

Zur FE-Modellierung von zugbeanspruchten Schraubenverbindungen

Kurzzusammenfassung

Vor dem Hintergrund der FE-Berechnungen von Flanschverbindungen werden unterschiedliche Modellierungsmöglichkeiten für Schrauben vorgestellt, die in Abhängigkeit der Genauigkeit der Geometrieabbildung und der Elementierungsfeinheit in Klassen eingeteilt werden. Anhand von exemplarischen Vergleichen von FE-Berechnungen mit Versuchsergebnissen wird aufgezeigt, daß sich mit verhältnismäßig geringem Modellierungsaufwand gute Ergebnisse für Schraubenkräfte, -momente und -verlängerungen erzielen lassen. Außerdem wird verdeutlicht, wie sich das geringe Verformungsvermögen von HV-Schrauben auf Traglastberechnungen von Flanschverbindungen auswirken kann.

Summary

Using FE-calculations of flanged joints as an example, different possibilities for the modelling of bolts are presented, which are divided into classes depending on the exactness of the geometric map and the density of the FE-mesh. Comparisons of FE-calculations with the results of experiments show that good results for the forces, moments and elongation of the bolts can be obtained with relative small effort of modelling. Furthermore the influence of the limited ductility of high strength bolts on the calculation of the ultimate load of flanged joints is investigated.

1 Einleitung

Für die Untersuchung von zugbeanspruchten Schraubenverbindungen werden in der Baupraxis FE-Modelle eingesetzt. Ein Beispiel dafür sind die geschraubten Ringflansche von Windenergieanlagen, mit denen einzelne Turmabschnitte verbunden werden. Dabei wird ein Ausschnitt des Ringflansches (Segment, s. Abbildung 1) mit Hilfe der FEM modelliert. Somit kann die Entwicklung der Schraubenbeanspruchung in Abhängigkeit der Zugbelastung des angeschlossenen Mantelbleches bestimmt werden. Die Berechnungen können sowohl als Grundlage für Betriebsfestigkeitsnachweise dienen als auch zur Bestimmung der Traglast der Verbindung verwendet werden. Die Schrauben besitzen einen großen Einfluß auf das Tragverhalten der Verbindung, daher sollten die wesentlichen Eigenschaften der Schrauben in der Berechnung berücksichtigt werden. Das ist zum einen das elastische Verformungsverhalten und zum anderen die auf die spezifischen Eigenschaften von HV-Schrauben zurückführbare geringe Verlängerung bis zum Versagen. Vor diesem Hintergrund werden unterschiedliche Modellierungsmöglichkeiten von Schrauben für numerische Berechnungsmethoden vorgestellt. Durch den Vergleich mit Versuchsergebnissen werden die dargestellten Vorschläge bewertet.

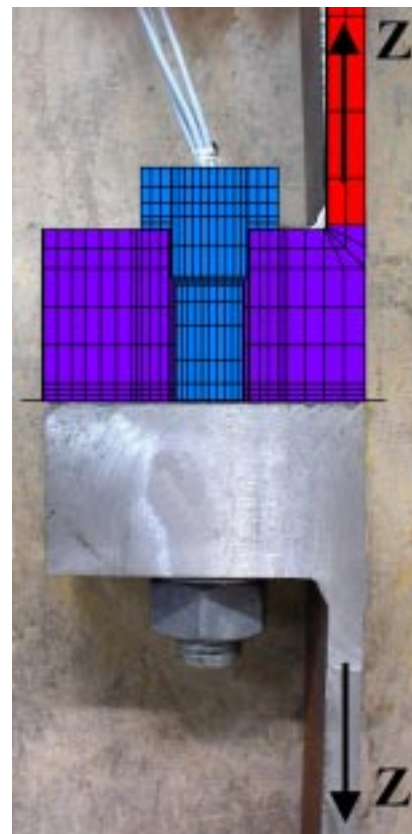


Abbildung 1: Flanschsegment und FE-Modell

Fig. 1. Segment of flange and FE-model

2 Trag- und Verformungsverhalten von Schrauben

Um Modellierungen für Schraubenverbindungen entwickeln und beurteilen zu können, wird zunächst das Trag- und Verformungsverhalten von Schraubenverbindungen analysiert.

2.1 Einführung

Schraubenverbindungen besitzen ein komplexes Tragverhalten, das auf die unterschiedlichen Geometrien der Teilkörper zurückzuführen ist, aus denen sich Schraube und Mutter zusammensetzen:

- Schraubenkopf
- Schraubenschaft
- Freies Gewinde
- Gewinde im Mutterbereich
- Mutter

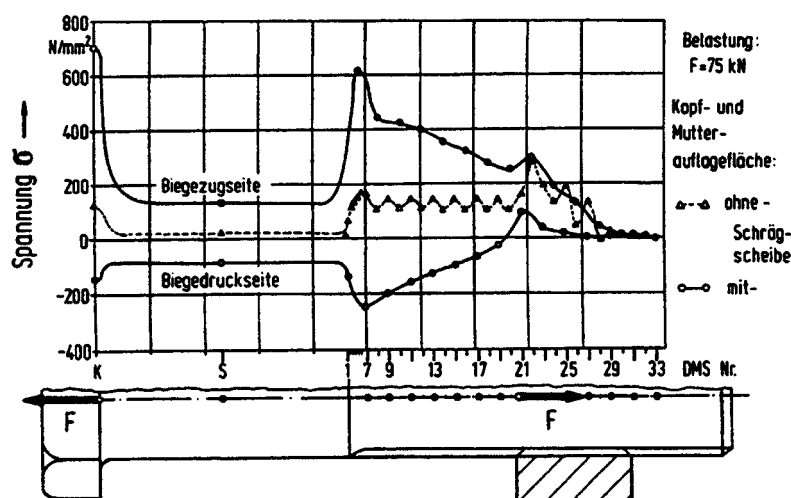


Abbildung 2: Spannungsverteilung an einer Schraube aus KLOOS und SCHNEIDER [1]
Fig. 2. Distribution of stresses along a bolt (source: KLOOS and SCHNEIDER [1])

Diese führen zu der typischen Spannungsverteilung in der Schraube, die von KLOOS und SCHNEIDER [1] an einem vergrößerten Modell gemessen worden ist (Abbildung 2). An den Übergangsstellen der Geometrie liegen große Spannungsänderungen vor und im Bereich des freien belasteten Gewindes sind die Spannungen deutlich höher als im Schaftbereich.

Die Tragfähigkeiten der HV-Schrauben sind in den Normen DIN 18800-1 [2] und Eurocode 3-1-1 [3] detailliert beschrieben. Das elastische Verformungsverhalten der Schrauben als Verbindungsmittel wird im Annex J des Eurocode 3 [4] bei der Ermittlung der Rotationssteifigkeit geschraubter Stirnplattenverbindungen durch eine Schraubensteifigkeit berücksichtigt. Für die erforderliche Rotationskapazität zur Aufnahme von plastischen Schnittgrößen werden Bedingungen gestellt, die verhindern sollen, daß die Schrauben plastizieren. Beim Nichteinhalten dieser Bedingungen werden angemessene Rechenmodelle zugelassen, die auf Versuchen basieren sollen. Auf diese Ebene sind die hier dargestellten Untersuchungen im plastischen Beanspruchungsbereich ausgerichtet.

2.2 Verformungsverhalten im elastischen Bereich

Zur Berechnung der Beanspruchung der Schrauben werden die elastischen Nachgiebigkeiten für axiale Beanspruchung und Biegung herangezogen. Die Grundlagen dieser Betrachtungsweise, die in der VDI-Richtlinie 2230 [5] verwendet wird, sind z.B. WIEGAND et al. zu entnehmen [6]. Aus den Untersuchungen von STEURER [7] läßt sich ableiten, daß die nach VDI 2230 ermittelten Werte sehr gut mit gemessenen Werten übereinstimmen.

Die axiale Nachgiebigkeit beschreibt die Verlängerung der Schraube pro Krafteinheit und kann aus der Dehnsteifigkeit abgeleitet werden. Am Beispiel eines Stabes mit den Kenngrößen ℓ , E und A ergibt sich:

$$EA \quad \text{Dehnsteifigkeit} \quad (1)$$

$$C = \frac{EA}{\ell} \quad \text{Federkonstante (Kraft pro Längeneinheit)} \quad (2)$$

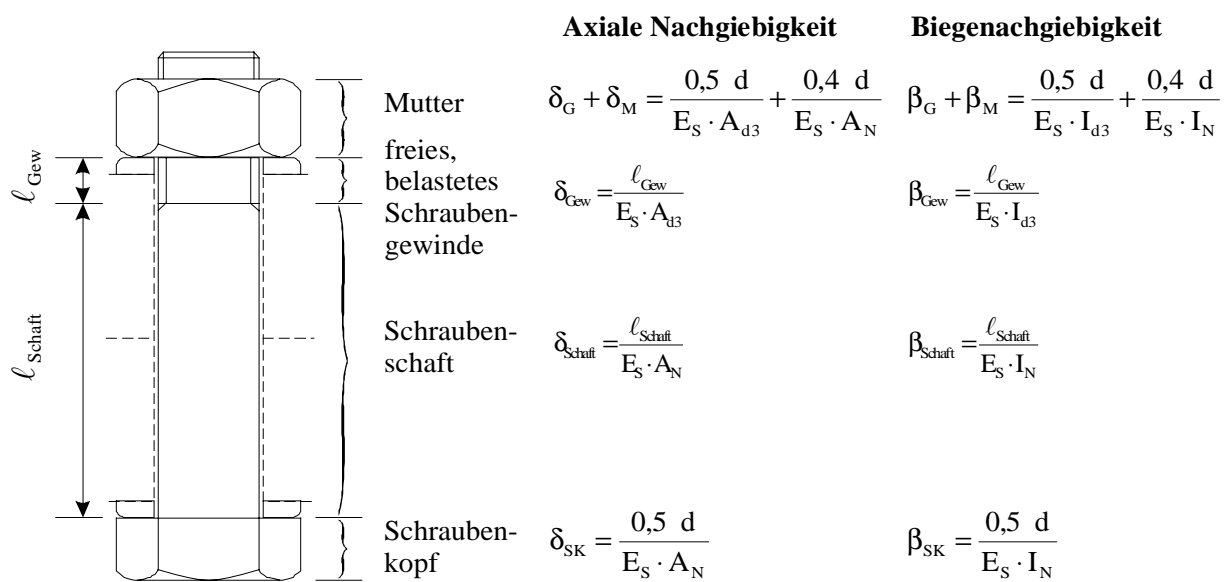
$$\delta = \frac{\ell}{EA} = \frac{1}{C} \quad \text{Nachgiebigkeit (Verlängerung pro Krafteinheit)} \quad (3)$$

$$\Delta\ell = \frac{F \cdot \ell}{EA} = \frac{F}{C} = F \cdot \delta \quad \text{Verlängerung bei Kraft } F \quad (4)$$

Die Nachgiebigkeit ist damit der Kehrwert der Federkonstanten. Mit ihr kann die Schraubenzusatzkraft bei einer Verlängerung der Schraube bestimmt werden:

$$\Delta\ell_s = \Delta F_s \cdot \delta_s \Leftrightarrow \Delta F_s = \frac{\Delta\ell_s}{\delta_s} = \Delta\ell_s \cdot C_s \quad (5)$$

Nach VDI 2230 wird die Gesamtnachgiebigkeit der Schraube durch die Addition der verschiedenen Anteile ermittelt (Abbildung 3). Zur Ermittlung der Nachgiebigkeiten im Bereich der Mutter und des Schraubenkopfes werden Ersatzlängen berücksichtigt, die vom Schraubennendurchmesser d abhängen.



d	Schraubennendurchmesser	$A_N = \frac{\pi}{4} \cdot d^2$	$A_{d3} = \frac{\pi}{4} \cdot d_3^2$
d_3	Kerndurchmesser des Schraubengewindes		
E_S	Elastizitätsmodul der Schraube	$I_N = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$	$I_{d3} = \frac{\pi}{64} \cdot d_3^4$

Abbildung 3: Teilabschnitte einer Schraube zur Berechnung der elastischen Nachgiebigkeiten nach VDI 2230 [5]

Fig. 3. Sections of a bolt for the calculation of the elastic flexibility according to VDI 2230 [5]

Die Biegenachgiebigkeit eines Schraubenabschnitts bzw. der gesamten Schraube beschreibt analog die Abhängigkeit zwischen Biegewinkel und einwirkendem Moment:

$$\beta_s = \frac{\varphi_s}{M_s} \Leftrightarrow M_s = \frac{\varphi_s}{\beta_s} \quad (6)$$

2.3 Verformungsverhalten im plastischen Bereich

Übersteigen die Spannungen den Bereich des rein elastischen Werkstoffverhaltens, treten plastische Dehnungen auf. Das Spannungsniveau im Bereich des freien belasteten Gewindes liegt aufgrund des reduzierten Querschnittes deutlich oberhalb des Spannungsniveaus im Schaft (siehe Abbildung 2). Der größte Teil der plastischen Dehnungen tritt demzufolge hier auf, wie auch von STEURER [7] bestätigt wird. Bei den hier betrachteten HV-Schrauben liegen normgemäß nur kleine freie Gewindelängen von ca. $0,6 \sim 0,9 \cdot d$ vor. Daher betragen die Bruchdehnungen der Schrauben als Bauteil nur 1% bis 2%, bezogen auf die Schraubenlänge, auch wenn die Bruchdehnung des Werkstoffes FK 10.9 in ISO 898-1 [8] mit 9% angegeben ist. Dadurch wird deutlich, daß in numerischen Untersuchungen der Kontrolle der Schraubenverlängerung als Grenzwert für die Zulässigkeit des Ergebnisses eine besondere Bedeutung zukommt.

Für HV-Schraubenverbindungen wird in der DIN 6915 [9] als bevorzugte Versagensform das Abstreifen des Gewindes gefordert. Dies wird von DÜNKEL [10] darauf zurückgeführt, daß die Schraubenverbindungen dadurch, im Gegensatz zum Trennbruch, Verformungsreserven aufweisen. Denn nach dem Abstreifen des ersten Gewindeganges ist im Verlauf des weiteren Abstreifvorganges eine Resttragfähigkeit von ca. 30-50% der Maximallast über eine erhebliche Vergrößerung des Abstandes zwischen den Unterlegscheiben (Klemmdicke) vorhanden (vergleiche Abbildung 4).

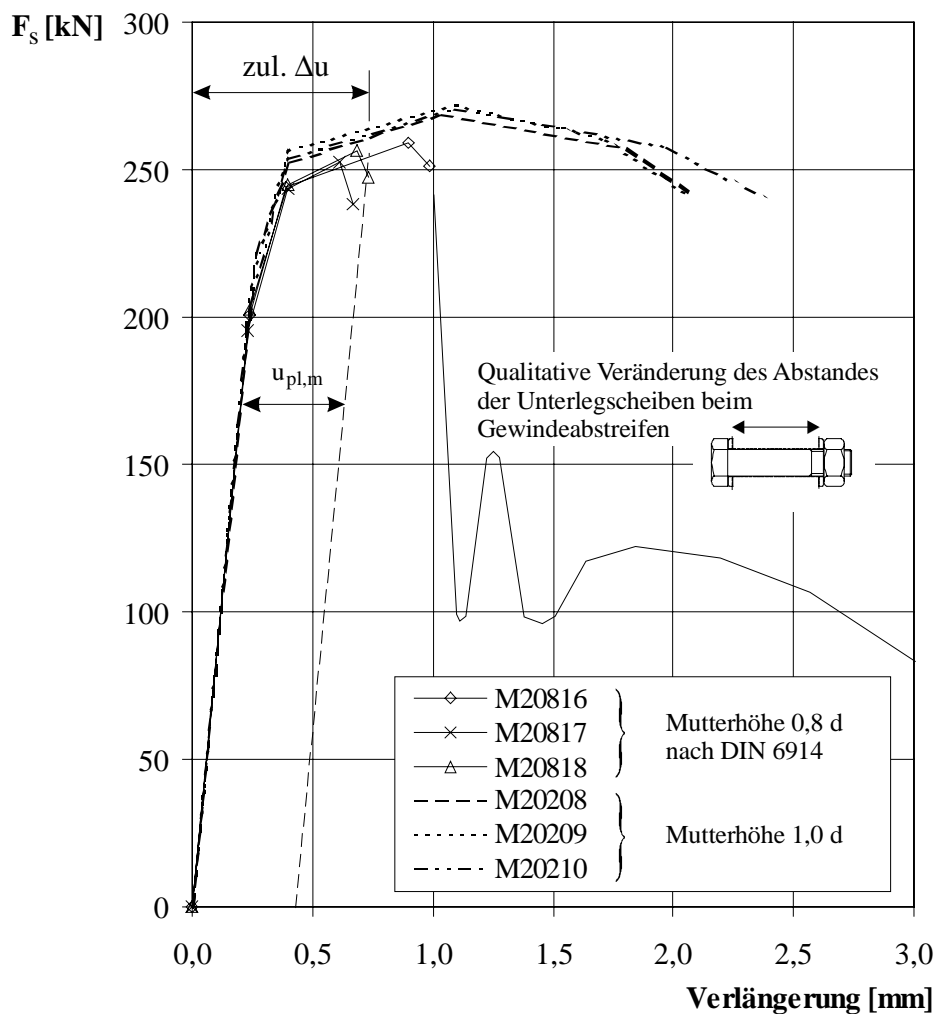


Abbildung 4: Versuchsergebnisse mit unterschiedlichen Mutterhöhen, eigene Darstellung nach STEURER [7]
Fig. 4. Test results with different nut lengths, own illustration based on STEURER [7]

Den Ergebnissen von STEURER [7], der für eine Reihe von Schraubenverbindungen den Kraft-Verformungsverlauf ausgewertet hat, kann entnommen werden, daß bei der Verwendung von normgemäßen Muttern mit einer Höhe von $0,8d$ in ca. 90% der untersuchten Fälle das Versagen durch Gewindeabstreifen auftrat. Bei Verwendung von Muttern mit einer Höhe von $1,0d$ traten dagegen ausschließlich Trennbrüche auf.

Es kann einerseits festgestellt werden, daß bei der Versagensform des Gewindeabstreifens nach dem Erreichen der maximalen Schraubenkraft nur sehr geringe weitere Schraubenverlängerungen erreicht werden können, bevor die Schraubenkraft stark abfällt. Andererseits liegen die maximalen Schraubenkräfte beim Gewindeabstreifen etwas unterhalb der entsprechenden Werte, die bei einem Trennbruch zu erwarten sind, während die zugehörigen Verlängerungen zum Teil deutlich geringer sind und einer stärkeren Streuung unterliegen. Dies wird in Abbildung 4 exemplarisch dargestellt, in der mehrere Last-Verformungskurven für eine HV-Schraubenverbindung M20-80 mit einer Klemmlänge von 47mm mit den unterschiedlichen Mutterhöhen aufgetragen sind. Da die Kurven im elastischen Bereich übereinstimmen, wird davon ausgegangen, daß beim Gewindeabstreifen nur die Verformungen im plastischen Beanspruchungsbereich für die Beurteilung der Streuung herangezogen werden sollten. Zum Vergleich von Versuchsergebnissen mit FE-Berechnungen wird im folgenden eine zulässige mittlere plastische Verlängerung verwendet, die sich auf den Schraubendurchmesser und die freie Gewindelänge bezieht und in Abbildung 4 dargestellt ist. Aus den Versuchsergebnissen kann die mittlere Verlängerung (zul. $\Delta u = 0,73$ mm) bei der mittleren Maximalkraft (256,1 kN) bestimmt werden. Mit der Nachgiebigkeit im elastischen Bereich (0,00119 mm/kN) ergibt sich in diesem Beispiel die mittlere zulässige plastische Verlängerung zu $u_{pl,m} = 0,426$ mm. Die mittlere zulässige Gesamtverlängerung der Schraube setzt sich demzufolge aus einem elastischen und einem plastischen Anteil zusammen. Wenn eine solche Verformungsbegrenzung für Bemessungszwecke verwendet werden soll, dann muß analog zu den Materialfestigkeiten mit den Mitteln der Statistik aus Versuchsergebnissen ein Bemessungswert festgelegt werden.

3 Modellierungsansätze

Die Modellierung in der FE-Analyse ist auf die gesuchten Ergebnisse abzustimmen, um diese mit einer festzulegenden Genauigkeit bei zumutbaren Rechenzeiten zu erhalten. Zur Beschreibung des globales Tragverhaltens, wie hier zum Beispiel die Schraubenkräfte oder Schraubenverlängerungen, ist es nicht zwingend erforderlich, in der Diskretisierung des betrachteten Bauteils verhältnismäßig kleine Querschnittsänderungen, in diesem Fall etwa das Gewinde, zu berücksichtigen. Dann können allerdings keine Aussagen mehr über die Spannungsverteilungen im Gewinde gemacht werden.

Aus diesen Überlegungen wird hier für die FE-Modellierung folgende Klasseneinteilung nach dem Grad der Diskretisierung vorgenommen:

- Klasse 1: Die Schraube wird unter Berücksichtigung der Gewinde- und Muttergeometrien modelliert. Für realistische Spannungswerte am Gewindegrund ist eine feine Einteilung erforderlich (siehe Abbildung 5). Der Berechnungsaufwand ist erheblich, besonders wenn die Schraube räumlich diskretisiert wird. Für das hier dargestellte axialsymmetrische Modell werden etwa 18000 Freiheitsgrade verwendet.
- Klasse 2: Die Modellierung der Schraube erfolgt unter Vernachlässigung der Gewindegeometrie zusammengesetzt aus zylindrischen Querschnittsteilen. Die Beschreibung der Spannungsverteilung im Gewinde ist nicht mehr möglich, aber die Abmessungen der Zylinder können so gewählt werden, daß die elastischen Nachgiebigkeiten der Schraube, siehe Kapitel 3.2.1, und das Verformungsverhalten im plastischen Bereich (siehe Kapitel 3.2.3) richtig erfaßt werden. Gegenüber einem ebenen Modell der Klasse 1 kann die

notwendige Anzahl der Freiheitsgrade auf ca. 10-15% reduziert werden. Gegenüber einem räumlichen Modell der Klasse 1 wäre die Reduktion noch größer.

Klasse 3: Die Beschreibung der Schraube erfolgt als nichtlineare Feder. Zur Bestimmung der Federcharakteristik ist eine Voruntersuchung mit einem Modell der Klasse 1 oder die Verwendung von Versuchsergebnissen erforderlich.

Entsprechend der Klasseneinteilung werden in den folgenden Abschnitten Modellierungen vorgestellt, die das Verformungsverhalten der Schrauben abbilden können. Die beschriebenen FE-Berechnungen wurden mit dem Programmsystem ANSYS[®] Version 5.5.3 durchgeführt.

3.1 Modell der Klasse 1

Für die Nachrechnung der Kraft-Verformungsverläufe von Schraubenzugversuchen wurde ein zweidimensionales axialsymmetrisches Schraubenmodell entwickelt, das die Gewindegeometrie berücksichtigt (Abbildung 5). Hier wird ein ebenes 4-Knotenelement mit zwei Verschiebungsfreiheitsgraden pro Knoten sowie der Option für axialsymmetrische Betrachtungen verwendet (PLANE 42). Die Kraftübertragung zwischen Mutter und Schraube erfolgt durch Kontaktelemente, wodurch auch die Toleranzen in den Gewindeabmessungen berücksichtigt werden können. Die Mutterhöhe und die freie belastete Gewindelänge werden als Vielfache der Gewindesteigung modelliert, auslaufende Gewinde werden dementsprechend nicht erfaßt.

Durch die Axialsymmetrie wird das Gewinde mit Radialkerben beschrieben, damit kann nach RÖMLING [11] die Nachgiebigkeit der modellierten Schrauben genügend genau beschrieben werden. Demzufolge sollten Modellierungen der Klasse 1 die Nachgiebigkeiten direkt realistisch beschreiben, da definitionsgemäß alle maßgebenden Geometriegrößen berücksichtigt sind.

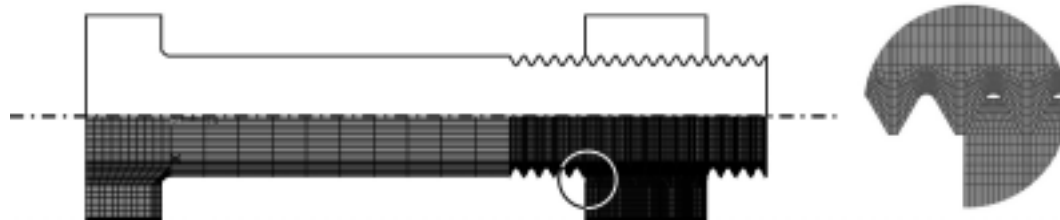


Abbildung 5: Gesamtmodell und Gewindedetail eines Schraubenmodells der Klasse 1
Fig. 5. Class 1 FE-Model of a bolt and detail of the thread

3.2 Modell der Klasse 2

Für die Klasse 2 wird eine Schraube aus zylindrischen Querschnitten zusammengesetzt (Abbildung 6). Die Diskretisierung orientiert sich an der Verwendung in einem Flanschmodell. Hierfür wird aus Symmetriegründen nur eine Hälfte des Flansches modelliert, so daß die Schraube lediglich mit der Hälfte der Nachgiebigkeit berücksichtigt werden darf. Zur Beschreibung der Geometrie werden dreidimensionale 8-Knoten-Volumenelemente mit drei Verschiebungsfreiheitsgraden pro Knoten verwendet (SOLID45).

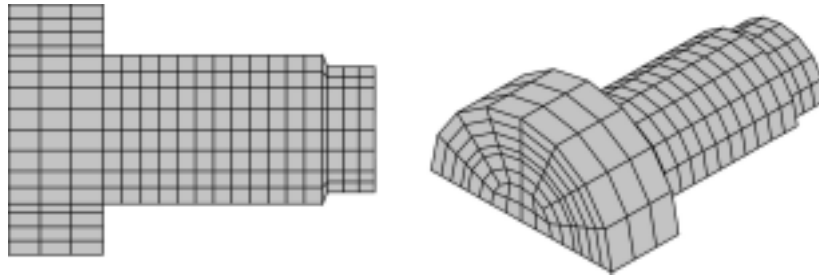


Abbildung 6: Schraubenmodell der Klasse 2
Fig. 6. Class 2 FE-Model of a bolt

3.2.1 Elastische axiale Nachgiebigkeit

Bei den einzelnen Abschnitten, die nach VDI 2230 [5] zur Berechnung der elastischen Nachgiebigkeit herangezogen werden, kann unterschieden werden zwischen Nachgiebigkeitsanteilen, die alleine durch die geometrische Abbildung der Schraube erfaßt werden, und solchen, die einer besonderen Berücksichtigung bedürfen.

Durch die geometrische Abbildung der Schraube sind in ihrem Verformungsverhalten korrekt erfaßt:

- die Nachgiebigkeit der zylindrischen Schraubenteile, bei Schrauben nach DIN 6914 [1] also der Schaftquerschnitt,
- die Nachgiebigkeit des Schraubenkopfes (zumindest in guter Näherung, auch wenn die exakte Form des Schraubenkopfes z.B. durch einen Kreisquerschnitt beschrieben wird),
- die Nachgiebigkeit des freien, belasteten Schraubengewindes durch die Modellierung eines Schraubenabschnittes mit dem Querschnitt A_S und der Länge l_{Gew} .

Die Nachgiebigkeiten des eingeschraubten Schraubengewindekerns und die Nachgiebigkeit der Mutterverschiebung müssen durch die Modellierung berücksichtigt werden. Dies geschieht durch Anpassung der Längen der mit Schaft- bzw. Spannungsquerschnitt modellierten Zylinder.

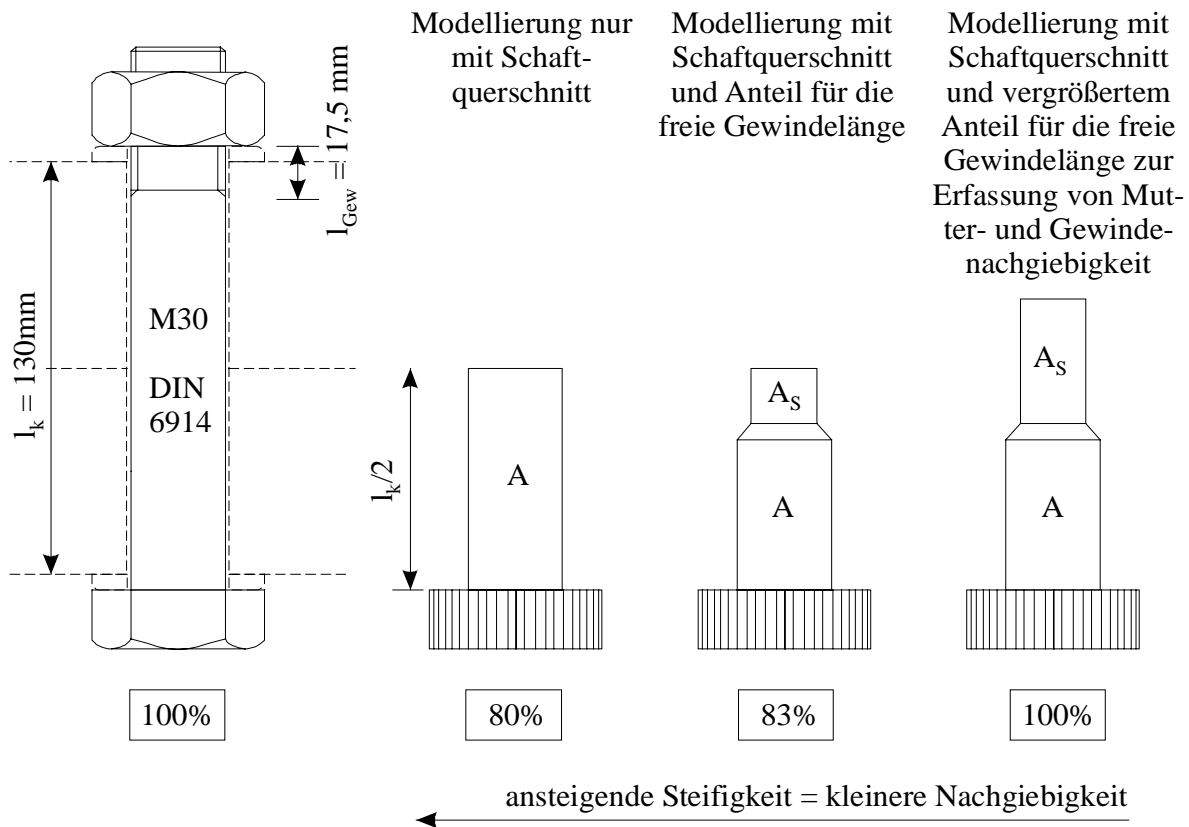


Abbildung 7: Modellierungsvarianten für die Schraube und bezogene Nachgiebigkeiten
 Fig. 7. Different bolt models and relative flexibilities

Anhand der relativen Steifigkeiten der FE-Schraube für eine Schraube M30 bei einer Klemmlänge $l_k = 130\text{mm}$ (ohne Scheiben) und einer freien, belasteten Gewindelänge von $l_{\text{Gew}} = 10\text{mm}$ wird deutlich, daß die Abweichungen gegenüber der realen Schraube bei den einfacheren Diskretisierungsvarianten erheblich sind (Abbildung 7). Der Anteil der freien Gewindelänge ist relativ gering, bedingt durch die kurze Länge. Die Anteile von Mutterverschiebung und eingeschraubtem Gewindekern sind jedoch nicht vernachlässigbar. Durch die steifere Modellierung fällt zwar einerseits die in der Berechnung ermittelte Schraubenkraft zu hoch aus, die Berechnung liegt somit für die Schraubenkraft auf der sicheren Seite. Andererseits hat die erhöhte Steifigkeit aber auch einen Einfluß auf die Verformungen, die Klaffung der Verbindung wird zu gering ermittelt. Dadurch wird auch der Klaffungswinkel der Flansche, der auf die Schrauben übertragen wird, kleiner. Folglich werden die Biegespannungen der Schraube ggf. erheblich unterschätzt (siehe 3.2.2).

3.2.2 Elastische Biegenachgiebigkeit

Da in einer Flanschverbindung die Steifigkeit der Schraube gegen Verdrehung gegenüber der Steifigkeit des Flansches näherungsweise vernachlässigbar ist, kann die Biegebeanspruchung der Schraube alleine aus der Verformung des Flansches ermittelt werden. Der Verdrehungswinkel φ des Flansches wird der Schraube als Endtangentialverdrehung aufgezwungen, wodurch ein Biegemoment in der Schraube erzeugt wird (siehe Abbildung 8), das nach Gl. (6) berechnet wird.

Die Größe der Klaffung und damit der Verdrehungswinkel hängt wesentlich von der Dehnsteifigkeit der Schraube ab. Bei einer kleinen Dehnsteifigkeit wird die Klaffung verringert. Wenn die Dehnsteifigkeit der Schraube in der FE-Berechnung zu gering modelliert wird, dann kann der Einfluß auf die Schraubennormalkräfte gering sein, wenn sich die Kräfte direkt aus Gleichgewichtsbedingungen ergeben. Der Einfluß auf die Biegespannungen ist aber u.U. erheblich.

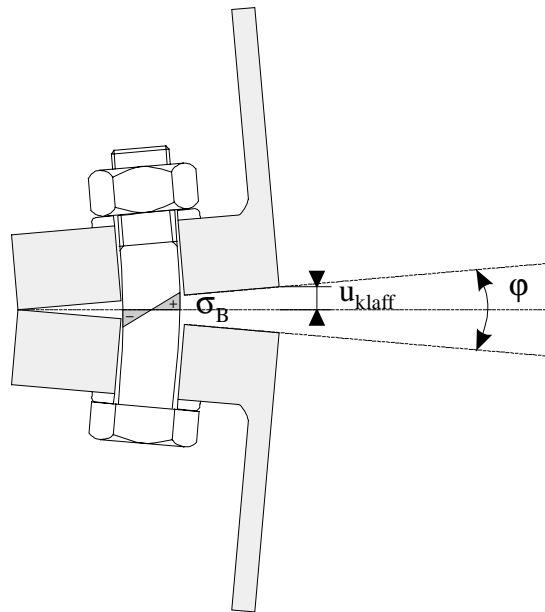


Abbildung 8: Zusammenhang zwischen Klaffung und Biegemoment
Fig. 8. Correlation between gap and bending moment

3.2.3 Verformungsverhalten im plastischen Bereich

Eine Auswertung der Spannungen an einem Modell der Klasse 1 zeigt, daß hauptsächlich die erste und letzte Kerbe im Bereich des freien Gewindes die Spannungsverteilung bestimmen. Diese maßgebenden Kerben werden im Modell der Klasse 2 durch kleine Übergangslängen zwischen Schaft- und Gewindequerschnitt modelliert (Abbildung 6).

Wird zur Modellierung des Gewindes der hier betrachteten Halbschraube ein Abschnitt mit Spannungsquerschnittsfläche und halber freier Gewindelänge verwendet, wird eine dem Modell der Klasse 1 ähnliche Verteilung der Spannungen erreicht. Die Länge des Schaftbereiches kann mit den Formeln der VDI 2230 (siehe Kapitel 2.2) so festgelegt werden, daß die modellierte Schraube die theoretische Nachgiebigkeit erreicht.

3.2.4 Kombinierte Beanspruchung

Mit den Angaben der VDI 2230 kann meist die elastische Nachgiebigkeit sowohl für Normal- als auch für Biegebeanspruchung in einem Modell erreicht werden. Dies ist für die Ermittlung von Ermüdungsbeanspruchungen wichtig. Um für Traglastuntersuchungen das Kraftniveau im plastischen Bereich anzupassen, muß gegebenenfalls auf die Erreichung des genauen Wertes der Biegenachgiebigkeit verzichtet werden, da beide Anforderungen gleichzeitig nicht erfüllt werden können. Im Hinblick auf die plastischen Dehnungen im Traglastbereich treten die elastischen Nachgiebigkeiten in den Hintergrund. Dies trifft besonders bei den hier betrachteten Flanschverbindungen zu, bei denen die Biegenachgiebigkeit der Schraube das Tragverhalten der Verbindung nur in untergeordneter Größe beeinflusst.

3.3 Modell der Klasse 3

Bei der Beschreibung von Schrauben durch Federn können das nichtlineare Kraft-Verformungsverhalten in entsprechenden Federkennlinien berücksichtigt werden. Da die Anknüpfung einer Feder an ein räumliches Modell einigen Aufwand erfordert, empfiehlt sich die Verwendung dieser Klasse bei zweidimensionalen Untersuchungen. Die axiale Nachgiebigkeit und die Biegenachgiebigkeit können als getrennte Federn berücksichtigt werden (Abbildung 9). Diese Klasse wird im weiteren nicht verfolgt.

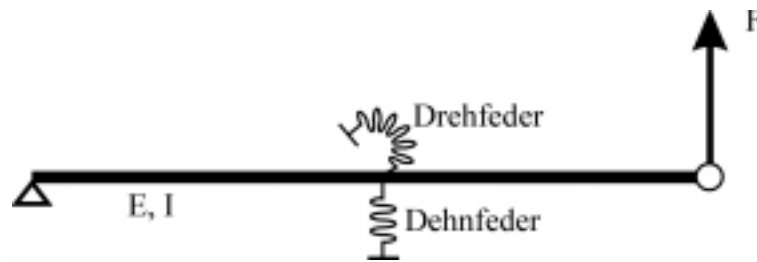


Abbildung 9: Anwendungsbeispiel für die Klasse 3
 Fig. 9. Example for the usage of class 3 models

3.4 In der FE-Berechnung berücksichtigtes Materialgesetz

Da in den hier zum Vergleich herangezogenen Versuchen [7] die Materialeigenschaften der Schrauben nicht ermittelt worden sind, wird für die Vergleichsrechnung der Mindestwert nach ISO 898-1 [8] verwendet. Dieser Mindestwert legt nach STEURER [7] die Minimalanforderungen an die zu erreichende Schraubenfestigkeit fest im Gegensatz zum Nennwert, der sich auf die Kurzbezeichnung der Festigkeitsklasse bezieht.

In den FE-Berechnungen werden geometrische Nichtlinearitäten berücksichtigt. Das bedeutet, daß die Änderungen in den Steifigkeiten, die sich aus den Veränderungen der Form und Orientierung der Elemente ergeben, berücksichtigt werden. Im hier verwendeten Programmsystem ANSYS[®] sind in diesem Fall die Spannungs-Dehnungsbeziehungen als „wahre“ Spannungen und „wahre“ (logarithmische) Dehnungen einzugeben. Diese lassen sich nach Dahl [13] aus den konventionellen Spannungen und Dehnungen mit den folgenden Formeln ermitteln:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad \text{konventionelle Dehnung} \quad (7)$$

$$\sigma = \frac{F}{A_0} = \sigma(\varepsilon) \quad \text{konventionelle Spannung} \quad (8)$$

$$\varphi = \ln(1 + \varepsilon) \quad \text{wahre Dehnung} \quad (9)$$

$$\sigma_{\text{wahr}} = \sigma \cdot e^{\varphi} = \sigma \cdot (1 + \varepsilon) \quad \text{wahre Spannung} \quad (10)$$

In Abbildung 10 ist die Spannungs-Dehnungslinie für einen Schraubenwerkstoff FK 10.9 mit den konventionellen Größen und die modellierte Beziehung mit den wahren Größen dargestellt. Der Ansatz orientiert sich an den qualitativen Spannungs-Dehnungslinien (siehe z.B. Stahlbau-Handbuch [14]) für hochfeste Stähle unter Verwendung der kennzeichnenden Werte der 0,2% Dehngrenze und der Zugfestigkeit. Der Verlauf wird polygonzugartig angenähert. Aus numerischen Gründen wird in der FE-Berechnung der abfallende Bereich nicht berücksichtigt. Dies beeinträchtigt die Ergebnisse kaum, da bis zum Erreichen der zulässigen Verlängerung nur in kleinen Querschnittsbereichen Dehnungen auftreten, die ca. 8% wahre Dehnung überschreiten.

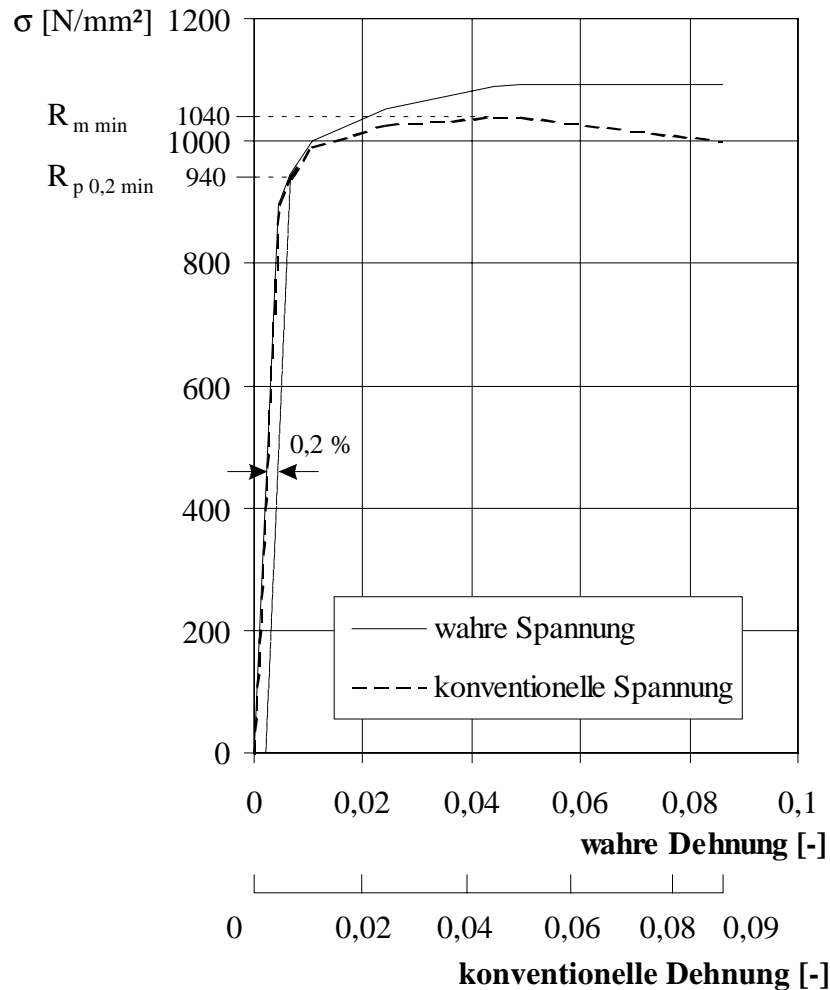


Abbildung 10: Spannungs-Dehnungslinie für FK 10.9 mit Mindestwerten
 Fig. 10. Used stress-strain-curve, based on minimum strength properties

3.5 Vergleich Rechnung - Versuch

Wie bereits erwähnt, werden für die Beurteilung der Schraubenmodellierung bei reiner Zugbeanspruchung die Versuchsergebnisse von STEURER [7] verwendet. Dort wird die Schraubenverlängerung gemessen, indem mittels einer Meßzange jeweils das Maß von Schraubenkopfmitte bis zur Mitte des Schraubenendes festgestellt wird. Die Nachgiebigkeiten nach VDI 2230, die die Grundlage für die analytische Bestimmung der Schraubennachgiebigkeit und die Abmessungen der Zylinder der Klasse 2 bilden, beziehen sich im Gegensatz dazu auf die freie belastete Schraubenlänge zwischen Schraubenkopfunterseite und Mutteroberseite (vergleiche Abbildung 11).

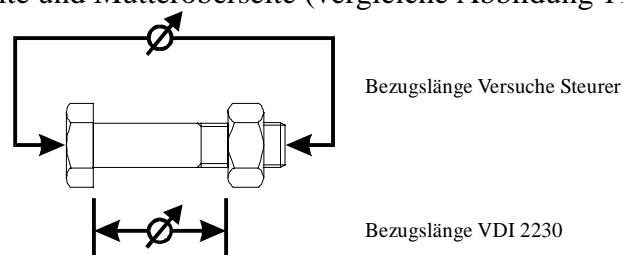


Abbildung 11: Unterschiedliche Bezugslängen
 Fig. 11. Different lengths of reference

Aus den Ergebnissen des vorgestellten Modells der Klasse 1 kann die Verlängerung der beiden Bezugslängen direkt ausgelesen werden. Für die in Kapitel 3.2 vorgestellte

Halbschraubenmodellierung der Klasse 2 muß die Verlängerung umgerechnet werden, da zum einen nur die halbe Schraube modelliert ist und zum anderen die Kopfdurchbiegung und die Mutterstauchung unterschiedliche Anteile liefern.

Zu mehreren Versuchen wurden Vergleichsrechnungen mit Modellen der Klasse 1 und 2 durchgeführt, die qualitativ dieselben Ergebnisse liefern. Exemplarisch wird hier ein Vergleich mit dem Versuch M20816 (HV-Schrauben M20 x 80; Klemmlänge 55mm; FK 10.9; Mutterhöhe nach DIN 6915 0,8 d) beschrieben. In Abbildung 12 sind die Schraubenmodelle mit ihren wesentlichen Abmessungen abgebildet. Die Mutterhöhe und die freie belastete Gewindelänge wurden beim Modell der Klasse 1 als Vielfaches der Gewindesteigung $P = 2,5$ mm berücksichtigt. Das Modell der Klasse 2 wird anhand der Überlegungen aus Kapitel 3.2.3 aufgebaut. Die Berechnungen werden bei beiden Klassen mit dem beschriebenen Materialgesetz geometrisch nichtlinear durchgeführt.

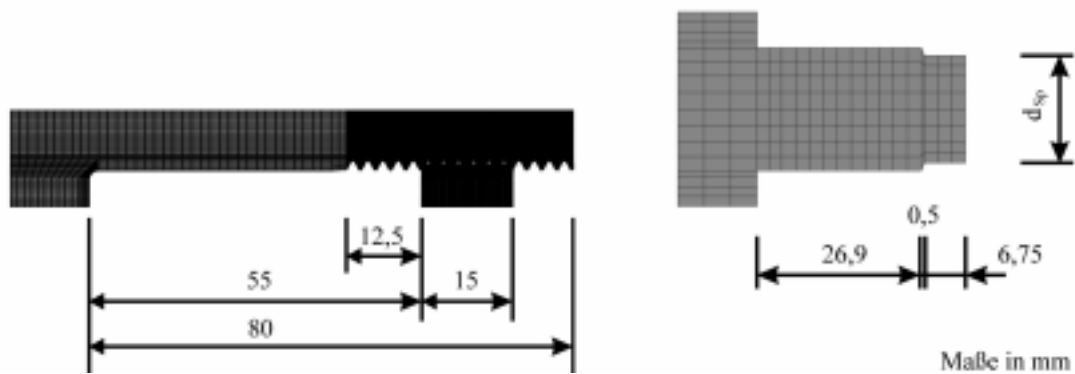


Abbildung 12: Schraubenmodell der Klasse 1 und Halbschraube der Klasse 2, angepaßt an Versuch M20816 aus STEURER

Fig. 12. Class 1 and class 2 model of a bolt, adapted to test M20816 of STEURER

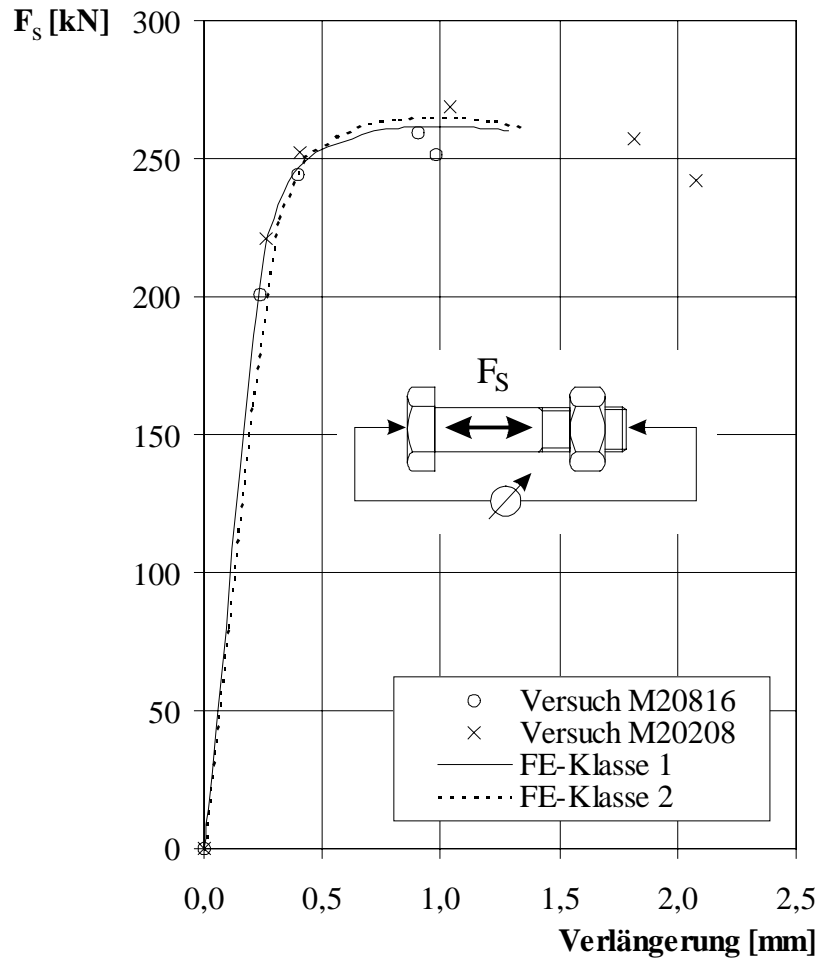


Abbildung 13: Vergleich der Kraft-Verformungskurven von Versuchen und FE-Berechnungen
 Fig. 13. Comparison of force-deformation-curves of tests and FE-calculations

Die zugehörigen Kraft-Verformungskurven sind in Abbildung 13 vergleichend nebeneinandergestellt. Zusätzlich ist auch die Last-Verformungskurve des Versuches M20208 dargestellt, der sich nur durch eine größere Mutterhöhe von 1,0 d vom Versuch M20816 unterscheidet. Es ist zu erkennen, daß mit beiden Klassen das globale Kraft-Verformungsverhalten gut wiedergegeben werden kann und zwar sowohl im Bereich elastischer als auch im Bereich plastischer Verformungen.

Die auftretende Verlängerung der Schraube bei der maximalen Schraubenkraft stimmt recht genau mit dem Wert überein, der im Versuch M20208 erreicht wird. Daraus wird deutlich, daß von beiden Modellen das Versagen durch Gewindeabstreifen nicht beschrieben werden kann. Gehen die Verformungen weit über die Traglast hinaus, so sind von dem verwendeten Materialgesetz keine zutreffenden Ergebnisse mehr zu erwarten, daher wird dieser Bereich hier nicht verfolgt.

Als Annahme für die weiteren Vergleiche mit Versuchsergebnissen wird als zulässige Schraubenverlängerung die mittlere plastische Verlängerung der HV-Schrauben verwendet, wie sie in Kapitel 2.3 beschrieben worden ist. Insgesamt kann festgehalten werden, daß bei der Berechnung von Flanschverbindungen unter Verwendung von Schraubenmodellen der Klasse 2 gute Ergebnisse erwartet werden können. Eine wichtige Bedingung dafür ist, daß die Verlängerungen der Schrauben begrenzt werden.

4 Anwendung der Klasse 2 Modellierung auf Flanschverbindungen

Mit den vorgestellten Ansätzen zur Modellierung von Schrauben der Klasse 2 werden diese in Flanschverbindungen angewendet. Das Tragverhalten im elastischen Beanspruchungsbereich kann mit Ergebnissen von Versuchen verglichen werden, die am Institut für Stahlbau der Universität Hannover durchgeführt worden sind. Die Bedeutung der Begrenzung der Schraubenverlängerung wird an einem Traglastversuch aufgezeigt, der von PETERSEN [15] an einer Flanschverbindung durchgeführt worden ist.

4.1 Tragverhalten im elastischen Beanspruchungsbereich

Anhand eines Beispielflansches, der im Rahmen eines laufenden Versuchsprogrammes zur Ermüdungsfestigkeit von Ringflanschverbindungen bei Windenergieanlagen untersucht wurde, wird der Einfluß der Nachgiebigkeiten auf die ermittelten Beanspruchungen gezeigt. Der Flansch hat die Abmessungen $a/b/t/s/c = 80/66/35/18/95$ mm mit den Bezeichnungen nach Abbildung 16 und ist aus S355 gefertigt, die verwendete Schraube ist eine M36 FK 10.9 mit einer planmäßigen Vorspannkraft von 510 kN.

Die FE-Berechnung wird mit drei unterschiedlich abgestimmten Schrauben an einem Modell der Klasse 2 durchgeführt. Die Nachgiebigkeiten der verwendeten Schraubenmodelle sind Tabelle 1 zu entnehmen. Die Nachgiebigkeiten der Schraube 1 entsprechen den nach VDI-Richtlinie ermittelten Werten für die Versuchsschraube, wobei ein für die Dehnungsmeßstreifen vorgesehener abgedrehter Bereich in Schraubenmitte berücksichtigt wurde. Schraube 2 wurde nur mit Schaftquerschnitt modelliert (entsprechend der ersten Modellierungsvariante in Abbildung 6), für Schraube 3 wurde die Biegenachgiebigkeit der Versuchsschraube mit einer zufällig gewählten axialen Nachgiebigkeit kombiniert.

	Schraube	δ_s	β_s
1	(abgestimmt auf Versuchsschraube)	$7,00 \cdot 10^{-7}$ mm/N	$9,90 \cdot 10^{-9}$ 1/Nmm
2	(Schraube nur mit Schaft)	$6,15 \cdot 10^{-7}$ mm/N	$7,81 \cdot 10^{-9}$ 1/Nmm
3		$7,95 \cdot 10^{-7}$ mm/N	$9,90 \cdot 10^{-9}$ 1/Nmm

*Tabelle 1: Axiale und Biegenachgiebigkeit unterschiedlicher Diskretisierungen
Tab. 1. Axial and bending flexibility of different discretizations*

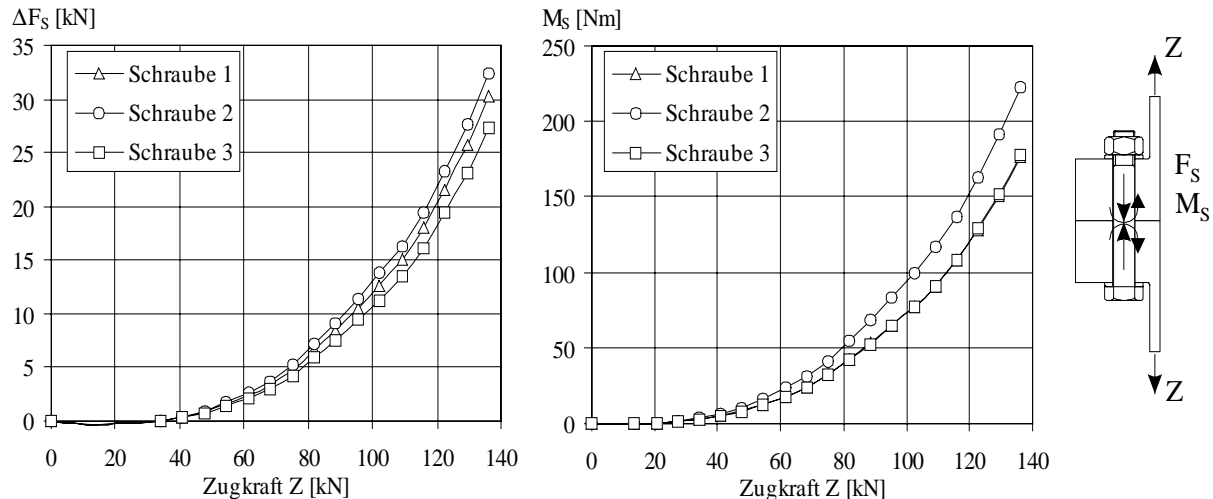


Abbildung 14:

a) Veränderung der Schraubenkraft ΔF_S b) Schraubenbiegemoment M_S

Rechnerische Untersuchung zum Einfluß der Schraubenmodellierung bei einer Flanschverbindung

Fig. 14.

a) Variation of bolt force ΔF_S b) Bending moment of the bolt M_S

Numerical investigation of the influence of the bolt modelling in a flanged joint

Das Ergebnis der Berechnungen zeigt Abbildung 14. Aufgetragen sind die Veränderung der Schraubenkraft gegenüber der Vorspannkraft und das Schraubenbiegemoment über der Zugkraft im anschließenden Mantelblech. Der nichtlineare Verlauf der Kurven resultiert aus dem sukzessiven Klaffen der Flansche [16]. Da das Verformungsverhalten in diesem Fall stärker vom biegeweichen Flansch als von der Schraube beeinflusst wird, sind die Schraubenkräfte und Biegemomente direkt abhängig von den Steifigkeiten, wobei die Beanspruchungen um so größer sind, je geringer die Nachgiebigkeit modelliert wurde. Die Schraube 2, die nur mit Schaft modelliert wurde, erhält daher die größten Beanspruchungen. Das gilt sowohl für die Schraubenkraft als auch für das Moment. Bei der Schraube Nummer 3 wird das Biegemoment korrekt berechnet. Wegen der größeren axialen Nachgiebigkeit ist aber die Schraubenkraft im gesamten Kurvenverlauf zu gering.

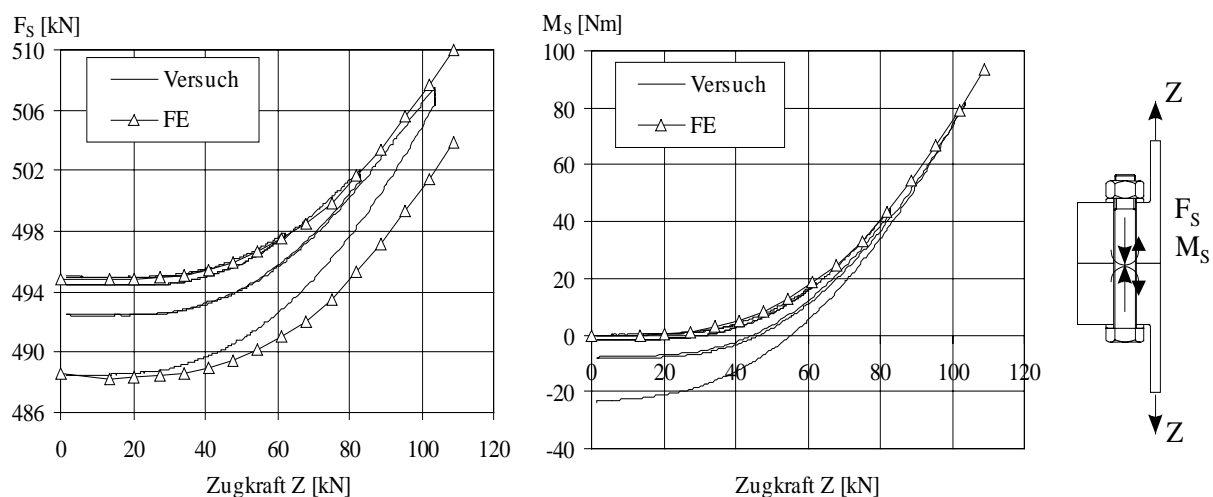


Abbildung 15: Versuchsergebnis für die Schraubenkraft (links) und das Biegemoment (rechts)

Fig. 15. Test results for force (left) and bending moment (right) of the bolt

Der Vergleich zum Versuchsergebnis ist in Abbildung 15 dargestellt, wobei von den FE-Ergebnissen nur die Schraube 1 abgebildet ist. Zu beachten ist, daß die Vorspannkraft im Versuch infolge von Vorspannkraftverlusten bereits etwas abgefallen war und mit diesem

reduzierten Wert auch in den FE-Berechnungen berücksichtigt worden ist. Der Versuch wurde in mehreren Belastungsschritten durchgeführt, die Berechnung ist für die Erstbelastung gültig. Es ist erkennbar, daß die Übereinstimmung zwischen Versuch und Berechnung sehr gut ist, womit die Berechnung der Nachgiebigkeiten nach VDI-Richtlinie 2230 bestätigt wird. Insbesondere ist darauf hinzuweisen, daß die Biegenachgiebigkeit der Schraube offensichtlich sehr gut abgeschätzt wird. Die im Neuentwurf der VDI-Richtlinie 2230 angegebenen alternativen Formeln zur Ermittlung der Biegenachgiebigkeit, die gegenüber den hier wiedergegebenen und verwendeten zu größeren Nachgiebigkeiten führen, sollten demnach zumindest für große Schraubendurchmesser nicht verwendet werden! Im Zweifel ist auf der sicheren Seite liegend immer die kleinere Nachgiebigkeit in die Berechnung einzuführen, da diese zu größeren Beanspruchungen führt.

4.2 Traglastberechnung

Der Einfluß der zulässigen Schraubenverlängerung auf die Traglast soll anhand des folgenden Beispiels verdeutlicht werden. Es wird der Versuchsflansch Nr. 1 nach PETERSEN [15] herangezogen, dessen Abmessungen in Abbildung 16 dargestellt sind. PETERSEN setzt in seiner theoretischen Lösung für die elasto-plastische Tragfähigkeit des L-Modells in der Versagensform B, die für die betrachtete Flanschverbindung maßgebend ist, voraus, daß die Schraube durchplastiziert ist und im angeschlossenen Blech ein Fließgelenk vorliegt. Da die Schraube nur eine geringere Verlängerungsmöglichkeit besitzt, ist zu erwarten, daß sich das Fließgelenk im Blech beim Versagen der Schraube noch nicht ausgebildet hat. Folglich ist davon auszugehen, daß die theoretischen Versagenslasten nicht mit ausreichender Sicherheit erreicht werden.

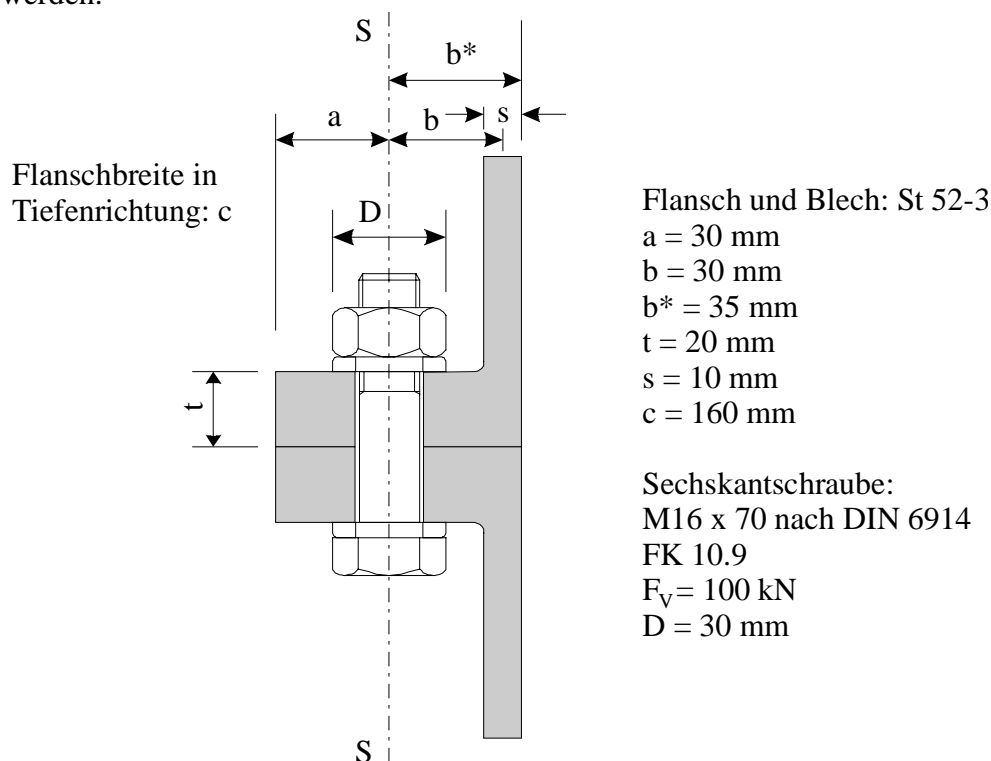


Abbildung 16: Versuchsflansch 1 nach PETERSEN [15]

Fig. 16. Test flange 1 (source: PETERSEN [15])

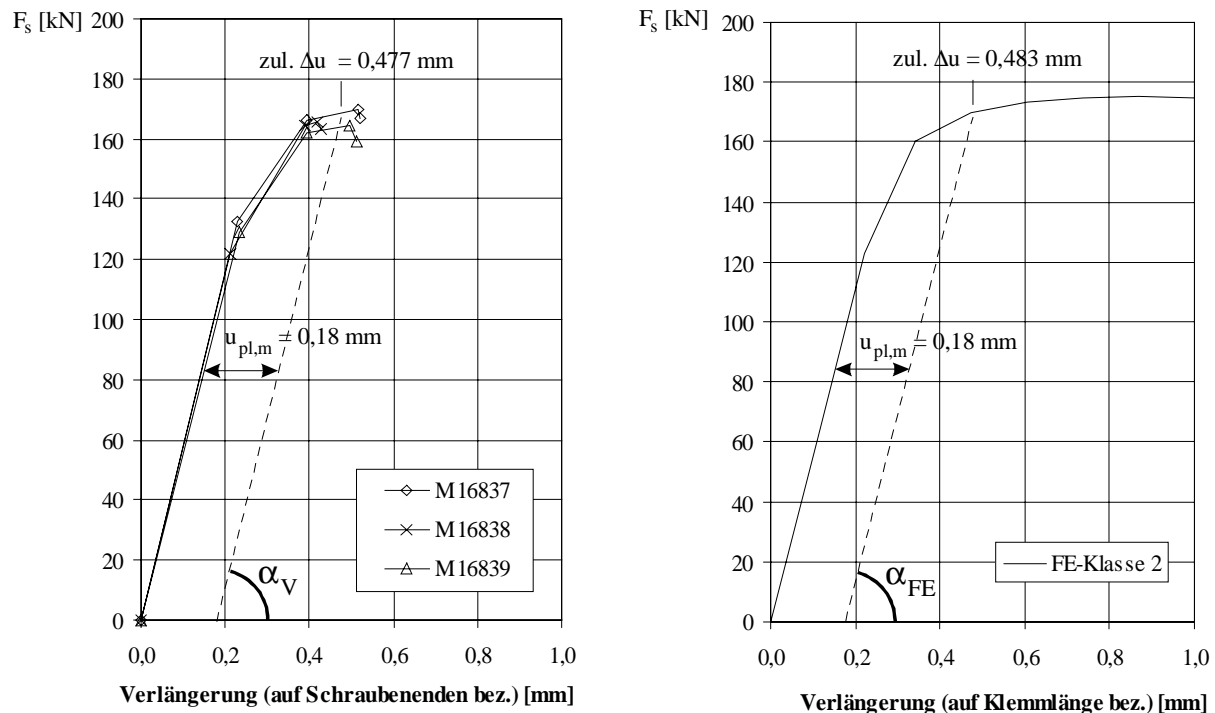


Abbildung 17:a) Versuchsergebnisse

Bestimmung des Grenzwertes der rechnerischen Schraubenverlängerung

Fig. 17.

a) Test results

b) FE-Berechnung

FE-calculation

b) FE-calculation

Determination of allowed ultimate bolt elongation

Das Schraubenmodell der Klasse 2 wird, ebenso wie in Kapitel 3.5, nach Kapitel 3.2 entwickelt. Zur Bestimmung der zulässigen plastischen Verlängerung kann auf Versuchsergebnisse von STEURER zurückgegriffen werden. Dort wurden ebenfalls M16-Schrauben untersucht, die in ihren Abmessungen der hier betrachteten Schraubenverbindung sehr ähnlich sind. Vor allem stimmt die Länge des freien belasteten Gewindes, die maßgebend für das Verhalten im plastischen Beanspruchungsbereich ist, gut überein. In Abbildung 17 a) wird, wie in Kapitel 2.3 beschrieben, die mittlere plastische Verlängerung der Versuchsschrauben bestimmt zu $u_{pl,m} = 0,18$ mm. Diese wird in Abbildung 17 b) verwendet, um für das FE-Modell der Klasse 2 die zulässige Verlängerung bis zum Versagen durch Gewindeabstreifen abzuschätzen, die sich aus einem plastischen und einem elastischen Anteil zusammensetzt ($zul. \Delta u_{pl,m} = 0,483$ mm). Die geringfügig unterschiedlichen elastischen Nachgiebigkeiten werden durch die Steigungen der elastischen Geraden α_V und α_{FE} berücksichtigt. Im Bild b) ist die Verlängerung auf die Klemmlänge bezogen. Da die plastischen Verlängerungen nicht vom Bezugswert der Schraubenverlängerung abhängig sind, kann der ermittelte Wert direkt übertragen werden. In der Flanschberechnung wird die Schraubenverlängerung von 0,483 mm als oberer Grenzwert berücksichtigt, bis zu dem die Berechnung zulässig ist.

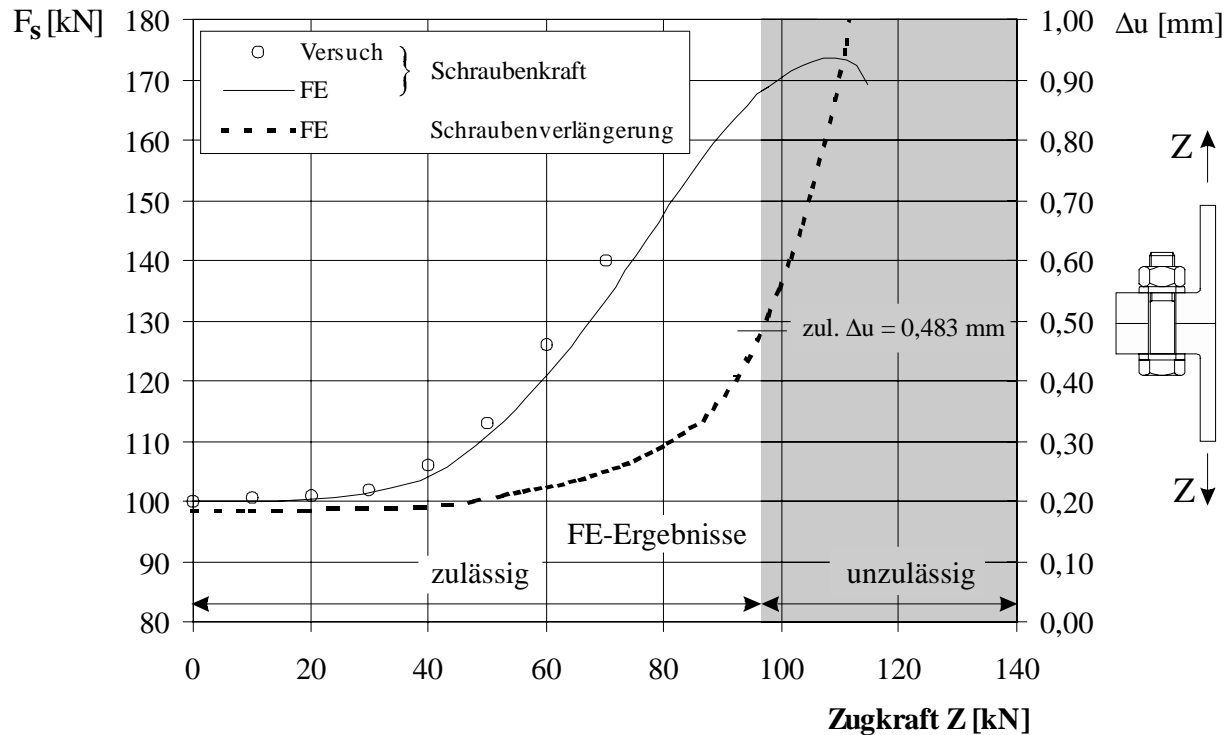


Abbildung 18: Schraubenkraft und -verlängerung in einer Flanschverbindung (FE-Berechnung und Versuchsergebnisse)

Fig. 18. Bolt force and elongation of a flanged joint (FE-calculation and test results)

In Abbildung 18 sind zum einen die Schraubenkräfte aus der FE-Berechnung und dem Versuch und zum anderen die Schraubenverlängerung (untere Linie) über der anliegenden Zugkraft im Blech aufgetragen. Die Ergebnisse der FE-Berechnung weisen im elastischen Beanspruchungsbereich eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen auf und auch die im Versuch ermittelte Traglast von 100 kN wird mit 96,7 kN in der FE-Berechnung beim Erreichen der zulässigen Schraubenverlängerung nahezu erreicht. Die zugehörige Schraubenkraft wurde im Versuch nicht gemessen. Wird die an dieser Stelle in der FE-Berechnung vorliegende Schraubenkraft in die Formel der plasto-statischen Tragfähigkeit des L-Modells nach PETERSEN eingesetzt, so kann die Blechzugkraft ermittelt werden, bei der das Fließgelenk im Blech erreicht wird:

$$Z_U = \frac{F_{Sr} \cdot a + M_{pl,3,N/M}}{a + b} \quad (11)$$

Mit der Interaktionsbeziehung

$$M_{pl,3,N/M} = \left(1 - \left(\frac{N}{N_{pl}} \right)^2 \right) \cdot M_{pl,3} \quad (12)$$

und den Werten $F_{Sr} = 168,3 \text{ kN}$; $N_{pl} = 1 \cdot 16 \cdot 36 = 576 \text{ kN}$; $M_{pl,3} = 36 \cdot 16 \cdot 1^2 / 4 = 144 \text{ kNcm}$ folgt nach kurzer Iteration $Z_U = 107,3 \text{ kN}$.

Daraus kann gefolgert werden, daß bei Erreichen der zulässigen Schraubenverlängerung hier noch kein Fließgelenk im Blech vorliegt. Hierbei muß berücksichtigt werden, daß das verwendete Materialgesetz für die Schraube die Mindestwerten nach ISO 898 und nicht die Nominalwerten der Festigkeitsklasse 10.9 nach DIN 18800 T.1 verwendet.

Bei Verwendung des Nominalwertes der Schraubentraglast von 157 kN ergibt sich als Versagenslast nach dem L-Modell 101 kN. Der Wert stimmt zwar ebenfalls mit dem Versuchsergebnis überein, doch wird dies nur durch die Berücksichtigung des Nominalwertes

der Schraubenkraft erreicht. In einer Berechnung für eine Bemessungsaufgabe ist zusätzlich zu der Schraubenkraft auf dem Nominalwertniveau ein charakteristischer Wert der zulässigen Schraubenverlängerung zu berücksichtigen. Dieser würde die Versagenslast verringern und verhindern, daß sich der in der Theorie angesetzte plastische Grenzzustand einstellt.

Mit der hier beschriebenen Vorgehensweise ist es möglich, den von SCHAUMANN UND SEIDEL [17] angesprochenen Duktilitätsnachweis zu führen, wenn die zulässige Schraubenverlängerung bekannt ist. SCHAUMANN UND SEIDEL geben eine Näherungslösung für die Blechzugkraft an, die durch eine Begrenzung des Blechmomentes große Schraubenverlängerungen verhindert:

$$Z_U \approx 1,18 \cdot F_{Sr} \cdot \frac{a}{a+b}, \quad (13)$$

Für das betrachtete Beispiel ergibt sich unter Verwendung der maximalen Schraubenzugkraft aus Abbildung 17 von $F_{Sr} = 168,3 \text{ kN}$:

$$Z_U = 1,18 \cdot 168,3 \cdot \frac{30}{30+30} = 99,3 \text{ kN}$$

Dies stimmt gut mit der FE-Berechnung und dem Versuchsergebnis überein, so daß die Näherungslösung in diesem speziellen Fall bestätigt wird. Für eine allgemeine Verifizierung sind noch weitere Untersuchungen erforderlich.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Vor dem Hintergrund der FE-Berechnungen von Flanschverbindungen werden unterschiedliche Modellierungsmöglichkeiten für Schrauben vorgestellt, die in Abhängigkeit der Genauigkeit der Geometrieabbildung und der Elementierungsfeinheit in Klassen eingeteilt werden. Für Schraubenmodellierungen der Klasse 1, bei denen das Gewinde abgebildet wird, ist ein erheblicher Aufwand erforderlich, allerdings können die Spannungen bis zum Gewindegrund realistisch ermittelt werden. Wird auf die Abbildung des Gewindes verzichtet, so kann mit einer erheblich geringeren Anzahl von finiten Elementen eine Schraube modelliert werden (Klasse 2). Wichtig ist für diese Klasse im Bereich der elastischen Beanspruchung die Berücksichtigung der genauen Nachgiebigkeiten, die sich nach VDI 2230 analytisch bestimmen lassen. Dabei ist zwischen der axialen Nachgiebigkeit und der Biegenachgiebigkeit zu unterscheiden. Der plastische Beanspruchungsbereich wird entscheidend durch die freie belastete Gewindelänge beeinflusst.

Anhand von Vergleichen zwischen Versuchen und FE-Berechnungen wird gezeigt, daß zur Beschreibung der integralen Schraubengrößen, wie Schraubenzugkraft, -biegemoment und -verlängerung, trotz der einfacheren Diskretisierung die Schraubenmodelle der Klasse 2 gute Ergebnisse liefern. Die Versuche wurden zum Teil am Institut für Stahlbau der Universität Hannover in einem laufenden Forschungsprojekt durchgeführt, bei dem die Ermüdungsfestigkeit von Ringflanschverbindungen untersucht wird.

Die geringe Verformungsfähigkeit der HV-Schraubenverbindungen vor dem Versagen durch Gewindeabstreifen, die auf die normgemäß zu verwendende kleine Mutterhöhe zurückzuführen ist, wird anhand von Versuchsergebnissen dargestellt. Für die FE-Berechnungen wird daraus eine Begrenzung der Schraubenverlängerung abgeleitet. Um diese auf allgemeine Schraubenabmessungen übertragen zu können, sind allerdings noch weitere Untersuchungen zur Vergrößerung der Datenbasis und statistischen Absicherung erforderlich. Mit solchen Aussagen kann den Erfordernissen des Eurocode 3-1-1 Annex J entsprochen werden, in dem zur Bestimmung der Rotationskapazität von Flanschverbindungen im Falle der Schraubenplastizierung geeignete Berechnungsmethoden fordert, die durch Versuche statistisch abgesichert sind. Der vorgeschlagene Ansatz der Verformungsbegrenzung in der FE-Berechnung wird im Vergleich zu einem Traglastversuch einer Flanschverbindung beispielhaft vorgeführt.

6 Literatur

- [1] Kloos, K. H.; Schneider, W.: Haltbarkeit exzentrisch beanspruchter Schraubenverbindungen. VDI-Z 126 (1984) S.741-750.
- [2] DIN 18800 T. 1: Stahlbauten – Bemessung und Konstruktion. November 1990.
- [3] DIN-ENV 1993-1-1 (EC 3-1-1): Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1: Allgemeine Bemessungsregeln, Bemessungsregeln für den Hochbau. April 1992.
- [4] DIN-ENV 1993-1-1:1992/A2:1998: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten – Teil 1: Allgemeine Bemessungsregeln, Bemessungsregeln für den Hochbau – Zusatz 2. Oktober 1998.
- [5] VDI-Richtlinie 2230 (Entwurf): Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen. November 1998.
- [6] Wiegand, H.; Kloss, K.-H.; Thomala, W.: Schraubenverbindungen. 4. Auflage. Berlin: Springer 1988.
- [7] Steurer, A.: Trag- und Verformungsverhalten von auf Zug beanspruchten Schrauben. IBK Bericht Nr. 217. Basel: Birkhäuser 1996.
- [8] DIN EN ISO 898-1: Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl Teil 1: Schrauben (ISO 898-1 : 1999). November 1999.
- [9] DIN 6915: Sechskantmuttern mit großen Schlüsselweiten. Oktober 1989.
- [10] Dünkel, V.: Zähigkeit von Schrauben – Bruchverlängerung und Schlagarbeit als Bauteilkennwerte; Schraubenverbindungen – neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis, 5. Informations- und Diskussionsveranstaltung. Darmstadt 30. Apr. 1997 S. 3.1-13.
- [11] Römling, G.: Experimentelle Untersuchungen zur Ermittlung von Nennspannungsquerschnitten an Gewinden bei dynamischer und statischer Beanspruchung durch Zug, Biegung und Verdrehung. Berlin, Diss. 1978.
- [12] DIN 6914: Sechskantschrauben mit großen Schlüsselweiten. Oktober 1989.
- [13] Dahl, W. [Hrsg.]: Grundlagen des Festigkeits- und Bruchverhalten. Düsseldorf: Stahleisen 1974.
- [14] Deutscher Stahlbau-Verband [Hrsg.]: Stahlbau Handbuch Band 1; 2. Auflage. Köln: Stahlbau-Verlags-GmbH 1982.
- [15] Petersen, Ch.: Stahlbau. 3. Auflage. Braunschweig: Vieweg 1993.
- [16] Lehmann, D.: Berechnung des nichtlinearen Tragverhaltens gezogener vorgespannter L-Flansche. Stahlbau 69 (2000) S. 35-54.
- [17] Schaumann, P.; Seidel, M.: Zur Grenztragfähigkeit von Verbindungen mit planmäßig auf Zug beanspruchten Schrauben. Bauingenieur 75 (2000) S.637-645.

Autoren dieses Beitrages:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann; Dipl.-Ing. Patric Kleineidam; Dipl.-Ing. Marc Seidel
Institut für Stahlbau, Universität Hannover, Appelstr. 9A, 30167 Hannover