt. Struktur und Belastung sind bezüglich der Belastungsebene symmetrisch. Somit können die beiden Schrauben je Lasche durch je eine Lagerung ersetzt werden. Da die Laschen im Verhältnis zum Kragarm sehr dünn sind, können sie als gelenkig betrachtet werden. Der Kragarm selbst wird als Biegebalken modelliert (Bild 22).

Der Biegebalken ist statisch bestimmt gelagert. Die Lagerreaktionen können direkt aus den Gleichgewichtsbedingungen berechnet werden. Das der Belastung zugewandte Lager wird entlastet, wodurch die Schrauben auf Zug belastet werden. Die Zugbelastung in Höhe der doppelten äußeren Belastung wird gleichmäßig auf beide Schrauben verteilt, sodass jede eine Zugbelastung in Höhe der äußeren Belastung erfährt. Der Tragfähigkeitsnachweis kann nun direkt nach VDI 2230 Blatt 1 ausgeführt werden.

### 6.4.2.2 Mehrere Verbindungsbereiche mit mehreren SV

In diesem Beispiel sind die einzelnen SV gegenüber dem vorherigen Beispiel durch jeweils vier Schrauben ersetzt (Bild 23). Nun wäre es unverhältnismäßig aufwendig, die Schraubenbelastungen direkt aus der äußeren Belastung zu berechnen. Daher wird nun in zwei Schritten vorgegangen.

- Im **ersten Schritt** werden die Schraubenfelder durch punktförmige Lagerungen ersetzt. Unter Ausnutzung der Symmetrien entsteht das gleiche elastomechanische Modell wie zuvor. Somit wirkt auf jeden der der Belastung am nächsten liegenden Verbindungsbereiche eine Schnittlast in Höhe der äußeren Belastung.

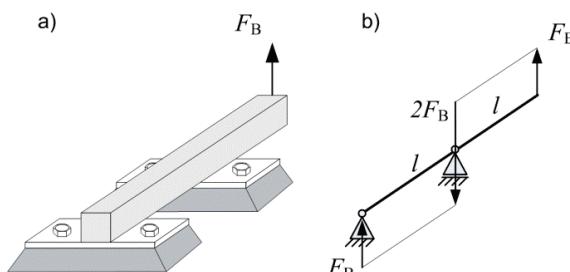


Bild 22. Kragarm mit einer Schraube je Verbindungsbereich /  
Figure 22. Cantilever with one bolt per contact area

- Struktur / structure
- Biegebalken als elastomechanisches Modell mit Querkraftverlauf / bending beam as elastomechanical model with transverse force profile

## 6.4.2 Examples

### 6.4.2.1 Several contact areas each with one BJ

A cantilever is attached to a very rigid foundation via four bolts through welded-on base-plates. The structure and loading are symmetrical with respect to the loading plane. This means that the two bolts per base-plate can be replaced in each case by a single bearing. Since the base-plates are very thin in comparison with the cantilever, they can be regarded as hinged. The cantilever itself is modelled as a bending beam (Figure 22).

The bending beam is supported statically determinately. The support reactions can be calculated directly from the equilibrium conditions. Load is removed from the support facing the load and this places the bolts under tensile loading. The tensile load, whose magnitude is twice the external load, is distributed equally over both bolts such that each receives a tensile load equal to the external load. Verification of the load-carrying capacity can now be carried out directly following VDI 2230 Part 1.

### 6.4.2.2 Multiple contact areas with multiple BJs

In this example the individual BJs are, in contrast to the previous example, in each case replaced by four bolts (Figure 23). It would be disproportionately time-consuming to calculate the bolt loads directly from the external loading. For this reason we now proceed in two steps.

- In the **first step** the bolt arrays are replaced by punctiform supports. By making use of symmetries yields the same elastomechanical model as before. An internal load equal to the external load thus acts on each of the contact areas situated closest to the load.

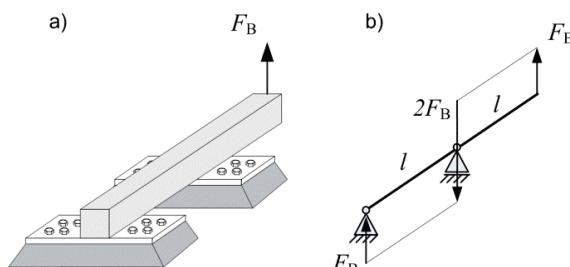


Bild 23. Kragarm mit mehreren SV je Verbindungsbereich /  
Figure 23. Cantilever with multiple BJs per contact area

- Struktur / structure
- Biegebalken als elastomechanisches Modell mit Querkraftverlauf / bending beam as elastomechanical model with transverse force profile

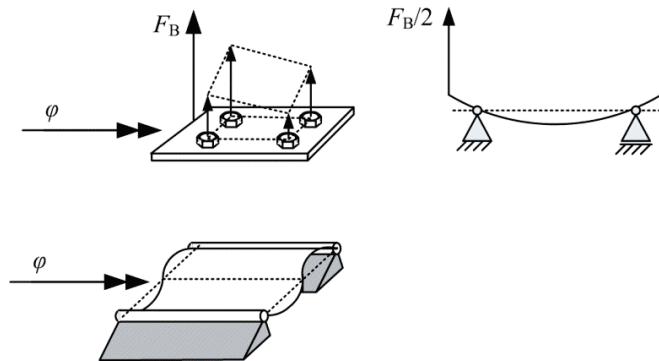


Bild 24. Verteilung der Belastung des Schraubenfelds auf die einzelnen Schrauben

- Im **zweiten Schritt** wird diese Schnittlast auf die vier Schrauben des Schraubenfelds verteilt (Bild 24). Wird nur die Kraft  $F_B$  berücksichtigt, kann das mittels eines gelenkig gelagerten Biegebalkens geschehen.

Für eine genauere Lastverteilung kann noch die Verdrehung  $\gamma$  der Struktur am Rand des Schraubenfelds berücksichtigt werden, wobei davon ausgegangen wird, dass die Struktur wesentlich steifer ist als die Lasche. Andernfalls müsste die Steifigkeit der Lasche bereits bei der Berechnung der Verformungen der Struktur berücksichtigt werden. Als mechanisches Ersatzmodell für die Lasche eignet sich eine Platte. Idealerweise würde man die Schrauben als vier einzelne Gelenke modellieren. Für diese Problemstellung existiert jedoch keine exakte Lösung. Daher wird vereinfachend angenommen, dass jeweils zwei Schrauben einen gelenkig gelagerten Rand bilden.

Aus der Verdrehung der Platte entstehen an den Rändern Linienlasten. Diese werden jeweils gleichmäßig auf die beiden Schrauben verteilt. Durch Überlagerung der Belastungen von Biegebalken und Platte ergibt sich schließlich die Lastverteilung auf die einzelnen Schrauben des Schraubenfelds.

#### 6.4.2.3 Ein Verbindungsreich mit mehreren Schrauben (Schraubenfeld)

Bei einem Schraubenfeld sollte zunächst durch Ausnutzung aller Symmetrien bzw. Antisimetrien versucht werden, die Anzahl verschieden belasteter Schrauben zu reduzieren. Kann das Schraubenfeld auf nur eine Schraube vereinfacht werden, z. B. bei einem rotationssymmetrischen Flansch unter Zugbelastung in der Symmetriechse, ist direkt zu VDI 2230 Blatt 1 zu wechseln. Andernfalls wird die äußere Belastung mittels geeigneter elastomechanischer Modelle auf die übrigen Schrauben verteilt.

Figure 24. Distribution of bolt array loading over the individual bolts

- In the **second step** this internal load is distributed over the four bolts of the bolt array (Figure 24). If only the force  $F_B$  is taken into consideration, this can be done with a simply supported (hinged) bending beam.

For a more precise load distribution, the torsion  $\gamma$  of the structure at the edge of the bolt array can also be taken into consideration, while assuming that the structure is considerably stiffer than the base-plate. Otherwise the stiffness of the base-plate would already have to have been taken into consideration in calculation of the deformations of the structure. A plate is, naturally enough, suitable as an equivalent mechanical model for the actual base-plate here. Ideally the bolts would be modelled as four individual articulating joints. However this particular problem does not have any exact solution. For this reason it is assumed as a simplification that two bolts in each case form a hinged edge.

At the edges, linear loads arise from the torsion of the plate. In each case they are distributed equally between the two bolts. By superimposing the loads of the bending beam and base-plate we finally obtain the load distribution over the individual bolts of the bolt array.

#### 6.4.2.3 One contact area with multiple bolts (bolt array)

In the case of one bolt array an attempt should be made first of all to reduce the number of differently loaded bolts by exploiting all symmetries or antisymmetries. If the bolt array can be simplified to just one bolt, for example, in the case of one rotationally symmetrical flange under tensile load in the axis of symmetry, then it is possible to switch immediately to VDI 2230 Part 1. In other cases suitable elastomechanical models will be applied and the external load distributed over the other bolts.

### 6.4.3 Lagerung von Struktur und SV

#### 6.4.3.1 Übersicht

Die Lagerung der mechanischen Ersatzmodelle für die Struktur und die Schraubenfelder (siehe Abschnitt 6.4.4) hat einen großen Einfluss auf die Verformungen. Da die Schnittlasten aus den Verformungen berechnet werden, hängen auch sie von der Lagerung ab. Das Beispiel in Bild 25 soll verdeutlichen, wie unterschiedlich die Verformungen sein können.

Es kann Variante c als Modell für ein klaffendes System interpretiert werden, die Variante d als Modell für die ideal verspannte MV (vgl. Tabelle 1 und Tabelle 2 in Abschnitt 7.2.2.1).

#### 6.4.3.2 Lagerung der Struktur

Für die Ermittlung der Schnittlasten ist es zweckmäßig, die Verbindungsbereiche zunächst wegzulassen und durch einfache Randbedingungen in Form von Lagerungen zu ersetzen. Die nachfolgenden Lagerungsvarianten sind für die Modellierung der Schraubenfelder an der Struktur sinnvoll.

### 6.4.3 Support of structure and BJ

#### 6.4.3.1 Overview

Support in the mechanical equivalent models for the structure and the bolt arrays (see Section 6.4.4) has a great influence on the deformations. Since the internal loads are calculated from the deformations, they also depend on the support. The example in Figure 25 should make clear how different the deformations can be.

Variante c can be interpreted as a model for a system which is opening up, variant d as a model for the ideally clamped MBJ (cf. Table 1 and Table 2 in Section 7.2.2.1).

#### 6.4.3.2 Support of the structure

When determining the internal loads it is advisable to omit the contact areas initially and replace them by simple boundary conditions in the form of supports. The following support types are relevant to modelling the bolt arrays on the structure.

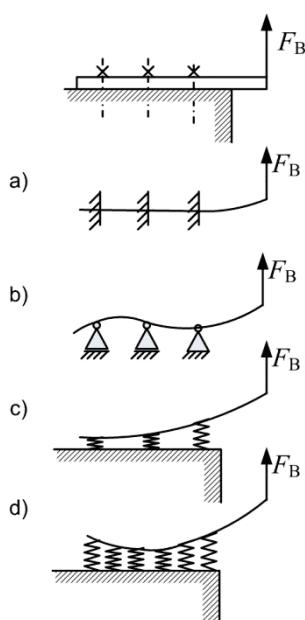


Bild 25. Schematischer Verformungsverlauf eines verschraubten Balkens bei unterschiedlicher Modellierung

Kragarm-Modell (Ausgangssituation)

- a) Einspannungen (nur rechte Schraube trägt)
- b) gelenkige Lagerungen (Schrauben am Rand nicht mit größter Belastung)
- c) elastische Lagerung (Schrauben als nicht vorgespannte Federn modelliert,  $F_S = F_A$ )
- d) elastische Bettung (Schrauben nicht beachtet, Schnittlasten sind auf die Verschraubungsstellen umzurechnen, z. B. nach Abschnitt 6.4.5)

Figure 25. Diagrammatic deformation curves of a bolted beam with different modelling approaches

cantilever model (starting situation)

- a) constraints (only the right-hand bolt is load-carrying)
- b) hinged supports (bolts at the edge do not have greatest load)
- c) elastic support (bolts modelled as springs without preload,  $F_S = F_A$ )
- d) elastic bedding (bolts ignored, internal loads to converted to the bolting points, for example, as described in Section 6.4.5)

## Einspannung

Der Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 liegt zu grunde, dass die Trennfuge nicht aufklafft. Somit darf ein Schraubenfeld für die Berechnung der Struktur als Einspannung betrachtet werden (Bild 26).

Als Schnittlasten treten Biegemomente, Längskräfte und Querkräfte auf. Diese Betrachtungsweise entspricht der Modellklasse I bei Berechnung mittels FEM nach Abschnitt 7, bei der die gleichen Schnittlasten in der Trennfuge ermittelt werden.

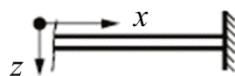


Bild 26. Feste Einspannung /  
Figure 26. Immovable end fixity

## Gelenkiges Lager

Die gelenkige Lagerung überträgt keine Biegemomente, sondern nur Normal- und Querkräfte (Bild 27). Als Eingangsgrößen für die Berechnung des Schraubenfelds treten Verdrehungen, Längs- und Querkräfte auf.

### 6.4.3.3 Lagerung der EV des Schraubenfelds

#### Einspannung

Für die Modellierung der einzelnen SV ist die feste Einspannung (Bild 26) ungeeignet, da keine Lastverteilung innerhalb des Schraubenfelds möglich ist und somit nur eine Schraube belastet wird.

#### Gelenkiges Lager

Diese Lagerung (Bild 27) ist für SV geeignet, bei denen die verspannten Teile wesentlich steifer als die Schrauben sind und nur zwei Schrauben vorhanden sind. Bei mehr als zwei Schrauben entstehen wellenartige Verformungen (Bild 25b), die wechselnde axiale Schraubenlasten bewirken.

#### Elastisches Lager

SV werden idealerweise als linear-elastische Lager modelliert. Dabei wird deren Längsstiffigkeit als Längsfeder und deren Biegestiffigkeit als Torsionsfeder beschrieben, Bild 28. Die Schraubenlasten werden direkt aus den Verformungen der Federn berechnet. Diese Betrachtungsweise entspricht der Modellklasse I bei der Berechnung mittels FEM nach Abschnitt 7.

#### Elastische Bettung

Bei der elastischen Bettung wird die Lagerreaktion beim Balken von einer Punktlast auf eine Linienlast, bei einer Platte von einer Linienlast auf eine flächige Last verteilt [14]. Die Lagerreaktion ist dabei proportional zur örtlichen Durchbiegung (Bild 29).

## Fixed support

The calculation which follows VDI 2230 Part 1 is based on the interface not opening. This means that for calculating the structure a bolt array can be regarded as a rigid fixity (Figure 26).

Bending moments, longitudinal forces and transverse forces are present as internal loads. When calculating with FEM, this approach corresponds to model class I in Section 7, in which the same internal loads are determined in the interface.

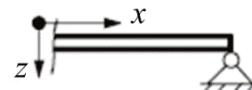


Bild 27. Gelenkiges Lager /  
Figure 27. Pinned support

## Pinned support

The pinned support does not transfer bending moments but only normal and transverse forces (Figure 27). Torsions, longitudinal and transverse forces occur as input variables for calculating the bolt array.

### 6.4.3.3 Support of the SBJ in the bolt array

#### Fixed support

The fixed support (Figure 26) is not suitable for modelling the individual BJs since no load distribution is possible within the bolt array and therefore only one bolt is loaded.

#### Pinned support

This type of support (Figure 27) is suitable for BJs when the clamped parts are considerably stiffer than the bolts and there are only two bolts present. With more than two bolts, wavelike deformations occur (Figure 25b) which produce cyclic axial bolt loads.

#### Elastic support

Bolted joints are ideally modelled as linear-elastic supports. Here their longitudinal stiffness is described as a longitudinal spring and their flexural stiffness as a torsion spring (Figure 28). The bolt loads are calculated directly from the deformations of the springs. When calculating by FEM this approach corresponds to model class I in Section 7.

#### Elastic bedding

With elastic bedding the support reaction of a beam changes from a point load to a linear load and, in the case of a plate, from a linear load to an area load [14]. Here the support reaction is proportional to the local deflection (Figure 29).

Wird die Steifigkeit der Bettung so gewählt, dass sie dem Druckkegel innerhalb der verspannten Teile entspricht und gleichzeitig die Schraube als elastisches Lager modelliert, können direkt die Schraubenzusatzkraft und das Schraubenzusatzmoment ermittelt werden. Die kombinierte Lagerung entspricht dann der Modellklasse II bei der Berechnung mittels FEM nach Abschnitt 7.

Bei der Bettung gilt es zu beachten, dass sie auch Zugkräfte übertragen kann, während die reale SV aufklaffen würde. Somit erhält man auch ein Kriterium für die Mindestmontagevorspannung, die so groß gewählt werden muss, dass in der Bettung keine Zugkräfte auftreten.

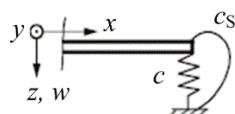


Bild 28. Elastische Lagerung /  
Figure 28 Elastic support

#### 6.4.4 Elastomechanische Modelle für Struktur und Schraubenfeld

Zur Ermittlung der Schnittlasten an jeder SV muss ein geeignetes elastomechanisches Modell des Schraubenfelds gewählt werden. Es bieten sich Balken, Scheiben, Platten und Plattenstreifen an. Hierzu finden sich Beispiele in der Literatur [14; 15; 16]. Eine grundlegende Beschreibung dieser mechanischen Elemente enthält beispielsweise [18].

##### Balken

Balken sind eindimensionale Träger, deren Länge bedeutend größer als Höhe und Breite ist. Sie können durch Kräfte und Momente in ihrer Längsachse und durch Kräfte, Linienlasten und Momente quer dazu belastet werden.

In der Literatur sind Berechnungen für Balken ausführlich beschrieben. Weiter lassen sich auch komplexe Strukturen mit ebensolchen Belastungen und Lagerungen noch einfach berechnen. Auch für statisch unbestimmte Systeme, wie sie auf MV häufig zutreffen, sind Lösungsverfahren gut dokumentiert, z. B. das Kraftgrößenverfahren.

##### Scheibe

Scheiben sind ebene Träger (Platten), die nur durch Kräfte in der Scheibenebene und Momente senkrecht dazu belastet werden. Sie eignen sich z. B. zur Beschreibung von zugbelasteten Blechen oder torsionsbelasteten Flanschen.

##### Platte

Als Platte bezeichnet man einen ebenen Träger, der ausschließlich durch Kräfte senkrecht zu seiner Mittelebene belastet wird und durch Momente um

If the stiffness of the bedding is selected such that it corresponds to the compression cone within the clamped parts and at the same time the bolt is modelled as an elastic support, it will be possible to determine the additional bolt force and the additional bolt moment directly. When calculating by FEM, the combined support then corresponds to model class II in Section 7.

It should be noted that bedding can even transmit tensile forces while the real BJ would open up. This thus also gives us a criterion for the minimum assembly preload which should be made big enough for no tensile forces to occur in the bedding.

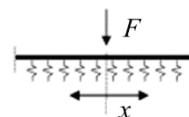


Bild 29. Elastische Bettung /  
Figure 29. Elastic bedding

#### 6.4.4 Elastomechanical models for structure and bolt array

In order to determination the internal loads at each BJ a suitable elastomechanical model of the bolt array must be selected. The possibilities are beams, sheets, plates and strip plates. Examples may be found in the literature [14; 15; 16]. A basic description of these mechanical elements is, for example, given in [18].

##### Beam

Beams are one-dimensional load-bearing members whose length is significantly greater than their height and width. They can be subjected to loading on their longitudinal axis by forces and moments and transversely to this by forces, linear loads and moments.

Calculations for beams are described in detail in the literature. Even complex structures with precisely these loads and supports can still be calculated relatively easily. Even for statically indeterminate systems, such as are frequently the case with MBJs, solution methods are well documented, such as, for example, the flexibility matrix method.

##### Disk

Disks are flat load-bearing members (plates) which are only loaded by forces on the sheet plane and perpendicularly to it by moments. They are suitable, for example, for describing tension-loaded metal sheets or torsion-loaded flanges.

##### Plate

A plate is a flat load-bearing member which is loaded exclusively by forces perpendicular to its middle plane and by moments about axes located

Achsen, die in der Plattenebene liegen. Die Plattendicke muss klein im Vergleich zu den übrigen geometrischen Ausdehnungen sein.

Der Begriff „Platte“ in der Elastomechanik ist daher von dem Begriff der Platte in der Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 zu unterscheiden.

In [15] und [16] finden sich ausführliche Herleitungen der Differentialgleichungen und Lösungen für Kreis-, Kreisring- und Rechteckplatten.

### Plattenstreifen

Ein Plattenstreifen ist eine Platte mit zwei parallelen Rändern in einer Richtung und einer unendlichen Ausdehnung in der anderen Richtung. Die Lasten an den parallelen Rändern müssen entlang dieser Ränder gleichmäßig sein [15].

Der Plattenstreifen verhält sich wie ein breiter Biegebalken. Seine Verformungen  $w$  lassen sich auch auf die Verformungen eines Biegebalkens zurückführen:

$$w_{\text{Platte}} = w_{\text{Balken}} (1 - \nu^2)$$

Für Stahl mit einer Querkontraktionszahl von  $\nu = 0,3$  nehmen die Verformungen um ca. 10 % ab.

#### 6.4.5 Lastverteilung bei MV bei Modellierung als elastisch gebetteter Biegebalken

##### 6.4.5.1 Aus ESV bestehende MV

Als ESV ausgeführte MV von balkenförmigen Strukturen können als Biegebalken auf elastischer Bettung modelliert werden (Bild 30), sofern sie nicht aufklaffen. Dabei werden die SV gedanklich durch eine elastisch federnde Bettung ersetzt.

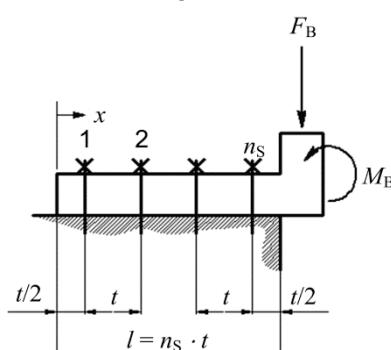


Bild 30. Schraubenfeld und entsprechendes Modell eines elastisch gebetteten Biegebalkens

Die Differentialgleichung für das Biegemoment lautet [29]:

$$M + \frac{l_0^4}{4} M^{\text{IV}} = 0$$

Darin ist  $l_0$  die charakteristische Länge des Biegebalkens mit der Breite  $b$ :

on the plane of the plate. The plate thickness must be small in comparison with the other geometric dimensions.

The term “plate” in elastomechanics is therefore to be distinguished from the same term in standard VDI 2230 Part 1.

Detailed derivations of the differential equations as well as solutions for circular, annular and rectangular plates are given in [15] and [16].

### Strip plates

A strip plate is a plate with two parallel edges in one direction and an infinite extension in the other. The loads at the parallel edges must be even along these edges [15].

The strip plate behaves like a wide bending beam. Its deformations  $w$  can also be traced back to the deformations of a bending beam:

(47)

For steel with a Poisson's ratio of  $\nu = 0,3$  the deformations will be about 10% lower.

#### 6.4.5 Load distribution in MBJs when modelled as an elastically bedded bending beam

##### 6.4.5.1 MBJ consisting of TTJs

Tapped-thread MBJs of beam-shaped structures can be modelled as bending beams on elastic bedding (Figure 30) provided they do not open up. Here the BJs are notionally replaced by a springy bedding.

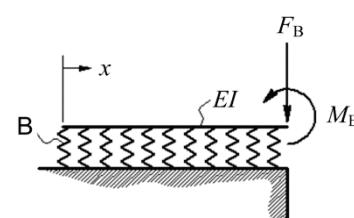


Figure 30. Bolt array and corresponding model of an elastically bedded bending beam

The differential equation for the bending moment is given by [29]:

(48)

where  $l_0$  is the characteristic length of the bending beam with width  $b$ :

$$l_0 = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot E \cdot I}{B \cdot b}} \quad (49)$$

Die Bettungsziffer  $B$  beschreibt, welche Flächenpressung  $p$  sich in der Trennfuge einstellt, wenn sich der Biegebalken um einen Betrag  $f$  durchbiegt:

$$p = B \cdot f$$

Der Verlauf der Lastverteilung hängt entscheidend von der Bettungsziffer  $B$  ab. Zu ihrer Ermittlung muss festgelegt werden, welcher Anteil der verspannten Bauteile als elastisch federnde Bettung wirkt. Im Bauwesen sind Bettungsziffern für Fundamente auf verschiedenen Untergründen tabelliert. Für Metalle sind keine Daten bekannt. Deshalb kann hier nur eine Empfehlung abgegeben werden.

Generell ist anzumerken, dass der gebettete Biegebalken größere Belastungen für die höchstbelastete Schraube ergibt als ein Starrkörpermodell. Somit ist jede analytische Berechnung mit elastischer Bettung sicherer als mit Starrkörpermodell, unabhängig davon welche Bettungsziffer gewählt wird.

Allgemein gilt für die Flächenpressung  $p$  auf einer elastisch federnden Unterlage mit der mitfedernden Höhe  $h_F$ :

$$p = \frac{F_B}{A_{BT}} = \frac{E \cdot A_{BT}}{h_F \cdot A_{BT}} \cdot f = \frac{E}{h_F} \cdot f \quad (51)$$

Durch Gleichsetzen von Gleichung (50) und Gleichung (51) folgt für die Bettungsziffer:

$$B = \frac{E}{h_F}$$

Für die mitfedernde Höhe  $h_F$  erscheinen Werte zwischen der Bauteildicke und der halben Bauteildicke sinnvoll; das heißt im Bereich  $w \cdot l_K/4 \leq h_F \leq w \cdot l_K/2$ .

Die Lösung der Differenzialgleichung ergibt den Verlauf der Schnittmomente im Biegebalken. Die erste Ableitung beschreibt den Schnittkraftverlauf  $Q(x)$ , der für die Lastverteilung auf die einzelnen SV maßgeblich ist. Für ihn gilt, wobei der besseren Übersichtlichkeit halber die Klammern um die Argumente der trigonometrischen und hyperbolischen Funktionen weggelassen wurden:

$$Q(x) = \frac{A_1 \left( \sin \frac{x}{l_0} \cdot \cosh \frac{x}{l_0} + \cos \frac{x}{l_0} \cdot \sinh \frac{x}{l_0} \right) - 2A_2 \cdot \sin \frac{x}{l_0} \cdot \sinh \frac{x}{l_0}}{l_0} \quad (53)$$

mit den Konstanten:

$$A_1 = 4 \cdot \frac{\sin \lambda \cdot \sinh \lambda}{\cosh 2\lambda + \cos 2\lambda - 2} \cdot M_B - 2 \cdot \frac{\sin \lambda \cdot \cosh \lambda + \cos \lambda \cdot \sinh \lambda}{\cosh 2\lambda + \cos 2\lambda - 2} \cdot l_0 \cdot F_B \quad (54)$$

The bedding factor  $B$  describes what surface pressure  $p$  occurs at the interface when the bending beam deflects by an amount  $f$ :

$$(50)$$

The load distribution curve depends decisively on the bedding factor  $B$ . To determine it, it is necessary to ascertain what proportion of the clamped components acts as elastically sprung bedding. In building and civil engineering, bedding factor tables are available for foundations on different footings. No data are known to be available for metals. For this reason only a recommendation can be given here.

It should be noted that in general the bedded bending beam results in greater loads for the most highly loaded bolt than does a rigid body model. This means that any analytical calculation with elastic bedding is safer than with the rigid body model, irrespective of which bedding factor is used.

Generally speaking the surface pressure  $p$  on an elastic base with the resilient height  $h_F$  is given by:

$$(51)$$

By equating (50) and (51), yields for the bedding factor :

$$(52)$$

For the resilient height  $h_F$ , values between the thickness of the component and half this thickness appear reasonable i.e., within the range  $w \cdot l_K/4 \leq h_F \leq w \cdot l_K/2$ .

The solution of the differential equation gives the course of the internal moments in the bending beam. The first derivative describes the course of the internal forces  $Q(x)$ , which is of decisive importance to load distribution over the individual BJs. Omitting for the sake of clarity the brackets around the arguments of the trigonometric and hyperbolic functions, the internal forces curve is given by:

with the constants:

$$\sin \lambda \cdot \cosh \lambda + \cos \lambda \cdot \sinh \lambda \quad l_0 \cdot F_B \quad (54)$$

$$A_2 = 2 \cdot \frac{\sin \lambda \cdot \cosh \lambda + \cos \lambda \cdot \sinh \lambda}{\cosh 2\lambda + \cos 2\lambda - 2} \cdot M_B - 2 \cdot \frac{\sin \lambda \cdot \sinh \lambda}{\cosh 2\lambda + \cos 2\lambda - 2} \cdot l_0 \cdot F_B \quad (55)$$

$$\lambda = \frac{l}{l_0} = \frac{n_s \cdot t}{l_0} \quad (56)$$

Maßgeblich für die Beurteilung, ob für die mitfedernde Höhe  $h_F$  ein sinnvoller Wert gewählt wurde, ist das Längenverhältnis  $\lambda$ . Wegen der Periodizität der trigonometrischen Funktionen unterscheidet sich der Schnittkraftverlauf grundlegend, je nachdem wie groß  $\lambda$  im Verhältnis zu  $\pi$  ist:

Bei  $\lambda < \pi/4$  verhält sich der Biegebalken weitgehend starr, das heißt, er biegt sich nicht nennenswert durch. Falls  $\lambda$  in diesem Bereich liegt, sollte die mitfedernde Höhe  $h_F$  größer gewählt werden, damit sich gegenüber einem Starrkörpermodell größere Belastungen an der höchstbelasteten Schraube ergeben.

Bei  $\pi/4 \leq \lambda \leq \pi$  biegt sich der Biegebalken geringfügig durch. Der Lastanteil der höchstbelasteten Schraube ist größer als der aus der starrkörpermechanischen Berechnung. Die mitfedernde Höhe  $h_F$  wurde sinnvoll gewählt.

Bei  $\lambda > \pi$  verhält sich der Biegebalken ähnlich einem Blech. Der Balken biegt sich wellenförmig durch, sodass es abwechselnd be- und entlastete Verschraubungsstellen gibt. Die mitfedernde Höhe  $h_F$  sollte kleiner gewählt werden, da wechselnde Belastungen für Klemmlängen  $l_K > 2 \cdot d$  nicht zu erwarten sind. Hingegen ändert sich der Lastanteil der höchstbelasteten Schraube mit steigendem  $\lambda$  nicht mehr nennenswert, sodass für  $\lambda = \pi$  der ungünstigste Fall innerhalb des Geltungsbereichs dieser Richtlinie erreicht ist.

Bild 31 zeigt den qualitativen Verlauf der Schnittkraft  $Q(x)$  bei Angriff einer Betriebskraft  $F_B$  oder eines Betriebsmoments  $M_B$ .

Unter der Annahme, dass alle SV identisch und im Abstand  $t$  gleichmäßig verteilt sind, können die an-

Crucial in judging whether a reasonable value was selected for the resilient height  $h_F$  is the length ratio  $\lambda$ . Due to the periodicity of the trigonometric functions the internal force curve differs fundamentally, depending on how large  $\lambda$  is in comparison with  $\pi$ :

When  $\lambda < \pi/4$  the bending beam largely behaves stiffly, i.e. it does not deflect to any appreciable extent. Should  $\lambda$  fall within this range, a higher value should be selected for the resilient height  $h_F$  in order to yield greater loads on the most highly loaded bolt than is the case with a rigid body model.

When  $\pi/4 \leq \lambda \leq \pi$  the bending beam will experience slight deflection. The load share of the most highly loaded bolt is greater than that from the rigid-body calculation. A reasonable choice has been made for the resilient height  $h_F$ .

When  $\lambda > \pi$  the bending beam will behave like a plate. The beam deflects in a wavelike manner thereby resulting in bolting points which are cyclically loaded and unloaded. A lower value should be selected for the resilient height  $h_F$  since cyclic loads are not to be expected for grip lengths  $l_K > 2 \cdot d$ . On the other hand the load share of the most highly loaded bolt no longer increases to any significant extent as  $\lambda$  increases, which means that when  $\lambda = \pi$  the most unfavourable case within the scope of application of the present standard has been reached.

Figure 31 shows the qualitative curve of the internal force  $Q(x)$  upon application of an operating force  $F_B$  or of an operating moment  $M_B$ .

Assuming that all BJs are identical and evenly spaced at distance  $t$ , the proportional axial loads

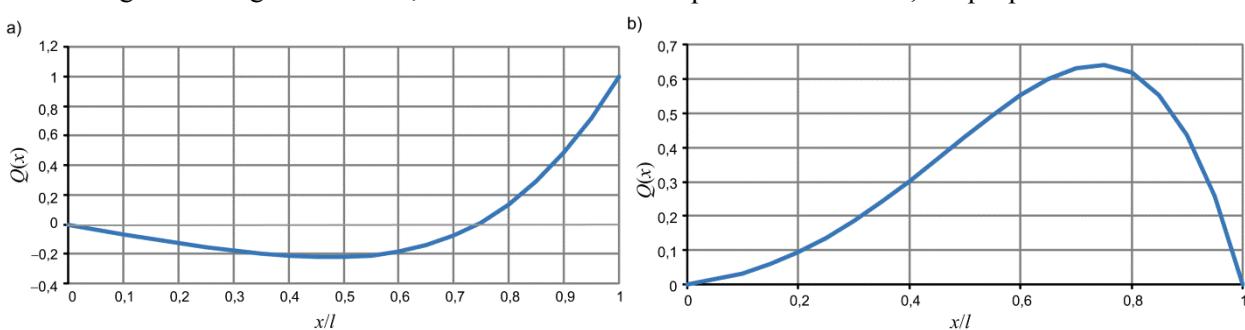


Bild 31. Schnittkraftverlauf  $Q(x)$  für Bild 30 und Einheitslänge  $l_0 = 1$  und  $\lambda = 3$

Figure 31. Internal force curve  $Q(x)$  for Figure 30 and unit length  $l_0 = 1$  and  $\lambda = 3$

- a) für Einheitskraft  $F_B = 1$  / for unit force  $F_B = 1$
- b) für Einheitsmoment  $M_B = 1$  / for unit moment  $M_B = 1$

teiligen Axiallasten  $F_{Ai}$  für eine Schraubenreihe wie folgt ermittelt werden:

- 1) Die SV werden von der lastabgewandten Seite her zählend mit  $i = 1, 2, \dots, n_S$  nummeriert (Bild 30).
- 2) An den Stellen  $x_i = i \cdot t = t, 2t, \dots, n_S \cdot t$  werden jeweils die Schnittkräfte  $Q(x_i)$  anhand von Gleichung (53) ermittelt.
- 3) Unter Beachtung von  $Q(x_0 = 0) = 0$  ergibt sich die anteilige Axialkraft für jede SV aus:

$$F_{Ai} = Q(x_i) - Q(x_{i-1})$$

Dabei ist zu beachten, dass die allgemein üblichen Vorzeichenkonventionen für die Balkentheorie gelten, siehe Bemerkung in Abschnitt 6.4.3.1.

Bild 32 zeigt exemplarisch für eine MV nach Bild 30 mit vier ESV die anteiligen Axialkräfte  $F_{Ai}$  unter Einwirkung einer Druck-Betriebskraft  $F_B$ . Die erste Schraube ist auf Zug belastet (hier: negative Axialkraft), Schraube 2 bis Schraube 4 auf Druck (positive Axialkraft).

#### 6.4.5.2 Lastverteilung bei MV aus DSV

Das Vorgehen zur Berechnung der Lastverteilung unterscheidet sich, je nachdem ob die DSV spiegel- oder punktsymmetrisch zur Trennfuge ist.

##### Spiegelsymmetrische DSV

Bei DSV, die zur Trennfuge spiegelsymmetrisch sind, herrscht Kräfte- und Momentengleichgewicht (Bild 33). Am oberen und unteren Bauteil haben die Belastungen in Bezug auf den Biegebalken das gleiche Vorzeichen, das heißt, sie bewirken die gleichen Reaktionskräfte in den SV. Die Lastverteilung ist gleich jener bei ESV (Bild 32).

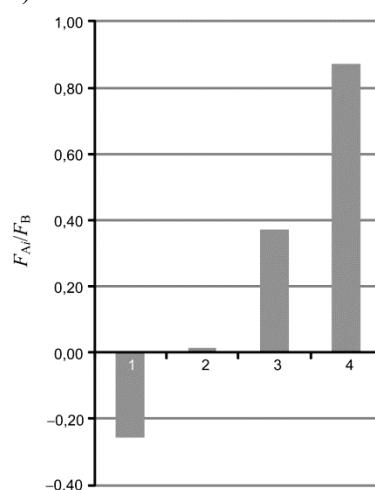


Bild 32. Qualitative Lastverteilung bei einer MV mit vier ESV belastet durch eine Druck-Betriebskraft  $F_B$

$F_{Ai}$  for a bolt row are determined as follows:

- 1) The BJs are numbered  $i = 1, 2, \dots, n_S$  starting from the end furthest away from the load (Figure 30).
- 2) At positions  $x_i = i \cdot t = t, 2 \cdot t, \dots, n_S \cdot t$  the corresponding internal forces  $Q(x_i)$  are determined with the aid of Equation (53).
- 3) Noting that  $Q(x_0 = 0) = 0$  yields the proportional axial load for each BJ from:

(57)

It should be noted here that the generally usual sign conventions for beam theory apply (see the comment in Section 6.4.3.1).

By way of example, Figure 32 shows for a MBJ from Figure 30 which has four TTJs the proportional axial loads  $F_{Ai}$  occurring under application of a compressive operating force  $F_B$ . The first bolt is under tensile loading (here a negative axial load) while bolt 2 to bolt 4 are under compressive loading (positive axial load).

#### 6.4.5.2 Load distribution in MBJ composed of TBJs

The precise procedure for calculating the load distribution will depend on whether the TBJ is mirror- or point-symmetric with respect to the interface.

##### Mirror-symmetric TBJ

With TBJs which are mirror-symmetric with respect to the interface, equilibria of forces and moments prevail (Figure 33). At the top and bottom components the loads with respect to the bending beam have the same sign i.e., they bring about the same reactive forces in the BJs. The load distribution is the same as with TTJs (Figure 32).

Figure 32. Qualitative load distribution in the case of a MBJ with four TTJs loaded by a compressive operating force  $F_B$

Bei einer Berechnung mithilfe der Starrkörpermechanik hätte die höchstbelastete SV einen Lastanteil von 75 %. Aufgrund der Durchbiegung liegt er im Beispiel bei ca. 85 %, ist also größer.

Bei zum Mittelpunkt der Trennfuge punktsymmetrischen DSV nach Bild 34 und Bild 35 müssen die Lastverteilungen aufgrund der Betriebskraft  $F_B$  und des Betriebsmoments  $M_B$  separat berechnet werden, da sich deren Vorzeichen anders auswirken.

### Durch eine Betriebskraft belastete punktsymmetrische DSV

Zwar zeigt die Betriebskraft  $F_B$  oberhalb und unterhalb der Trennfuge in entgegengesetzte Richtungen, das Vorzeichen in Bezug auf den Biegebalken ist jedoch gleich (Bild 34). Deshalb wird die Lastverteilung ebenfalls analog zur ESV berechnet. Dabei wird die anteilige Axialkraft für das obere Bauteil von links kommend und für das untere Bauteil von rechts kommend berechnet und anschließend pro SV der Mittelwert gebildet.

An der punktsymmetrischen DSV herrscht zwar Kräftegleichgewicht, aber durch die unterschiedlichen Kraftangriffsorte entsteht ein Versetzungsmoment, das die Trennfuge verdrehen würde. Dieses Versetzungsmoment wurde bei der Berechnung der Lastverteilung vernachlässigt.

Im Vergleich mit einem ebenfalls drehmomentfrei belasteten Starrkörpermodell mit vier DSV, bei der jede SV 25 % der Last tragen würde, liegt im Beispiel der Lastanteil der höchstbelasteten SV aufgrund der Durchbiegung mit ca. 30 % wiederum höher (Bild 34).

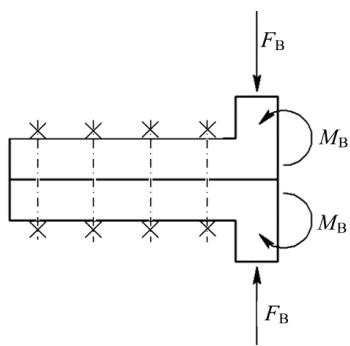


Bild 33. Zur Trennfuge spiegelsymmetrische DSV / Figure 33. TBJ mirror-symmetric with respect to the interface

In a calculation using rigid body mechanics the most highly loaded BJ would have a load share of 75 %. Due to deflection it is about 85 % in the example i.e., it is greater.

In the case of TBJs which are point-symmetric with respect to the mid-point of the interface, as can be seen in Figure 34 and Figure 35, the load distributions must on account of the operating force  $F_B$  and the operating moment  $M_B$  be calculated separately since their signs result in different effects.

### Point-symmetric TBJ loaded by an operating force

Although the operating force  $F_B$  points in opposite directions above and below the interface, the sign is nevertheless the same with respect to the bending beam (Figure 34). For this reason the load distribution is also calculated in a similar way to the TTJ. Here the proportional axial load for the upper component is calculated coming from the left and for the lower component coming from the right, and the mean value for each BJ then calculated.

There may be an equilibrium of forces at the point-symmetric TBJ but due to the different points of force application a displacement moment arises which would twist the interface. This displacement moment has been ignored in calculating the load distribution.

In comparison with a rigid body model with four TBJs which is also under torque-free loading and in which each of the BJs would carry 25 % of the load, in this example the load share of the most highly loaded BJs is again about 30 % higher on account of the deflection (Figure 34).

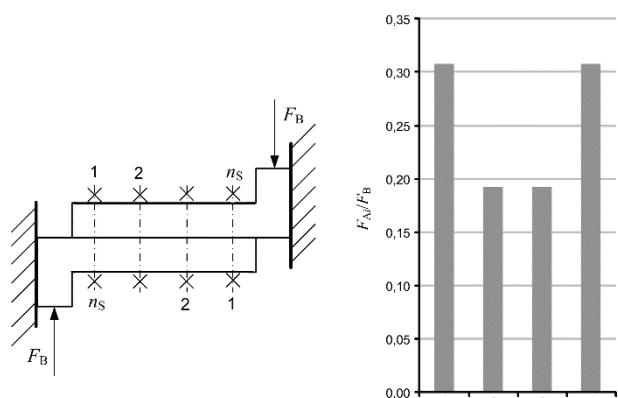


Bild 34. Punktsymmetrische DSV belastet durch eine Betriebskraft  $F_B$  und qualitative Lastverteilung für eine MV aus vier DSV / Figure 34. Point-symmetric TBJ under loading by an operating force  $F_B$  and the qualitative load distribution for a MBJ with four TBJs

Das vernachlässigte Versetzungsmoment kann berücksichtigt werden, indem es wie nachfolgend beschrieben als äußeres Betriebsmoment auf die MV aufgebracht wird. Die anteiligen Axialkräfte aus dem Versetzungsmoment werden dann zu den anteiligen Axialkräften aus der Betriebskraft  $F_B$  addiert.

#### Durch ein Betriebsmoment belastete punktsymmetrische DSV

Bei Belastung einer punktsymmetrischen DSV durch ein Betriebsmoment  $M_B$  (Bild 35) wird am oberen Bauteil am Angriffsort des Betriebsmoments die Trennfuge auseinandergesogen, während am unteren Bauteil am Angriffsort des Betriebsmoments die Trennfuge zusammengedrückt wird. Somit ist das Vorzeichen des Betriebsmoments in Bezug auf den Biegebalken am oberen und unteren Bauteil verschieden.

Da das Betriebsmoment  $M_B$  am oberen und unteren Bauteil in verschiedene Richtungen wirkt, muss die Lastverteilung für jedes Bauteil separat berechnet werden, wobei am unteren Bauteil das Vorzeichen des Betriebsmoments umgekehrt werden muss (Bild 36). Anschließend wird für jede SV der Mittelwert aus den beiden anteiligen Axiallasten gebildet (Bild 37).

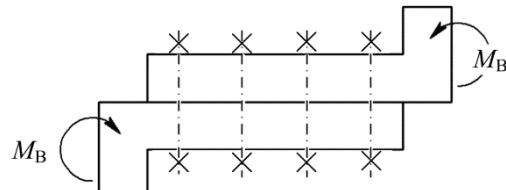


Bild 35. Punktsymmetrische DSV belastet durch ein Betriebsmoment  $M_B$

The displacement moment which was disregarded can be included by applying it to the MBJ as an external operating moment, as described below. The proportional axial loads from the displacement moment are then added to the proportional axial loads from the operating force  $F_B$ .

#### Point-symmetric TBJ loaded by an operating moment

In the case of a point-symmetric TBJ under loading by an operating moment  $M_B$  (Figure 35), the interface at the upper component is being pulled apart at the point of application of the operating moment while in the lower component the interface is being pressed together at the point of application of the operating moment. This means that the operating moment will be signed differently at the upper and lower components with respect to the bending beam.

Since the operating moment  $M_B$  is acting in different directions at the upper and lower components, the load distribution must be calculated separately for each component. The sign of the operating moment must be reversed at the lower component (Figure 36). In the next step the mean value is calculated for each BJ from the two proportional axial loads (Figure 37).

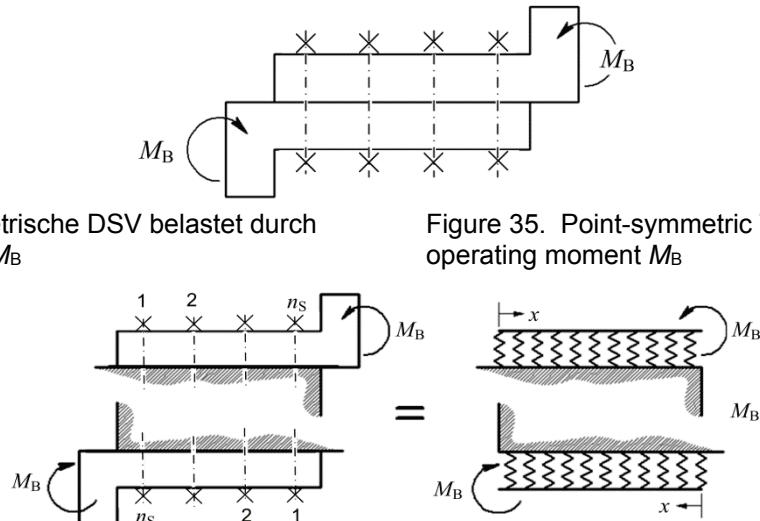


Bild 36. Aufteilung der punktsymmetrischen DSV in zwei unterschiedlich belastete Biegebalken  
Figure 36. Division of the point-symmetric TBJ into two differently loaded bending beams

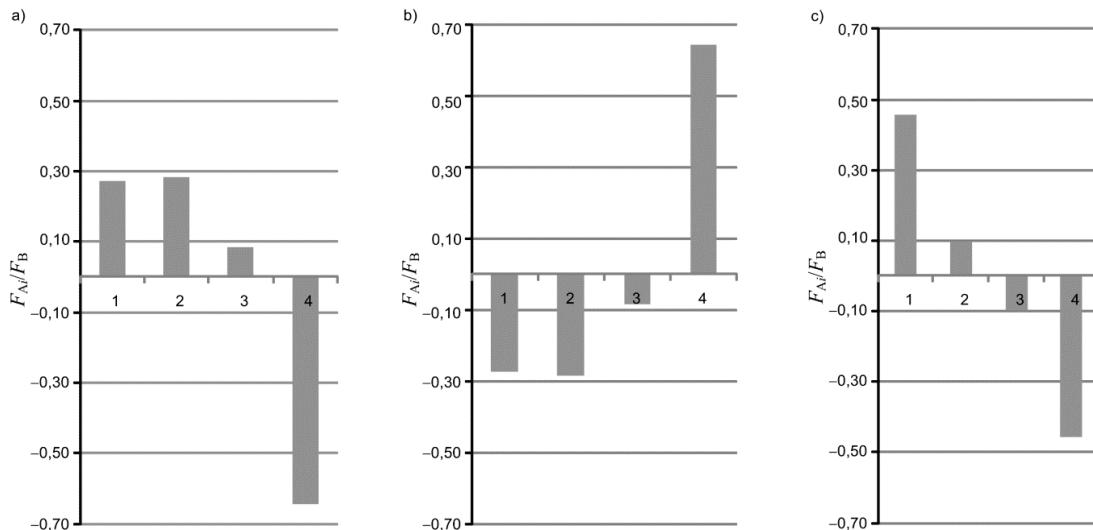


Bild 37. Qualitative Lastverteilung einer punktsymmetrischen MV mit vier DSV bei Belastung durch ein Betriebsmoment  $M_B$ , resultierende anteilige Axiallasten  $F_{Ai}$

- a) oberes Bauteil
- b) unteres Bauteil
- c) Mittelwert = Resultierende

Figure 37. Qualitative load distribution of a point-symmetric MBJ with four TBJs under loading by an operating moment  $M_B$  and the resulting proportional axial loads  $F_{Ai}$

- a) upper component
- b) lower component
- c) mean value = resultant

#### 6.4.6 Näherungsverfahren nach Ritz

Um die Schnittlasten anhand der zuvor beschriebenen mechanischen Modelle zu bestimmen, müssen jeweils die charakteristischen Differentialgleichungen gelöst werden. Das kann schon bei einfach anmutender Geometrie und Belastung sehr aufwendig oder gar unmöglich sein. Daher empfehlen sich Näherungsverfahren.

Das Näherungsverfahren nach *Ritz* ist auf alle zuvor beschriebenen mechanischen Modelle anwendbar [16; 17]. Es basiert darauf, dass das elastische Potenzial aus Formänderungsarbeit und Arbeit der äußeren Belastungen ein Minimum annimmt.

Für die Verschiebung wird ein Ansatz bestehend aus  $n$  Gliedern gewählt:

$$w = \sum_{i=1}^n a_i \cdot f_i$$

Darin sind  $f_i$  sinnvoll zu wählende Funktionen, die jede für sich die geometrischen Randbedingungen erfüllen. Am einfachsten ist es, Winkelfunktionen oder Polynome zu verwenden, da diese leicht ableitbar sind.

Die Koeffizienten  $a_i$  werden anhand der Gleichgewichtsbedingungen aus dem Prinzip der virtuellen Verschiebungen bestimmt. Je mehr Funktionen  $f_i$  mit ihren Koeffizienten  $a_i$  gewählt werden, desto besser fällt die Näherung aus. Nach Bestimmung der Koeffizienten  $a_i$  für die Näherung der Verschiebung werden aus deren Verlauf die Schnittlasten ermittelt.

#### 6.4.6 The Ritz approximative method

In order to determine the internal loads using the previously described mechanical model, the characteristic differential equations must in each case be solved. Even with what appears to be straightforward geometry and loading this can be very complicated or even impossible. For this reason approximative methods are recommended.

The Ritz approximative method can be used with all previously described mechanical models [16; 17]. It is based on the elastic potential arising from deformation work and the work of the external loads taking on a minimum value.

An ansatz consisting of  $n$  elements is selected for the displacement:

(58)

It contains  $f_i$  rationally selected functions each of which separately meets the geometrical boundary conditions. The simplest approach is to use angular functions or polynomials since these are easily derivable.

With the aid of the equilibrium conditions, the coefficients  $a_i$  are determined on the principle of virtual displacements. The more functions  $f_i$  together with their coefficients  $a_i$  are selected the better the approximation will turn out. Following determination of the coefficients  $a_i$  for the approximation of the displacement, the internal loads are determined from its course.

#### 6.4.7 Höchstbelastete SV

Nachdem die Belastungen auf die MV aus den Schnittlasten oder den Auflagerlasten bestimmt sind, gilt es, die höchstbelastete SV, gegebenenfalls unter Beachtung der erforderlichen Klemmkraft, zu ermitteln und nach VDI 2230 Blatt 1 zu berechnen. Dafür liefert die elastomechanische Berechnung folgende Größen:

- maximale Axialkraft
- maximale Axialkraftamplitude
- maximale Querkraft

Diese Größen können an verschiedenen SV auftreten, sodass mehrere SV nach VDI 2230 Blatt 1 berechnet werden müssen. Weiter treten die maximale Axialkraft und die maximale Querkraft nicht zwingend an derselben SV auf. Schließlich gilt es noch zu beachten, dass die Tragfähigkeit für die höchstbeanspruchte SV nachgewiesen werden muss. Wenn im Schraubenfeld unterschiedliche Schraubendurchmesser verwendet werden, kann auch eine geringer belastete SV die höchstbeanspruchte SV sein.

#### 6.4.8 Abstand a

Anhand der elastomechanischen Berechnung ergeben sich an jeder SV Schnittlasten für die Biegemomente, Axial- und Querkräfte. Für die Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 kann die SV entweder als zentrisch belastet mit äußerem Biegemoment  $M_B$  oder als exzentrisch belastet betrachtet werden. Der Abstand  $a$  wird aus dem Quotient aus Einspannmoment  $M_E$  und Axialkraft  $F_A$  berechnet, siehe auch Bild 39:

$$a = \frac{M_E}{F_A}$$

#### 6.5 Herauslösen einer einzelnen Verbindung

Beim Herauslösen der EV sind alle die Plattenbereiche im Umkreis zu beachten, die das Verformungsverhalten der Verbindung signifikant beeinflussen und somit in die Berechnung der Ersatzaußendurchmesser der Trennfuge  $D_A$  und des Grundkörpers  $D'_A$  eingehen.

Bei benachbarten Schrauben ist die EV so herauszulösen, dass sich der Verformungskörper in der betrachteten Schnittebene gedanklich bis zum Rand der benachbarten Bohrungen ausbreiten kann – wenn es die Abmessungen und der Kegelwinkel zulassen. Eine Überlappung zweier Verformungskörper ist dabei wegen der Stützwirkung nicht zu beachten, Bild 38 (VDI 2230 Blatt 1, Bild 20). Damit geht diese Abmessung ( $2t - d_h$ ) in die Berechnung von  $D_A$  und  $D'_A$  ein.

#### 6.4.7 Most highly loaded BJ

Once the loads on the MBJ have been determined from the internal loads or supporting loads, the most highly loaded BJ should be determined, if necessary taking into account the necessary clamp load, and calculation be carried out in accordance with VDI 2230 Part 1. Elastomechanical calculation yields the following quantities for this:

- maximum axial load
- maximum axial load amplitude
- maximum transverse force

These quantities can occur at different BJs which means that several BJs will need to be calculated following VDI 2230 Part 1. Furthermore, the maximum axial load and the maximum transverse force do not necessarily occur at the same BJ. Finally, it should also be noted that the load-bearing capacity needs to be verified for the most highly stressed BJ. If there are different bolt diameters in the bolt array, a BJ with less loading on it can even be the most highly stressed BJ.

#### 6.4.8 Distance a

With the aid of the elastomechanical calculation yields for each BJ the internal loads for the bending moments, axial and transverse forces. For calculation as described in VDI 2230 Part 1 the BJ can be regarded either as concentrically loaded with the external bending moment  $M_B$  or as eccentrically loaded. The distance  $a$  is calculated from the quotient of the restraining moment  $M_E$  and the axial load  $F_A$  (see also Figure 31):

(59)

#### 6.5 Separation of an individual joint

When separating out the SBJ, all of the plate regions in the vicinity should be noted which have a significant influence on the deformation behaviour of the joint and are thus input into calculation of the equivalent external diameter of the interface  $D_A$  and of the base body  $D'_A$ .

In the case of adjacent bolts the SBJ should be extracted in such a way that the deformation body on the section plane under consideration can notionally expand up to the edge of the adjacent holes – provided the dimensions and the cone angle permit. Here an overlapping of two deformation bodies should be ignored on account of the supporting effect, Figure 38 (VDI 2230 Part 1, Figure 20). This dimension ( $2t - d_h$ ) is thus input into calculation von  $D_A$  and  $D'_A$ .

Wenn sich die Druckkegel nur gering oder gar nicht überlappen, so ist in der Mitte zwischen den Schrauben zu schneiden. Dieser Fall liegt näherungsweise vor wenn

$$t \geq d_w + 0,6 \cdot l_k \cdot w$$

mit dem Verbindungskeffizienten  $w$  gemäß VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.1.2.

Bei rotationssymmetrischen Schraubenfeldern entstehen Kreis(ring)-Segmente, siehe VDI 2230 Blatt 1, Bild B7.

Das Herauslösen der EV ist weiterhin so vorzunehmen, dass bei exzentrisch belasteten SV die Schnittflächen senkrecht zur Ebene Betriebskraft-einleitung-Schraubenachse (EBS) momentenfrei sind, das heißt es ist im Nulldurchgang des Biegemomentenverlaufs zu schneiden (Bild 39). Bei mehreren Nulldurchgängen ist der der Schraube am nächsten liegende Durchgang zu verwenden, der die Exzentrizität  $a$  repräsentiert. Somit ist im Regelfall ein Anschlusskörper vorhanden, dessen Lage und Größe für die Berechnung des Krafteinleitungs faktors und gegebenenfalls der Platten nachgiebigkeit benötigt wird.

Bezüglich benachbarter Schrauben gelten die gleichen Hinweise wie in Abschnitt 6.4.1.

## 6.6 Schraubenreihe unter momentenfreier Querbelastung

### 6.6.1 Beschreibung des Belastungsfall

Je nach Anordnung der Schrauben zur Richtung der Querkraft und der Überlagerung mit einem Moment um die  $y$ -Achse ergeben sich die in Bild 4 dargestellten Fälle mit dem Sonderfall kreisförmiger Verschraubung, (siehe Abschnitt 6.3.2). Nachfolgend wird auf nur durch Längskräfte  $F_{QB}$  quer belastete MV eingegangen, die Fälle tangentialer Belastung ( $F_{QM}$ ) sind in Abschnitt 6.3.1 und Abschnitt 6.3.2 behandelt. Zur Querbelastung von Schraubenteilkreisen siehe Abschnitt 6.3.2.

Wie in Abschnitt 6.3.1 und Abschnitt 6.3.2 bemerkt, ist die Verteilung der Belastung auf die vorgespannten SV nur bei drehmomentbelasteten Kreisflanschen und bei einer Belastung senkrecht und zentrisch zur Schraubenreihe (Bild 5) weitgehend gleichmäßig.

Bei der Anordnung einer Schraubenreihe in Belastungsrichtung (z. B. Bild 40) ergeben sich unterschiedliche Belastungen der Verbindungsstellen, die primär vom elastischen Verhalten der gesamten Verbindung abhängen. Dieser Fall soll als Querlängsbelastung bezeichnet werden.

If the compression cones are only small or do not overlap at all, partition should be made in the middle between the bolts. This case is approximately present when

(60)

with the joint coefficient  $w$  as per VDI 2230 Part 1, Section 5.1.2.

With rotationally symmetrical bolt arrays we have circular or annular segments (see VDI 2230 Part 1, Figure B7).

Separating out the SBJ should furthermore be done in such a way that with eccentrically loaded BJs the sectional planes perpendicular to the plane of operating force application/bolt axis are free of moments. In other words, the sectional cut should be made at the passage through zero of the bending moment curve (Figure 39). In the case of several passages through zero the one of the closest bolt should be used, this representing the eccentricity  $a$ . This means that usually there will be a connecting body present whose position and size is needed for calculating the load application factor and if applicable the plate compliance.

As regards adjacent bolts, the same information applies as in Section 6.4.1.

## 6.6 Bolt row under momentless transverse loading

### 6.6.1 Description of the loading case

Depending on the arrangement of the bolts with respect to the direction of the transverse force and superimposition with a moment about the  $y$  axis, yields the cases shown in Figure 4 together with the special case of a circular bolted joint (see Section 6.3.2). In what follows we shall only be concerned with MBJs transversely loaded by longitudinal forces  $F_{QB}$ . Cases of tangential loading ( $F_{QM}$ ) are dealt with in Section 6.3.1 and Section 6.3.2. On the transverse loading of bolt pitch circles, see Section 6.3.2.

As has been stated in Section 6.3.1 and Section 6.3.2, there is a largely even distribution of load on the preloaded BJs only with torque-loaded circular flanges and with loading which is perpendicular to and concentric with the bolt row (Figure 5).

In the case of a bolt row arranged in the direction of loading (for example, Figure 40), different loads on the connecting points arise which depend primarily on the elastic behaviour of the entire joint. This case should be referred to as transverse longitudinal loading.

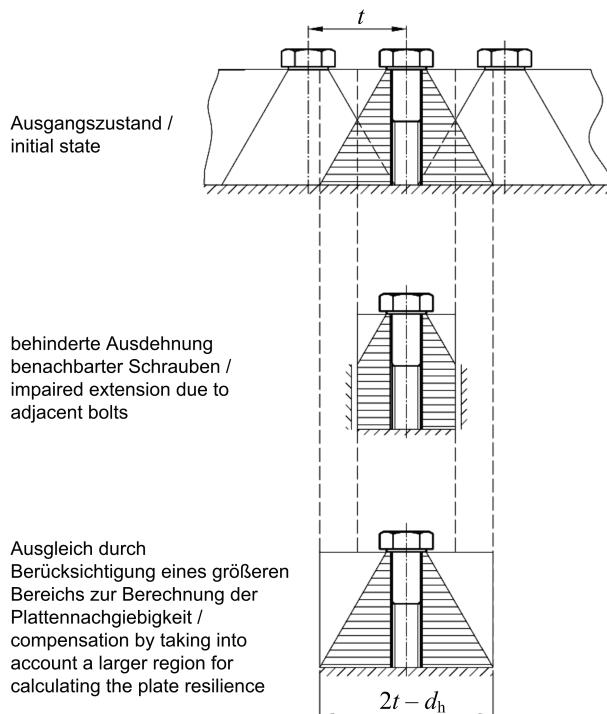


Bild 38. Herauslösen aus einer Schraubenreihe bei engem Schraubenabstand /  
Figure 38. Separating out from a bolt row with tight bolt spacing

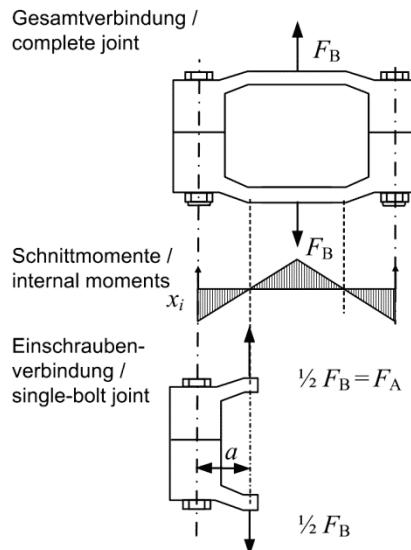


Bild 39. Herauslösen einer EV aus einer Rahmenkonstruktion /  
Figure 39. Separating out a SBJ from a frame construction

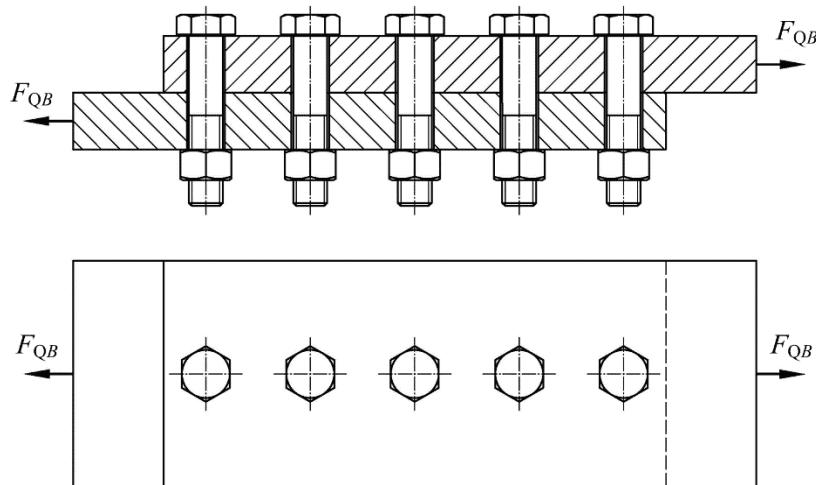


Bild 40. Einschnittige Laschenverbindung (DSV) mit einer Schraubenreihe in Belastungsrichtung (Querlängsbelastung)

Figure 40. Single-shear lap joint (TBJ) with a bolt row in the direction of loading (transverse longitudinal loading)

### 6.6.2 Belastungsverteilung bei Querlängsbelastung

Ein grundlegender Ansatz besteht im Maschinenbau darin, dass eine plastische Verformung der Struktur und der Schrauben infolge der Betriebsbelastung ausgeschlossen wird. Damit ergeben sich je nach Steifigkeit der Platten bei zugrunde gelegter linear-elastischer Verformung der Schrauben die Extremfälle in Bild 41. Dies ist Folge des Kraftflusses, der Dehnungsunterschiede zwischen den

### 6.6.2 Load distribution with transverse longitudinal loading

A basic approach in mechanical engineering is to exclude plastic deformation of the structure and of the bolts resulting from the operating load. Depending on the stiffness of the plates and on the basis of linear-elastic deformation of the bolts, this gives the extreme cases shown in Figure 41. This is the result of the flow of force, differences in strain between plate sections, friction and a partial

Plattenabschnitten, der Reibung und eines partiellen Mikro-Schlupfs in der Trennfuge.

Die Beeinflussung der Verteilung durch unterschiedlich große Vorspannkräfte wird als marginal betrachtet und nicht berücksichtigt.

Bei einer rein starren Betrachtung der Platten und real-elastischer Schraube ergeben sich zu geringe maximale, das heißt gleichmäßige Belastungen aller Verbindungsstellen. Demgegenüber führt die Betrachtung mit ebenfalls starrer Schraube zu großen Belastungen, da nur die äußersten SV beansprucht würden (siehe Bild 49 in Abschnitt 6.6.4).

Im praktischen Fall (alle Bestandteile der Verbindung elastisch) liegt besonders bei DSV eine symmetrische Verteilung der Querbelastung vor, die äußersten SV sind immer am höchsten belastet. Die Verteilung ist dabei abhängig von der Schraubenanzahl, bei zwei Schrauben sind beide zu 50 % beteiligt.

Bei ESV mit einem gegenüber dem Plattenbereich des zu befestigenden Bauteils in der Regel deutlich steiferen Einschraubbereich ist zu erwarten, dass nur eine der beiden äußeren Verschraubungsstellen den größten Querkraftanteil zu übertragen hat (siehe Bild 41).

Wenn im Sonderfall bleibende signifikante Verformungen und Verschiebungen in Kraftrichtung zugelassen werden können und möglich sind (Überwindung des Bohrungsspiels, biegeweiche Schrauben, partieller Schlupf in der Trennfuge; siehe Bild 42), bzw. wie im Stahlbau die Verformungsfähigkeit der Platten (Bohrungsaufweitung bei Scher-Lochleibungsverbindungen) genutzt wird, kommt es je nach Belastungshöhe und Typ der Verschraubung zu einer Vergleichsmäßigung der Belastung. Damit verringert sich die Belastung der äußeren Verschraubungsstellen.

In der aus dem Stahlbau bekannten Typisierung entsprechen die gleitfest vorgespannten Verbindungen vom Typ GV und GVP den Verbindungen im Maschinenbau (Bild 42).

Für die Berechnung der erforderlichen Klemmkraft wird die Anzahl der kraftübertragenden inneren Trennfugen  $q_F$  benötigt, siehe auch VDI 2230 Blatt 1. Bei genauerer Betrachtung zeigte sich eine Beeinflussung des Kraftflusses durch das Klemmlängenverhältnis, was bei kleinen Klemmlängenverhältnissen von  $l_K/d < 2$  zu einer rechnerischen Vergrößerung von  $q_F$  auf  $q_{F\text{eff}}$  führt, Bild 43. Dieser Effekt kann zur Optimierung derartiger Verbindungen genutzt werden. Bei DSV ist dieser Effekt in abgeschwächter Größe vorhanden.

micro-slip in the interface.

Any influence on the load distribution due to different magnitudes of preloading is regarded as marginal and is not taken into consideration.

When the plates are regarded as absolutely rigid and the bolt as real-elastic, yields excessively low maximum loads, i.e. even loads for all connecting points. On the other hand, taking the bolt as rigid will result in high loads since only the outer BJs would be loaded (see Figure 49 in Section 6.6.4).

In the practical case (all component parts of the joint are elastic) there is a symmetrical distribution of transverse loading, especially with TBJs; the outermost BJs are always the most highly loaded. Here the distribution depends on the number of bolts: with two bolts, each takes 50 %.

With TTJs with a threaded area which is usually considerably more rigid than the plate area of the component to be fastened it is to be expected that only one of the two outer bolting points has to transmit the greater part of the transverse force (see Figure 41).

If in the special case permanent significant deformations and displacements in the direction of force are acceptable and possible (overcoming hole play, flexible bolts, partial slip in the interface, see Figure 42) or, as in structural steelwork, the deformability of the plates (hole expansion in the case of shear bolt joints) is exploited, the loading will even out depending on the load magnitude and the type of threaded connection. The load on the outer bolting points is thus reduced.

In the type classification used in structural steelwork, type GV and type GVP slideproof preloaded joints correspond to the joints in mechanical engineering (Figure 42).

To calculate the clamp load required, it is necessary to know the number of force-transmitting internal interfaces  $q_F$  (see also VDI 2230 Part 1). A more precise analysis revealed an influence of the force flow via the clamping length ratio - with small ratios of  $l_K/d < 2$  this leads to a theoretical increase from  $q_F$  to  $q_{F\text{eff}}$  (Figure 43). This effect can be exploited for optimizing this type of joint. With TBJs the effect is present in a weakened form.

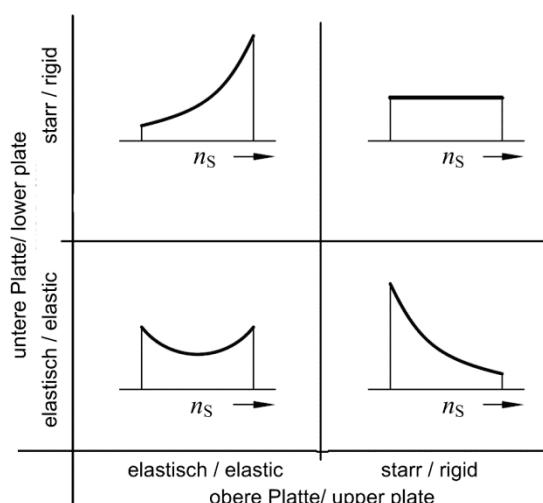


Bild 41. Theoretische Lastverteilung  $F_q/F_{QB}$  der Laschenverbindung von Bild 40 je nach Modellsteifigkeit der Platten, Schraube elastisch [12] / Figure 41. Theoretical load distribution  $F_q/F_{QB}$  of the strap joint in Figure 40 as a function of the model stiffness of the plates, bolt elastic [12]

### 6.6.3 Berechnungsmodell

#### 6.6.3.1 Belastung senkrecht zur Schraubenreihe

Wie in Abschnitt 6.3.1 ausgeführt, ist bei senkrechter Lage einer Schraubenreihe zur Kraftrichtung die Verteilung annähernd gleichmäßig (Bild 5), wenn die Kraft zentrisch angreift:

$$F_q = F_{QBx}/n_{SR}$$

Wird die Querkraft nicht zentrisch zur Reihe eingeleitet, so ist das entstehende Moment um den Schwerpunkt der Schraubenreihe zu beachten; es ist dann analog Abschnitt 6.3.2 zu verfahren. Bei geringem Abstand der Krafteinleitung von der Schraubenreihe und deutlich kleinerer Krafteinleitungsbreite (Streckenlast) als Schraubenreihenlänge (Extremfall: punktförmiger Angriff von  $F_{QBx}$ ) ist von einer ungleichmäßigen Belastung der Verschraubungsstellen auszugehen, wobei die am nächsten liegenden am stärksten belastet werden. Hierzu liegen keine wissenschaftlichen Erkenntnisse vor, sodass gegebenenfalls experimentelle oder numerische Untersuchungen notwendig werden. Bei einschnittigen Verbindungen mit nur einer Spalte Schrauben (siehe Bild 40) kann es bei kleinen Klemmlängen (ca.  $l_K/d < 1$ ), einer außerhalb der inneren Trennfuge liegenden Kraftwirkungslinie und entsprechend entfernter Einspannung zum Kippen kommen (Bild 44), woraus eine vergrößerte Belastung der Verschraubungsstelle entsteht. Dies ist mit einer geeigneten Vergrößerung (z. B. 20 % Zuschlag) von  $F_{QB}$  zu beachten.

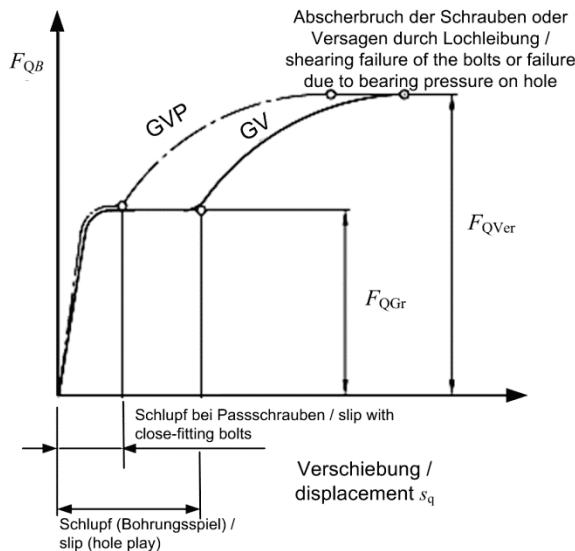


Bild 42. Last-Verformungsverhalten quer belasteter MV, in Anlehnung an [6] /

Figure 42. Load-deformation behaviour of transversely loaded MBJs, based on [6]

### 6.6.3 Calculation model

#### 6.6.3.1 Loading perpendicular to the bolt row

As described in Section 6.3.1, when a bolt row is perpendicular to the direction of force the load distribution will be approximately uniform (Figure 5), provided the force is applied concentrically:

$$(61)$$

If the transverse force is not applied concentrically to the bolt row, the moment which arises about the centroid of the row should be noted; the procedure to follow then is analogous to that in Section 6.3.2. When the force application point is a small distance away from the bolt row and when the force application width (distance load) is considerably less than the bolt row length (extreme case: a punctiform application of  $F_{QBx}$ ) then an uneven loading of the bolting points must be assumed, with the closest point being loaded the most. No scientific data are available in this regard, which means that experimental or numerical investigations may be necessary. In the case of single-shear joints with only one column of bolts (see Figure 40) with short grip lengths (approx.  $l_K/d < 1$ ), and with a line of action of the force which falls outside the internal interface and a correspondingly distant restraint, it is possible for tilting to occur (Figure 44), thereby creating a greater load on the bolting point. This is to be taken into account by implementing a suitable increase (for example, 20 % addition) in  $F_{QB}$ .

### 6.6.3.2 Querlängsbelastung

Bei Angriff einer Querkraft  $F_{QB}$  ( $= F_{QBz}$ , Bild 5) in Längsrichtung liegt eine ungleichmäßige Lastverteilung vor, die wesentlich von der Steifigkeit der Platte(n) und von der Schraubenanzahl bestimmt wird. Weiter hat die Reibungszahl in der Trennfuge einen erheblichen Einfluss.

#### ESV

Als Grenzfall wird in Näherung das Bauteil (Platte) mit dem Einschraubgewinde als in Belastungsrichtung starr betrachtet (Bild 45). Für die zu übertragende Querkraft an einer Verschraubungsstelle gilt, beginnend an der äußersten Schraube 1, mit der Schraubenanzahl in der Reihe  $n_{SR}$  und dem Quersteifigkeitsverhältnis  $\kappa$  [12]:

$$F_{q(i+1)} = (1 + \kappa) \cdot F_{qi} \quad (62)$$

$$F_{qn_{SR}} = F_{qmax} = (1 + \kappa)^{n_{SR}-1} \cdot F_{q1} \quad (63)$$

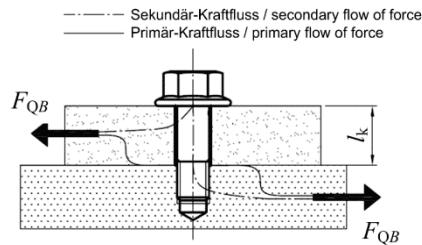
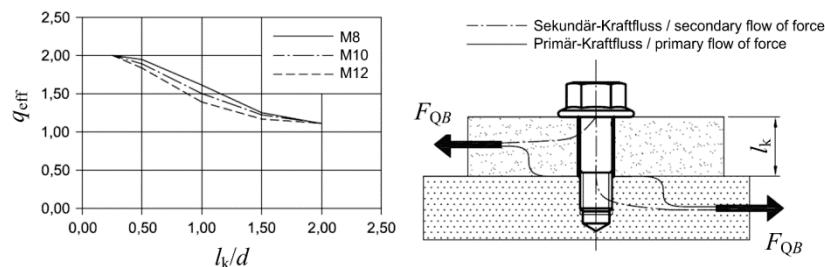


Bild 43. Besonderheit der rechnerischen Anzahl kraftübertragender Trennfugen bei kleinen Klemmlängenverhältnissen und ESV [8] /

Figure 43. Special feature of the theoretical number of force-transmitting interfaces with small grip length ratios and TTJs [8]

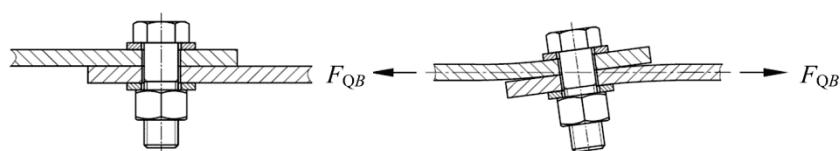


Bild 44. Verhalten einer einschnittigen Verbindung kleiner Klemmlänge mit einer Schraube bzw. einer Schraubenreihe senkrecht zur Belastung /

Figure 44. Behaviour of a single-shear joint of short grip length with one bolt or with a bolt row perpendicular to the load

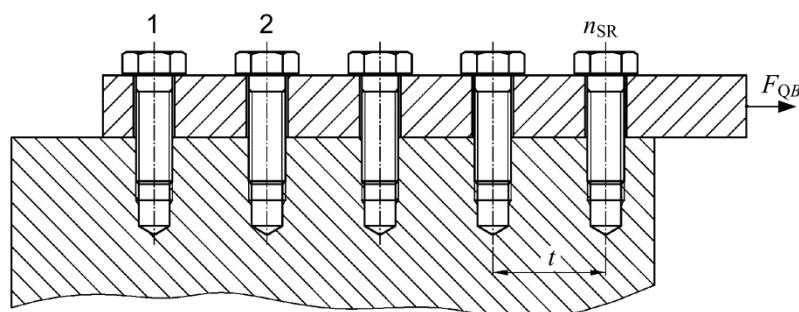


Bild 45. Schraubenfeld aus ESV unter Querlängsbelastung

Figure 45. Bolt array consisting of TTJs under transverse longitudinal loading

Bei konservativer Betrachtung haftet die Trennfuge über die gesamte Länge, eine Lastverlagerung durch lokales Rutschen tritt nicht auf. In diesem Fall werden die der Lasteinleitung am nächsten liegenden Verschraubungsstellen am größten belastet. Die Platte wird im Bereich der Trennfuge hauptsächlich auf Schub beansprucht.

Der Widerstand gegen die Belastung in Querlängsrichtung wird durch das Quersteifigkeitsverhältnis beschrieben. Es berechnet sich unter der Voraussetzung gleicher Schraubenabstände (Teilung  $t$ ) mit der Schubsteifigkeit der Trennfuge ( $G \cdot A_Q$ ) und der Längssteifigkeit ( $E \cdot A_L$ ) der Platte zu

$$\kappa = \frac{G \cdot A_Q}{E \cdot A_L}$$

Für den Laschenquerschnitt (Abschnitt zwischen zwei Schrauben) gilt mit der Breite  $b$  der Platte:

$$A_L = \frac{w}{2} \cdot l_K \cdot b$$

Mit der Schubfläche der Trennfuge

$$A_Q = b \cdot t$$

und Gleichung (65) wird aus Gleichung (64):

$$\kappa = \frac{G \cdot b \cdot t}{E \cdot b \cdot \frac{w}{2} \cdot l_K} = \frac{1}{(1+v)} \cdot \frac{t}{w \cdot l_K}$$

Mit Gleichung (63) ist keine Aussage zur absoluten Größe von  $F_q$  zu erzielen, da  $F_{q1}$  in der Regel nicht bekannt ist, siehe Gleichung (72). Es gilt in Näherung für alle Verschraubungsstellen ab Schraube 2 (von der Krafteinleitung abgewandten Seite her zählend, Bild 45), also  $i \geq 2$ :

$$F_{q_i}^{\text{ESV}} = \frac{(1+\kappa)^{i-1}}{1 + \sum_{i=2}^{n_{\text{SR}}} (1+\kappa)^{i-1}} \cdot F_{QB}$$

und für die maximale Belastung

$$F_{q_{\max}}^{\text{ESV}} = \frac{(1+\kappa)^{n_{\text{SR}}-1}}{1 + \sum_{i=2}^{n_{\text{SR}}} (1+\kappa)^{i-1}} \cdot F_{QB}$$

Bild 46 zeigt den Einfluss der Steifigkeiten auf die Verteilung der Querkraft auf die Verbindungsstellen und die maximale Querkraft.

In a conservative analysis, the interface holds together over its full length and there is no load displacement due to local slippage. In this case the bolting points closest to the load application point are loaded the most. The plate is mainly under shear loading in the area of the interface.

Resistance to loading in the transverse longitudinal direction is described by the transverse stiffness ratio. Assuming that the bolts are spaced equally apart (pitch  $t$ ), this ratio is calculated from the shear strength of the interface ( $G \cdot A_Q$ ) and the longitudinal stiffness ( $E \cdot A_L$ ) of the plate to give:

$$(64)$$

For the cover-plate cross-section (the section between two bolts) with  $b$  the width of the plate, we have:

$$(65)$$

Substituting the shear area of the interface

$$(66)$$

and Equation (65) into Equation (64) yields:

$$(67)$$

No information regarding the absolute magnitude of  $F_q$  can be obtained with Equation (63) since  $F_{q1}$  is usually not known, see Equation (72). It applies as an approximation for all bolting points from bolt 2 onwards (counting from the end away from the force application; Figure 45), that is,  $i \geq 2$ :

$$(68)$$

and for the maximum loading:

$$(69)$$

Figure 46 shows the influence of stiffnesses on the distribution of the transverse force over the connecting points and the maximum transverse force.

## DSV

Aus der Überlagerung von zwei ESV (starre und elastische Platte vertauscht, siehe auch Bild 41) ergeben sich die anteiligen Querkräfte bei DSV (Bild 40):

$$F_{q_i}^{\text{DSV}} = 0,5 \cdot \left( F_{qi}^{\text{ESV1}} + F_{q(n_{SR}+1-i)}^{\text{ESV2}} \right) \quad (70)$$

und

$$F_{q_{\max}}^{\text{DSV}} = \max(F_{q1}^{\text{DSV}}, F_{qn_{SR}}^{\text{DSV}}) \quad (71)$$

Die benötigte anteilige Querkraft der Schraube 1 einer ESV berechnet sich zu

$$F_{qi}^{\text{ESV}} = \frac{1}{1 + \sum_{i=2}^{n_{SR}} (1 + \kappa)^{i-1}} \cdot F_{QB} \quad (72)$$

Bild 47 zeigt exemplarisch die Verteilung der Querbelastung bei DSV.

Bei Schrägzug, also überlagernder axialer Belastung (Bild 48) verringert sich die Restklemmkraft, was vor allem bei der nächstliegenden Verschraubungsstelle, die die größte anteilige Querkraft aufzunehmen hat, zu einer kritischen Verringerung der Klemmkraft führen kann.

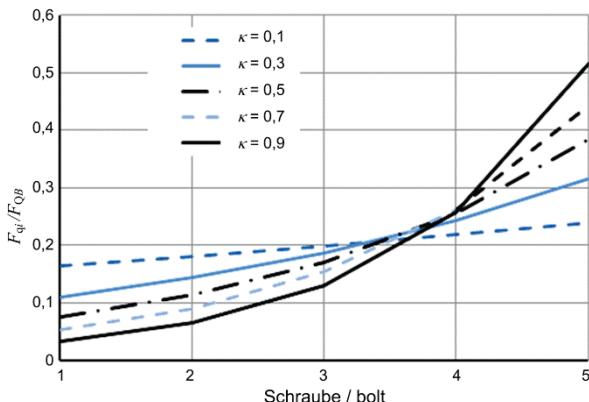


Bild 46. Querbelastung der Verbindungsstellen bei in einer Reihe angeordneter ESV (einschnittig) mit  $n_{SR} = 5$  Schrauben in Abhängigkeit vom Quersteifigkeitsverhältnis  $\kappa$  / Figure 46. Transverse load on the connecting points in the case of a row-type TTJ (single-shear) where  $n_{SR} = 5$  bolts as a function of the transverse stiffness ratio  $\kappa$

Figure 46. Transverse load on the connecting points in the case of a row-type TTJ (single-shear) where  $n_{SR} = 5$  bolts as a function of the transverse stiffness ratio  $\kappa$

Es ist über die Sicherheit gegen Gleiten nachzuweisen, dass an der höchstbelasteten Verschraubungsstelle auch in diesem Fall die anteilige Querkraft  $F_{qn_{SR}}$  übertragen werden kann, das heißt:

$$S_{Gn_{SR}} = \frac{\mu_T \cdot F_{KRn_{SR}}}{F_{qn_{SR}}} \geq 1,2 \quad (73)$$

## TBJs

The proportional transverse forces with TBJs are obtained by superimpositioning two TTJs (rigid and elastic plates swapped round; see also Figure 41), Figure 40:

$$\text{and} \quad (71)$$

The required proportional transverse force on bolt 1 of a TTJ is calculated as

$$(72)$$

Figure 47 shows by way of example the distribution of transverse loading with TBJs.

In the case of diagonal pull, i.e. superimposed axial loading (Figure 48), the residual clamp load is reduced, which can lead to a critical reduction in the clamp load, especially in the case of the closest bolting point which has to absorb the greatest proportional transverse force.

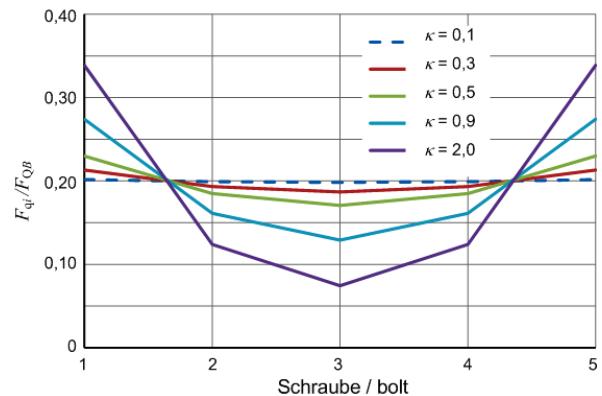


Bild 47. Querbelastung der Verbindungsstellen bei in einer Reihe angeordneter DSV aus zwei Platten gleicher Dicke (einschnittig) mit  $n_{SR} = 5$  Schrauben in Abhängigkeit vom Quersteifigkeitsverhältnis  $\kappa$  / Figure 47. Transverse loading on the connecting points in the case of a row-type TBJ consisting of two plates of the same thickness (single-shear) with  $n_{SR} = 5$  bolts as a function of the transverse stiffness ratio  $\kappa$

It needs to be verified via the safety margin against sliding that even in this case the proportional transverse force  $F_{qn_{SR}}$  at the most highly loaded bolting point can be transmitted. In other words:

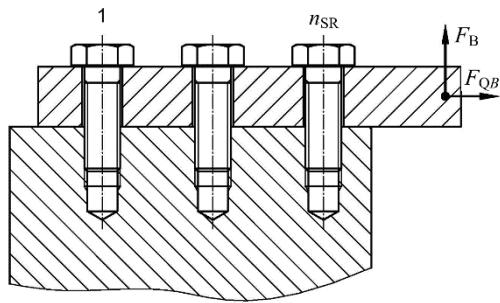


Bild 48. Schraubenreihe mit Schrägzugbelastung

Bei  $S_{Gn_{SR}} < 1$  kommt es zu lokalen Verschiebungen und einer Änderung der Belastungsverteilung. Maßgebend ist dann, dass die globale Sicherheit gegen Gleiten der gesamten MV ausreichend ist.

$$S_{G,gl} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{SR}} F_{K,i}}{F_{QB}} \geq S_{G,gl\,erf}$$

Eine solche lokale Verschiebung ist nur dann zulässig, wenn sie einmalig auftritt. Bei wechselnder Querlängsbelastung besteht sonst die Gefahr, dass sich die SV löst.

Die erforderliche Mindestsicherheit  $S_{G,gl\,erf}$  ist in Abhängigkeit von den Betriebsbedingungen zu wählen.

#### 6.6.4 Sonderfall Pass-Schrauben-Verbindungen

Ausgehend von einer idealen spielfreien Lage in Reihe angeordneter Pass-Schrauben ergeben sich bei Querlängsbelastung und vollständigem Formschluss zwischen Schaft und Bohrung die in Bild 49 ersichtlichen Extremfälle der Lastverteilung.

In der Realität kann nicht von einer völlig starren SV ausgegangen werden, allerdings liegt primär wegen des partiellen Formschlusses, des größeren Passschaftquerschnitts und der eingeschränkten Biegeverformungsfähigkeit der Passschraube ein gegenüber der klassischen SV deutlich größeres Quersteifigkeitsverhältnis  $\kappa$  vor. Dies führt dazu, dass an den in der Mitte der Reihe angeordneten Passschrauben geringere Querkraftanteile zu verzeichnen sind und damit die äußeren Verschraubungsstellen größer belastet werden.

Figure 48. Bolt row with diagonal pull loading

When  $S_{Gn_{SR}} < 1$  there will be local displacements and a change in the load distribution. It is then of decisive importance that the global safety margin against sliding of the entire MBJ is adequate.

(74)

A local displacement of this kind will therefore only be permissible when it occurs just once. With cyclic transverse longitudinal loading there is otherwise the danger of the BJ loosening.

The requisite minimum safety margin factor  $S_{G,gl\,erf}$  should be selected in accordance with the operating conditions.

#### 6.6.4 Special case of close-fitting bolt joints

Assuming an ideal zero-play position of close-fitting bolts arranged in a row, with transverse longitudinal loading and a complete mechanical interlocking between shank and hole, yields the extreme cases of load distribution which can be seen in Figure 49.

In reality a completely rigid BJ cannot be assumed, although in comparison with the classic BJ there is a markedly higher transverse stiffness ratio  $\kappa$ , primarily on account of partial mechanical interlocking, the larger shank cross-section and the limited bending deformation capability of the close-fitting bolt. The result is that smaller transverse force components are found at the close-fitting bolts in the middle of the row, and the outer bolting points are therefore under greater loading.

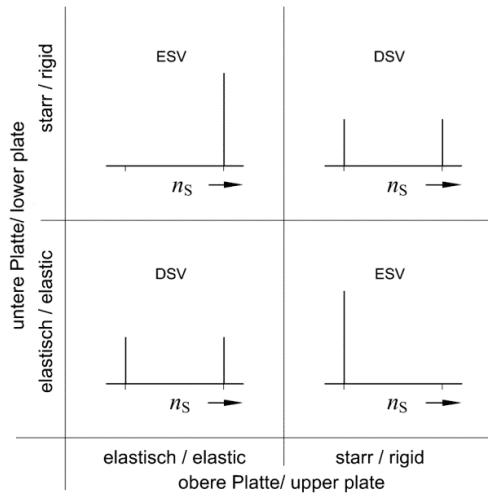


Bild 49. Theoretische Grenzfälle der Lastverteilung einer Laschenverbindung mit Passschrauben (analog Bild 32 und Bild 37) je nach Modellsteifigkeit der Platten [12]

Für ESV können für die maximale Querkraft an der Verschraubungsstelle folgende konservative Empfehlungen gegeben werden:

zwei Schrauben ( $n_{SR} = 2$ ):

$$F_{q\max} = F_{q2} = F_{QB}$$

$n_{SR} = (3 \dots 5)$ :

$$F_{q\max} = 0,9 \cdot F_{QB}$$

Bei DSV gelten folgende Empfehlungen:

$n_{SR} = 2$ :

$$F_{q\max} = 0,5 \cdot F_{QB}$$

$n_{SR} = (3 \dots 5)$ :

$$F_{q\max} = 0,45 \cdot F_{QB}$$

Der Sicherheitsnachweis geschieht über den Scherquerschnitt (siehe VDI 2230 Blatt 1), das heißt unter der Annahme, dass die Querkräfte vollständig von den Passschläften aufgenommen werden. Aber auch die Lochleibung ist nachzuweisen. Wegen unvermeidlicher Toleranzprobleme ist nicht die gesamte Schraubenbohrungskontaktfläche tragend. Soweit nicht anders gefordert, sollte die rechnerische Gesamtfläche sinnvoll reduziert werden, z. B. auf 75 %.

### 6.6.5 Gestaltungshinweise

Grundsätzlich sind in einer Reihe mindestens zwei Schrauben anzugeben. In Kraftrichtung ist dabei die Anzahl zu begrenzen, da an den inneren Verschraubungsstellen kaum noch Belastungen übertragen werden (siehe oben). In diesem Fall ist die Anzahl von Schrauben in Abhängigkeit von der Verformungsfähigkeit in Analogie zum Kran- und Stahlbau möglichst auf fünf, maximal aber auf acht zu begrenzen.

Figure 49. Theoretical borderline cases of load distribution in a strap joint with close-fitting bolts (analogous to Figure 32 and Figure 37) depending on the model stiffness of the plates [12]

In the case of TTJs the following conservative recommendations can be given for the maximum transverse force at the bolting point:

two bolts ( $n_{SR} = 2$ ):

$$(75)$$

$n_{SR} = (3 \dots 5)$ :

$$(76)$$

For TBJs the following recommendations apply:

$n_{SR} = 2$ :

$$(77)$$

$n_{SR} = (3 \dots 5)$ :

$$(78)$$

The safety verification is based on the shearing cross-section (see VDI 2230 Part 1) i.e., under the assumption that the transverse forces are completely absorbed by the shafts of the close-fitting bolts. But the bearing pressure on the holes also must be verified. Due to unavoidable tolerancing problems the full contact area of the bolt hole is not load-bearing. Unless required otherwise, the total computational area should be meaningfully reduced, for example, to 75 %.

### 6.6.5 Design information

Basically a row should have at least two bolts. Here the number of bolts in the direction of force should be limited since hardly any loads are transmitted at the inner bolting points (see above). In this case, depending on deformability by analogy with crane and steelwork design, the number of bolts should if at all possible be limited to five, but to eight at the most.

Ziel muss es sein, alle Verschraubungsstellen gleich zu beladen. Bestehen z. B. Schraubenfelder aus mehreren Reihen in Kraftrichtung, so sollten zur besseren Verteilung der Belastung auf alle Schrauben die Spalten gegeneinander versetzt werden (Bild 50). Die Belastung ist zentrisch einzuleiten bzw. das Schraubenfeld konzentrisch zur Krafteinleitung anzurichten.

Die Belastung der Verbindungsstellen einer Schraubenreihe längs zur Querkraft kann unter Beachtung des Konstruktionsprinzips „geringe Dehnungsdifferenzen“ durch Angleichung der Bauteilquerschnitte (Minimierung der Dehnungsdifferenzen zwischen den Platten) vergleichmässtigt werden (Bild 51).

Um bei einer Reihe senkrecht zur Kraftrichtung die in Bild 44 gezeigten Kippeffekte zu verhindern, sind Maßnahmen wie eine 2. Spalte und/oder Vergrößerung der Klemmlänge und/oder das Verlegen der Kraftwirkungslinie in die Trennfuge zu ergreifen (Bild 52).

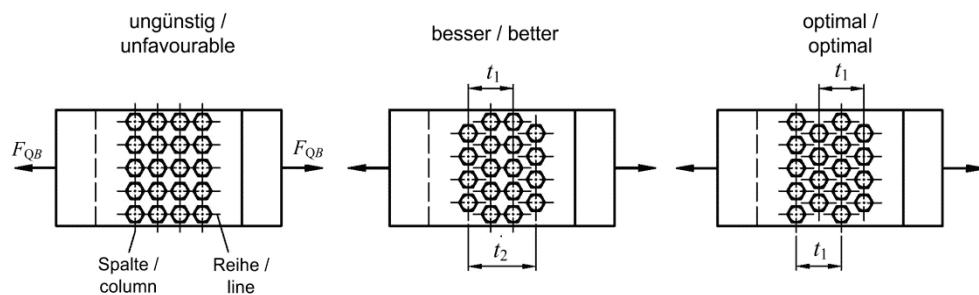


Bild 50. Optimierung eines Schraubenfelds aus mehreren Reihen und Spalten durch versetzte Anordnung

The aim must be for all bolting points to be loaded equally. If, for example, bolt arrays consist of several rows in the direction of force, the gaps between them should be staggered to achieve a better distribution of loading onto all bolts (Figure 50). Loading is to be applied concentrically or the bolt array is to be arranged concentrically with respect to force application.

Loading of the connecting points of a bolt row longitudinally to the transverse force can, in compliance with the design principle of “small expansion differences”, be evened out by adjusting the component cross-sections (minimizing the expansion differences between the plates) (Figure 51).

To prevent the tilting effects shown in Figure 44 from occurring in a row arranged perpendicularly to the direction of force, steps should be taken such as incorporating a second column and/or increasing the grip length and/or shifting the line of action of force into the interface (Figure 52).

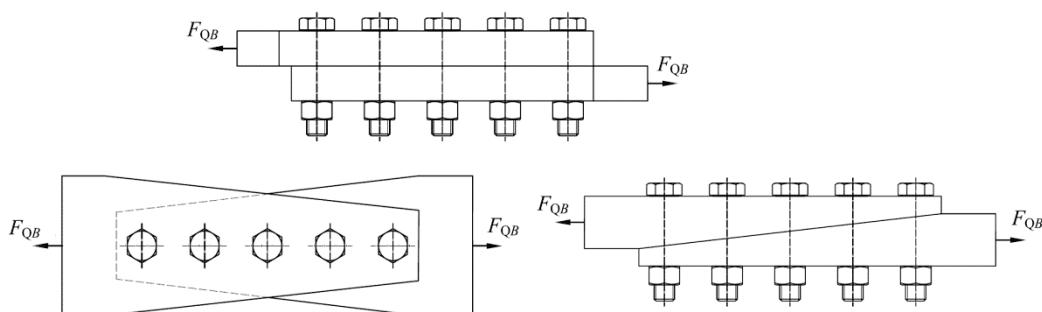


Bild 51. Vergleichmässtigung durch Querschnittsanpassung

Figure 51. Achieving load uniformity by cross-section adjustment

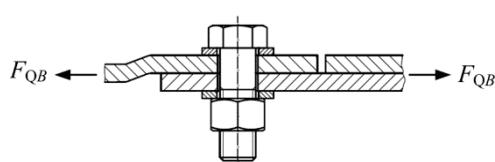


Bild 52. Einschnittige Verbindung, verhindern des Kippens

Figure 52. Single-shear joint, preventing tilting

## 7 Anwendung der Finite-Elemente-Methode

### 7.1 Grundlegende Vorgehensweise

Die Frage, wann und in welcher Weise die FEM für die Auslegung und den Festigkeitsnachweis von SV einzusetzen ist, lässt sich nicht eindeutig und allgemeingültig beantworten. Bestimmende Faktoren sind:

- Optionen des zur Verfügung stehenden FE-Programms (z. B. Modellierung von Kontaktbedingungen, Vorspannung, Definition von Makros)
- Kenntnisstand des Bearbeiters oder seine Erfahrung mit dem FE-Programm und/oder der VDI-Richtlinie
- Status der Modellierung: Liegt bereits ein FE-Modell vor, wird eine FE-Berechnung für andere Fragestellungen (z. B. allgemeiner Festigkeitsnachweis) überhaupt benötigt?
- Konstruktionsphase (Designfindungsphase, Optimierungsphase, Änderung oder Reparaturlösung bestehender Bauteile usw.)
- Komplexität des Bauteils und der Beanspruchung oder: Kann die Beanspruchung und das Verhalten der SV noch (relativ einfach) analytisch erfasst werden?
- spezifische Anforderungen an die SV (Ausnutzungsgrad, Sicherheit, Gewicht, sekundäre Funktionen, z. B. Wärmeleitung, usw.)
- Inwieweit wird der vorliegende Verschraubungsfall durch die VDI 2230 Blatt 1 oder andere Regelwerke abgedeckt?

Der Beitrag, den die FEM bei der Auslegung von SV leisten kann, hängt primär von der Modellierung ab. Diese umfasst im Wesentlichen die Idealisierung der Verschraubungselemente und der Bauteile sowie die Idealisierung der Trennfugen, die Simulation der Vorspannkräfte und Betriebslasten. Die Anforderungen an das FE-Modell steigen im Allgemeinen mit dem Detaillierungsgrad oder in dem Maß, je realistischer die SV inklusive ihrer Funktion abgebildet werden soll. Umgekehrt steigen mit zunehmendem Aufwand bei der FE-Berechnung die Genauigkeit und der Umfang an Rechenergebnissen, die für die analytische Auslegung nach VDI 2230 Blatt 1 verwendbar sind oder einzelne Rechenschritte ersetzen und erweitern können (z. B. Untersuchung des Klaffens der Verbindung).

In den folgenden Abschnitten wird auf ein breites Feld der Anwendungsmöglichkeiten der FEM bei der Bewertung von SV eingegangen. Die Hauptzielrichtung liegt in der Berechnung der Lastüber-

## 7 Application of finite element method

### 7.1 Basic procedure

The question as to when and how to apply the finite element method (FEM) to the design and to a strength analysis of BJs cannot be answered conclusively or with universal validity. The determining factors are:

- options offered by the FE program which is available (for example, for modelling contact conditions, preload, defining macros)
- user's level of knowledge or his experience with the FE program and/or VDI Standard
- status of modelling: If an FE model is already available, will an FE calculation even be required for other problems (for example, a general strength analysis)?
- design phase (design-finding phase, optimization phase, modification or a repair solution for existing components, and so on)
- complexity of the component and of loading, alternatively: Can the loading and the behaviour of the BJ still be described analytically (relatively simply)?
- specific requirements applicable to the BJ (level of utilization, safety, weight, secondary functions such as, for example, thermal conduction, and so on)
- extent to which the bolted joint case in question is covered by VDI 2230 Part 1 or other standards

The contribution which FEM can make in designing BJs depends primarily on the modelling. This basically includes the idealization of the bolted joint elements and of the components as well as idealization of the interfaces, simulation of the preload forces and operating loads. The demands made of the FE model generally tend to increase with the level of detail or the more realistically the BJ including its function is to be reproduced. In contrast, as more effort is put into the FE calculation, the more precise and the more comprehensive will be the calculation results which can be used for analytical design as specified in VDI 2230 Part 1 or which can replace or expand individual calculation steps (for example, investigation of joint opening).

In the following sections we will look at a wide range of possible applications for FEM in the evaluation of BJs. The main thrust is in calculating load transmission in MBJs and in determining

tragung bei Mehrschraubenverbindungen und in der Ermittlung von Berechnungsparametern für die Auslegung der SV nach VDI 2230 Blatt 1.

Durch die Anwendung der FEM ergibt sich ein größeres Anwendungsfeld als nach VDI 2230 Blatt 1 möglich. Die Anwendungsgrenzen der VDI 2230 Blatt 1 resultieren im Wesentlichen aus dem zugrunde gelegten analytischen Berechnungsmodell. Diese sind maßgeblich die Forderung nach dem Einhalten der Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$ , eine ausreichende Einschraubtiefe insbesondere bei ESV, die Vermeidung von SV mit geringer Klemmlänge und das Vermeiden klaffender Verbindungen.

Durch den Einsatz der FEM müssen diese Einschränkungen nur noch bedingt eingehalten werden, da über die FEM eine Vielzahl von Einflüssen abbildbar sind. Weiterführende Möglichkeiten bietet die FEM insbesondere bei der Berücksichtigung von

- nicht linearem Materialverhalten (z. B. Plastizität oder Kriechen),
- nicht linearen Randbedingungen (z. B. Last-abhängigkeit der Kontaktflächen) und
- geometrischer Nichtlinearität (z. B. große Verformungen bei der Simulation des Anziehvorgangs).

Bei der Verwendung von nicht linearen Materialeigenschaften in der FE-Analyse ist zu beachten:

- Richtigkeit des Werkstoffgesetzes, auch im Hinblick auf den mehrachsigen Belastungszustand und Entlastungsvorgänge (diese Überlegung gilt insbesondere für Kriechvorgänge, die im Allgemeinen zeit-, last- und temperaturabhängig sind)
- allgemein die Notwendigkeit einer feineren Vernetzung als bei linear elastischen Beanspruchungsfällen

Des Weiteren lässt sich eine Materialschädigung durch geeignete Modelle abschätzen und so ein Versagen infolge statischer oder zyklischer Beanspruchung abbilden. Es ist jedoch zu beachten, dass durch die Berücksichtigung von nicht linearem Material oder Systemverhalten der Berechnungsaufwand enorm ansteigt. Eine Superposition einzelner Lastfälle ist nicht mehr möglich. Damit ist jede Last und Lastkombination gesondert zu untersuchen. Daher ist in der Regel eine lineare Berechnung anzustreben.

## 7.2 Modellierung

### 7.2.1 Modellklassen

Um die Verknüpfung des Modellierungsaufwands der Anforderungen an die Modellbildung mit dem erzielbaren Beitrag zur Auslegung der SV zu verdeutlichen, werden vier Grundarten von FE-Mo-

calculation parameters for designing the BJ in accordance with VDI 2230 Part 1.

The use of FEM opens up a larger field of application than is possible following VDI 2230 Part 1. The application limits of VDI 2230 Part 1 basically result from the underlying analytical calculation model. These limits are significantly the demand for observance of the dimensional limit  $G$  or  $G'$ , an adequate length of thread engagement, especially in the case of TTJs, the avoidance of BJs with a short grip length and the avoidance of gaping joints.

Using FEM means that these restrictions do not necessarily need to be observed since a large number of influences can be modelled in FEM. FEM offers further possibilities particularly as regards taking into account:

- non-linear material behaviour (for example, plasticity or creep)
- non-linear constraints (for example, load dependency of contact surfaces)
- geometric non-linearity (for example, large deformations in simulating the tightening process)

When using non-linear material properties in FE analysis the following should be noted:

- the correctness of constitutive equations, even with regard to the multiaxial load state, and to unloading processes (this consideration applies in particular to creep processes which are generally time-, load- and temperature-dependent)
- in general the necessity of a finer meshing than is the case with linear-elastic loading cases

Furthermore, material damage can be estimated when suitable models are used and in this way a failure due to static or cyclic loading can be reproduced. It should however be noted that including non-linear material or system behaviour will cause an enormous increase in computing time. Superpositioning of individual loading cases will no longer be possible. This means that each load and load combination has to be investigated separately. For this reason efforts will usually be made to carry out a linear calculation.

## 7.2 Modelling

### 7.2.1 Model classes

To clarify the connection between the modelling effort and modelling requirements on the one hand and on the other the contribution to the BJ design which can be achieved, four basic types of FE

dellen betrachtet. Diese werden in dem vorliegenden Abschnitt kurz beschrieben. Die detaillierte Beschreibung der Möglichkeiten der Modellklassen erfolgt in Abschnitt 7.2.2.

In der Praxis ist die Zuordnung zu genau einer der Modellklassen I, II, III und IV in eindeutiger Weise nicht immer möglich; vielmehr können in einem FE-Modell Merkmale verschiedener Grundmodelle vorhanden sein. Eine Übersicht über die unterschiedlichen Modelltypen zeigt Tabelle 1. Die spezifischen Merkmale der Modellklassen gestalten sich wie folgt:

- **Modellklasse I** beschreibt die Möglichkeit der Schraubenauslegung, wie sie z. B. im Beispiel B4 der VDI 2230 Blatt 1 angewendet wird. Bei der Modellklasse I wird weder die Schraube an sich noch die Trennfuge berücksichtigt. Es wird lediglich das Bauteil abgebildet. Die zu verschraubenden Bauteile werden im Bereich der Verspannung, definiert über die Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$  aus VDI 2230 Blatt 1, als ein durchgängiger Körper modelliert. Die Auswertung des Modells erfolgt über die Schnittlasten (Kräfte und Momente) am Ort der gedachten Trennfuge. Der Tragfähigkeitsnachweis für die SV erfolgt nach VDI 2230 Blatt 1.
- **Modellklasse II** bildet die Schraube in der FE-Berechnung als Linienelement, also als Zugstab, Balken oder Federelement ab. Die Anbindung an das Bauteil erfolgt über eine Kopplung in der Kopf- bzw. Mutterauflagefläche. Ergebnis sind die Schnittgrößen in der Schraube, die direkt als Eingangswerte für das in VDI 2230 Blatt 1 enthaltene Nennspannungskonzept dienen. Der Kontakt in der Trennfuge kann berücksichtigt werden.
- **Modellklasse III** bildet die Schraube als Ersatzvolumenkörper ab. Die Schraube wird dabei ohne Gewinde modelliert. Durch das Anpassen der Geometrie oder des Werkstoffgesetzes ist sicherzustellen, dass diese Ersatzschraube, insbesondere im Bezug auf die Gewinde- und Kopfnachgiebigkeit, die gleichen Eigenschaften wie die reale Schraube besitzt. Die Nachgiebigkeit der Schraube kann aus Versuchen oder nach VDI 2230 Blatt 1 angepasst werden. Neben dem Kontakt in der Trennfuge kann auch der Kontakt in den Auflageflächen der Schraube und der Mutter berücksichtigt werden.
- **Modellklasse IV** steht für die detailliert modellierte Schraube und wird inklusive des Gewindes und der Kontaktbedingungen in allen Kontaktflächen modelliert. Damit ist mit diesem Modelltyp eine detailgetreue Abbildung der Schraube möglich.

model will be considered. A brief description of them is given in this section. A more detailed consideration of the possibilities offered by the model classes is given in Section 7.2.2.

In practice it is not always possible to assign unequivocally to precisely one of model classes I, II, III and IV; in fact one FE model can include the characteristics of different basic models. An overview of the various types of model is given in Table 1. The specific features of the model classes take this form:

- **Model class I** describes the possibility of bolt design as applied, for instance, in example B4 in VDI 2230 Part 1. In model class I neither the bolt itself nor the interface is taken into consideration: only the component is modelled. The components which are to be bolted together are modelled as a continuous body in the clamping area, defined via the dimensional limit  $G$  or  $G'$  from VDI 2230 Part 1. The model is interpreted via the internal loads (forces and moments) at the location of the notional interface. Verification of load-carrying capacity for the BJ is carried out as specified in VDI 2230 Part 1.
- **Model class II** represents the bolt as a line element in the FE calculation, i.e. as a tension member, beam or spring element. The connection to the component is effected via a coupling in the bolt head or nut bearing area. The result gives the internal forces in the bolt which serve directly as input values for the nominal stress concept contained in VDI 2230 Part 1. The contact in the interface can be taken into consideration.
- **Model class III** represents the bolt as an equivalent volume body. Here the bolt is modelled without a thread. By adjustment of the geometry or of the constitutive equation it should be ensured that this equivalent bolt has the same properties as the real bolt, particularly with regard to the compliances of its thread and head. The compliance of the bolt can be adjusted following tests or as specified in VDI 2230 Part 1. In addition to the contact in the interface, the contact in the bearing areas of bolt and nut can also be taken into consideration.
- **Model class IV** stands for the bolt modelled in detail and the modelling includes the thread and the contact conditions in all contact surfaces. With this model type a representation of the bolt accurate in every detail is possible.

Die Modellklasse IV ist hier nur aufgrund der Vollständigkeit aufgeführt. Für die Berechnung von SV im Sinne der VDI 2230 Blatt 1 ist die Verwendung einer solchen detaillierten Modellierung im Allgemeinen nicht notwendig. Eine Zusammenfassung der Möglichkeiten der unterschiedlichen Modellierungsarten und eine Einschätzung über den Aufwand zeigt Tabelle 2.

Im Gegensatz zu der in VDI 2230 Blatt 1 verwendeten vereinfachten Modellvorstellung, die von einer konstanten Beanspruchungsverteilung über der Schraubenlänge ausgeht, ergibt sich in den FE-Analysen mithilfe der Modelle II bis IV in der Regel ein veränderlicher Verlauf der Beanspruchung über der Schraubenlänge. Auf die Bewertung wird in Abschnitt 7.3.2 näher eingegangen.

## 7.2.2 Spezifische Modelleigenschaften

### 7.2.2.1 Vorbemerkungen

Inhalt und Umfang der Auswertung der FE-Berechnung als Grundlage für die Schraubenauslegung hängt im Wesentlichen von der Modellklasse ab. Die maßgeblichen Modellparameter sind:

- Nachgiebigkeiten der Schraube und der verspannten Teile
- Schraubenvorspannung
- äußere mechanische und thermische Belastungen
- Kontaktbedingungen in der Trennfuge
- Modellierung der Mutter- und Schraubenkopfauflage
- Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung
- lineares oder nicht lineares Material- und Modellverhalten
- Modellierung der Gewindegemeiche
- Setzeffekte

Somit wird bereits bei der Modellerstellung der spätere Berechnungsweg weitestgehend definiert. Gesichtspunkte, die bei der Idealisierung dieser Merkmale zu beachten sind, werden im Folgenden zunächst in allgemeiner Hinsicht und danach mit Bezug auf die Eigenheiten der unterschiedlichen Modellklassen beschrieben.

Included model class IV here is only for the sake of completeness. For a calculation of BJs as defined in VDI 2230 Part 1 the use of modelling with this degree of detail is not generally necessary. Table 2 presents a summary of the possibilities of the various types of modelling and an estimate of the effort involved.

In contrast to the simplified model concept used in VDI 2230 Part 1 which assumes a constant load distribution over bolt length, FE analyses using model classes II to IV usually give a load curve which varies over bolt length. Evaluation is looked at in more detail in Section 7.3.2.

## 7.2.2 Specific model properties

### 7.2.2.1 Preliminary comments

The contents and scope of evaluation of the FE calculation as a basis for bolt design essentially depends on the model class. The central model parameters are:

- compliances of the bolt and of the clamped parts
- bolt preload
- external mechanical and thermal loads
- contact conditions in the interface
- modelling of nut and bolt-head bearing areas
- contact between bolt shaft and plate hole
- linear or non-linear material and model behaviour
- modelling of the thread areas
- embedment effects

In this way the subsequent calculation path has already been very largely defined at model creation. Aspects which need to be taken into account during idealization of these features will first be described in general and then with reference to the particular aspects of the different model classes.

Tabelle 1. Übersicht über die Modellklassen

	Modellklasse I	Modellklasse II + III	Modellklasse IV
<b>Charakteristikum</b>	Schraube und Trennfuge bleiben unberücksichtigt (Vorspannkraft wird nicht mit abgebildet)	Schraube wird als Ersatzmodell (Balken oder Ersatzvolumen) berücksichtigt (Vorspannkraft und Trennfugenkontakt können berücksichtigt werden)	Schraube wird komplett modelliert, inklusive Gewinde, Vorspannung und Trennfugenkontakt
<b>Ziel der Berechnung</b>	Schnittgrößen in der Trennfuge als Eingangsgröße in die Berechnung nach der VDI 2230 Blatt 1 (vgl. Beispiel B4) oder Verformungen der Auflageflächen	Schnittgrößen (Nominalgrößen) der Schraube	Schnittgrößen (Nominalgrößen) der Schraube; örtliche Beanspruchung in der Schraube und im Verspannungsbereich

Table 1. Overview of the model classes

	Model class I	Model classes II and III	Model class IV
<b>Characteristic</b>	Bolt and interface are not taken into consideration (preload is not included in representation).	Bolt is covered as an equivalent model (beam or equivalent volume) (preload and interface contact can be taken into consideration).	Bolt is fully modelled, including thread, preload and interface contact.
<b>Objective of calculation</b>	internal forces in the interface as input variables for calculation following VDI 2230 Part 1 (cf. there in Example B4) or deformations of the bearing areas	internal forces (nominal sizes) of the bolt	internal forces (nominal sizes) of the bolt; local stress in the bolt and in the clamping area

Tabelle 2. Einteilung der FE-Modelle hinsichtlich der Modellierung und der erforderlichen Parameter

Modellklasse	I	II/III	IV
<i>Modellierung der SV</i>			
Aufwand	gering	mittel	groß
Idealisierung der Schraube	nicht modelliert	vereinfacht	detailliert modelliert
Kontaktbedingungen in der Trennfuge	nicht modelliert	modelliert	modelliert
Vorspannung	ohne	mit	mit
<i>Erforderliche Parameter aus VDI 2230 Blatt 1 (angegeben ist der jeweilige Abschnitt)</i>			
Nachgiebigkeit der Schraube $\delta_s$	5.1.1	5.1.1/included in the model	included in the model
Nachgiebigkeit der Platten $\delta_p$ ( $\delta_p^*$ , $\delta_p^{**}$ )	5.1.2 <sup>a)</sup>	included in the model	included in the model
Krafteinleitungs faktor $n$	5.2.2 <sup>a)</sup>	included in the model	included in the model
Anziehfaktor $\alpha_A$	5.4.3	5.4.3	5.4.3
Setzbetrag $f_z$	5.4.2.1	5.4.2.1	5.4.2.1

<sup>a)</sup> mit Einschränkung, siehe Abschnitt 7.3

Table 2. Classification of FE models with regard to modelling and the parameters required

Model class	I	II and III	IV
<i>Modelling the BJ</i>			
Effort	low	medium	high
Idealization of the bolt	not modelled	simplified	modelled in detail
Contact conditions in the interface	not modelled	modelled	modelled
Preload	without	with	with
<i>Required parameters from VDI 2230 Part 1 (relevant section number is indicated)</i>			
Compliance of the bolt $\delta_s$	5.1.1	5.1.1/included in the model	included in the model
Compliance of the plates $\delta_p$ ( $\delta_p^*$ , $\delta_p^{**}$ )	5.1.2 <sup>a)</sup>	included in the model	included in the model
Load application factor $n$	5.2.2 <sup>a)</sup>	included in the model	included in the model
Tightening factor $\alpha_A$	5.4.3	5.4.3	5.4.3
Amount of embedment $f_z$	5.4.2.1	5.4.2.1	5.4.2.1

<sup>a)</sup> with restriction, see Section 7.3

Innerhalb des Anwendungsbereichs der VDI 2230 Blatt 1 gelten die folgenden Hinweise zum Umfang einer FE-Berechnung:

- Der Modellvorstellung der VDI 2230 Blatt 1 folgend, die den vereinfachten analytischen Berechnungsansätzen zugrunde liegt, ist die Schraube bei ausreichender Klemmlänge als ein Balken anzusehen, der eine axiale Nachgiebigkeit und eine Biegenachgiebigkeit besitzt. Für die Berechnung der Nennbeanspruchung der Schraube ist es daher ausreichend, in dem FE-Modell die Nachgiebigkeiten der Schraube geeignet wiederzugeben. Der Begriff Nennbeanspruchung um-

The following information about the scope of an FE calculation applies within the area of application of VDI 2230 Part 1:

- Following the model concept in VDI 2230 Part 1, which is based on simplified analytical calculation approaches, the bolt, provided it has sufficient grip length, is to be regarded as a beam which has an axial compliance and a bending resilience. When calculating the nominal stress on the bolt it will therefore suffice to appropriately reproduce the bolt compliances in the FE model. The term nominal stress here includes the nominal tensile stress, the nominal

- fasst dabei die Nennzugsspannung, die Nennbiegespannung und die Nennschubspannung im bemessungsrelevanten Querschnitt (z. B. Spannungsquerschnitt oder Taillienschaftquerschnitt).
- Die Nachgiebigkeit der Platte wird zwar durch die Rechenansätze in VDI 2230 Blatt 1 gut wiedergegeben, da die Lasteinleitungsbedingungen (ausgedrückt durch den Krafteinleitungsfaktor  $n$ ) allerdings immer schwierig zu bewerten sind, sollte die Platte (also das zu verbindende Bauteil) in der FE-Berechnung als Volumenkörper abgebildet werden.
  - Wird ein Klaffen oder Rutschen der Verbindung ausgeschlossen, kann das Modell im Bereich des Verspannungskegels durchgängig vernetzt werden. Wird ein teilweises Abheben, oder Klaffen oder Rutschen der Verbindung zugelassen, ist die Berücksichtigung von Kontaktbedingungen in der Trennfuge notwendig.
  - Durch die Berücksichtigung von elastisch-plastischem Materialverhalten lässt sich mithilfe der FEM auch die plastische Verformung in der Verbindung analysieren. Vorspannkraftverluste aufgrund einer Belastung im Betrieb über die Streckgrenze hinaus können so bestimmt werden. Alternativ hierzu ist nach VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.5.2 zu verfahren.

### 7.2.2.2 Modellübergreifende Merkmale

#### Nachgiebigkeiten

Die Nachgiebigkeiten werden im FE-Modell durch die Zuordnung der Materialparameter (in der Regel Elastizitätsmodul und Querkontraktionszahl) und die Abbildung der Geometrie (Abmessungen und Gestaltung) festgelegt. Die erforderliche Netzfeinheit steigt mit dem Detaillierungsgrad oder mit zunehmender Modellklasse. Die Größe der Elemente orientiert sich dabei an den charakteristischen Abmessungen der Verschraubungselemente (z. B. Schaft- und Kopfdurchmesser der Schraube, Klemmlänge, Auflagefläche der Mutter) und der verspannten Komponenten inklusive der Anschlusskörper.

Die Verteilung der äußeren Belastung auf die einzelnen Schrauben einer MV wird wesentlich durch die Nachgiebigkeitsverteilung im gesamten Bauteil und insbesondere durch die Steifigkeiten der Anschlussstrukturen in unmittelbarer Nähe der Verbindungsstellen bestimmt. In dieser Hinsicht ist zu beachten, dass im Allgemeinen die Belastungen der in unmittelbarer Nähe von zu steif modellierten Lasteinleitungsstrukturen angeordneten Schrauben zu hoch berechnet werden.

Für die Nachgiebigkeit der Schraube ist es im Allgemeinen ausreichend, die gemäß VDI 2230

bending stress and the nominal shearing stress in the cross-section relevant to design work (for example, the stress cross-section or waisted cross-section).

- Although the compliance of the plate is well reproduced by the calculation approaches in VDI 2230 Part 1, since the load application conditions (expressed by the load application factor  $n$ ) are in fact always difficult to evaluate, the plate, i.e. the component to be fastened should be represented in the FE calculation as a volume body.
- Provided opening or sliding of the joint is excluded, the model can be continuously meshed in the area of the clamping cone. If partial lifting, opening or sliding of the joint is permissible, it will be necessary to take into consideration contact conditions in the interface.
- Taking elastoplastic material behaviour into consideration makes it possible to analyze even the plastic deformation in the joint with the aid of FEM. Losses in preloading force due to in-service loading beyond the yield point can be determined in this way. An alternative procedure is described in VDI 2230 Part 1, Section 5.5.2.

### 7.2.2.2 Characteristics common to all models

#### Compliances

In the FE model, compliances are defined by assignment of the material parameters (usually the modulus of elasticity and Poisson's ratio) and by reproduction of the geometry (dimensions and shape). The mesh fineness required increases with the level of detail or with a higher model class. The size of the elements is here oriented by the characteristic dimensions of the joint elements (for example, the bolt shank and head diameters, grip length, nut bearing area) and of the clamped components, including the connecting bodies.

Distribution of the external loading over the individual bolts of a MBJ is essentially determined by the distribution of compliance over the entire component and in particular by the stiffnesses of the connecting structures in the direct vicinity of the connecting points. In this regard it should be noted that in general loads on the bolts located in the immediate vicinity of load application structures which are modelled with excessive stiffness will be calculated giving values which are too high.

As regards the compliance of the bolt it will generally suffice to include in the FE model bolt com-

Blatt 1 ermittelte Schraubennachgiebigkeit im FE-Modell zu berücksichtigen.<sup>1)</sup>

Es ist zu prüfen, inwieweit die Anbindung des Schraubenmodells an die Bauteile die Nachgiebigkeit der Schraube unzulässig verändert. Gegebenenfalls ist die verwendete Nachgiebigkeit der Schraube anzupassen.

### Schraubenvorspannung

Die Berücksichtigung der Schraubenvorspannung in der FE-Berechnung ist unabdingbar für die Bewertung

- der durchgängigen Beurteilung der Schraubenbeanspruchung bis in den Bereich des Klaffens (in Verbindung mit der Modellierung des Trennfugenkontakts),
- einer realistischen Abbildung der Pressung in der Trennfuge und einer detaillierten Analyse des Klaffens der Verbindung (in Verbindung mit der Modellierung des Trennfugenkontakts),
- des Rutschens in der Trennfuge bei querbeanspruchten Verbindungen und
- der mechanischen Beanspruchung der verschraubten Bauteile; insbesondere in der Nähe der Verschraubung (z. B. in Sacklöchern).

Falls die Schraubenvorspannung in der FE-Modellierung nicht enthalten ist, können nur die zur Berechnung der Schraubenzusatzbelastung notwendigen Größen ermittelt werden. Die Überlagerung mit der Vorspannung erfolgt dann wie in VDI 2230 Blatt 1 beschrieben.

Um den Einfluss der Schraubenvorspannung auf das mechanische Verhalten der Verbindung mithilfe der FE-Analyse realistisch zu erfassen, ist es sinnvoll, auch die Möglichkeit des Klaffens in der Trennfuge durch eine geeignete Modellierung der Kontaktbedingungen zuzulassen. Dies gilt insbesondere dann, wenn die Trennfuge lokal aus der Überlagerung der Vorspannung und der externen Belastung abheben kann. Der Aufwand in der Berechnung steigt durch die Berücksichtigung des Kontakts (nicht lineare Berechnung).

Die Simulation der Vorspannung wird in den verschiedenen kommerziellen FE-Programmen in

pliance as determined following VDI 2230 Part 1.<sup>1)</sup>

A check should be made to see to what extent the connection of the bolt model to the components changes the compliance of the bolt impermissibly. If necessary, the compliance used for the bolt should be adjusted.

### Bolt preload

Including bolt preloading in the FE calculation is essential to the evaluation of

- the full assessment of bolt load up into the joint opening range (in conjunction with modelling the interface contact),
- a realistic representation of the compression in the interface and a detailed analysis of joint opening (in conjunction with modelling the interface contact),
- sliding in the interface in the case of transversely loaded joints, and
- the mechanical load on the bolted components; especially in the vicinity of the bolted joint (for example, in blind holes).

If the bolt preload is not included in the FE modelling, it will only be possible to determine the quantities needed for calculating the additional bolt loading. The preload is then superimposed as described in VDI 2230 Part 1.

To determine realistically with the aid of FE analysis the influence of bolt preloading on the mechanical behaviour of the joint it is advisable to allow even the possibility of opening in the interface by means of an appropriate modelling of the contact conditions. This will apply in particular when the interface can lift off locally from superimpositioning of the preloading and the external loading. Taking contact into account will mean an increase in the calculation effort required (non-linear calculation).

Simulation of the preload is supported in different ways in the various proprietary FE programs. They

<sup>1)</sup> Es ist zu beachten, dass die Schraube und das Bauteil zusammen ein statisch unbestimmtes System bilden und sich die Beanspruchung aus der äußeren Last entsprechend dem Verhältnis der Nachgiebigkeiten in dem System verteilen. Dies gilt auch für die Biegenachgiebigkeit und damit für die Momentenbeanspruchung der Schraube. Wird in der Berechnung die exakte Verteilung der Biegenachgiebigkeit längs der Schraube berücksichtigt, so stellt sich auch bei symmetrischer Belastung der gesamten Verbindung ein näherungsweise linearer Verlauf des Biegemoments in der Schraube ein [19; 20]. /

It should be noted that the bolt and the component together form a statically indeterminate system and that the stress from the external load is distributed corresponding to the relative proportions of the compliances in the system. This also applies to the bending resilience and thus to the moment load on the bolt. If the precise distribution of bending resilience along the bolt is taken into consideration in the calculation, the bending moment in the bolt will have an approximately linear curve even with a symmetrical loading of the entire joint [19; 20].

unterschiedlicher Weise unterstützt. Sie beruhen im Allgemeinen auf zwei Methoden:

- **thermische Vorspannung:** Durch Vorgabe unterschiedlicher thermischer Ausdehnungen der Platten und der Schraube und in Folge der elastischen Steifigkeiten wird die gewünschte Vorspannung erzeugt. Die Vorspannung lässt sich über die Wahl von unterschiedlichen Ausdehnungskoeffizienten der Mutter und Schraube und/oder des Temperaturniveaus in beiden Komponenten steuern. Nachteile des Verfahrens ergeben sich, falls die Verbindung auch für thermische Lastfälle untersucht werden soll oder falls die induzierten thermischen Verformungen unrealistische Nebenwirkungen hervorrufen, z. B. den Kontakt zwischen Schraube und Bohrungswand oder Querdehnungen der Schraube (siehe Bild 53)
- **mechanische Vorspannung:** Über die Vorgabe einer relativen Verschiebung zwischen den Knoten im Schraubenschaft lässt sich die Vorspannkraft einstellen. Für den Betriebslastzustand werden die Knoten wieder fest verbunden, wodurch die Schraube im Prinzip verkürzt in dem FE-Modell abgebildet wird. Die Knoten zum Aufbringen der Verformung sollten möglichst in einem gleichmäßig beanspruchten Querschnitt liegen, um unrealistische Verzerrungen in der Verbindung zu vermeiden (siehe Bild 54).

In beiden Fällen müssen die notwendigen Parameter (Temperatur, Relativverschiebung) iterativ ermittelt werden, um die letztlich gewünschte Vorspannung zu erreichen, da die Nachgiebigkeit der Verbindung vorab unbekannt ist. In modernen FE-Programmen wird die Iteration automatisch vorgenommen.

In der Berechnung ist die Vorspannkraft entsprechend der aus dem Anziehverfahren resultierenden Streuung in der ungünstigen Kombination mit der Betriebsbelastung zu überlagern. Für den Nachweis der Flächenpressung und der maximalen Schraubenbeanspruchung im Betrieb ist in der Regel  $F_{V\max}$  maßgebend, für den Nachweis der Schwingbeanspruchung und für die Bestimmung der Abhebegrenze in der Regel  $F_{V\min}$ .

are generally based on two methods:

- **thermal preloading:** The preloading desired is generated by specifying the different thermal expansions of the plates and bolt and those resulting from elastic stiffnesses. The preloading can be controlled via the selection of different coefficients of expansion of the nut and bolt and/or of the temperature levels in both components. Drawbacks of the method do arise if the joint is also to be investigated for thermal loading cases or if the induced thermal deformations bring about unrealistic side-effects such as, for example, the contact between bolt and hole wall or lateral expansions of the bolt (see Figure 53).
- **mechanical preload:** The preload can be set by specifying a relative displacement between the nodes in the bolt shaft. For the working state the nodes are fixed together in place again and the bolt is then represented in principle in shortened form in the FE model. The nodes for application of the deformation should if at all possible lie in an evenly loaded cross-section in order to prevent unrealistic strains in the joint (cf. Figure 54).

In either case the necessary parameters (temperature, relative displacement) must be determined iteratively in order to reach the preload ultimately wanted. This is because the compliance of the joint is not known beforehand. In modern FE programs, iteration is carried out automatically.

In calculation the preload is to be superpositioned corresponding to the scatter resulting from the tightening process and in unfavourable combination with the operating load. As a rule  $F_{V\max}$  is of decisive importance in verification of the surface pressure and of the maximum bolt load in operation, while in verification of cyclic stress and in determining the opening limit it is usually  $F_{V\min}$ .

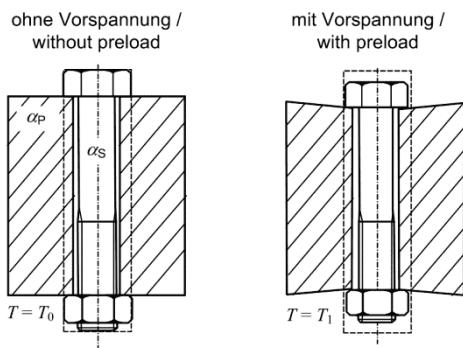


Bild 53. Prinzipskizze „thermische Vorspannung“, z. B. durch Abkühlung der Schraube /  
Figure 53. Schematic diagram of “thermal preload”, for example, by cooling of the bolt

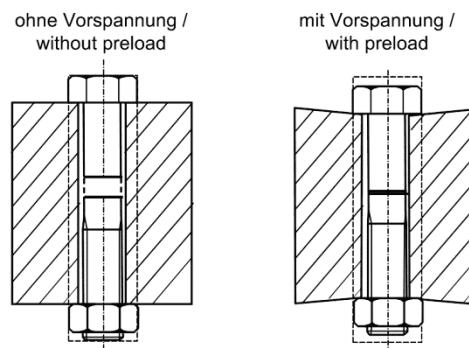


Bild 54. Prinzipskizze „mechanische Vorspannung“, z. B. durch Zusammenziehen des Schraubenschafts /  
Figure 54. Schematic diagram of “mechanical preload”, for example, by contraction of the bolt shaft

### Trennfugenkontakt

Durch Berücksichtigung des Trennfugenkontakte in der FE-Modellierung ist es möglich, das partielle Klapfen der Verbindung und die relative Verschiebung der verspannten Komponenten infolge einer Querkraftbeanspruchung abzubilden.

Für die Modellierung der Kontaktbedingungen in der Trennfuge wie auch in den sonstigen Auflageflächen (z. B. Schraubenkopfaufgabe, Mutter, Schraubenbolzen/-bohrung) bieten die kommerziellen FE-Programme unterschiedliche Möglichkeiten an, die sich grob darin unterscheiden lassen, ob die Kontaktbeziehung zwischen den Knoten oder zwischen den Elementen der beiden Trennfugenflächen definiert wird und welche Parameter bei der Simulation verwendet werden. Diese dienen z. B. der Beschreibung von Kontaktsteifigkeiten, Reibeffekten und der Kinematik. Allgemeine Richtlinien zur Wahl dieser Parameter können in dieser Richtlinie nicht gegeben werden.

Wird der Trennfugenkontakt in dem FE-Modell nicht modelliert, ist es notwendig, das dadurch möglicherweise fehlerhaft berechnete Strukturverhalten bei der Aufbereitung der Rechenergebnisse zu berücksichtigen. Dies ist zumindest immer dann der Fall, wenn in der nominellen Trennfuge Zugspannungen berechnet werden, die aus physikalischer Sicht nicht auftreten können. In der Regel sollte daher die Trennfuge nur in der Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$  als verbunden modelliert werden.

Die in der Trennfuge zu definierende Reibung ist in Abhängigkeit von der Oberflächengüte in der Trennfuge zu wählen. In der Regel ist es ausreichend, die coulombsche Reibung zu berücksichtigen. Typische Reibungszahlen sind beispielsweise in VDI 2230 Blatt 1, Tabelle A6 angegeben.

### Interface contact

By taking interface contact into consideration in the FE modelling it is possible to reproduce the partial opening up of the joint and the relative displacement of the clamped components which results from a transverse force load.

Proprietary FE programs offer different ways of modelling contact conditions in the interface and also in the other bearing areas (for example, bolt head bearing area, nut, threaded bolt/hole). These can be roughly differentiated by whether the contact relationship is defined between the nodes or between the elements of the two interface areas and by which parameters are used in the simulation. These parameters are used, for example, for describing contact stiffnesses, frictional effects and kinematics. Standards of general application regarding the selection of these parameters cannot be provided in the present standard.

If interface contact is not modelled in the FE model, it will be necessary to take into account the structural behaviour – which may have been calculated incorrectly – in the preparation of the calculation results. This will at any rate always be the case when tensile stresses are calculated in the nominal interface which cannot from the physical perspective in fact occur. As a rule the interface should therefore only be modelled in the dimensional limit  $G$  or  $G'$  as connected.

The friction to be defined in the interface should be selected on the basis of the surface quality in the interface. It will usually suffice to take Coulomb friction into consideration. Typical coefficients of friction are given, for example, in VDI 2230 Part 1, Table A6.

## Setzen

Setzeffekte, die beim Vorspannen in der Trennfuge auftreten, können in der FE-Analyse im Allgemeinen (Ausnahme: siehe Hinweise zu Modellklasse IV) nicht durch entsprechende Modellierungsansätze berechnet werden. Sie werden durch Unebenheiten und mikroplastische Effekte in den Auflageflächen erzeugt und würden somit eine entsprechend feine Vernetzung sowie die Verwendung von geeigneten elastoplastischen Materialgesetzen oder spezielle Versuche zur Bestimmung der Nachgiebigkeit der Oberfläche erfordern. Daher sind Setzbeträge zur Ermittlung der minimal vorliegenden Schraubenvorspannung mithilfe der Vorgaben in VDI 2230 Blatt 1 zu berechnen. Die minimale Montagevorspannkraft  $F_{M\min}$  aus VDI 2230 Blatt 1 ist für die Berechnung noch um den Vorspannkraftverlust  $F_Z$  infolge Setzens im Betrieb zu vermindern.

Möglich ist auch die direkte Vorgabe des Setzbeitrags als Lastfall in die FE-Berechnung. Der Vorspannkraftverlust ist dann auch ein Ergebnis der FE-Analyse.

## Kopf- und Mutterauflage

Die Kontaktbedingungen in den Auflageflächen der Mutter und des Schraubenkopfs sind im Allgemeinen – und verglichen mit denjenigen in der Trennfuge – für die Auslegung der Verschraubung von untergeordneter Bedeutung. Ihre Modellierung mithilfe von Kontaktbedingungen ist daher in den meisten Fällen nicht notwendig. Ausnahmen von dieser Vorgehensweise ergeben sich z. B. dann, wenn Gleitbewegungen der Kontaktflächen berechnet werden, um z. B. die Neigung zum selbsttätigen Losdrehen bewerten zu können [21].

Eine detaillierte Modellierung der Auflagebereiche von Schraubenkopf und Mutter – durch eine feine Vernetzung und Kontaktbedingungen – ist auch für die Beurteilung der dort induzierten Druckspannungen unnötig. Der Festigkeitsnachweis erfolgt üblicherweise mithilfe der werkstoffabhängigen Grenzflächenpressung, die wiederum als globale, gleichmäßig verteilte Druckspannung definiert ist (siehe VDI 2230 Blatt 1). Lokale Spannungsspitzen werden bei dieser Nachweisführung nicht betrachtet.

## Gewinde

Die Art und Weise, wie die Gewindegütekriterien von Schraube und Mutter im FE-Modell idealisiert werden, beeinflusst die

- Nachgiebigkeit der Verschraubung und somit die Belastung der einzelnen Komponenten und
- die Möglichkeit, die lokale Beanspruchung im Gewindegütekriterium zu erfassen (Modellklasse IV).

## Embedment

In the FE analysis, embedment effects which occur in the interface during preloading cannot generally (exception: see notes on model class IV below) be calculated using the corresponding modelling approaches. These effects arise from unevennesses and microplastic effects in the bearing areas and would thus require a correspondingly fine meshing as well as the use of suitable elastoplastic constitutive equations or special tests to determine the compliance of the surface. For this reason, embedment values for determining the minimum bolt preload present should be calculated with the aid of the figures given in VDI 2230 Part 1. For the calculation, the minimum assembly preload  $F_{M\min}$  from VDI 2230 Part 1 should also be reduced by the loss of preload  $F_Z$  as a result of embedding during operation.

It is also possible to specify the amount of embedment directly in the FE calculation as a loading case. The preload loss will then be another result of the FE analysis.

## Bolt head and nut bearing areas

The contact conditions in the bearing areas of the nut and of the bolt head – compared with those in the interface – are generally of subordinate importance in designing the bolted joint. In most cases it will not therefore be necessary to model them with the aid of contact conditions. Exceptions to this procedure will occur when, for example, sliding movements of the contact surfaces are calculated in order, for example, to be able to assess the tendency of bolts to unscrew on their own [21].

A detailed modelling of the bearing areas of bolt head and nut – by a fine mesh and contact conditions – is unnecessary even for assessing the compressive stresses induced there. The strength analysis is normally carried out using the material-dependent boundary surface pressure, which is in turn defined as a global, evenly distributed compressive stress (see VDI 2230 Part 1). Local stress peaks are not considered in this verification.

## Thread

The manner in which the threaded parts of the nut and bolt are idealized in the FE model has an influence on

- the compliance of the bolted joint and thus on the loading of the individual components, and
- the possibility of covering local loading in the threaded area (model class IV).

Die Nachgiebigkeit des Gewindegeländes kann insbesondere dann relevant werden, wenn bei abnehmender Klemmlänge und bei EV der Anteil der Gewindenachgiebigkeit an der Gesamtnachgiebigkeit steigt. Die örtliche Beanspruchungsermittlung spielt dann eine Rolle, wenn der Festigkeitsnachweis der Schraube nicht mit Nennspannungen (wie in VDI 2230 Blatt 1), sondern mit lokalen Beanspruchungen durchgeführt werden soll [22; 23; 24].

Die mit der Modellklasse IV mögliche realistische Berechnung der Steifigkeit der Gewindegelände mithilfe der FEM ist beschränkt durch

- die notwendigerweise sehr feine Vernetzung der Gewindegeometrie,
- die Geometrie- und Oberflächentoleranzen, die nicht vollständig in einem FE-Modell darstellbar sind und zu lokal unterschiedlichem Tragverhalten und/oder Setzeffekten führen können, und
- die angenommene Reibung im Gewinde, die die Relativverschiebungen und damit prinzipiell auch die Nachgiebigkeit beeinflusst. Dieser Einfluss ist allerdings als gering zu bewerten.

### Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung

Die kinematischen Bedingungen zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung sind zu berücksichtigen, wenn

- eine Passschraube eingesetzt wird,
- es auch ohne die Verwendung von Passschrauben aufgrund der Fertigungstoleranzen und der Verformungen zu einem Kontakt zwischen beiden Komponenten kommen kann und es
- zum Rutschen in der Verbindung kommen kann.

Das Kontaktmodell muss den Bereich der Passung wiedergeben. So kann beispielsweise der Durchmesser der Schraube für die Kontaktdefinition von dem Durchmesser abweichen, der für die Nachgiebigkeitsberechnungen verwendet wird.

### Nicht lineares Materialverhalten

Bei der Auslegung nach VDI 2230 Blatt 1 wird die Schraube im Betrieb rein elastisch beansprucht (bezogen auf die Schraubennennspannung). Dies wird über VDI 2230 Blatt 1, Gleichung (148) sichergestellt. Nicht lineares Materialverhalten wird daher nicht bzw. allenfalls über empirische Ansätze, z. B. Abschläge bei den Setzeffekten, in der Berechnung berücksichtigt. Die Berücksichtigung von nicht linearem Materialverhalten empfiehlt sich daher für die Bewertung von Vorspannkraftverlusten, falls plastische Verformungen vorliegen.

The compliance of the threaded area can in particular become relevant when, with decreasing grip length and in a SBJ, there is a rise in the contribution of bolt compliance to total compliance. Determining local loading will then have a part to play when the bolt strength analysis is not to be carried out using nominal stresses (as is the case in VDI 2230 Part 1) but rather with local stresses [22; 23; 24].

With FEM, the realistic calculation of the stiffness of the thread areas which is possible using model class IV is restricted by

- the necessarily very fine meshing of the thread geometry,
- the geometrical and surface tolerances which cannot be fully represented in an FE model and which can lead to local differences in load-bearing behaviour and/or embedment effects, and
- the assumed friction in the thread, which affects the relative displacements and thus in principle even the compliance. However this influence should be regarded as minor.

### Contact between bolt shaft and plate hole

The kinematic conditions between bolt shaft and plate hole should be taken into consideration

- when a close-fitting bolt is used,
- when, due to manufacturing tolerances and deformations, a contact between the two components can occur even without the use of close-fitting bolts, and
- when sliding can occur in the joint.

The contact model must reproduce the area of the fit. For example, the bolt diameter used for contact definition may differ from the diameter used for compliance calculations.

### Non-linear material behaviour

In design work following VDI 2230 Part 1 the bolt is subjected in operation to purely elastic loading (with respect to the bolt's nominal stress). This is ensured via VDI 2230 Part 1, Equation (148). For this reason, non-linear material behaviour is not taken into consideration in calculation or if so, then at best by empirical approaches, such as, for example, deductions in the case of embedment effects. Taking non-linear material behaviour into consideration is therefore advisable when assessing pre-loading force losses should plastic deformations be present.

### 7.2.2.3 Modellklasse I

#### Nachgiebigkeiten

Die Nachgiebigkeit der Struktur ist über die Modellierung der Bauteile im Modell enthalten und damit die Lastverteilung auf die Schrauben. Dabei wird die Nachgiebigkeit der Schraube näherungsweise dadurch berücksichtigt, dass die Bohrung nicht abgebildet wird.

Für die Ableitung von Schnittgrößen und Verformungen für die Ermittlung der Schraubenzusatzbeanspruchung sind die in VDI 2230 Blatt 1 definierten Grenzwerte  $G$  und  $G'$  einzuhalten. Der Tragfähigkeitsnachweis für die herausgelöste kritische SV ist mit den nach VDI 2230 Blatt 1 berechneten Nachgiebigkeiten der Schraube und Platten durchzuführen.

#### Schraubenvorspannung

Die Schraubenvorspannung wird bei Modellklasse I in der FE-Berechnung nicht simuliert.

#### Trennfugenkontakt

Der Trennfugenkontakt wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Die verspannten Bauteile werden in der Trennfuge als ideal fest verbunden angenommen. Falls die Grenzabmessung konstruktiv nicht eingehalten wurde, ist nur der Bereich der Trennfuge als verbunden zu modellieren, der innerhalb der Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$  liegt. Ein Klaffen und Rutschen der Verbindung ist ausgeschlossen.

Für die Auswertung der Schnittkräfte am Ort der Trennfuge kann es bei Mehrschraubenverbindungen sinnvoll sein, die zu verbindenden Bauteile getrennt zu modellieren und die Teile über starre Kopplungen und einen Referenzknoten im Bereich der Grenzabmessung starr zu verbinden (Bild 55). Eine Auswertung der Schnittkräfte an den jeweiligen Schraubenpositionen ist dann über die Auswertung der Referenzknoten möglich.

#### Setzen

Das Setzen wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

#### Kopf- und Mutterauflage

Die Kopf- und Mutterauflage wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

#### Schraubengewinde

Das Schraubengewinde wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

#### Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung

Der Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

### 7.2.2.3 Model class I

#### Compliances

The compliance of the structure is included in the model via the modelling of the components and thus also the load distribution over the bolts. Here the compliance of the bolt is taken approximatively into consideration by the hole not being represented.

The dimensional limits  $G$  and  $G'$  defined in VDI 2230 Part 1 are to be complied with when deriving internal forces and deformations for determining the additional bolt loading. The load-carrying capacity analysis for the separated-out critical BJ should be carried out using the bolt and plate compliances calculated following VDI 2230 Part 1.

#### Bolt preload

With model class I the bolt preload is not simulated in the FE calculation.

#### Interface contact

The interface contact is not taken into consideration in the modelling. The clamped components are assumed to be ideally rigidly connected in the interface. Should the dimensional limit not be complied with in the design, only the area of the interface which lies within the dimensional limit  $G$  or  $G'$  should be modelled as connected. Opening-up and sliding of the joint is ruled out.

When evaluating the internal forces at the location of the interface it may be advisable with MBJs to model separately the components which are to be connected and to connect the parts rigidly via stiff couplings and a reference node in the area of the dimensional limit (Figure 55). It will then be possible to evaluate the internal forces at the corresponding bolt positions by evaluating the reference nodes.

#### Embedment

Embedment is not taken into consideration in the modelling.

#### Bolt head and nut bearing areas

The bolt head and nut bearing areas are not taken into consideration in the modelling.

#### Bolt thread

The bolt thread is not taken into consideration in the modelling.

#### Contact between bolt shaft and plate hole

Contact between bolt shaft and plate hole is not taken into consideration in the modelling.

### Nicht lineares Materialverhalten

Da die Schraube als Solches sowie die Vorspannung in FE-Modellen der Modellklasse I nicht abgebildet werden, kann der unmittelbare Einfluss von Material-Nichtlinearitäten oder von Temperaturfeldern auf die Vorspannung der Schraube nicht berechnet werden.

Andererseits bietet die FE-Analyse die Möglichkeit,

- das allgemeine Temperaturniveau an der Stelle der SV und
- durch nicht lineare (plastische) Verformungen veränderte Steifigkeiten in den Bauteilen

zu erfassen und diese Information in der nachfolgenden Schraubenauslegung einfließen zu lassen.

### Non-linear material behaviour

Since the bolt as such and also the preload are not represented in FE models of model class I, it will not be possible to calculate the direct influence of material non-linearities or of temperature fields on the bolt preload.

On the other hand, FE analysis does offer the possibility of covering

- the general temperature level at the location of the BJ, and
- stiffnesses in the components which have changed due to non-linear (plastic) deformations

and these items of information can be input into the bolt design work which follows.

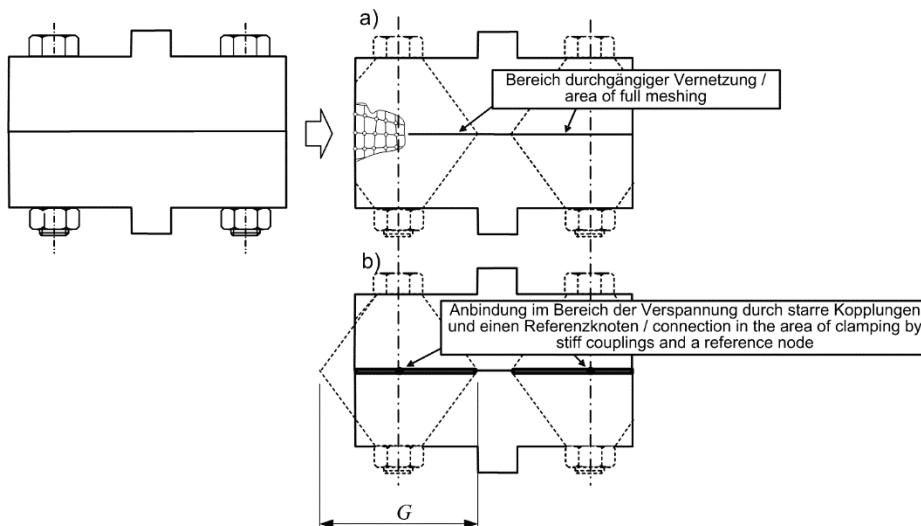


Bild 55. Beispiel zur Modellierung der Trennfuge in Modellklasse I bei Überschreitung der Grenzwert  $G$  als Kontinuum (a) und über starre Kopplungen (b)

Figure 55. Example of modelling the interface in model class I when the dimensional limit  $G$  is exceeded; as a continuum (a) and via stiff couplings (b)

#### 7.2.2.4 Modellklasse II

##### Nachgiebigkeiten

Die Schraube wird mit Balkenelementen oder Federelementen mit translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden abschnittsweise idealisiert. Um die Nachgiebigkeit realistisch abzubilden, müssen diesen Elementen entsprechende Material- und Geometrie- bzw. Steifigkeitsparameter zugeordnet werden. Diese lassen sich aus den Nachgiebigkeiten der Schraube gemäß VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.1.1 berechnen. Wird die Schraube als ein Balken mit konstantem Querschnitt idealisiert betrachtet, so ergeben sich die Ersatzquerschnittswerte  $A_{ers}$  und  $I_{ers}$  aus den Nachgiebigkeiten  $\delta_s$  und  $\beta_s$  der VDI 2230 Blatt 1 zu

#### 7.2.2.4 Model class II

##### Compliances

The bolt is idealized section by section using beam elements or spring elements with translatory and rotatory degrees of freedom. To achieve a realistic representation of compliance, the corresponding material parameters and geometrical or stiffness parameters must be assigned to these elements. These can be calculated from the compliances of the bolt according to VDI 2230 Part 1, Section 5.1.1. If the bolt is regarded in idealized form as a beam with a constant cross-section, then yields the equivalent cross-section values  $A_{ers}$  and  $I_{ers}$  from the compliances  $\delta_s$  and  $\beta_s$  in VDI 2230 Part 1, thus:

$$A_{\text{ers}} = \frac{l_k}{E_s \cdot \delta_s} \quad (79)$$

$$I_{\text{ers}} = \frac{l_k}{E_s \cdot \beta_s}$$

Die Anbindung der Balken- oder Federelemente an die Bauteile im Bereich der Kopf- und Mutterauflage bzw. im Bereich des Sacklochs erfolgt, wie in Bild 56 zu ersehen, über eine starre Kopplung.

Das Bauteil wird als Volumenkörper modelliert. Damit lässt sich die Platten Nachgiebigkeit genau erfassen. Die Anbindung des Balkens an das Bauteilvolumen muss, wie in Bild 56 skizziert, flächig erfolgen, damit die lokale Nachgiebigkeit direkt an der Anbindung die Gesamtnachgiebigkeit nicht verfälscht.

The beam or spring elements are connected via a stiff coupling to the components in the bolt head and nut bearing areas or in the area of the blind hole (see Figure 56).

The component is modelled as a solid body. In this way the plate compliance can be registered exactly. As depicted in Figure 56, the beam must have an areal connection to the component volume for the local compliance directly at the connection not to falsify the total compliance.

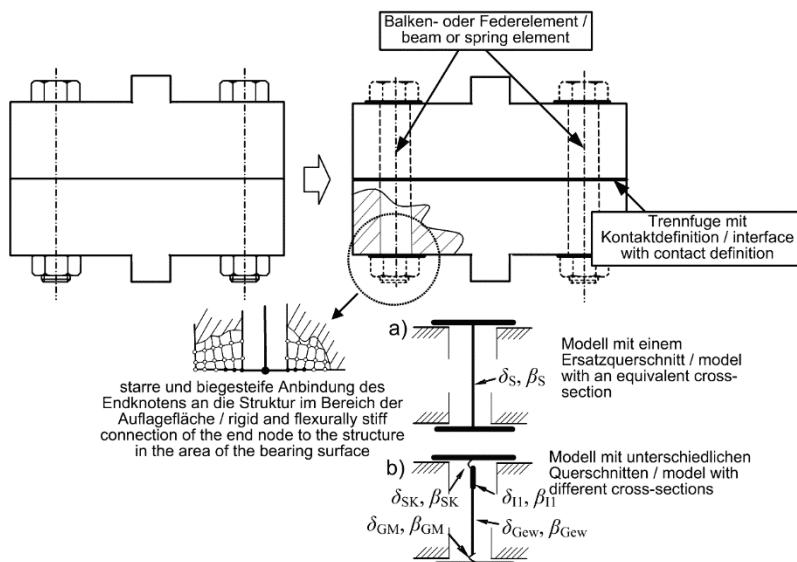


Bild 56. Anbindung des Balken- oder Federelements an die Gesamtstruktur/Modellierung der Schraube mit einem (a) und mehreren Querschnitten (b) bei Modellklasse II

### Schraubenvorspannung

Die Schraubenvorspannung kann nach den in Abschnitt 7.2.2.2 beschriebenen Methoden in der FE-Analyse berücksichtigt werden. Die Verteilung der Druckspannungen in der Trennfugenebene wird im Allgemeinen nur bei größeren Klemmlängen und bei DSV hinreichend realistisch abgebildet.

Figure 56. Connection of the beam or spring element to the overall structure/modelling of the bolt with one (a) and with several cross-sections (b) in the case of model class II

### Bolt preload

The bolt preload can be taken into consideration in the FE analysis by application of the methods described in Section 7.2.2.2. The distribution of the compressive stresses in the interfacial plane is generally reproduced with sufficient realism only with greater grip lengths and with TBJs.

### Trennfugenkontakt

Wird der Trennfugenkontakt vernachlässigt und das Bauteil als ein durchgängiges Volumen modelliert, so kann aus den Schnittgrößen der als Balken modellierten Schraube direkt die Schraubenbeanspruchung ermittelt werden. Bei Berücksichtigung der Vorspannkraft ergibt sich die Gesamtbeanspruchung in der Schraube, bei der Modellierung ohne Vorspannkraft die Schraubenzusatzbeanspruchung. Die Anwendungsgrenzen für diese Modellierung in

### Interface contact

If the interface contact is ignored and the component modelled as a continuous volume, it will be possible to determine the bolt loading directly from the internal forces of the bolt modelled as a beam. If the preload is taken into account, this will give the total loading on the bolt; modelling without the preload will give the additional bolt loading. The application limits of this particular modelling with regard to opening-up of the joint are the same as

Bezug auf das Klaffen der Verbindung entsprechen den Einschränkungen der Modellklasse I.

Weil die Vorspannung in der Berechnung berücksichtigt wird, kann auch der Trennfugenkontakt modelliert werden. Mit einem solchen Modell ist das gesamte Tragverhalten der SV vom verspannten System bis zum Klaffen abbildbar. Ergebnis ist die Gesamtbeanspruchung der Schraube.

### **Setzen**

Das Setzen wird bei der Modellierung nicht explizit beachtet, sondern über die minimale Vorspannkraft berücksichtigt.

Als Sonderfall kann der Setzbetrag aus der VDI 2230 Blatt 1, Tabelle 5 entnommen werden und als Zwangsverschiebung der Schraube in der FE-Berechnung aufgebracht werden.

### **Kopf- und Mutterauflage**

Die Kopf- und Mutterauflage wird bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Lediglich die Größe der Auflagefläche wird abgebildet.

### **Schraubengewinde**

Das Schraubengewinde wird – ausgenommen seiner Nachgiebigkeit – bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

### **Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung**

Der Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung wird im Allgemeinen bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Im Fall von Passschrauben oder beim Rutschen der Verbindung ist der Kontakt zwischen Bohrung und Schraube angemessen zu beachten.

### **Nicht lineares Materialverhalten**

Das elastisch-plastische Kraft-Verformungs-Verhalten der Schraube kann durch ein entsprechendes Werkstoffgesetz auch bei Balkenelementen berücksichtigt werden. Damit lassen sich auch mit dieser Modellklasse Vorspannkraftverluste infolge plastischer Verlängerung bewerten.

## **7.2.2.5 Modellklasse III**

### **Nachgiebigkeiten**

Durch die Abbildung der Schraube als Volumenkörper mit realitätsnaher Geometrie ist die Nachgiebigkeit der Schraube – ausgenommen des eingeschraubten Gewindegemeinschafts – im Modell enthalten. In der Regel ist es in Bezug auf die Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes ausreichend, den Gewindegemeinschaft der Schraube mit der Mutter (bei DSV) bzw. dem Bauteil (bei ESV) direkt zu koppeln (vgl. Bild 57). Die Nachgiebig-

the restrictions in model class I.

Since preloading is taken into consideration in the calculation, it will be possible to model even the interface contact. With a model of this kind, the entire load-bearing behaviour of the BJ can be reproduced from the clamped system to its opening up. The result is the total load on the bolt.

### **Embedment**

Embedment is not taken explicitly into account in the modelling but is instead covered by the minimum preload.

As a special case the amount of embedment can be obtained from VDI 2230 Part 1, Table 5 and applied in the FE calculation as a forced displacement of the bolt.

### **Bolt head and nut bearing areas**

The bolt head and nut bearing areas are not taken into consideration in the modelling. Only the size of the bearing areas is represented.

### **Bolt thread**

With the exception of its compliance, the bolt thread is not taken into consideration in the modelling.

### **Contact between bolt shaft and plate hole**

Contact between bolt shaft and plate hole is generally not taken into consideration in the modelling. In the case of close-fitting bolts or when slipping occurs in the joint, contact between hole and bolt should be taken into account as appropriate.

### **Non-linear material behaviour**

The elastoplastic force-deformation behaviour of the bolt can be taken into account by means of an appropriate constitutive law, even in the case of beam elements. This means that even with this model class, preloading losses due to plastic elongation can be evaluated.

## **7.2.2.5 Model class III**

### **Compliances**

Since the bolt is represented as a solid body with a realistic geometry, the model will include the compliance of the bolt – with the exception of the screwed-in threaded region. With regard to the compliance of the screwed-in thread it will usually suffice to couple the threaded area of the bolt directly to the nut (in the case of TBJs) or the component (in the case of TTJ), see Figure 57. The compliance of the loaded thread which is not

keit des nicht eingeschraubten belasteten Gewindes kann vereinfachend über den Kerndurchmesser berücksichtigt werden.

### Schraubenvorspannung

Die Schraubenvorspannung wird in der FE-Analyse berücksichtigt.

### Trennfugenkontakt

Der Kontakt in der Trennfuge wird modelliert. Das Modell ermöglicht die Analyse des gesamten Tragverhaltens der SV vom verspannten System bis zum Klaffen. Ergebnis ist die Gesamtbeanspruchung der Schraube.

### Setzen

Das Setzen wird bei der Modellierung nicht explizit beachtet, sondern über die minimale Vorspannkraft berücksichtigt.

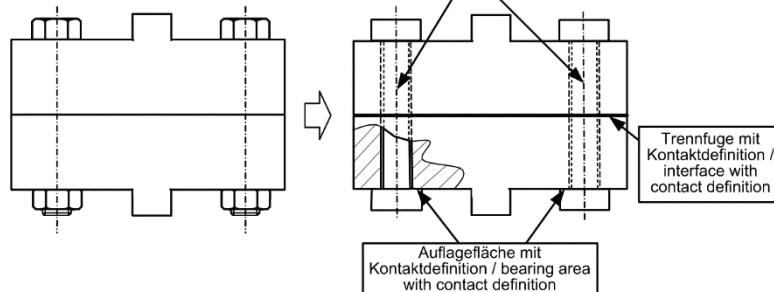


Bild 57. Kontaktflächen des Volumenmodells der Modellklasse III

Als Sonderfall kann der Setzbetrag aus VDI 2230 Blatt 1, Tabelle 5 entnommen und als Zwangsverschiebung der Schraube in der FE-Berechnung aufgebracht werden.

### Kopf- und Mutterauflage

Wird der Kontakt im Bereich der Kopf- und Mutterauflage modelliert, so können Querverschiebungen in diesem Bereich bewertet werden. Rückschlüsse auf eine mögliche Losdrehneigung der Verbindung sind damit möglich. Eine Abschätzung der Grenzflächenpressung oder von Setzbeträgen empfiehlt sich jedoch nicht, da hierfür hohe Anforderungen an die Modellierung dieser Bereiche bestehen und gegebenenfalls spezielle Versuche notwendig sind.

### Schraubengewinde

Das Schraubengewinde wird – ausgenommen seiner Nachgiebigkeit – bei der Modellierung nicht berücksichtigt.

### Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung

Der Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung wird im Allgemeinen bei der Modellie-

screwed-in can as a simplification be covered via the minor diameter.

### Bolt preload

The bolt preload is taken into consideration in the FE analysis.

### Interface contact

Contact in the interface is modelled. The model makes it possible to analyze the entire load-bearing behaviour of the BJ from the clamped system to its opening up. The result is the total load on the bolt.

### Embedment

Embedment is not taken explicitly into account in the modelling but is instead covered by the minimum preload.

Figure 57. Contact surfaces of the volume model in model class III

As a special case the amount of embedment can be obtained from VDI 2230 Part 1, Table 5 and applied in the FE calculation as a forced displacement of the bolt.

### Bolt head and nut bearing areas

If contact in the bolt head and nut bearing areas can be modelled, transverse displacements in this area can also be evaluated. This means that it may be possible to draw conclusions regarding a possible tendency for the joint to undo itself. It is not however advisable to attempt to assess the boundary surface pressure or embedment values since this makes high demands on modelling these areas and special tests may be necessary.

### Bolt thread

With the exception of its compliance, the bolt thread is not taken into consideration in the modelling.

### Contact between bolt shaft and plate hole

Contact between bolt shaft and plate hole is generally not taken into consideration in the modelling.

rung nicht berücksichtigt. Im Fall von Passschrauben oder beim Rutschen der Verbindung ist der Kontakt zwischen Bohrung und Schraube angemessen zu beachten.

### Nicht lineares Materialverhalten

Das elastisch-plastische Kraft- und Verformungsverhalten der Schraube kann durch ein entsprechendes Werkstoffgesetz berücksichtigt werden. Damit lassen sich auch mit dieser Modellklasse Vorspannkraftverluste infolge plastischer Verlängerung bewerten.

#### 7.2.2.6 Modellklasse IV

##### Nachgiebigkeiten

Die Nachgiebigkeiten sind komplett im FE-Modell enthalten. Mit wachsender Modellfeinheit und gleichzeitiger Anpassung an die reale Geometrie nimmt der Genauigkeitsgrad der Berechnung zu. Hierbei sind zwei Aspekte zu unterscheiden:

- Um mithilfe der FE-Analyse die Schraubenkräfte und das Klaffungsverhalten zu bestimmen, reicht es aus, die Steifigkeiten möglichst genau zu modellieren. Die Größe der Elemente orientiert sich an den charakteristischen Abmaßen der Trennfuge und dem Schraubendurchmesser.
- Sollen aus der FE-Analyse lokale Spannungen für den Festigkeitsnachweis bestimmt werden, ergeben sich in der Regel deutlich höhere Anforderungen an die Feinheit der Vernetzung. In diesem Fall muss die Geometrie der Kerbradien in der Schraubenkopfauflage und von Übergängen im Schraubenschaft und im Schraubengewinde realitätsnah modelliert werden.

##### Schraubenvorspannung

Die Schraubenvorspannung wird bei dieser Modellklasse berücksichtigt. Prinzipiell ist auch die Berechnung des Anziehvorgangs möglich [22].

##### Trennfugenkontakt

Der Trennfugenkontakt wird bei diesen Modellen berücksichtigt.

##### Setzen

Das Setzen kann prinzipiell mit dieser Modellklasse simuliert werden. Dies kann z. B. durch die Definition von KontaktElementen mit Geometrie- und Materialeigenschaften erfolgen, die an die Setzvorgänge angepasst sind. Es ist zu beachten, dass in der Regel spezielle Versuche notwendig sind, um die mechanischen Eigenschaften der Oberflächen in dem FE-Modell geeignet zu kalibrieren.

In the case of close-fitting bolts or when slipping occurs in the joint, contact between hole and bolt should be taken into account as appropriate.

##### Non-linear material behaviour

The elastoplastic force and deformation behaviour of the bolt can be taken into account by means of an appropriate constitutive law. This means that even with this model class, preloading losses due to plastic elongation can be evaluated.

#### 7.2.2.6 Model class IV

##### Compliances

Compliances are fully included in the FE model. As the fineness of the model increases and a better fit to the real geometry is at the same time achieved, so does the calculation become more and more accurate. A distinction is to be drawn between two aspects here:

- To determine the bolt forces and the opening-up behaviour of the joint with the aid of FE analysis, it suffices to model the stiffnesses as accurately as possible. The size of the elements is here oriented by the characteristic dimensions of the interface and by the bolt diameter.
- If local stresses are to be determined from the FE analysis for the strength analysis, considerably greater demands will usually apply as regards the fineness of the meshing. In this case the geometry of the groove radii in the bolt head bearing area and of transitions in the bolt shaft and in the bolt thread will have to be modelled realistically.

##### Bolt preload

The bolt preload is taken into consideration in this model class. In principle it is also possible to calculate the tightening process [22].

##### Interface contact

The interface contact is taken into consideration in these models.

##### Embedment

In principle, embedment can be simulated with this model class. It can be done, for example, by defining contact elements with geometrical and material properties which have been adjusted to the embedment processes. It should be noted that special tests will as a rule be necessary to calibrate properly the mechanical properties of the surfaces in the FE model.

## Kopf- und Mutterauflage

Der Kontakt im Bereich der Kopf- und Mutterauflage wird modelliert. Querverschiebungen in diesem Bereich lassen sich bewerten. Rückschlüsse auf eine mögliche Losdrehneigung der Verbindung sind damit möglich. Eine Abschätzung der Grenzflächenpressung oder von Setzbeträgen empfiehlt sich jedoch nicht, da hierfür hohe Anforderungen an die Modellierung dieser Bereiche bestehen und gegebenenfalls spezielle Versuche notwendig sind.

## Schraubengewinde

Das Schraubengewinde wird bei dieser Modellklasse berücksichtigt. Im Gewinde sind entsprechende Kontaktbedingungen zu definieren.

## Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung

Der Kontakt zwischen Schraubenschaft und Plattenbohrung wird im Allgemeinen bei der Modellierung nicht berücksichtigt. Im Fall von Passschrauben oder beim Rutschen der Verbindung ist der Kontakt zwischen Bohrung und Schraube angemessen zu modellieren.

## Nicht lineares Materialverhalten

Die Berücksichtigung von nicht linearem Materialverhalten und damit die Berechnung des Bauteilverhaltens der Schraube aus den Materialeigenschaften ist mit diesem Modell möglich. Dies bleibt allerdings in Bezug auf die Auslegung von SV eine Sonderanwendung.

### 7.3 Ableitung der Berechnungsgrößen aus der FE-Rechnung

Bei der Berechnung von SV können zwei grundsätzliche Lastfälle unterschieden werden:

- Montagezustand – das Aufbringen der Montagebeanspruchung
- Betriebszustand – die Simulation der Betriebsbelastung (z. B. Innendruck, Einzelkräfte, thermische Belastung usw.)

Diese Lastfälle sind daher auch bei der FE-Analyse zu beachten. In der Berechnung sind diese Lastfälle in der ungünstigsten Kombination zu überlagern.

Die Ergebnisse der FE-Analyse, die direkt für den Nachweis der SV verwendet werden können, sind Reaktionskräfte und Spannungen in der Schraube und in der Platte (zu verbindende Bauteile) sowie das Verformungsverhalten der Kontaktflächen in der Trennfuge. Die Erläuterungen im Folgenden beziehen sich im Wesentlichen auf die Auswertung von FE-Ergebnissen zur Bestimmung der Eingangsgrößen für die Anwendung des Nachweises nach VDI 2230 Blatt 1. Für alternative Auswertun-

## Bolt head and nut bearing areas

Contact in the bolt head and nut bearing areas is modelled. Transverse displacements in this area can be evaluated. This means that it may be possible to draw conclusions regarding a possible tendency for the joint to undo itself. It is not however advisable to assess the boundary surface pressure or embedment values since this makes high demands on modelling these areas and special tests may be necessary.

## Bolt thread

The bolt thread is taken into consideration in this model class. The corresponding contact conditions in the thread should be defined.

## Contact between bolt shaft and plate hole

Contact between bolt shaft and plate hole is generally not taken into consideration in the modelling. In the case of close-fitting bolts or when slipping occurs in the joint, contact between hole and bolt should be modelled as appropriate.

## Non-linear material behaviour

With this model it is possible to take non-linear material behaviour into consideration and thus calculate the component behaviour of the bolt from the material properties. As regards the design of BJs it does however remain a special application.

### 7.3 Derivation of the calculation quantities from the FE calculation

In the calculation of BJs. a distinction can be drawn between two basic loading cases:

- assembly state, the application of assembly loading
- working state, the simulation of operational loading (for example, internal pressure, point forces, thermal loading and so on)

These loading cases will therefore have to be considered in the FE analysis as well. In the calculation these loading cases are to be superimposed in an unfavourable combination.

The results of the FE analysis, which can be used immediately for verification of the BJ, give the reactive forces and stresses in the bolt and in the plate (components to be fastened together) and also the deformation behaviour of the contact surfaces in the interface. The explanatory material which follows basically relates to the evaluation of FE results in order to determine the input quantities for application of the verification as specified in VDI 2230 Part 1. For alternative evaluations and

gen und Nachweisführungen werden lediglich Hinweise gegeben. Die Nachweisführung ist in Abschnitt 7.4 beschrieben.

### 7.3.1 Nachgiebigkeiten

#### 7.3.1.1 Modellklasse I

##### Plattennachgiebigkeit

Für die Berechnung der Plattennachgiebigkeiten ist zu beachten, dass sich die in VDI 2230 Blatt 1 unterschiedenen Nachgiebigkeiten aus der Herleitung der analytischen Beziehungen ergeben. Eine direkte Ermittlung der einzelnen Größen ist schwierig, da hierzu spezielle Berechnungen notwendig sind, die die vereinfachten Modellannahmen in VDI 2230 Blatt 1 nachstellen. Dies betrifft insbesondere die Bestimmung von  $\delta_p^{**}$ . Die Trennung zwischen  $n$  und  $\delta_p^{**}$  folgt alleine aus dem Aufbau des Formelapparats in der VDI 2230 Blatt 1. In dem FE-Modell, das die Verschraubung als Kontinuum abbildet, ist eine Trennung zwischen dem Krafteinleitungs faktor  $n$  und der Nachgiebigkeit  $\delta_p^{**}$  nur schwer möglich. Für die Berechnung aus der Schrauben zusatzkraft ist immer das Produkt  $n$  und  $\delta_p^{**}$  von Interesse. Daher wird im Folgenden auch nur die Ermittlung von  $\{n \delta_p^{**}\}$  beschrieben.

Für MV lassen sich die Nachgiebigkeiten nur bestimmen, wenn sich aus der MV eine ESV herauslösen lässt. Formal lässt sich die beschriebene Methodik zwar auch für MV anwenden, das Ergebnis ist dann allerdings ein Gleichungssystem, das die Interpretation in den Schrauben zugeordnete Einzelsteifigkeiten nicht mehr zulässt.

Für ESV lassen sich die Nachgiebigkeiten aus der Auswertung von Einheitsbelastungsfällen mithilfe der FEM berechnen. Die hierfür notwendigen Einheitsbelastungen '1' und '2' sind in Bild 58 dargestellt. Die Einheitsbelastungen sind im Bereich der Auflageflächen flächig aufzubringen. Für die Bewertung der Nachgiebigkeiten sind die mittleren Verformungen zu verwenden.

Für das zentrisch verspannte System ( $s_{sym} = 0$ ) ergibt sich:

$$\delta_p = \frac{f_{P'1'}}{'1'}$$

Für das exzentrisch verspannte System ( $s_{sym} \neq 0$ ) ergibt sich:

$$\delta_p^* = \frac{f_{P'1'}}{'1'}$$

Das Produkt  $\{n \delta_p^{**}\}$  ergibt sich zu

$$\{n \delta_p^{**}\} = \frac{f_{P'2'}}{'2'}$$

verifications only notes will be provided. Verification is described in Section 7.4.

### 7.3.1 Compliances

#### 7.3.1.1 Model class I

##### Plate compliance

With regard to calculating plate compliances it should be noted that the different compliances in VDI 2230 Part 1 arise from the derivation of the analytical relationships. It is difficult to determine the individual quantities directly since this calls for special calculations which adjust the simplified model assumptions in VDI 2230 Part 1. This applies in particular to determining  $\delta_p^{**}$ . The separation between  $n$  and  $\delta_p^{**}$  follows solely from the structure of the system of formulae in VDI 2230 Part 1. In the FE model, which represents the bolted joint as a continuum, the load application factor  $n$  and the compliance  $\delta_p^{**}$  can only be separated with difficulty. It is always the product of  $n$  and  $\delta_p^{**}$  which is of interest in calculation of the additional bolt force. For this reason only the determination of  $\{n \delta_p^{**}\}$  will also be described in what follows.

For MBJs, compliances cannot be determined unless a TTJ can be separated out from the MBJ. Although the method described can formally also be applied to MBJs, the result does however produce an equation system which no longer allows interpretation in the individual stiffnesses assigned to the bolts.

For TTJs the compliances can be calculated from the evaluation of unit loading cases with the aid of FEM. The unit loads required for this – '1' and '2' – are shown in Figure 58. The unit loads should be applied flat on the bearing areas. The mean deformations should be used for evaluating the compliances.

For the concentrically clamped system ( $s_{sym} = 0$ ) we have:

(80)

For the eccentrically clamped system ( $s_{sym} \neq 0$ ):

(81)

The product  $\{n \delta_p^{**}\}$  is thus:

(82)

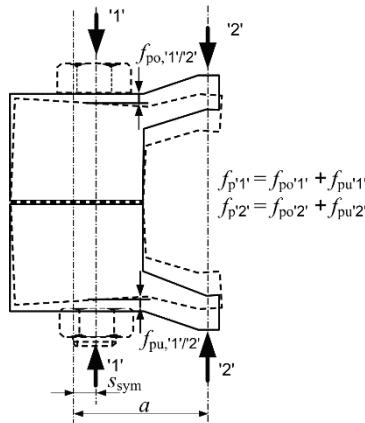


Bild 58. Einheitsbelastungsfälle zur Berechnung der Plattenachgiebigkeit, Modellklasse I

Für die Modellklasse I resultiert aus dieser Vorgehensweise der Fehler, dass die Bohrung in dem FE-Modell nicht berücksichtigt wird. Die Platte besitzt damit eine zu geringe Nachgiebigkeit.

### Schraubennachgiebigkeit

Die Berechnung der Schraubennachgiebigkeit ist mit der Modellklasse I nicht möglich.

#### 7.3.1.2 Modellklasse II

##### Plattenachgiebigkeit

Für die Plattenachgiebigkeit gelten die für die Modellklasse I formulierten Zusammenhänge. Die Schraube wird in dem FE-Modell nicht mit modelliert. Bei der Berücksichtigung von Kontakt in der Trennfuge ergeben sich die Abmessungen des Druckkegels und damit die Grenzwerte  $G$  bzw.  $G'$  direkt aus der Berechnung. Ohne Kontaktbedingungen ist die Trennfuge im Bereich der Grenzwert  $G$  bzw.  $G'$  gemäß VDI 2230 Blatt 1 als fest gekoppelt anzunehmen. Für die Bestimmung von  $\delta_p^*$  kann der Lastfall Vorspannung genutzt werden.

##### Schraubennachgiebigkeit

Die Berechnung der Schraubennachgiebigkeit ist mit der Modellklasse II nicht möglich, sie ist als Eingangsgröße im Modell enthalten.

#### 7.3.1.3 Modellklasse III

##### Plattenachgiebigkeit

Für die Plattenachgiebigkeit gelten die für die Modellklasse II formulierten Zusammenhänge.

##### Schraubennachgiebigkeit

Da die Schraube als Volumenmodell in der FE-Berechnung abgebildet wird, ist die Ermittlung der Schraubennachgiebigkeit exklusive des eingeschraubten Gewindeganges möglich (vgl. Berechnung der Einzelnachgiebigkeiten bei Modellklasse IV). Die Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindeganges ist nach VDI 2230 Blatt 1 zu

Figure 58. Unit loading cases for calculating plate compliance, model class I

For model class I, this procedure results in an error since the hole is not taken into consideration in the FE model. The compliance of the plate is thus too low.

### Bolt compliance

It is not possible to calculate bolt compliance with model class I.

#### 7.3.1.2 Model class II

##### Plate compliance

For plate compliance the relationships formulated for model class I apply. The bolt is not modelled in the FE model. When contact in the interface is taken into consideration, the dimensions of the compression cone and thus the dimensional limits  $G$  or  $G'$  are taken directly from the calculation. Without contact conditions the interface in the area of the dimensional limit  $G$  or  $G'$  is to be assumed as firmly coupled following VDI 2230 Part 1. The loading case of preloading can be used for determining  $\delta_p^*$ .

##### Bolt compliance

It is not possible to calculate the bolt compliance with model class II; it is included in the model as an input quantity.

#### 7.3.1.3 Model class III

##### Plate compliance

For plate compliance the relationships formulated for model class II apply.

##### Bolt compliance

Since the bolt is represented as a volume model in the FE calculation, determination of bolt compliance is possible but excepting the screwed-in part of the thread (see calculation of the individual compliances in model class IV). The compliance of the screwed-in part of the thread should be calculated as specified in VDI 2230 Part 1 and covered

berechnen und durch geeignete Modellierung zu berücksichtigen, z. B. durch die Anzahl der gekoppelten Knoten zwischen Schraube und Mutter oder Einschraubgewinde.

### 7.3.1.4 Modellklasse IV

#### Plattennachgiebigkeit

Für die Plattennachgiebigkeit gelten die für die Modellklasse II formulierten Zusammenhänge.

#### Schraubennachgiebigkeit

Zur Berechnung der Schraubennachgiebigkeit wird empfohlen, die Schraube inklusive der Mutter oder des eingeschraubten Gewindes aus dem Gesamtmodell herauszulösen und in einem separaten Modell die Verformungen unter definierten Belastungen zu ermitteln. Dies ist in Bild 59 gezeigt.

Die Gesamtnachgiebigkeit ergibt sich über die Beziehungen:

$$\delta_S = \frac{f_{S'3'}}{3'}$$

$$\beta_S = \frac{y_{S'4'}}{4'}$$

Hieraus folgt die gemittelte Nachgiebigkeit für die Schraube, die mit den Nachgiebigkeiten aus der VDI 2230 Blatt 1 zu vergleichen sind. Unterschiede in der Nachgiebigkeitsverteilung über der Schraubenlänge verschwinden dabei.

Die Ermittlung der einzelnen Teilnachgiebigkeiten aus der FEM ist ebenfalls in Bild 59 am Beispiel der Kopfverdrehung gezeigt (für die anderen Verformungsanteile gilt dies analog). Hierfür ist bei der Berechnung der einzelnen Teilnachgiebigkeiten nur der Verformungsbetrag in Rechnung zu stellen, der auf den jeweiligen Abschnitt entfällt. Bei der Ermittlung der Verformung an Kerbstellen ist darauf zu achten, dass die Verformungen einen starken Gradienten aufweisen können.

Daher ist die mittlere Verformung (gemittelt über die Flächen) zu betrachten. Für die Teilnachgiebigkeiten gilt:

$$\delta_i = \frac{\Delta f_{S'3'i}}{3'}$$

$$\beta_S = \frac{\Delta y_{S'4'i}}{4'}$$

by the appropriate modelling, for example, by the number of coupled nodes between bolt and nut or screw-in thread.

### 7.3.1.4 Model class IV

#### Plate compliance

For plate compliance the relationships formulated for model class II apply.

#### Bolt compliance

When calculating bolt compliance it is recommended to separate the bolt, including the nut or the screwed-in thread, out from the total model and in a separate model to determine the deformations under defined loads. This is shown in Figure 59.

The total compliance is obtained via these relationships:

(83)

(84)

From this yields the mean compliance for the bolt which should be compared with the compliance from VDI 2230 Part 1. Differences in the distribution of compliance over bolt length disappear here.

Determination of the individual component compliances from the FEM is also shown in Figure 59 in the example of bolt head angular deformation (the same applies mutatis mutandis to other deformation components). In calculating the individual component compliances only that amount of distortion is to be included which falls upon the section in question. It should be noted when determining deformation at grooved locations that deformations can have a steep gradient.

For this reason it is the mean deformation (averaged via the areas) which is to be considered. Component compliances are given by:

(85)

(86)

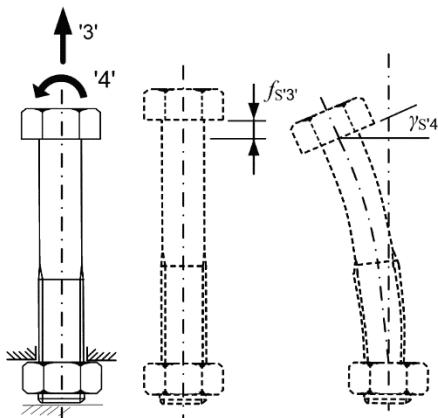


Bild 59. Einheitsbelastungen zur Bestimmung der Schraubennachgiebigkeit

Im Allgemeinen treten die Verdrehungen nicht um eine Achse auf, sondern frei im Raum. Daher sind aus den Verdrehungen die Hauptverdrehungen bezogen auf ein Koordinatensystem mit der Schraubenlängsachse als Koordinatenachse zu ermitteln.

### 7.3.2 Schraubennennbeanspruchung Montagezustand

Die Montagebeanspruchung setzt sich – außer bei den rein längenden Verfahren – aus der Vorspannkraft und dem aus dem Anziehdrehmoment resultierenden Torsionsmoment zusammen. In den Modellklassen II und III kann allerdings nur die Montagevorspannkraft mit abgebildet werden. Daher ist diese Beanspruchung wie in VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.5.1 beschrieben zu ermitteln.

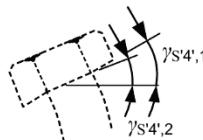
Die Beeinflussung der Vorspannkraft durch die Reihenfolge des Anziehens infolge der Überlagerung der unterschiedlichen Druckkegel kann in der Berechnung durch das schrittweise, rein axiale, also torsionsmomentenfreie Vorspannen näherungsweise abgebildet werden. Das Modell ist gemäß den **Modellklassen II–IV** aufzubauen. Im Allgemeinen sind diese Effekte jedoch zu vernachlässigen.

Für eine detaillierte FE-Analyse der Montagebeanspruchung aus Torsionsmoment und Axialkraft wird auf [22] verwiesen.

### 7.3.3 Schraubenzusatzbeanspruchung durch äußere Betriebslasten

Im Folgenden wird modellklassenabhängig die Ermittlung der Schraubenzusatzbeanspruchung aus der äußeren Betriebslast beschrieben. Da der Torsionsanteil aus der Montage in den Modellen nicht berücksichtigt wird, ist die Schraubenbeanspruchung für den Nachweis um den Torsionsanteil aus dem Anziehdrehmoment gemäß VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.5.2 zu ergänzen.

Bestimmung der Verformung einzelner Abschnitte, hier: z. B. Schraubenkopfverdrehung / determining the deformation of individual sections, here, e.g. bolt head angular deformation



$$\Delta\gamma_{S'4',i} = \Delta\gamma_{S'4',SK} \\ = \Delta\gamma_{S'4',1} - \Delta\gamma_{S'4',2}$$

Figure 59. Unit loads for determining bolt compliance

In general the torsional loads do not occur about an axis but freely in space. For this reason the main torsional loads should be determined from these torsional loads with respect to a coordinate system with the bolts longitudinal axis as a coordinate axis.

### 7.3.2 Nominal bolt loading in the assembly state

With the exception of purely elongational methods, assembly loading is composed of the preload and the torsional moment resulting from the tightening torque. However, in model classes II to III only the assembly preload can be included. This loading should therefore be determined as described in VDI 2230 Part 1, Section 5.5.1.

The influence on the preloading force arising from the tightening sequence and which is a consequence of the superimposition of the different compression cones can be approximatively represented in the calculation by a step-by-step, purely axial preloading, in other words, one free of torsional moment. The model should be built up in accordance with **model classes II–IV**. In general, however, these effects should be ignored.

For a detailed FE analysis of the assembly loading arising from torsional moment and axial load, see [22].

### 7.3.3 Additional bolt load from external operating loads

Determining the additional bolt load from the external operating load will be described below, model class by model class. Since the torsional component from assembly is not taken into consideration in the models, the bolt loading for the verification should be supplemented by the torsional component from the tightening torque according to VDI 2230 Part 1, Section 5.5.2.

Die angegebenen Formeln beziehen sich aus Gründen der Übersicht rein auf den ebenen Fall. Es ist zu beachten, dass bei einer dreidimensionalen FE-Analyse die Hauptrichtung der Beanspruchung nicht mehr mit der Orientierung des Koordinatensystems übereinstimmen muss und sich auch die Hauptrichtung in Abhängigkeit vom Lastfall (Vorspannung, Betriebskraft usw.) ändern kann. Die Nachweise sind daher immer mit der maximalen resultierenden Beanspruchung zu führen.

### 7.3.3.1 Modellklasse I

Durch die Modellierung gemäß der Modellklasse I kann die Schraubenbeanspruchung nicht direkt, sondern nur über Hilfsgrößen bestimmt werden. Die Auswertung kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen:

- Berechnung der Schnittgrößen aus der Normal- und Schubspannungsverteilung in der Trennfuge und eine anschließende Bewertung der Verbindung nach VDI 2230 Blatt 1
- Bestimmung der Verschiebungen und Verdrehungen am Ort der Schrauben und Mutterauflage und eine anschließende Berechnung der Schraubenbeanspruchung über die Verformung und die Nachgiebigkeit

Die unter a genannte Möglichkeit ist bei MV im Wesentlichen an die Bedingung geknüpft, dass die gekoppelten Knoten der Trennfuge eindeutig einer Schraubenposition zugeordnet werden. Ist dies möglich, so lässt sich, wie in Bild 60 skizziert, die Trennfugenbeanspruchung ermitteln und daraus die Größen  $F_A$ ,  $a$  und  $F_Q$  bestimmen (siehe hierzu auch VDI 2230 Blatt 1, Beispiel B4).

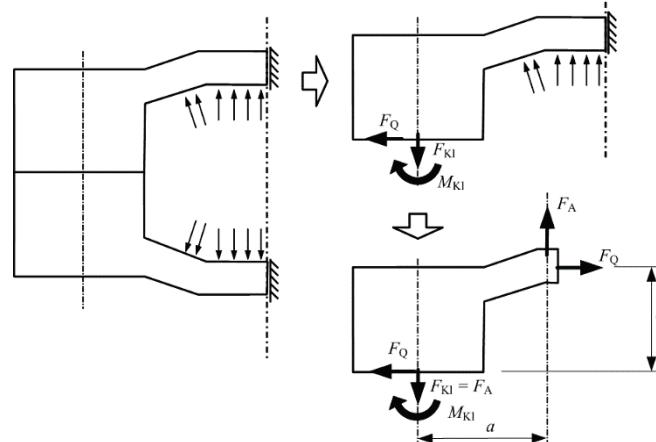


Bild 60. Auswertung der Trennfugenbeanspruchung und Rückrechnung der Größen  $a$  und  $F_A$  mithilfe der Modellklasse I

For reasons of clarity, the formulae specified relate purely to the planar case. It should be noted that with a three-dimensional FE analysis the principal direction of loading need no longer correspond to the orientation of the coordinate system and even the principal direction can change depending on the loading case (preload, operating force, and so on). Verifications should therefore always be based on the maximum resulting loading.

### 7.3.3.1 Model class I

Modelling on the basis of model class I means that the bolt loading cannot be determined directly but only via auxiliary variables. Evaluation can be carried out in two different ways:

- calculation of the internal forces from the distribution of normal stress and of shear stress in the interface followed by an evaluation of the joint following VDI 2230 Part 1
- determination of the displacements and torsional forces at the location of the bolts and nut bearing area, followed by calculation of the bolt loading via deformation and compliance

Possibility a is in the case of MBJs basically linked to the condition that the coupled nodes of the interface are uniquely assigned to one bolt position. If this is possible, the interface loading can be determined, as shown schematically in Figure 60 and from this the quantities  $F_A$ ,  $a$  and  $F_Q$  (in this connection see also VDI 2230 Part 1, Example B4).

Figure 60. Evaluation of the interface loading and inverse calculation of the quantities  $a$  and  $F_A$  with the aid of model class I

Der Abstand  $a$  ergibt sich aus der Auswertung der Schnittgrößen in der Trennfuge zu:

$$a = \frac{M_K}{F_K}$$

mit

$$F_A = F_{K1}$$

Die unter b genannte Möglichkeit ist wesentlich allgemeiner zu verwenden. Eine explizite Zuweisung einer Kraft  $F_A$  und eines Hebelarms  $a$  zu der jeweiligen Schraube muss nicht erfolgen. Die SV wird gemäß der Vorgehensweise der Modellklasse I modelliert und berechnet. Aus dem Modell lassen sich die Verformungen an den gedachten Auflageflächen von Schraubenkopf und Mutter ablesen (siehe Bild 61).

Wird vorausgesetzt, dass sich die Auflagepunkte in ihrer Projektion nicht relativ zueinander verschieben (ein S-Schlag der Schraube tritt nicht auf), ergibt sich die Schraubenzusatzbelastung zu:

$$F_{SA} = \frac{(f_o + f_u)}{\delta_s}$$

$$M_{SA} = \frac{(\gamma_o + \gamma_u)}{\beta_s}$$

Die grundlegende Modellvorstellung für diesen Ansatz ist, dass die Schraube wesentlich nachgiebiger ist als die Platte und damit die Verformung durch das Bauteil aufgezwungen bekommt. Die Schraubennachgiebigkeit ist dabei näherungsweise durch die Vernachlässigung der Bohrung in der Berechnung der Gesamtverformung berücksichtigt.

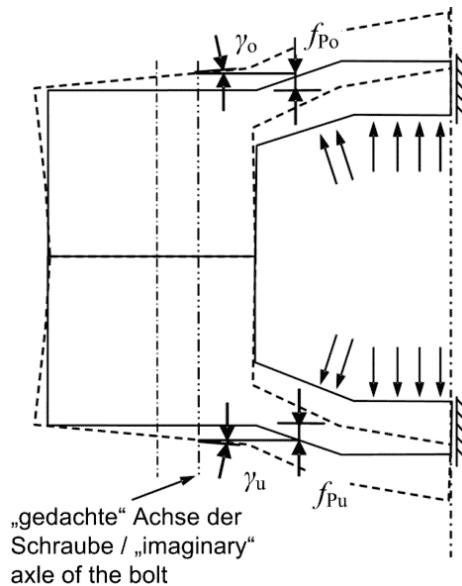


Bild 61. Ermittlung der Verformungsgrößen zur Abschätzung der Schraubenverformung mithilfe der Modellklasse I

The distance  $a$  is obtained from evaluation of the internal forces in the interface as:

(87)

where

(88)

Possibility b is to be used in a considerably more general way. It is not necessary to make an explicit assignment of one force  $F_A$  and one lever arm  $a$  to the individual bolts. The BJ is modelled and calculated in accordance with the procedure used for model class I. The deformations at the notional bearing areas of bolt head and nut can be read off from the model (see Figure 61).

If it is assumed that the contact points, when projected, do not shift relatively to each other (no bolt settlement impact occurred), the additional bolt load is given by:

(89)

The basic model concept for this approach is that the bolt is considerably more compliant than the plate and thus the deformation is imposed on it by the component. The bolt compliance is here taken approximatively into consideration by ignoring the hole in the calculation of the total deformation.

Figure 61. Determination of the deformation quantities for estimating bolt deformation with the aid of model class I

### 7.3.3.2 Modellklasse II

Die Schraubenbelastung resultiert direkt aus den Schnittkräften  $F_S$  und  $M_S$  der als Balken idealisierten Schraube. Wird die Vorspannung mit berechnet, ergibt sich die Schraubenzusatzbelastung aus der Differenz des Lastfalls Vorspannung ( $F_V, M_V$ ) mit dem Betriebslastfall ( $F_S, M_S$ ). Es gilt:

$$F_{SA} = F_S - F_V$$

$$M_{SA} = M_S - M_V$$

Die Umrechnung in Nennspannungen für die Nachweiführung muss für den bemessungsrelevanten Querschnitt (z. B. Spannungsquerschnitt oder der Taillenquerschnitt) erfolgen. Bei variablen Schnittgrößen entlang der Schraubenachse ist konservativ die Maximalbeanspruchung anzusetzen, auch wenn dieses nicht am Ort des ersten tragenden Gewindegangs vorliegt.

### 7.3.3.3 Modellklasse III

Direkte Ergebnisse der Modellierung mit der Modellklasse III sind die Spannungen und Dehnungen an der Schraube. Bei der Ermittlung der Schraubennennbeanspruchung ist darauf zu achten, dass die Spannungen, die in der FEM berechnet werden, in der Regel nicht mit den für das jeweilige Bemessungskonzept notwendigen Nennspannungsdefinitionen übereinstimmen. Daher ist für die Ermittlung der Nennbeanspruchung die folgende Vorgehensweise zu wählen (siehe Bild 62):

- 1) Auswertung des Spannungsverlaufs entlang der Schraubenlängsachse in einem Abschnitt ohne Querschnittsprünge (keine Kerbstellen) der Schraube auf der Biegezug- und -druckseite
- 2) Extrapolation des Spannungsverlaufs in die Ebene des ersten tragenden Gewindegangs und in die Ebene unterhalb des Schraubenkopfs
- 3) Berechnung der vorhandenen Schnittkräfte und -momente aus der extrapolierten maximalen Spannung und den im Modell abgebildeten Bezugssquerschnitten ( $A_{Bz}, W_{Bz}$ )

$$F_S = \frac{\sigma_{re} + \sigma_{li}}{2} A_{Bz}$$

$$M_S = \frac{\sigma_{re} - \sigma_{li}}{2} W_{Bz}$$

Die Schraubenzusatzbelastung ergibt sich aus der Differenz der Schnittgrößen aus dem Lastfall Vorspannung mit dem Betriebslastfall. Es gilt Gleichung (90).

Aus den so gewonnenen Schnittgrößen lassen sich die Nennbeanspruchungen gemäß der jeweiligen Nennspannungsdefinition des Nachweiskonzepts

### 7.3.3.2 Model class II

The bolt loading results directly from the internal forces  $F_S$  and  $M_S$  of the bolt idealized as a beam. If the preload is included in calculations, the additional bolt loading is given by the difference between the preload loading case ( $F_V, M_V$ ) and the operational loading case ( $F_S, M_S$ ). Thus applies:

(90)

Conversion into nominal stresses for the verification must be done for the cross-section relevant to designing (for example, stress cross-section or the waisted cross-section). In the case of variable internal forces along the bolt axis the maximum load should be used as a conservative approach, even when it is not present at the location of the first load-bearing turn of the thread.

### 7.3.3.3 Model class III

The stresses and strains at the bolt are the direct results of modelling with model class III. Be aware when determining the nominal bolt loading that the stresses calculated by FEM do not usually agree with the nominal stress definitions required for the design concept in question. For this reason the following procedure should be used to determine the nominal load (see Figure 62):

- 1) evaluation of the stress curve along the bolt's longitudinal axis in a section without abrupt cross-sectional changes (no grooves or notches) on the tensile bending and compression sides
- 2) extrapolation of the stress curve on the plane of the first load-bearing thread turn and on the plane below the bolt head
- 3) calculation of the internal forces and moments present from the extrapolated maximum stress and from the reference cross-sections ( $A_{Bz}, W_{Bz}$ ) represented in the model:

(91)

The additional bolt load is given by the difference between the internal forces from the preload loading case and the operational loading case. Thus applies Equation (90).

From the internal forces so obtained the nominal stresses can be determined in accordance with the corresponding definition of nominal stress in the

bestimmen. Die hierfür notwendigen Querschnittswerte unterscheiden sich im Allgemeinen von denen aus Gleichung (90).

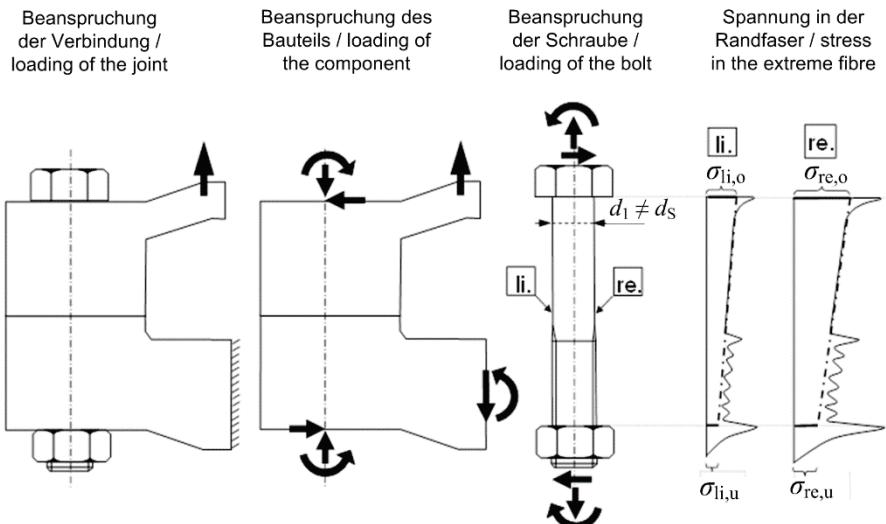


Bild 62. Auswertung der Spannungsverteilung zur Rückrechnung der Nennbeanspruchung, Modellklassen III und IV

Auch hier kann es, wie in Bild 62 angedeutet, zu einem Gradienten der Beanspruchung über der Schraubenlänge kommen. Für einen Nachweis sollte hier auf der sicheren Seite liegend die Maximalbeanspruchung angesetzt werden, auch wenn diese nicht am Ort des ersten tragenden Gewindegangs vorliegt.

#### 7.3.3.4 Modellklasse IV

Nach der Modellklasse IV lassen sich die örtlichen Beanspruchungen in jeder Kerbstelle ermitteln und über ein entsprechendes örtliches Nachweiskonzept bewerten [20; 22; 23; 24].

Eine Auswertung der Nennbeanspruchung erfolgt wie für die Modellklasse III beschrieben.

#### 7.3.4 Flächenpressung

Mit den Modellklassen III und IV kann die Flächenpressung in der Schraubenkopf- und Mutternauflage detailliert analysiert werden. Auf eine ausreichend feine Diskretisierung ist zu achten. Die Geometrie der Kanten sollte abgerundet modelliert werden. Untersuchungen hierzu sind in [25] enthalten.

Der Nachweis der Grenzflächenpressung erfolgt allerdings mit der Nennpressung in den Auflageflächen. Spannungsspitzen werden nicht bewertet. Eine feine Modellierung der Grenzflächen ist damit im Allgemeinen nicht notwendig. Die Auswertung erfolgt wie in VDI 2230 Blatt 1 beschrieben:

$$p_{B_{\max}} = \frac{1}{A_{P_{\min}}} \int_{A_{P_{\min}}} p_{\max}(x, y) dA = \frac{F_{S_{\max}}}{A_{P_{\min}}} \quad (92)$$

verification concept. The cross-sectional values needed for this will generally differ from those from Equation (90).

Beanspruchung der Verbindung / loading of the joint  
Beanspruchung des Bauteils / loading of the component  
Beanspruchung der Schraube / loading of the bolt  
Spannung in der Randfaser / stress in the extreme fibre

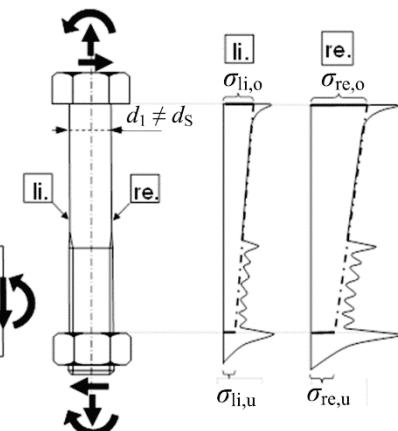


Figure 62. Evaluation of the stress distribution for inverse calculation of the nominal stress, model classes III and IV

Here too a gradient of loading over the bolt length may arise, as implied in Figure 62. To be on the safe side the maximum load should be used here for a verification, even when it is not present at the location of the first load-bearing turn of the thread.

#### 7.3.3.4 Model class IV

According to model class IV the local loads at every grooved location can be determined and evaluated via a corresponding local verification concept [20; 22; 23; 24].

The nominal stress is evaluated as described for model class III.

#### 7.3.4 Surface pressure

Model classes III and IV allow a detailed analysis of the surface pressure in the bolt head and nut bearing areas. Care should be taken that the discretization is fine enough. The geometry of the edges should be rounded off in the modelling. Investigations in this regard may be found in [25].

Verification of the boundary surface pressure is however based on the nominal compression in the bearing areas. Stress peaks are not evaluated. This means that a fine modelling of the boundary surfaces is not generally necessary. Evaluation is carried out as described in VDI 2230 Part 1:

### 7.3.5 Abheben, Klaffen, Rutschen

#### 7.3.5.1 Modellklasse I

Mit der Modellklasse I lässt sich das Tragverhalten nur bis zum Beginn des Abhebens beschreiben. Die Änderung des Tragverhaltens durch Rutschen oder Klaffen kann nicht betrachtet werden. Der Beginn des Klaffens kann durch eine Überlagerung der Spannungen am Ort der Trennfuge und der Spannungsverteilung aus der Montagevorspannkraft erfolgen. Klaffen tritt dann auf, wenn sich die Spannungen aus der Montage und dem Betrieb gerade aufheben. Für die Abschätzung der Spannungsverteilung aus der Montage kann der in VDI 2230 Blatt 1 definierte Druckkegel herangezogen werden. Im Übrigen ist das Klaffen nach VDI 2230 Blatt 1 zu bewerten, wobei  $\delta_F$  mithilfe des FE-Modells ermittelt werden kann.

#### 7.3.5.2 Modellklasse II

Im Gegensatz zu VDI 2230 Blatt 1 kann bei der Berechnung mithilfe der FEM partielles Klaffen zugelassen werden, wenn die daraus resultierende Zusatzbeanspruchung auf die Schraube bei den Festigkeitsnachweisen berücksichtigt wird und aus dem Klaffen, insbesondere bei einer zyklisch wirkenden Beanspruchung, keine Beeinträchtigung in der Nutzung folgt. Der nicht lineare Zusammenhang zwischen der Betriebskraft und der Schrauben zusatzbelastung ist dabei zu beachten.

Aus den Berechnungen lassen sich Grenzkräfte für ein beginnendes Klaffen (Abhebegrenze der Verbindung) und für ein Rutschen infolge Querbelastung ableiten. Indikatoren hierfür ergeben sich neben der direkten Auswertung von Knotenverschiebungen in der Trennfuge aus Größen, die programmabhängig in der FE-Analyse berechnet werden. Oft wird beispielsweise von den FE-Programmen die momentan in Kontakt befindliche Fläche berechnet, aus deren Änderung Rückschlüsse auf den Beginn des Abhebens oder Rutschens gezogen werden können.

#### 7.3.5.3 Modellklasse III und IV

Bei den Modellklassen III und IV kann die Auswertung analog zu Modellklasse II erfolgen.

Zusätzlich ergibt sich bei diesen Modellklassen die Möglichkeit, durch eine Bewertung der Relativverschiebungen in der Schraubenkopf- und Mutterauflage Rückschlüsse auf die Neigung zum selbsttätigen Lösen zu ziehen [21].

### 7.3.5 Lifting off, opening up, sliding

#### 7.3.5.1 Model class I

With model class I, load-bearing behaviour can only be described up to the commencement of lifting off. The change in load-bearing behaviour due to sliding or opening up cannot be considered. Opening up can start as a result of a superimpositioning of the stresses at the location of the interface and of the stress distribution from the assembly preload. Opening up will occur when the stresses from assembly and operation just cancel out. The compression cone defined in VDI 2230 Part 1 can be used for assessing the stress distribution from assembly. Opening of the joint should otherwise be evaluated following VDI 2230 Part 1, where  $\delta_F$  be determined with the aid of the FE model.

#### 7.3.5.2 Model class II

In contrast to VDI 2230 Part 1, partial opening up can be permitted in calculating with the aid of FEM when the resulting additional load on the bolt is taken into consideration in the strength analyses and no impairment of function arises from this opening up, especially in the case of a cyclically acting load. The non-linear relationship between the operating force and the additional bolt load should be taken into consideration here.

Critical forces for incipient opening (opening limit of the joint) and for sliding resulting from transverse loading can be derived from the calculations. In addition to the direct evaluation of node displacements in the interface, indicators of this emerge from quantities calculated program-dependently in FE analysis. For example, FE programs often calculate the area in instantaneous contact, and from a change in it are able to deduce the beginning of lifting or sliding.

#### 7.3.5.3 Model classes III and IV

With model classes III and IV, evaluation can be carried out analogously to model class II.

In addition, with these model classes, by evaluating the relative displacements in the bolt head and nut bearing areas, there is the possibility of drawing conclusions about the tendency to self-loosen [21].

## 7.4 Tragfähigkeitsnachweis von Ein- und Mehrschraubenverbindungen in Anlehnung an die Richtlinie VDI 2230 Blatt 1

Mithilfe der FE-Analyse des Mehrschraubenmodells werden die SV identifiziert, für die der Tragfähigkeitsnachweis erfolgen soll. Dies werden im Allgemeinen die höchstbelasteten Schrauben in der MV sein. Es können aber auch Schrauben sein, an die besondere Anforderungen hinsichtlich einer bestimmten Funktion gestellt werden (z. B. Abdichtung).

Der Nachweis der kritischen SV erfolgt gemäß den Rechenschritten R0 bis R13 aus VDI 2230 Blatt 1. Die Vorgehensweise im Zusammenhang mit den Berechnungsergebnissen (Abschnitt 7.3) wird im Folgenden beschrieben.

### R0 Nenndurchmesser, Grenzabmessungen

Eine Vordimensionierung des Nenndurchmessers ergibt sich aus der VDI 2230 Blatt 1. Die Ermittlung der erforderlichen Eingangsgrößen  $F_A$ ,  $F_Q$  können mithilfe der Modellklasse I erfolgen (Abschnitt 7.3.3).

### R1 Anziehfaktor

Der Anziehfaktor  $\alpha_A$  beruht auf Messungen und Erfahrungen und ist eine unverzichtbare Größe bei der Auslegung der SV. Werte für den Anziehfaktor sind der VDI 2230 Blatt 1 zu entnehmen.

### R2 Mindestklemmkraft

Die Ermittlung der Mindestklemmkraft  $F_{KQ}$  erfolgt nach VDI 2230 Blatt 1. Die erforderlichen Eingangsgrößen sind die Reaktionskräfte in der Verbindung (vgl. R0).

Ferner ist für die Gewährleistung des Reibschlusses die Reibungszahl  $\mu_{T\min}$  in der Trennfuge vorzugeben (vgl. Abschnitt 7.2). Reibungszahlen basieren auf Messungen und/oder Erfahrungen, Anhaltswerte können VDI 2230 Blatt 1 entnommen werden.

Die notwendige Restklemmkraft  $F_{KP}$  um Dichtigkeit zu gewährleisten, kann prinzipiell mit einer FE-Berechnung ermittelt werden. Dies ist dann sinnvoll, wenn sehr komplexe Druckzustände (z. B. in Form von Gradienten) und sehr große Trennfugenflächen (mit  $D_A > G$  bzw.  $G'$ ) vorliegen. In diesem Fall muss das FE-Modell mindestens der Modellklasse II entsprechen. Die Vorspannkraft ist im ersten Rechenschritt aufzubringen, um die Druckverteilung über der Trennfuge zu ermitteln.

Zur Berechnung des Aufklaffens müssen nach VDI 2230 Blatt 1 die Abstände  $a$  und  $s_{\text{sym}}$  sowie

## 7.4 Load-carrying capacity analysis of single- and MBJs adapted from standard VDI 2230 Part 1

With the aid of the FE analysis of the multi bolted model, the BJs are identified for which the load-carrying capacity analysis should be carried out. These will generally be the most highly loaded bolts in the MBJ. However there may also be some bolts to which special requirements apply regarding a specific function (for example, sealing).

Verification of the critical BJ follows calculation steps R0 to R13 from VDI 2230 Part 1. The procedure in connection with the calculation results (Section 7.3) is described below.

### R0 Nominal diameter, dimensional limits

The nominal diameter is predimensioned as described in VDI 2230 Part 1. The input quantities  $F_A$  and  $F_Q$  required can be determined with the aid of model class I (Section 7.3.3).

### R1 Tightening factor

The tightening factor  $\alpha_A$  is based on measurements and practical experience and is an indispensable quantity in designing the BJ. Values for the tightening factor are given in VDI 2230 Part 1.

### R2 Minimum clamp load

The minimum clamp load  $F_{KQ}$  is determined as described in VDI 2230 Part 1. The input quantities required are the reactive forces in the joint (see R0).

Furthermore, assurance of frictional grip requires specification of the coefficient of friction  $\mu_{T\min}$  in the interface (cf. Section 7.2). Coefficients of friction are based on measurements and/or practical experience; reference values are given in VDI 2230 Part 1.

In principle the residual clamp load  $F_{KP}$  required to ensure tightness can be determined with an FE calculation. This is advisable when there are very complex pressure states (for example, in the form of gradients) and very large interface areas (where  $D_A > G$  or  $G'$ ). In this case the FE model must comply at least with model class II. The preload should be input into the first calculation step in order to determine pressure distribution over the interface.

Following VDI 2230 Part 1, to calculate joint opening the distances  $a$  and  $s_{\text{sym}}$  must be known, as

das Flächenträgheitsmoment der Trennfugenfläche  $I_{BT}$  bekannt sein. Wird die Abhebekraft  $F_{Kab}$  mit FEM berechnet (Abschnitt 7.3.5), sind diese Parameter implizit im Rechenergebnis beinhaltet.  $F_{Kab}$  kann direkt ermittelt werden, wenn die Vorspannung simuliert und ein Abheben der Trennfugenflächen über Kontaktbedingungen zugelassen wird. Das FE-Modell muss mindestens der Modellklasse II entsprechen. Die Möglichkeit des Abhebens ist für den Fall der minimalen Montagevorspannung (siehe R1) und der maximalen Vorspannkraftminderung (siehe R4) zu berechnen. Der Berechnung liegt damit die minimal im Betrieb auftretende Vorspannkraft  $F_{Vmin}$  zugrunde. Ferner sind die minimalen Reibungszahlen zu verwenden und ein möglicher Innendruck unter Umständen als gesonderter Lastfall zu berücksichtigen.

Bei einfacheren Modellen (z. B. Modellklasse I), in denen die Kontaktflächen vollständig verbunden sind, kann die notwendige Vorspannkraft aus der Spannungsverteilung in der Trennfuge abgeleitet werden (Abschnitt 7.3.3).

### R3 Aufteilung der Betriebskraft/ Kraftverhältnis

Die Aufteilung der Betriebskraft auf die Schrauben wird durch das FE-Modell ermittelt. Das Ergebnis der FE-Berechnung ab Modellklasse II ist direkt die Schraubenbelastung.

Bei Modellklasse I muss, ab Modellklasse II kann die Schraubenbelastung über die Ermittlung des Kraftverhältnisses wie in VDI 2230 Blatt 1 beschrieben erfolgen. Die Nachgiebigkeiten, die Axialkraft  $F_A$  und der Hebelarm  $a$  können nach Abschnitt 7.3.3 ermittelt werden.

### R4 Vorspannkraftänderung

Die Ermittlung der Vorspannkraftänderung infolge von Setzbeträgen kann nach der VDI 2230 Blatt 1 erfolgen, wobei die Nachgiebigkeit der verspannten Teile der FE-Berechnung entnommen werden sollte. Vorspannkraftänderungen, hervorgerufen durch unterschiedliche Wärmeausdehnungen oder Plastifizierungen in der Schraube aufgrund einer Überbeanspruchung, können durch entsprechende Werkstoffgesetze in der FE-Berechnung berücksichtigt werden.

Bei komplexeren Temperaturfeldern und Materialeigenschaften (z. B. Temperaturgradienten, transienten Vorgängen,  $\alpha$  ausgeprägt von  $T$  abhängig) ist durch die Anwendung der FEM eine deutlich genauere Berechnung von  $\Delta F_{Vth}$  als mit VDI 2230 Blatt 1 zu erwarten.

also the areal moment of inertia of the interface area  $I_{BT}$ . If the lifting force  $F_{Kab}$  is calculated with FEM (Section 7.3.5), these parameters will be contained implicitly in the result of calculation.  $F_{Kab}$  can be determined directly when the preload is simulated and lifting of the interface areas is permitted via the contact conditions. The FE model must comply at least with model class II. The possibility of lifting should be calculated for the case of a minimum assembly preload (see R1) and the maximum reduction in preloading force (see R4). Calculation is thus based on the minimum preload occurring in operation  $F_{Vmin}$ . Furthermore, the minimum coefficients of friction should be used and a possible internal pressure be taken into consideration under certain circumstances as a special loading case.

With more simple models (for example, model class I), in which the contact surfaces are fully joined together, the necessary preload can be deduced from the stress distribution in the interface (Section 7.3.3).

### R3 Apportionment of the operating force/ load factor

Apportionment of the operating force over the bolts is determined via the FE model. The result of FE calculation from model class II onwards gives the bolt loading directly.

With model class I the bolt loading must and from model class II onwards can be found via determination of the load factor as described in VDI 2230 Part 1. The compliances, the axial load  $F_A$  and the lever arm  $a$  can be determined as specified in Section 7.3.3.

### R4 Change in preload

The change in preload resulting from embedment can be determined following VDI 2230 Part 1, and here the compliance of the clamped parts should be obtained from the FE calculation. Changes in preload, caused by differences in thermal expansion or by plastifications in the bolt arising from overloading, can be taken into account in the FE calculation by the appropriate constitutive equations.

With more complex temperature fields and material properties (for example, temperature gradients, transient events,  $\alpha$  markedly dependent on  $T$ ), a much more accurate calculation of  $\Delta F_{Vth}$  is to be expected with FEM than from VDI 2230 Part 1.

## R5/R6 Mindest-/Maximalmontagevorspannkraft

Bei der Modellklasse I wird die Mindest- und Maximalmontagevorspannkraft mithilfe der VDI 2230 Blatt 1 ermittelt.

Bei den Modellklassen II bis IV kann die Mindestvorspannkraft iterativ bestimmt werden. Die Mindest- und Maximalmontagevorspannkraft ergibt sich gemäß VDI 2230 Blatt 1, R5 und R6.

## R7 Montagebeanspruchung

Die Beanspruchung im Montagefall ist stark von der Reibung im Gewinde und unter Kopf sowie von dem Montageverfahren abhängig. Hierfür existiert eine Reihe von Berechnungsverfahren, die in der Praxis Anwendung finden. Eine Berechnung der Montagebeanspruchung mit der FEM ist zwar möglich, empfiehlt sich jedoch aufgrund des extrem hohen numerischen Aufwands nicht (Abschnitt 7.3.2). Daher sollte die Berechnung der Montagebeanspruchung nach VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.5.1 erfolgen.

## R8 Betriebsbeanspruchung

Die Ermittlung der Betriebsbeanspruchung erfolgt nach VDI 2230 Blatt 1. Die in diesem Rechenschritt benötigten Größen sind mit Modellklasse I nicht ermittelbar, das heißt, die Rechenergebnisse (Reaktionskräfte) sind mithilfe der Gleichungen (R8/1) bis (R8/6-2) in VDI 2230 Blatt 1 vollständig aufzubereiten. Die Ergebnisse bezüglich der Gesamtkraft in der Schraube oder der Schrauben zusatzkraft ergeben sich entsprechend der jeweiligen Auswertung der Modellklasse (siehe Abschnitt 7.3.3).

Die Beanspruchungsgrößen sind ab der Modellklasse II ein direktes Ergebnis der FE-Analyse. Da bei der Simulation der Vorspannung die Verdrehung der Schraube im Allgemeinen nicht erfasst wird, ist auch hier die dadurch erzeugte Torsionsspannung wie in VDI 2230 Blatt 1 zu berücksichtigen.

Wenn  $\Delta F_{Vth}$  ein direktes Ergebnis der FE-Berechnung ist und nicht nach VDI 2230 Blatt 1, Abschnitt 5.4.2.3 ermittelt wird, sind die thermischen Zusatzkräfte mitunter in  $F_{SA}$  enthalten. Dies ist bei der Übertragung der Ergebnisse zu beachten.

## R9 Schwingbeanspruchung

Der Nachweis der Schwingfestigkeit erfolgt nach VDI 2230 Blatt 1, Gleichung (R9/2). Die Schraubennennbeanspruchung ergibt sich aus den mit der jeweiligen Modellklasse (siehe Abschnitt 7.3.3) bestimmten Schrauben zusatzkraft und der zusätzlichen Momentenbeanspruchung auf die Schraube zu:

## R5/R6 Minimum/maximum assembly preload

In model class I the minimum and maximum assembly preloads are determined with the aid of VDI 2230 Part 1.

In model classes II to IV the minimum preload can be determined iteratively. The minimum and maximum assembly preloads are obtained following VDI 2230 Part 1, R5 and R6.

## R7 Assembly loading

Loading in the assembly case is markedly dependent on the friction in the thread and beneath the bolt head as also on the assembly procedure. In this regard a series of calculation methods exist which are used in practice. Although it is possible to calculate assembly loading by means of FEM, it is however advisable to avoid this on account of the extreme computational effort required (Section 7.3.2). Calculation of assembly loading should therefore follow VDI 2230 Part 1, Section 5.5.1.

## R8 Operating load

The operating load is determined as described in VDI 2230 Part 1. The quantities required in this calculation step can be determined with model class I, i.e. the calculation results (reactive forces) must be fully prepared with the aid of Equations (R8/1) to (R8/6-2) in VDI 2230 Part 1. Results with regard to the total force in the bolt or to the additional bolt force are obtained corresponding to the particular evaluation used in the model class (see Section 7.3.3).

From model class II onwards, the load quantities are a direct result of the FE analysis. Since twisting of the bolt is generally not covered in simulation of the preloading, here too the torsional stress thus created should be taken into consideration as in VDI 2230 Part 1.

If  $\Delta F_{Vth}$  is a direct result of the FE calculation and not determined following VDI 2230 Part 1, Section 5.4.2.3, the thermal additional forces will also be subsumed in  $F_{SA}$ . This should be borne in mind when transferring the results.

## R9 Cyclic stress

Fatigue strength is verified as described in VDI 2230 Part 1, Equation (R9/2). The nominal bolt load is given by the additional bolt force determined by the particular model class used (see Section 7.3.3) and the additional moment load on the bolt, thus:

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{SABo}} &= \frac{F_{\text{SAo}}}{A_s} + \frac{M_{\text{SAo}}}{W_s} \\ \sigma_{\text{SAbu}} &= \frac{F_{\text{SAu}}}{A_s} + \frac{M_{\text{SAu}}}{W_s}\end{aligned}\quad (93)$$

## R10 Flächenpressung

Eine detaillierte Berechnung der lokalen Flächenpressung mit FEM ist nicht notwendig (siehe Abschnitt 7.3.4). Nur für den Sonderfall, wenn z. B. keine Kennwerte für die zulässige Flächenpressung  $p_G$  vorliegen und ausgeprägte Biegeeffekte zu erwarten sind, kann eine direkte Berechnung über FEM sinnvoll sein.

## R11 Mindesteinschraubtiefe

Im allgemeinen Fall (Modellklassen I bis III) wird der eingeschraubte Gewindegang nicht realistisch abgebildet. Daher ist die zulässige Abstreifkraft mithilfe der Beziehungen in VDI 2230 Blatt 1 Abschnitt 5.5.5 zu ermitteln.

Die Darstellung von  $m_{\text{eff min}}$  in VDI 2230 Blatt 1 beruht auf Versuchen und daraus abgeleiteten analytisch berechneten Kennwerten. Sie ist daher nur schwer durch FEM zugänglich und erfordert eine aufwendige Modellierung (Modellklasse IV) und die Berücksichtigung von elastisch-plastischem Materialverhalten.

## R12 Gleiten, Abscheren

Um das Gleiten in der Trennfuge in der FE-Analyse direkt zu erfassen, müssen die Vorspannung simuliert und minimale Reibungszahlen in der Trennfuge angenommen werden (Modellklasse II und höher, mit Modellierung des Trennfugenkontakts, Abschnitt 7.3.5). Die Sicherheit gegen Gleiten lässt sich dann in verschiedener Weise darstellen:

- Variation der Vorspannung, um das Einsetzen der Relativverschiebung zwischen den Trennfugenflächen bei Betriebsbelastung zu ermitteln
- Vorgabe der Vorspannung, indem die Betriebslast so lange erhöht wird, bis die Kontaktflächen in der Trennfuge sich gegeneinander verschieben
- Verwendung einer um einen Sicherheitsfaktor vergrößerten Betriebslast zum Nachweis einer Mindestsicherheit gegen Gleiten

Alternativ kann auch hier der Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1 erfolgen, wobei die notwendigen Berechnungsgrößen mithilfe der FEM bestimmt werden können.

## R10 Surface pressure

A detailed calculation of the local surface pressure with FEM is not necessary (see Section 7.3.4). Direct calculation using FEM only makes sense for the special case when, for example, no characteristic values are available for the permissible surface pressure  $p_G$  and marked bending effects are to be expected.

## R11 Minimum length of thread engagement

In the general case (model classes I to III) the engaged section of the thread is not modelled realistically. For this reason the permissible thread-stripping force should be determined with the aid of the equations given in VDI 2230 Part 1, Section 5.5.5.

The representation of  $m_{\text{eff min}}$  in VDI 2230 Part 1 is based on tests and analytically calculated characteristic values derived from these. For this reason it is only accessible via FEM with difficulty and calls for complex modelling (model class IV) and for elastoplastic material behaviour being taken into account.

## R12 Slipping, shearing off

Direct inclusion in FE analysis of slipping in the interface requires simulation of the preload and assumes minimal coefficients of friction in the interface (model class II and later, with modelling of the interface contact, Section 7.3.5). The safety margin against slipping can thus be represented in different ways:

- variation of the preload in order to determine the start of relative displacement between the interface areas under operational loading
- specification of the preload by increasing the operating load until the contact surfaces in the interface shift relative to each other
- use of an operating load increased by a safety factor in order to obtain verification of a minimum safety factor against slipping

Alternatively, here too a verification following VDI 2230 Part 1 is possible. The necessary calculation quantities can be determined with the aid of FEM.

Bei Schraubenfeldern ist der Nachweis einer globalen Sicherheit gegen Gleiten analog Gleichung (11) unter Beachtung der Koordinaten zu führen.

$$S_{G,gl} = \frac{\sum_{i=1}^{n_s} F_{Vi} \cdot \mu_{TH}}{\sqrt{F_{QBx}^2 + F_{QBz}^2}} \quad (94)$$

Mit

$$F_{QBx} = \sum_{i=1}^{n_s} F_{qix} \quad (95)$$

und

$$F_{QBz} = \sum_{i=1}^{n_s} F_{qiz} \quad (96)$$

Bei gleichzeitig wirkenden Axialkräften ist in Gleichung (94)  $F_V$  durch die Restklemmkraft  $F_{KR}$  zu ersetzen, siehe auch Gleichung (74).

Das Abscheren wird wie in VDI 2230 Blatt 1 beschrieben bewertet, wobei die Querkräfte aus der FE-Berechnung entnommen werden können. Die Querbelastung der Schraube ergibt sich dabei aus den nominalen Schubspannungen im Scherquerschnitt.

### R13 Anziehdrehmoment

Das Anziehdrehmoment ist – soweit anwendbar – unter Berücksichtigung der in der FE-Analyse gemachten Annahmen sowie des Montageverfahrens festzulegen. Das gewählte Drehmoment muss mit der in der FE-Analyse verwendeten Vorspannkraft und der in R7 ermittelten zulässigen Montagevorspannkraft kompatibel sein.

In the case of bolt arrays, verification of a global safety margin against slipping can be carried out analogously to Equation (11) with due observation of the coordinates.

With

$$(95)$$

and

$$(96)$$

When axial loads are active at the same time,  $F_V$  in Equation (94) should be replaced by the residual clamp load  $F_{KR}$ , see also Equation (74).

Shearing off is evaluated as described in VDI 2230 Part 1, and here the transverse forces can be obtained from the FE calculation. The transverse load on the bolt is obtained here from the nominal shear stresses in the shearing cross-section.

### R13 Tightening torque

The tightening torque – where applicable – is to be defined taking into consideration the assumptions made in the FE analysis as well as the assembly procedure. The torque selected must be compatible with the preload used in the FE analysis and with the permissible assembly preload determined in R7.

## Anhang Korrigierte analytische Berechnungen unter Beachtung des elastischen Verhaltens der Struktur

### Einleitung

Mit den Berechnungsverfahren der Starrkörpermechanik (Abschnitt 6.3) werden infolge der zugrunde liegenden Annahmen die anteiligen und, besonders von Bedeutung, die maximalen Belastungen der Verschraubungsstellen häufig nur sehr ungenau ermittelt. Der Einfluss der Strukturverformung auf die Lastverteilung bleibt unbeachtet. Sie kann im Vergleich zum starrkörpermechanischen Ansatz aber zu erheblichen Abweichungen führen.

Nachfolgend wird auf Näherungsgleichungen bzw.-verfahren eingegangen, die den Einfluss der Struktursteifigkeit und/oder des Abstands der Verschraubungsstellen von der Lasteinleitung beachten, ohne dass der Anwender komplizierte und aufwendige elastomechanische Berechnungen (siehe Abschnitt 6.4) durchführen muss.

### A1 Schraubenfelder unter Torsionsbelastung

Behandelt werden Schraubenfelder mit mindestens zwei unterschiedlichen Schraubenabständen vom Schwerpunkt.

Praktische Erfahrungen und Untersuchungen [26] zeigen, dass immer an jenen Verschraubungsstellen die größten Querkräfte wirken, die den geringsten Abstand von der Momenteneinleitung aufweisen. Somit ist die Art der Momenteinleitung und -ausleitung von Bedeutung.

Zu beachten ist, dass die höchstbelastete Verschraubungsstelle nicht zwingend den größten Beitrag zur Momentenübertragung liefert.

#### Rechteckige Schraubenfelder

Wird das Moment über eine Struktur (Welle, Profil etc.) *innerhalb des Schraubenfelds* eingeleitet (Bild A1b) und auch ausgeleitet, so sind entsprechend des Kraftflusses die inneren Schrauben (Abstand  $r_{\min}$  mit den Koordinaten  $x_{\min}$  und  $z_{\min}$ ) höher belastet. Mit der Annahme einer gleichmäßigen Momentenverteilung gilt:

## Annex Corrected analytical calculations taking into account the elastic behaviour of the structure

### Introduction

As a consequence of the underlying assumptions of the calculation methods of rigid body mechanics (Section 6.3), the proportional and, with particular importance, the maximum loads on the bolting points are often determined only very inaccurately. The influence of structural deformation on load distribution is left out of the picture. However, in comparison with the rigid-body approach it can lead to considerable differences.

In what follows we shall look at approximation equations or methods which take into account the influence of structural rigidity and/or the distance between the bolting points and the load application point and which do not force the user to carry out complicated and time-consuming elastomechanical calculations (see Section 6.4).

### A1 Bolt arrays under torsional loading

Here we cover bolt arrays with at least two different bolt-to-centroid distances.

Practical experience and investigations [26] show that the greatest transverse forces always act on those bolting points which are closest to the moment introduction point. This means that the type of moment introduction and exit is of importance.

It should be noted that the most highly loaded bolting point does not necessarily make the greatest contribution to moment transmission.

#### Rectangular bolt arrays

If the moment is introduced and also exits via a structure (shaft, profile and so on) *within the bolt array* (Figure A1b), the inner bolts (distance  $r_{\min}$  with the coordinates  $x_{\min}$  and  $z_{\min}$ ) will be more highly loaded corresponding to the force flow. Under the assumption of an even distribution of moment, this yields:

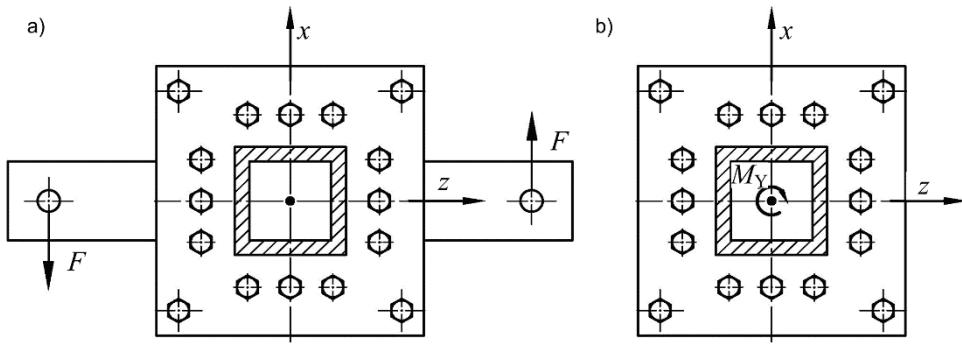


Bild A1. Momenteneinleitung außerhalb (a) und innerhalb (b) eines Schraubenfeldes /  
Figure A1. Introduction of moment outside (a) and inside (b) a bolt array

$$F_{qM_{\max}} = \frac{M_Y}{n_S \cdot r_{\min}} = \frac{M_Y}{n_S \cdot (\sqrt{x_i^2 + z_i^2})_{\min}} \quad (A1)$$

Bei gleichzeitig wirkenden Querkräften  $F_{QB}$  folgt analog Gleichung (13):

$$F_{q_{\max}} = \frac{F_{QBx}}{n_S} + \frac{M_Y \cdot z_{\min}}{n_S \cdot r_{\min}^2} \quad (A2)$$

oder unter Verwendung der Koordinaten der durch die Momentenwirkung höchstbelasteten Schraube:

$$F_{q_{\max}} = \frac{F_{QBz}}{n_S} + \frac{M_Y \cdot x_{\min}}{n_S \cdot r_{\min}^2} = \frac{F_{QBz}}{n_S} + \frac{M_Y \cdot x_{\min}}{n_S \cdot (x_{\min}^2 + z_{\min}^2)} \quad (A3)$$

Die resultierende Querkraft ergibt sich dann nach Gleichung (15).

Wird das Moment über eine Struktur (Balken, Flansch usw.) *außerhalb des Schraubenfelds* sowohl eingeleitet als auch ausgeleitet (Bild A1a), sind die äußersten Verschraubungsstellen mit dem größten Abstand vom Schwerpunkt des Schraubenfelds jene mit den größten Querkräften.

Die Berechnung ist dann mit Gleichung (12) bis Gleichung (14) in Abschnitt 6.3.1.2 durchzuführen.

Bei unterschiedlicher Momenteneinleitung und -ausleitung gelten Gleichung (A1) bis Gleichung (A3).

### Kreisflansch

Bei der klassischen Ein- und Ausleitung des Moments *innerhalb des Schraubenfelds* folgt gemäß Gleichung (A1) für Bild A2:

$$F_{q_{\max}} = \frac{M_Y}{n_S \cdot r_{S\min}} = \frac{M_Y}{n_S \cdot r_{S1}} \quad (A4)$$

In the case of simultaneously acting transverse forces  $F_{QB}$ , yields, analogously to Equation (13):

or when the coordinates of the bolt most highly loaded by the moment are used:

The resulting transverse force is then obtained following Equation (15).

If the moment is both introduced and exits via a structure (beam, flange and so on) *outside the bolt array* (Figure A1a), the outermost bolting points with the greatest distance from the bolt array centroid will be those experiencing the greatest transverse forces.

The calculation should then be carried out using Equation (12) to Equation (14) in Section 6.3.1.2.

In the case of differing moment introduction and exit, Equations (A1) to Equation (A3) will apply.

### Circular flange

In the case of the classic introduction and exiting of moment *within the bolt array* we have for Figure A2, in accordance with Equation (A1):

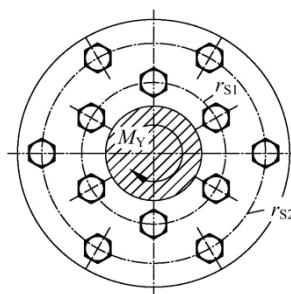


Bild A2. Kreisflansch mit klassischer Einleitung des Drehmoments

Wird das Moment *außerhalb des Schraubenfelds* sowohl eingeleitet als auch ausgeleitet (analog Bild A1a), so ist die Berechnung mit Gleichung (37) oder Gleichung (38) in Abschnitt 6.3.2.2 durchzuführen.

Bei unterschiedlicher Momenteneinleitung und -ausleitung gilt Gleichung (A4).

## A2 Schraubenfeld unter Zugbelastung

Je nach Abstand der Schraube vom Einleitungsort der Zugkraft werden die Verschraubungsstellen unterschiedlich groß axial belastet, Bild A3. Die Verteilung der Belastung hängt dabei wesentlich von der Steifigkeit der Anschlussstruktur ab. Im Allgemeinen sinkt bei Zuglast die Belastung mit zunehmendem Abstand. An rechteckigen Schraubenfeldern zeigt sich zudem, dass die Schraubenzusatzkräfte der Eckschrauben vernachlässigbar klein sind, das heißt, auf sie könnte verzichtet werden – solang keine weiteren Belastungen (Querkräfte) vorliegen [27].

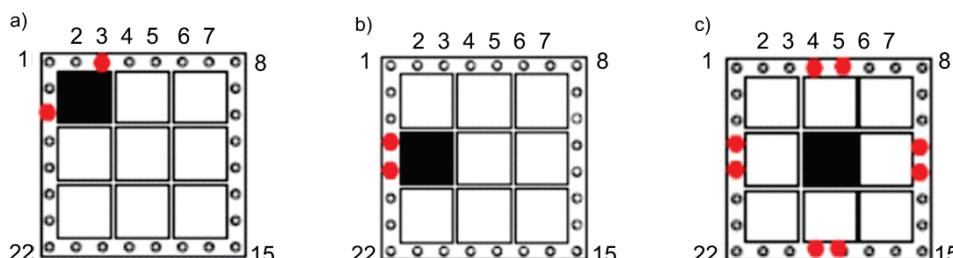


Bild A3. Zugbelastete rechteckige Schraubenfelder (Flanschverschraubung mit 28 Schrauben) mit Kennzeichnung der höchstbelasteten Schrauben [27]

- a) Lasteinleitung oben links
- b) Lasteinleitung Mitte links
- c) Lasteinleitung mittig

Zur näherungsweisen Berechnung der Lastverteilung und vor allem zum Auffinden der höchstbelasteten Verschraubungsstelle wurde für derartige Schraubenfelder ein analytisches Näherungsverfahren auf Basis des elastischen Verhaltens der Struktur entwickelt. Das Programm kann aus [28] entnommen werden.

Figure A2. Circular flange with classic introduction of torque

If the moment is both introduced and exits *outside the bolt array* (analogously to Figure A1a), calculation should be carried out using Equation (37) or Equation (38) in Section 6.3.2.2.

In the case of differing moment introduction and exiting, Equation (A4) will apply.

## A2 Bolt arrays under tensile load

Depending on the distance between the bolt and the point of introduction of the tensile force the bolting points will experience different levels of axial loading (Figure A3). The load distribution here fundamentally depends on the rigidity of the connecting structure. With tensile loading, the load generally falls with increasing distance. In the case of rectangular bolt arrays it also appears that the additional bolt forces of the corner bolts are negligibly small, i.e. they can be ignored provided there are no further loads (transverse forces) present [27].

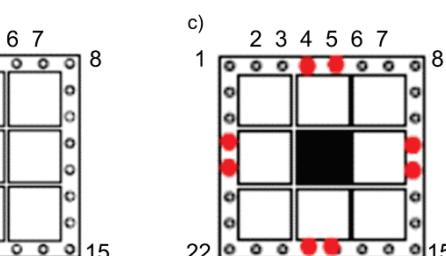


Figure A3. Rectangular bolt arrays (flanged connection with 28 bolts) under tensile loading, with the most highly loaded bolts marked [27]

- a) load introduced top left
- b) load introduced centre left
- c) load introduced at centre

For an approximative calculation of load distribution and above all for identifying the most highly loaded bolting point, an analytical approximative method based on the elastic behaviour of the structure has been developed for bolt arrays of this kind. This program can be found in [28].

## Schrifttum / Bibliography

### Technische Regeln / Technical rules

- AD 2000-Merkblatt B 7:2010-09 Schrauben (Boltings). Berlin: Beuth Verlag
- AD 2000-Merkblatt B 8:2007-05 Flansche (Flanges). Berlin: Beuth Verlag
- DIN EN 1591-1:2014-04 Flansche und ihre Verbindungen; Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung; Teil 1: Berechnung; Deutsche Fassung EN 1591-1:2013 (Flanges and their joints; Design rules for gasketed circular flange connections; Part 1: Calculation; German version EN 1591-1:2013). Berlin: Beuth Verlag
- DIN EN 1991-1 Eurocode 1: Einwirkungen auf Tragwerke; Deutsche Fassung EN 1991-1 (Eurocode 1: Actions on; German version EN 1991-1). Berlin: Beuth Verlag
- DIN EN 1993-1 Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten; Deutsche Fassung EN 1993-1 (Eurocode 3: Design of steel structures; German version EN 1993-1). Berlin: Beuth Verlag
- DIN EN 1999-1 Eurocode 9: Bemessung und Konstruktion von Aluminiumtragwerken; Deutsche Fassung EN 1999-1 (Eurocode 9: Design of aluminium structures; German version EN 1999-1). Berlin: Beuth Verlag
- DIN EN 13001-3-1:2013-12 Krane; Konstruktion allgemein; Teil 3-1: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Stahltragwerken; Deutsche Fassung EN 13001-3-1:2012+A1:2013 (Cranes; General design; Part 3-1: Limit states and proof competence of steel structure; German version EN 13001-3-1:2012+A1:2013). Berlin: Beuth Verlag
- DIN EN 13445-3:2013-12 Unbefeuerte Druckbehälter; Teil 3: Konstruktion; Deutsche Fassung EN 13445-3:2009 (Unfired pressure vessels; Part 3: Design; German version EN 13445-3:2009). Berlin: Beuth Verlag
- VDI 1000:2010-06 VDI-Richtlinienarbeit; Grundsätze und Anleitungen (VDI Standard Work; Principles and procedures). Berlin: Beuth Verlag
- VDI 2230 Blatt 1:2014-12 Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen; Zylindrische Einschraubenverbindungen (Systematic calculation of high duty bolted joints; Joints with one cylindrical bolt). Berlin: Beuth Verlag

### Literatur / Literature

- [1] Grote, K.-H.; Feldhusen, J. (Hg.): DUBBEL – Taschenbuch für den Maschinenbau. 23. Aufl., Berlin: Springer Verlag, 2011. ISBN 978-3-642-17305-9
- [2] Gross, D.; Hauger, W.; Schröder, J.; Wall, W.A.: Technische Mechanik, Bd. 2 „Elastostatik“, 9. Aufl., Berlin, New York: Springer-Verlag, 2007
- [3] Young, W.; Budynas, R.: Roark's Formulas for stress and strain. McGraw Hill, 2002
- [4] Matthias, K.: Schraubenkräfte in einer Flanschverbindung; In: Maschinenbautechnik 34 (1985) 11, S. 517–520
- [5] Wächter, K. u.a.: Konstruktionslehre für Maschineningenieure. Berlin: Verlag Technik, 1986
- [6] Kindmann, R.; Stracke, M.: Verbindungen im Stahl- und Verbundbau. Berlin: Ernst & Sohn, 2003
- [7] Schlottmann, D.: Konstruktionslehre, Grundlagen. Wien, New York: Springer 1979/1983
- [8] Bubenhagen, H.: Berechnung von Schraubverbindungen im Automobilbau. VDI-Berichte 1903, Düsseldorf: VDI Verlag, 2005, S. 27–49
- [9] Tschiersch, R.: Eine antimetrische Lösung für die Flanschverbindung unter axialem Biegung; In: Dichtungstechnik (2000) 2, S. 104–108
- [10] Schulz, E.: Ein Beitrag zur praktischen Berechnung von Schrauben- und Nietverbindungen; In: Fördern und heben (1964) 6, S. 481–486
- [11] Valtinat, G.: Schraubenverbindungen; In: Stahlbau-Handbuch – Für Studium und Praxis, Bd. 1. Köln: Stahlbau-Verlagsgesellschaft mbH 1993, S. 552–576
- [12] Schneider, N.; Lori, W.: Querbelastete Schraubenverbindungen. Unveröffentlichte Arbeitsmaterialien des Fachausschusses Schraubenverbindungen, 2010/2011/2014
- [13] Girkmann, K.: Flächentragwerke. 6. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, 1986 (unveränderter Nachdruck)
- [14] Hahn, J.: Durchlaufträger, Rahmen, Platten und Balken auf elastischer Bettung. 14. Aufl., Düsseldorf: Werner-Verlag, 1985
- [15] Mathiak, F.: Ebene Flächentragwerke II. 1. Aufl., Hochschule Neubrandenburg, 2008
- [16] Raecke, I.: Flächentragwerke I/II, Elastische Platten. Vorlesungsmanuskript, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
- [17] Wittenburg, J.; Pestel, E.: Festigkeitslehre: Ein Lehr- und Arbeitsbuch. 3. Aufl., Berlin: Springer-Verlag, 2001
- [18] Groß, D.; Hauger, W.; Schnell, W.: Techn. Mechanik I bis IV. Berlin: Springer Verlag
- [19] Alt, A.: Dauerfestigkeitsprüfung und Dauerfestigkeit von Schraube-Mutter-Verbindungen unter kombinierter Zug- und Biegebelastung. Dissertation, TU Berlin, 1997
- [20] Wuttke, U.: Praxisgerechte Bewertung zyklisch beanspruchter Schraubenverbindungen mithilfe der Finite-Elemente-Methode. Dissertation, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde, TU Darmstadt, 2007
- [21] Koch, D.: Beitrag zur numerischen Simulation des selbsttätigen Losdrehverhaltens von Schraubenverbindungen. Dissertation 2012, Universität Siegen
- [22] Seybold, R.: Finite-Elemente-Simulation örtlicher Beanspruchungen in Schraubengewinden. Dissertation, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde, TU Darmstadt, 2005
- [23] Buhr, K.: FEM-basierte Konzepte für die schwingfeste Vorauslegung von Schraubenverbindungen. Dissertation, Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde, TU Darmstadt, 2007
- [24] Schneider, R.: Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen. Dissertation, TU Darmstadt, 2010
- [25] Berger, C.; Stolle, C.; Kremer, U.: Entwicklung und Verifizierung einer Versuchsmethodik zur objektiven Bewertung leistungsfähiger Oberflächenbeschichtungen von Verbindungselementen unter besonderer Berücksichtigung des Temperatureinflusses. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben AiF 13922 N, 2008
- [26] Fischer, A.; Lori, W.: Numerische und analytische Untersuchungen zur Lastverteilung an torsionsbelasteten Kreisflanschen mit zwei Teilkreisen. unveröff. Material des Fachausschuss Schraubenverbindungen, 2012/2013
- [27] Petersen, U.; Leidich, E.; Lori, W.: Experimentelle Untersuchungen zum Übertragungsverhalten von rechteckförmigen Mehrschraubenverbindungen. VDI-Berichte 2153 „Schraubenverbindungen 2011“, S. 49–71, VDI-Verlag Düsseldorf, 2011
- [28] Petersen, U.: Beitrag zum Übertragungsverhalten von rechteckförmigen Mehrschraubenverbindungen (MV). Dissertation, TU Chemnitz, 2012
- [29] Pasternak, P.: Die baustatische Theorie biegefester Balken und Platten auf elastischer Bettung; In: Beton und Eisen (1926) Heft 9/Heft 10