

Ermittlung der Ermüdungsbeanspruchung von Schrauben exzentrisch belasteter Flanschverbindungen

Marc Seidel, Peter Schaumann

Zusammenfassung

Exzentrisch gezogene geschraubte Flanschverbindungen werden in turmartigen Stahlkonstruktionen zur Verbindung der Tragwerksteile verwendet. Bei dynamisch beanspruchten Konstruktionen ist für die Schrauben der Verbindung ein Ermüdungsnachweis zu führen, für den die Beanspruchung der Schraube zu ermitteln ist. In diesem Beitrag werden anhand von Beispielen aus dem Windenergieanlagenbau die bekannten Verfahren diskutiert. Darauf wird ein neues, für die Nutzung mittels Tabellenkalkulation geeignetes, Verfahren entwickelt, mit dem im Gegensatz zu den bekannten Verfahren die kombinierte Beanspruchung aus Normalkraft und Biegemoment der Schraube ermittelt werden kann. Die Anwendung des Verfahrens wird mit Ablaufdiagrammen und einem ausführlichen Zahlenbeispiel gezeigt.

Calculation of fatigue loads for bolts in eccentrically loaded flanges

Summary

Eccentrically loaded flanges are commonly used in tower-like structures, e.g. tubular steel towers for wind turbines. For dynamically loaded structures, fatigue assessment is essential. As bolts perform poorly when subjected to oscillating loads, the correct determination of stresses in the bolt for fatigue design is an important task in order to obtain a safe and economic design. In this article, the known methods to calculate the stresses in the bolt are discussed by means of examples. As there is a need for a simple method that allows the calculation of both normal and bending stresses in the bolt, a new approach is derived. The application is demonstrated by flow charts and a detailed example.

Schlagwörter: Bemessung, Verbindungstechnik, Ringflanschverbindung, Windenergieanlagen, Ermüdungsnachweis, HV-Schraube

1 Einleitung

Schrauben, die in Verbindungen dynamisch beanspruchter Tragwerke verwendet werden, sind aufgrund der starken Kerbwirkung im Gewinde ermüdungsgefährdet, so daß ein Ermüdungsnachweis erforderlich ist. Die Ermittlung der dazu benötigten Beanspruchung von Schrauben in exzentrisch gezogenen Flanschverbindungen war in jüngerer Zeit Gegenstand mehrerer Veröffentlichungen [1–5]. Dies ist insbesondere durch die Anwendung im Bereich der Windenergieanlagen (WEA) begründet, deren extreme Beanspruchungen mit mehr als 10^9 Lastwechseln den Rahmen der bisherigen Anwendungsgebiete sprengen und schärfere Anforderungen an die Genauigkeit der Rechenmodelle stellen. Allerdings werden auch in anderen Konstruktionen, wie z.B. Stahlschornsteinen oder Druckbehältern, Ringflanschverbindungen zur Montage zylindrischer Bauteile verwendet.

Die zur Berechnung angewendeten Verfahren sind zum einen analytische Ingenieurmodelle, z.B. die trilineare Näherung nach SCHMIDT/NEUPER [4], mit denen nur der Normalkraftanteil der Schraubenbeanspruchung ermittelt wird. Zum anderen werden numerische Verfahren, z.B. die Berechnung am elastisch gebetteten Balken nach LEHMANN [2] oder auch dreidimensionale FE-Berechnungen, verwendet, mit denen sowohl der Normalkraft- als auch der Biegemomentenan-

teil der Schraubenbeanspruchung berechnet werden können. Es gibt aber bislang kein analytisches Verfahren, mit dem die Ermittlung der kombinierten Normalkraft- und Biegebeanspruchung der Schraube erfolgen kann. Am Institut für Stahlbau ist in diesem Zusammenhang derzeit ein Forschungsvorhaben in Bearbeitung, innerhalb dessen Ringflanschverbindungen von WEA theoretisch und experimentell untersucht werden. Die durchgeführten Versuche sind Grundlage für das in dieser Veröffentlichung vorgestellte Berechnungsverfahren [6].

2 Stand des Wissens

Turmartige Bauwerke, wie z.B. Windenergieanlagen, werden durch horizontale Windlasten beansprucht. Wegen der großen Turmhöhen sind die maßgeblichen Schnittgrößen die Biegemomente in Windrichtung oder in Querrichtung. Die weiteren Schnittgrößen Normalkraft, Querkraft und Torsionsmoment sind üblicherweise von untergeordneter Größenordnung. Aus dem resultierenden Biegemoment entstehen in der Turmschale gezogene und gedrückte Bereiche. Im Bereich der größten Druckspannungen sind die Stabilitätsnachweise für die Schale zu führen. Für die Ringflanschverbindungen ist dieser Bereich verhältnismäßig unkritisch, da die Spannung hier hauptsächlich über Druckkontakt übertragen wird und die Verbindung an sich kaum beansprucht wird. Im gezogenen Bereich ist hingegen eine genauere Betrachtung erforderlich.

Die Ermittlung der den äußeren Belastungen zugehörigen Schraubenbeanspruchungen und der Nachweis der Grenztragfähigkeit erfolgen üblicherweise am aus dem Gesamtsystem herausgeschnittenen Segment, auf das als Belastung die zu einer Zugkraft integrierte Spannung in der Turmschale angesetzt wird. Diese als „Segmentansatz“ bezeichnete Vorgehensweise wird in Bild 1 veranschaulicht.

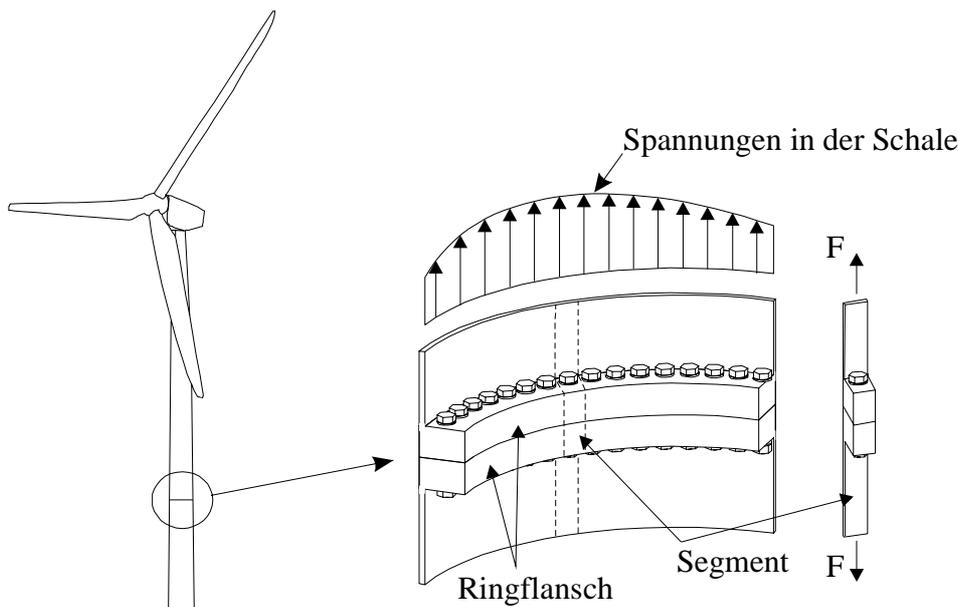


Bild 1: Modellbildung für die Berechnung geschraubter Ringflanschverbindungen (Segmentansatz)

Fig. 1: Calculation model for bolted flanges (segment model)

Da es sich um eine vorgespannte Verbindung handelt, ist der Verlauf der Schraubenbeanspruchung über der Zugkraft im Mantelblech nichtlinear. Eine ausführliche und anschauliche Erläuterung dieses Tragverhaltens ist in [2] enthalten.

Die bislang erarbeiteten analytischen Verfahren beschränken sich auf die Ermittlung des zentralen Anteils der Schraubenzusatzbeanspruchung. Als wesentliche Handrechenverfahren sind zu nennen:

- Bilinearer Ansatz nach PETERSEN [3],
- Trilinearer Ansatz nach SCHMIDT/NEUPER [4],
- Polynomansatz nach PETERSEN [5],

- Kreisbogenansatz nach FAULHABER/THOMALA [7]. Dieser Ansatz wurde in der VDI-Richtlinie 2230, Ausgabe 1998 [8] (kurz VDI 2230) übernommen.

Anhand zweier typischer Beispiele aus dem Bereich der Windenergieanlagen werden diese Verfahren zunächst gegenübergestellt, um die Güte der erreichten Näherung bewerten zu können. Zum Vergleich werden die Ergebnisse eines FE-Modells herangezogen, das anhand von Versuchsergebnissen validiert wurde [6] [9]. Es wird eine dreidimensionale Modellierung von Flansch und Schraube verwendet, die Kontaktzonen zwischen Scheibe und Flansch und in der Trennfuge der Flansche werden über Kontaktelemente abgebildet.

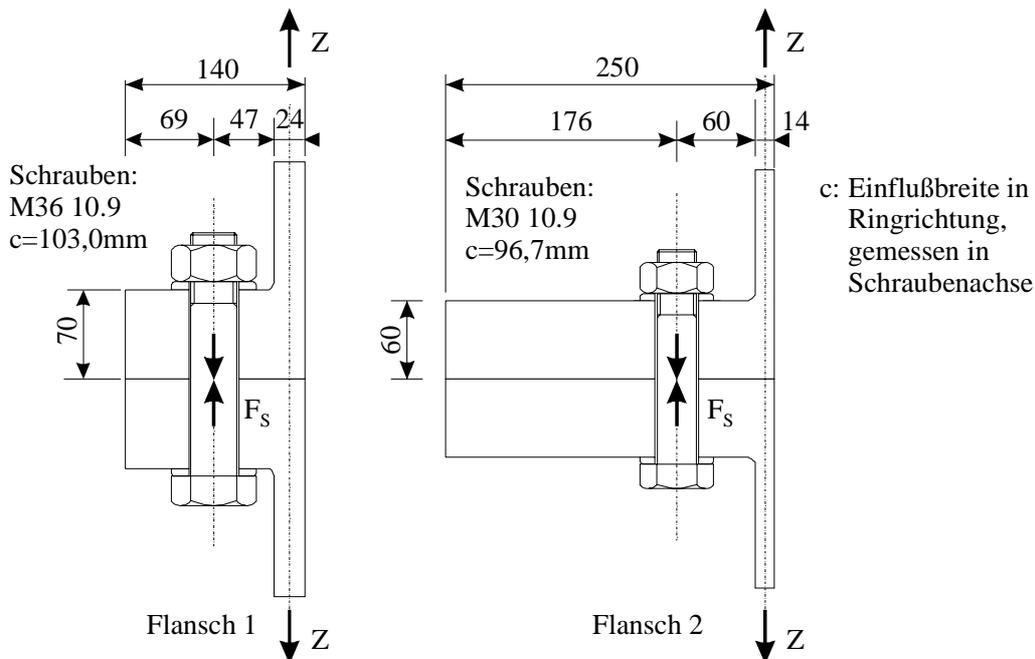


Bild 2: Beispielflansche von Windenergieanlagen (WEA)

Fig. 2: Examples for typical flanges of Wind energy converters (WEC)

Die Beispielflansche (Bild 2) werden serienmäßig in großen Windenergieanlagen eingesetzt, sie unterscheiden sich durch ihre Abmessungsverhältnisse. Flansch 1 ist kompakt und entspricht damit den üblichen Abmessungsverhältnissen der in WEA eingesetzten Ringflansche. Flansch 2 ist sehr lang und verhältnismäßig dünn, diese Ausführungsform wird seltener verwendet.

Bei Flansch 1 sind die bei den verschiedenen Modellen angegebenen Anwendungsgrenzen eingehalten, bei Flansch 2 ist dies für das trilineare Verfahren nach SCHMIDT/NEUPER [4] sowie den Kreisbogenansatz nach FAULHABER/THOMALA [7] nicht der Fall.

Für den kompakten Flansch 1 liefern alle Verfahren bezogen auf die absolute Größe der Schraubenkraft Berechnungsergebnisse auf der sicheren Seite (Bild 3 links). Mit dem Kreisbogenansatz wird der Schraubenkraftverlauf am besten abgebildet. Bei Verwendung des bilinearen Ansatzes nach PETERSEN wird die Steigung der Schraubenkraftfunktion ab einer Zugkraft im Mantelblech von $Z = 200\text{kN}$ unterschätzt, dies kann zur Unterschätzung der Ermüdungsbeanspruchung bei Lastschwingbreiten mit großem Mittelwert führen.

Für den langen Flansch 2 liefern alle Berechnungsverfahren unbefriedigende Ergebnisse (Bild 3 rechts). Insbesondere bei Verwendung des Kreisbogenansatzes werden weit auf der unsicheren Seite liegende Ergebnisse ermittelt. Da aber der in der VDI 2230 angegebene Anwendungsbereich überschritten ist, dürfte dieses Verfahren streng genommen nicht angewendet werden und ist hier nur zum Vergleich dargestellt, das gleiche gilt für das trilineare Verfahren nach SCHMIDT/NEUPER. Auch bei den anderen Verfahren werden Schraubenkraft und/oder Steigung der Schraubenkraftfunktion bereits bei relativ kleinen Zugkräften unterschätzt.

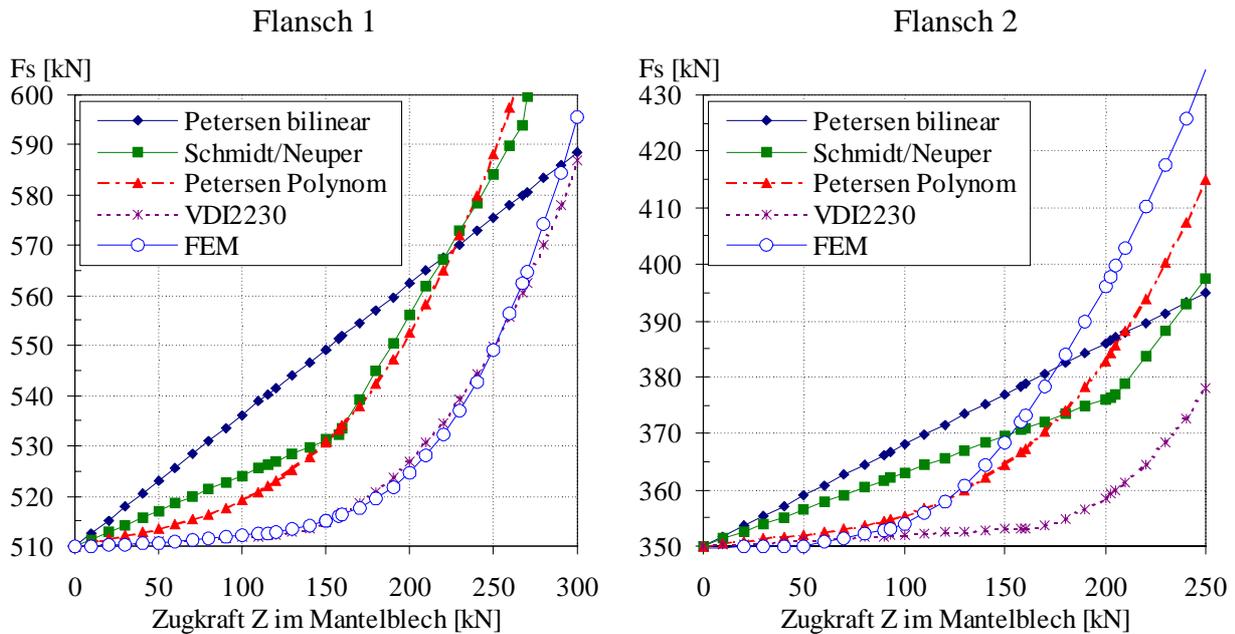


Bild 3: Schraubkraftverläufe der Beispielflansche

Fig. 3: Bolt forces for examples

Bei keinem Verfahren wird die überlagerte Biegespannung ermittelt. Für die VDI 2230 wird zwar eine Berechnungsanweisung gegeben, diese gilt aber nur bis zum Abhebezeitpunkt, d.h. bis zum Erreichen der Spannung $\sigma = 0$ auf der gezogenen Seite in der Trennfuge zwischen den Flanschen, und ist somit nur eingeschränkt zu verwenden. Die Analyse der Zusatzbeanspruchung in Bild 4 zeigt einen großen Anteil der Biegespannungen an der Gesamtbeanspruchung. Der Biegespannungsanteil η wurde dabei als Anteil der Zusatzbiegespannung an der Gesamtzusatzspannung definiert:

$$\eta = \frac{\Delta\sigma_M}{\Delta\sigma_M + \Delta\sigma_N} \quad (1)$$

Die Abbildung zeigt die je nach Belastungshöhe veränderlichen Biegeanteile der Beanspruchung. Da der Biegeanteil zusätzlich in Abhängigkeit von der Geometrie variiert, ist eine pauschale Abdeckung, z.B. über eine auf die Normalspannung bezogene Ermüdungsfestigkeitskurve oder einen Erhöhungsfaktor für die Normalspannung, nicht möglich.

Mit der Berechnung am elastisch gebetteten Balken nach LEHMANN [2] ist prinzipiell die Ermittlung von Schraubkraft und -moment in guter Näherung möglich. Dieses Verfahren setzt jedoch die Lösung des elastischen gebetteten Balkens voraus und kommt somit als analytisches Verfahren, das mittels Tabellenkalkulation angewendet werden kann, nicht in Betracht.

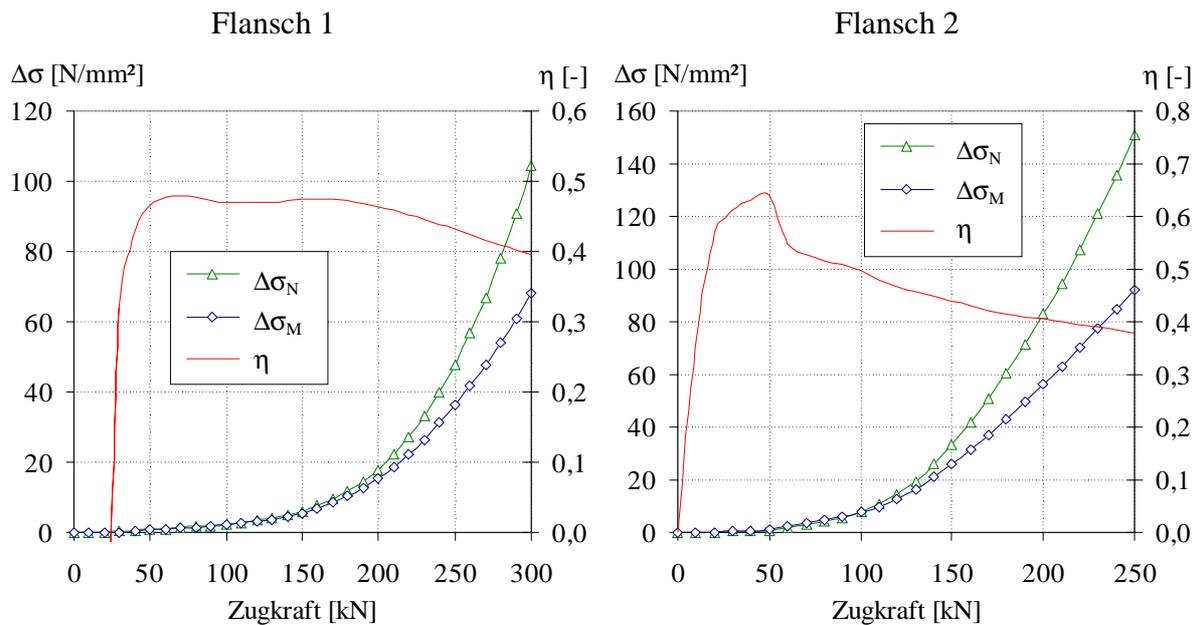


Bild 4: Zusatzspannungen $\Delta\sigma_N$ und $\Delta\sigma_M$ sowie Biegespannungsanteile η für die Beispiele

Fig. 4: Stresses $\Delta\sigma_N$, $\Delta\sigma_M$ and bending rate η for the examples

3 Ableitung des Berechnungsverfahrens

Im folgenden wird ein Näherungsverfahren abgeleitet, das eine einfache Berechnung der zusammengesetzten Beanspruchung erlaubt. Das Verfahren wurde aufgrund der Analyse von Versuchen und FE-Berechnungen entwickelt und beruht auf Gleichgewichts- und Kompatibilitätsbedingungen am Flanschsegment. Es ist gültig für den elastischen Beanspruchungsbereich. Verfahren zur Durchführung des Tragsicherheitsnachweises und zum Nachweis gegen Plastizierung im Gebrauchslastbereich werden in [6] angegeben.

3.1 Allgemeines

Zur Herleitung des Modells wird von der Überlegung ausgegangen, daß für die Ermittlung der Beanspruchung der Schraube im Anfangsbereich der Beanspruchungsfunktion mit dem linearen Berechnungsverfahren der VDI 2230 ein etabliertes und weit entwickeltes Berechnungsverfahren vorliegt, das für die Berechnung geeignet ist. Dies wird durch die Beispiele in Bild 3 deutlich und ist auch in vielen weiteren Beispielberechnungen des Erstverfassers bestätigt worden. Es sind hier aber einige Vereinfachungen möglich, die die Anwendung erheblich erleichtern.

Unbefriedigend gelöst ist bislang die Ermittlung des nichtlinearen Verlaufes nach dem Klaffungsbeginn, der schon bei sehr kleinen Zugkräften beginnen kann. Für das hier vorgestellte Berechnungsverfahren wird darum auf der vorhandenen Berechnungsmethodik nach VDI-Richtlinie aufbauend eine Erweiterung auf den nichtlinearen Bereich der klaffenden Verbindung vorgenommen.

Das Modell beinhaltet damit eine additive Ermittlung der Schraubenkraft durch zwei Anteile:

$$\Delta F_S = \underbrace{\Delta F_{S,zentr}}_{\text{"zentrischer Anteil"}} + \underbrace{\Delta F_{S,exz}}_{\text{"exzentrischer Anteil"}} \quad (2)$$

Der erste Anteil wird wie für die zentrisch verspannte Verbindung nach VDI 2230 ermittelt, der zweite Anteil berücksichtigt die Exzentrizität des Kraftangriffs, die eine Krümmung des Querschnitts bewirkt. Als Berechnungsmodell wird hier aufgrund der überwiegend kompakten Abmessungen ein Stabmodell in Richtung der Schraubenachse gewählt.

Ein Biegemoment in der Schraube M_S entsteht nur durch den exzentrischen Kraftangriff bzw. eine exzentrische Verspannung, die eine Verdrehung des Flansches bewirken. Die Verdrehung an

Oberkante Flansch, die auf die Schraube übertragen wird und in dieser ein Biegemoment hervorruft [9], wird aus dem Krümmungserzeugenden Moment bestimmt.

3.2 Bezeichnungen

Die hier verwendeten Bezeichnungen entsprechen überwiegend den von PETERSEN [3] verwendeten. Darüber hinaus werden einige Bezeichnungen der VDI 2230 [8] verwendet.

Geometriebezeichnungen nach Bild 5:

- 0-0 Schwerlinie des Flansches, bei klaffender Verbindung die Schwerlinie der auf den überdrückten Bereich reduzierten Fläche
- S-S Schwerlinie der Schraube
- a Abstand von Innenkante Flansch bis Schraubenachse (= const.)
- b Abstand von Schraubenachse bis zur Achse des Kraftangriffs (= const.)
- c Flanschbreite in Tiefenrichtung (Einflußbreite oder auch Lochkreisteilung)
- s Blechdicke der anschließenden Turmschale
- t Flanschdicke
- r Abstand des Angriffspunktes der Kontaktkraft R von der Schraubenachse
- b* Abstand von der Schraubenachse bis zum Rand des überdrückten Bereiches in der Trennfuge der Flansche: $-a \leq b^* \leq b + s/2$
- s_{sym} Exzentrizität der Schraube bezogen auf die Schwerlinie des Flansches:

$$s_{\text{sym}} = \frac{a + b^*}{2} - b^* = \frac{a - b^*}{2} \quad (3)$$

Weitere Bezeichnungen:

- a* rechnerisch reduziertes Maß a für die Ermittlung der Beanspruchung im elastischen Bereich
- a_k Abstand zwischen dem Rand der Vorspannfläche und dem Krafteinleitungsort
- a_r Abstand zwischen dem Rand der Vorspannfläche und dem seitlichen Rand der Verbindung
- d_B Durchmesser des Schraubenloches
- n Krafteinleitungsfaktor
- A_S Spannungsquerschnittsfläche der Schraube
- C_D, C_S Dehnsteifigkeit der verspannten Teile bzw. der Schraube
- D Scheibendurchmesser
- β_S Biegnachgiebigkeit der Schraube (siehe [8] oder [9])
- δ_p, δ_s axiale Nachgiebigkeit der verspannten Teile bzw. der Schraube
- φ Biegewinkel des Flansches
- σ Spannung in der Trennfuge oder Spannung in der Schraube
- Φ Kraftverhältnis nach VDI 2230: $\Phi = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p}$

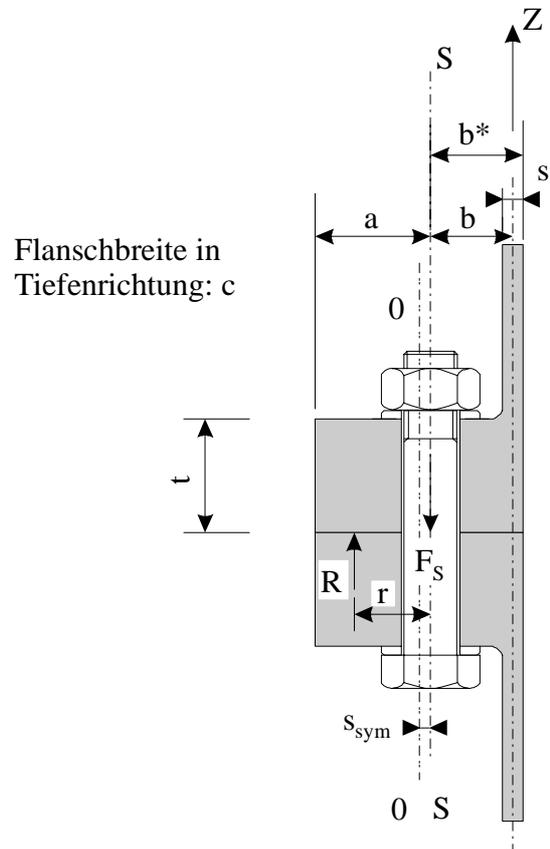


Bild 5: Bezeichnungen für das Berechnungsmodell

Fig. 5: Notation for calculation model

3.3 Zentrischer Anteil der Schraubenzusatzkraft

Die Schraubenzusatzkraft bei zentrischer Verspannung und zentrischem Kraftangriff ermittelt sich nach VDI 2230:

$$\Delta F_{S,zentr} = \Phi \cdot Z = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} \cdot Z \quad (4)$$

Für die Ermittlung der Nachgiebigkeit δ_p der verspannten Teile sind in der Vergangenheit viele Ansätze vorgeschlagen worden. Der weitestgehende Erkenntnisstand ist in der aktuellen Ausgabe der VDI 2230 [8] niedergeschrieben. Die dort angegebenen Gleichungen sind aber recht umfangreich. In der Berechnungsanweisung für die Ermittlung der Eingangswerte der Berechnung (Bild 10) ist darum auch eine einfachere Gleichung angegeben, die sich in Parameterstudien als gute Näherung erwiesen hat.

Der Krafteinleitungsfaktor n liegt definitionsgemäß zwischen 0 und 1, für die verhältnismäßig dicken Flansche von WEA liegt er etwa zwischen 0,1 und 0,3. Die Berechnung erfolgt durch die Formeln der VDI 2230. Für das Anwendungsgebiet der Windenergieanlagen, in denen überwiegend dicke Flansche ($t/d > 2$) eingesetzt werden, kann die Ermittlung vereinfacht werden [6]. Die sich dann ergebenden Formeln sind ebenfalls im Ablaufdiagramm für die Eingangswerte in Abschnitt 4 enthalten.

In grober Näherung kann für die meisten Flansche mit $t \approx 2 \cdot d$ auch mit

$$\Phi = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} \approx 0,06 \quad (5)$$

gerechnet werden, dieser Wert liegt für die im Windenergieanlagenbau üblichen Flansche auf der sicheren Seite. Er bedeutet anschaulich, daß bis zum Erreichen der Randspannung $\sigma = 0$ in der Trennfuge zwischen den Flanschen max. 6% der äußeren Zugkraft als ermüdungswirksame Schwingbreite die Schraube belasten. Die Größenordnung zeigt, daß die Bedeutung einer genauen Ermittlung von Steifigkeiten und Krafteinleitungsfaktor bei Ringflanschverbindungen eher gering ist. Der größere Anteil der Schraubenzusatzbeanspruchung resultiert aus dem nichtlinearen Verlauf der Beanspruchungsfunktion nach Beginn des Klaffens auf der gezogenen Seite.

3.4 Exzentrischer Anteil der Schraubenzusatzkraft

Die Krümmung des Flansches wird über das einwirkende Biegemoment bestimmt. Der Flansch wird wegen der Symmetrie in der Trennfuge als eingespannter Stab idealisiert (Bild 6). Für die Krümmung an der Oberkante des Flansches gilt dann nach Balkentheorie:

$$w'(x = t) = \varphi = -\frac{M}{EI} \cdot t \quad (6)$$

Diese Form der Biegelinie gilt sowohl für die Schraube als auch für den Flansch. Das Biegemoment wird konstant über die Länge des Stabes angenommen. Das Biegemoment der Schraube ermittelt sich aus der Krümmung zu [9]:

$$M_s = \frac{\varphi}{\beta_s} \quad (7)$$

Wenn die Biegenachgiebigkeit wie üblich für die ganze Schraube ermittelt wird, dann gilt bei Betrachtung des in der Trennfuge der Flansche halbierten Systems:

$$M_s = 2 \cdot \frac{\varphi}{\beta_s} \quad (8)$$

Die Biegesteifigkeit des Flansches wird aus der Fläche berechnet, für die in der Trennfuge der Flansche Kontakt besteht:

$$EI = E \cdot c \cdot (a + b^*)^3 / 12 \quad (9)$$

Die Biegesteifigkeit nimmt damit mit fortschreitender Klaffung ab, bis sie beim Kantentragen rechnerisch auf den Wert Null zurückgegangen ist.

Die Biegesteifigkeit des Flansches ist entscheidend für das Verformungsverhalten des Systems. Es ist anschaulich leicht einsichtig, daß bei der getroffenen Annahme eines Balkens in Richtung der Schraubenachse das Maß a nicht in beliebiger Größe voll mitträgt, wobei es um so größer sein kann, je dicker der Flansch ist. Das Maß a wird darum rechnerisch auf das Maß a^* reduziert, das diesem Effekt Rechnung trägt. Die folgenden Reduktionsformeln wurden anhand von Parameterstudien abgeleitet.

$$a^* = \min \begin{cases} a \\ 0,9 \cdot t \\ b + (a - b) \cdot \frac{t}{3 \cdot b}, \text{ wenn } a > b \end{cases} \quad (10)$$

Wenn die Verbindung über die Schraubenachse hinaus klafft, dann wird der Anteil von a , der am Verformungswiderstand Anteil hat, größer. Dieses kann im Berechnungsverfahren durch eine rechnerische Vergrößerung von a^* berücksichtigt werden [6].

Die Erhöhung der Schraubenzusatzkraft durch den exzentrischen Kraftangriff wird über die Krümmung des Flansches ermittelt. Aus der Krümmung resultiert eine Längenänderung der Schraube und aus dieser über die elementare Federbeziehung eine Kraftänderung. Die Längung der Schraube Δl_s kann über die geometrischen Beziehungen bei einer Krümmung des Flansches ermittelt werden (Bild 6).

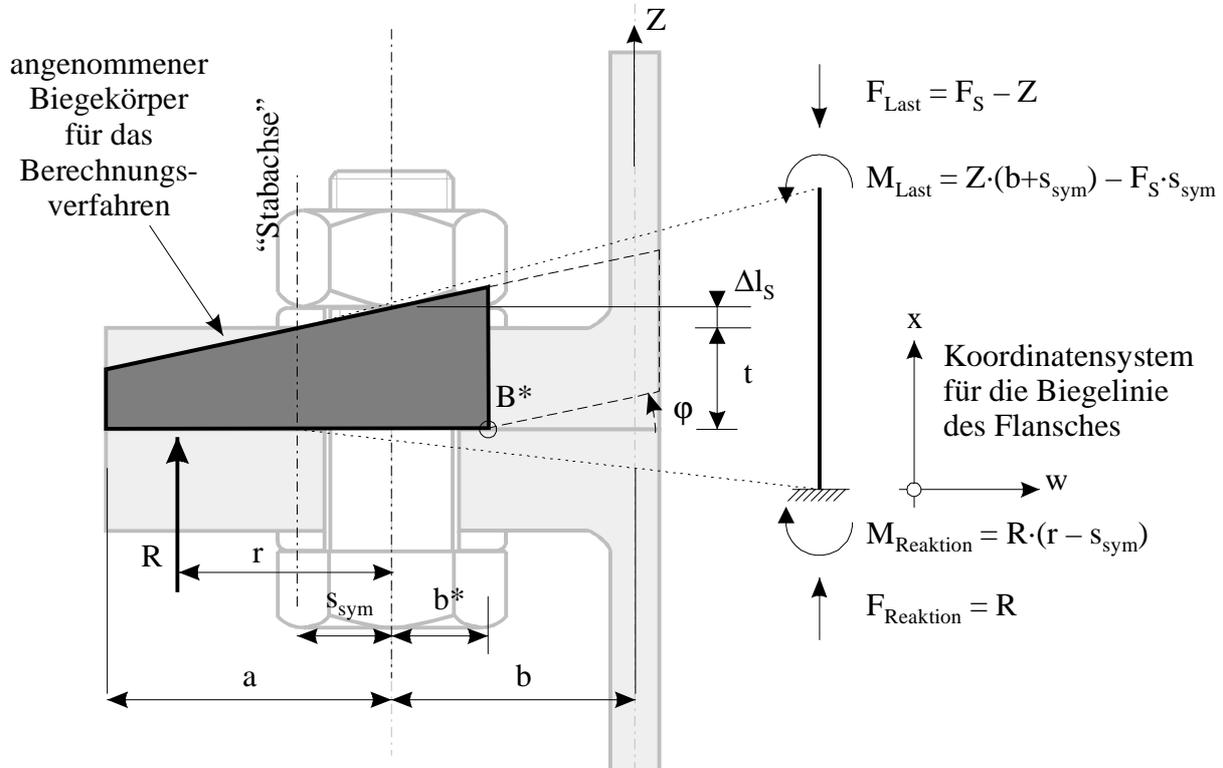


Bild 6: Balkenmodell für den Flansch mit einwirkenden Lasten und Reaktionskraft und -moment

Fig. 6: Beam model for the flange with loads and reaction force / moment

$$\Delta l_s = \Delta F_s / C_s \Rightarrow \Delta F_s = \Delta l_s \cdot C_s \quad (11)$$

$$\Delta l_S = -\varphi \cdot s_{\text{sym}} = \frac{t}{EI} \cdot M \cdot s_{\text{sym}} \quad (12)$$

$$\text{mit } \varphi = -\frac{t}{EI} \cdot M \quad (13)$$

$$\Delta F_{S,\text{exz}} = \Delta l_S \cdot C_S = \frac{t}{EI} \cdot M \cdot s_{\text{sym}} \cdot C_S \quad (14)$$

Da diese Herleitung auf der Verformung des halben Flansches beruht, ist für die Berechnung die doppelte Schraubensteifigkeit anzusetzen!

Die Schraubenkraft ergibt sich damit in der Summe zu:

$$F_S = F_V + \Delta F_S = F_V + \Delta F_{S,\text{zentr}} + \Delta F_{S,\text{exz}} \quad (15)$$

Das auf den Biegekörper einwirkende Krümmungserzeugende Moment ist

$$M = Z \cdot (b + s_{\text{sym}}) - F_S \cdot s_{\text{sym}} = R \cdot (r - s_{\text{sym}}) \quad (16)$$

Die linke Seite beschreibt das „Lastmoment“ (vgl. dazu auch die Vorzeichendefinition von s_{sym}), die rechte Seite das entgegengesetzt wirkende Moment aus der Kontaktpressung, deren Größe und Angriffspunkt zunächst unbekannt sind. Das Biegemoment in der Schraube wird bei dieser Betrachtung näherungsweise dadurch berücksichtigt, daß kein Lochabzug durchgeführt wird. Die räumliche Ausdehnung der Schraubenkraft wird auf der sicheren Seite liegend nicht berücksichtigt.

Aus dem Kräftegleichgewicht folgt:

$$F_S = R + Z \quad (17)$$

Aus (2), (4), (14), (15), (16) und (17) ergibt sich nach einigen Umformungen für die Schraubenkraft:

$$F_S = \frac{t \cdot s_{\text{sym}} \cdot C_S \cdot Z \cdot (b + s_{\text{sym}}) + EI \cdot (\Phi \cdot Z + F_V)}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI} \quad (18)$$

Im Fall des vollständigen Klaffens mit $s_{\text{sym}} = a$ wird $EI = 0$ und damit $F_S = \frac{Z \cdot (b + a)}{a}$.

Diese Gleichung beschreibt das sogenannte Kantentragen. Der Übergang wird also theoretisch korrekt vollzogen. Trotzdem wird dieser Zustand im Rechenmodell niemals erreicht. Im Bereich großer äußerer Zugkräfte, bei der die Verbindung bis über die Schraubenachse hinaus klafft, werden die Schraubenkräfte hingegen überschätzt, d.h. die Klaffung wird zu klein ermittelt; näheres dazu in [6].

Die weiteren Größen ergeben sich zu:

$$M = \frac{EI \cdot [(Z - \Phi \cdot Z - F_V) \cdot s_{\text{sym}} + Z \cdot b]}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI} \quad (19)$$

$$R = \frac{t \cdot s_{\text{sym}} \cdot C_S \cdot Z \cdot b + EI \cdot (\Phi \cdot Z - Z + F_V)}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI} \quad (20)$$

$$r = \frac{M}{R} + s_{\text{sym}} \quad (21)$$

Aus dem Biegemoment M ergibt sich der Winkel φ nach Gl. (6), mit dem die Biegespannung der Schraube nach Gl. (8) ermittelt werden kann.

Das sukzessive Klaffen der Flansche wird über die Spannungen in der Trennfuge ermittelt. Die verbleibende Kontaktbreite, die über das Maß b^* bestimmt wird, wird dabei jeweils soweit ver-

ringert, daß sich die Spannung auf der Seite des Kraftangriffs in der Trennfuge der Flansche zu $\sigma = 0$ ergibt. Ein positives Vorzeichen bedeutet hier Druck.

Die Spannung am Punkt B* (Bild 6) muß gleich Null sein; für Spannungen größer Null liegt die Berechnung auf der sicheren Seite:

$$\sigma_{B^*} = \sigma_N - \frac{M}{I} \cdot (a + b^*)/2 = 0 \quad (22)$$

Die Spannung aus der Schraubennormalkraft verteilt sich nicht gleichmäßig über die Trennfuge der Flansche. Die Annahme einer gleichmäßigen Pressung liegt nicht auf der sicheren Seite, da bei einer niedrigeren Spannung am Rand das Klaffen früher beginnt. Die folgende Annahme liefert bessere Ergebnisse im Bereich des Abhebepunktes.

Die Annahme für die Verteilung der Spannungen aus dem Normalkraftanteil verdeutlicht Bild 7. Unter der Scheibe wird eine Ausbreitung unter dem Winkel α angenommen, die Randspannungen sind damit im Abstand

$$b_R = \frac{D}{2} + t \cdot \tan \alpha \quad (23)$$

rechnerisch auf Null gesunken. Der Ausbreitungswinkel wird mit $\tan \alpha = 0,4$ angenommen. Dieser Wert ist bei dicken Flanschen eine gute Näherung. Alternativ kann auch der nach VDI 2230 berechnete rechnerische Winkel des Druckkegels φ_D verwendet werden.

Das Integral über die Spannungen muß der anteiligen Kontaktkraft der rechten Teilfläche entsprechen:

$$\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \cdot c \cdot b^* = R \cdot \frac{b^*}{b^* + a} \quad (24)$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 \cdot \frac{b_R - b^*}{b_R} \quad (25)$$

Damit wird die Randspannung aus dem Normalkraftanteil $\sigma_2 = \sigma_N$:

$$\sigma_N = 2 \cdot \frac{R \cdot (b^* - b_R)}{c \cdot (a \cdot b^* + b^{*2} - 2 \cdot a \cdot b_R - 2 \cdot b^* \cdot b_R)} \quad (26)$$

Die Gesamtspannung am Punkt B* ergibt sich aus Normalkraft- und Momentenanteil:

$$\sigma = \sigma_{B^*} = \sigma_N - \frac{M}{I} \cdot (a + b^*)/2 \quad (27)$$

Wenn $\sigma < 0$ wird, dann müssen der Wert b^* und damit auch s_{sym} iterativ verbessert werden, bis sich $\sigma = 0$ in der Randfaser ergibt. b^* kann auch negativ werden, dann klafft die Verbindung bis über die Schraubenachse hinaus. Für $b^* = 0$ endet die Klaffung in der Schraubenachse.

Für Werte $b^* < 0$ wird angenommen, daß die Spannung aus der Normalkraft konstant ist:

$$\sigma_N = \frac{R}{(a + b^*) \cdot c} \quad (28)$$

Mit der Ermittlung der Spannungen in der Trennfuge ist das Modell vollständig beschrieben.

Prinzipiell bietet das Modell noch die Möglichkeit, Imperfektionen rechnerisch über Ansatz eines „Ersatzimperfektionswinkel“ zu berücksichtigen. Diese Möglichkeit ist in [6] näher beschrieben.

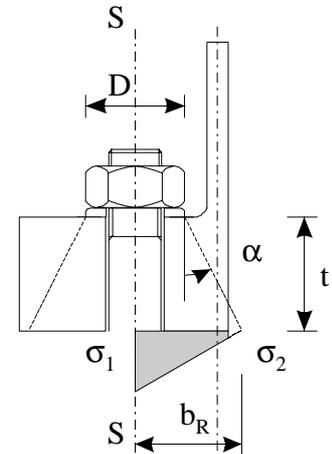


Bild 7: Annahme für die Verteilung der Spannungen aus der Zugkraft der Schraube vor dem Klaffen

Fig. 7: Assumption for the distribution of stresses in the contact zone of the flanges before opening

3.5 Vorspannzustand

Im Vorspannzustand kann je nach den Abmessungsverhältnissen bereits ein Krümmungswinkel φ_0 vorhanden sein. Dies kann in Ausnahmefällen dazu führen, daß bei Beginn der Berechnung mit $Z = 0$ Schraubenkräfte $F_S < F_V$ ermittelt werden, diese Abweichungen sind i.a. gering und müssen nicht weiter verfolgt werden. Wenn größere Differenzen auftreten, dann ist in [6] eine Möglichkeit zur rechnerischen Kompensation angegeben.

3.6 Gültigkeitsbereich

Auch dieses Berechnungsverfahren hat aufgrund der vereinfachenden Annahmen einen eingeschränkten Anwendungsbereich. Um unsichere oder unwirtschaftliche Konstruktionen zu vermeiden, ist es wichtig, den Gültigkeitsbereich zu definieren. Anhand zweier Kriterien wird nachfolgend eine Abschätzung für das vorgeschlagene Modell vorgenommen; Herleitung der Gleichungen siehe [6].

1. Abgrenzungskriterium:

$$\eta = \frac{4}{3} \cdot \frac{a^3 \cdot b}{t^4} \begin{cases} \eta > 0,02 \\ \eta < 2,0 \end{cases} \quad (29)$$

Es ist stets darauf zu achten, daß die Abmessungen die Bedingungen nach Gl. (10) erfüllen. Wenn das Maß a korrigiert werden muß, dann ist η unter Verwendung von a^* zu ermitteln.

Das Berechnungsverfahren liefert mit den Maßkorrekturen nach Abschnitt 3.3 immer Ergebnisse auf der sicheren Seite, gute Werte ergeben sich für $\eta \approx 0,5 \dots 1$. Die Abweichungen werden groß, wenn

- sehr dicke Flansche vorliegen, dies aber erst ab $\eta < 0,02$
- sehr dünne Flansche vorliegen mit $\eta > 2,0$
- das Maß a stark korrigiert werden muß.

2. Abgrenzungskriterium:

$$\delta = 4 \cdot \frac{a^2 \cdot b^2 \cdot A}{t^4 \cdot c \cdot (a + b)} \geq 0,03 \quad (30)$$

Das Rechenmodell liefert gute Ergebnisse bis $\delta \approx 0,5$. Kleinere Werte sind tendenziell günstig, erst bei sehr kleinen Werten (etwa $\delta < 0,03$) werden die Ergebnisse wieder schlechter. Werte über $\delta = 0,5$ deuten darauf hin, daß die Ergebnisse deutlich auf der sicheren Seite liegen können, das Verfahren kann aber dennoch verwendet werden.

3.7 Verlauf der Schraubenkraftfunktion im Druckbereich

Im Druckbereich gelten prinzipiell die gleichen Zusammenhänge wie zu Anfang des Zugbereiches vor Klaffen der Verbindung. Bei Druckkräften auf das Segment können folglich die gleichen Formeln benutzt werden wie für den ersten Ast im Zugbereich. Beim Polynom-Ansatz nach PETERSEN führt die Punktsymmetrie der Gleichung automatisch zu einem identischen Verlauf der Schraubenkräfte im Zug- als auch im Druckbereich. Bei dem hier vorgestellten Verfahren kann problemlos auch mit Druckkräften gerechnet werden, Schraubenkraft und -moment werden zutreffend berechnet.

3.8 Vergleich mit FE-Lösung

Anhand der eingangs verwendeten Beispiele wird nachfolgend die vorgestellte Näherung überprüft.

Für die Berechnung von Flansch 1 wird das Maß $a = 69\text{mm}$ geringfügig auf $a^* = 63\text{mm}$ verringert. Die Abgrenzungskriterien liegen dann mit $\eta^* = 0,82$ und $\delta^* = 0,19$ in dem Bereich, für den gute Ergebnisse erwartet werden können. Die Gegenüberstellung von FE-Berechnung und den

Werten des Näherungsverfahrens (Bild 8) zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Sowohl der absolute Wert der Schraubenkraft als auch die Steigung liegen in jedem Punkt der Kurve leicht auf der sicheren Seite. Das Schraubenbiegemoment wird im gesamten Verlauf fast exakt ermittelt.

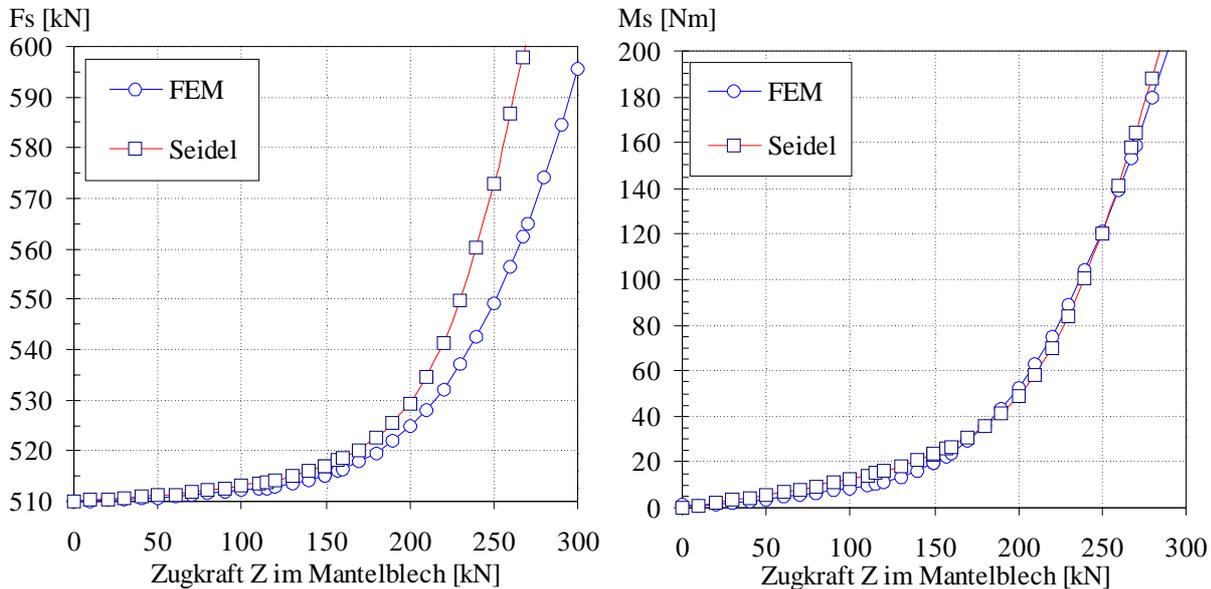


Bild 8: Schraubenkraft und -biegemoment für Flansch 1

Fig. 8: Bolt force and moment for flange 1

Für den sehr langen Flansch 2 wird das Maß $a = 176\text{mm}$ für die Berechnung auf $a^* = 54\text{mm}$ verringert, es ergeben sich dann die Werte $\eta^* = 1,09$ und $\delta^* = 0,24$. Da das Maß a sehr stark korrigiert werden muß, ist die Näherung schlechter als bei Flansch 1 (Bild 9). Bis etwa $Z = 130\text{ kN}$ ergeben sich noch gute Werte für Schraubenkraft und -moment, darüber hinaus wird die Beanspruchung stark überschätzt. Im Gegensatz zu den anderen Berechnungsmodellen liegt die Berechnung aber immer auf der sicheren Seite.

Der Grund für die schlechte Näherung bei großen Zugkräften liegt in den ungünstigen Abmessungen dieses Flansches, die Verbindung klappt rechnerisch bereits im Vorspannzustand! In der FE-Rechnung reicht die Klaffung bei $Z = 140\text{ kN}$ bereits bis zur Schraubenachse, bei Verwendung des vorgestellten Näherungsverfahrens ergibt sich ein Wert von $Z_{\text{klaff}} = 130\text{ kN}$. Sowohl bei diesem als auch bei vielen anderen vom Erstautor berechneten Beispielen liefert das Berechnungsverfahren also etwa bis zu der Zugkraft gute bis zufriedenstellende Ergebnisse, bei der die Verbindung bis zur Schraubenachse klappt. Da alleine aus Korrosionsschutzgründen im Gebrauchszustand keine größere Klaffung zugelassen werden sollte, ist das Verfahren generell für die Durchführung des Ermüdungsnachweises geeignet.

Im allgemeinen ist eine kompakte Flanschausführung wie im Beispiel 1 vorzuziehen. Diagramme und Formeln zur Vorbemessung, aus denen sich günstige Flanschabmessungen ergeben, sind in [6] angegeben.

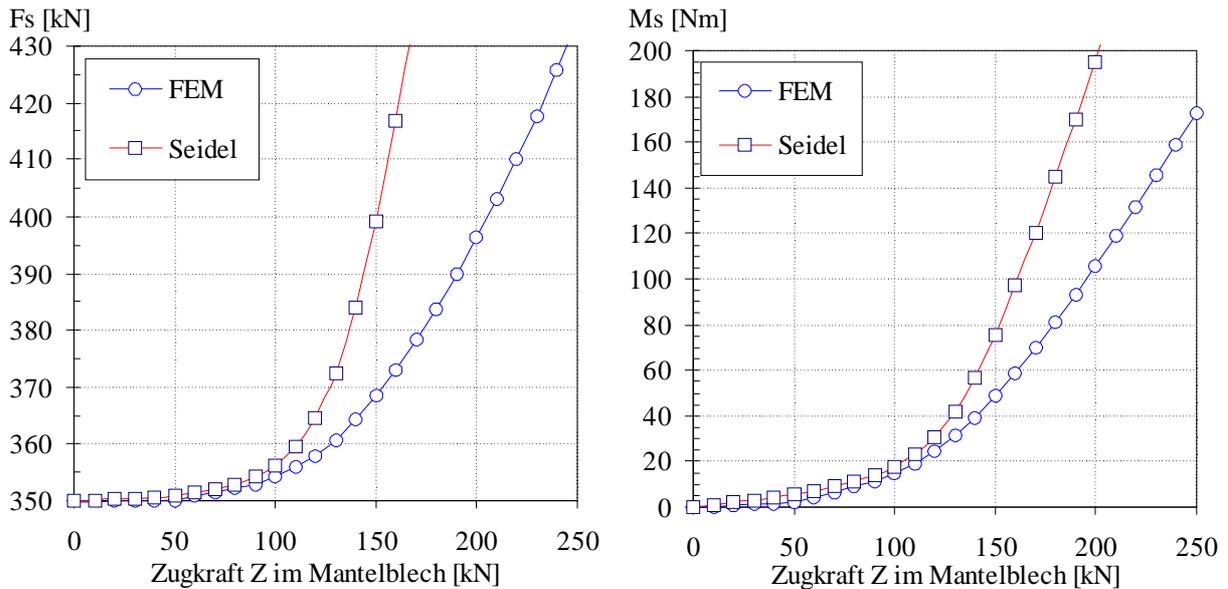


Bild 9: Schraubenkraft und -biegemoment für Flansch 2

Fig. 9: Bolt force and moment for flange 2

4 Berechnungsablauf

Zur Verdeutlichung des Berechnungsverfahrens wird die Vorgehensweise nachfolgend durch Ablaufdiagramme und ein ausführliches Berechnungsbeispiel demonstriert. Die Ablaufdiagramme können als Grundlage für die Programmierung dienen. Ein entsprechendes Excel-Programm steht am Institut für Stahlbau zur Verfügung.

Die in Bild 10 dargestellte Rechenanweisung 1 beinhaltet die Ermittlung der Eingangswerte für das Verfahren. Diese bleiben im gesamten Berechnungsgang konstant. Es werden drei mögliche Genauigkeitsgrade für die Ermittlung der elastischen Nachgiebigkeiten sowie des Kraftverhältnisses Φ angegeben. Der Berechnungsaufwand steigt dabei mit größerer Genauigkeit an, dafür wird die Berechnung etwas wirtschaftlicher. Die Berechnung der Schraubenbeanspruchung erfolgt, beginnend mit $Z_0 = 0$, für beliebige äußere Zugkräfte Z_i . Für jede Zugkraft Z_i ist mit Rechenanweisung 2 (Bild 11) iterativ die Schraubenbeanspruchung zu ermitteln. Der am Ende eines Rechenganges bestimmte Abstand von der Schraubenachse zum Rand des überdrückten Bereiches b^* wird für den nächsten Berechnungsschritt als Eingangswert verwendet.

Die Darstellung konzentriert sich hier auf die Ermittlung der Schraubenbeanspruchung. Weitere Hilfsmittel und Ablaufdiagramme zur Vorbemessung, zum Tragfähigkeits- und Ermüdungsnachweis sind in [6] enthalten.

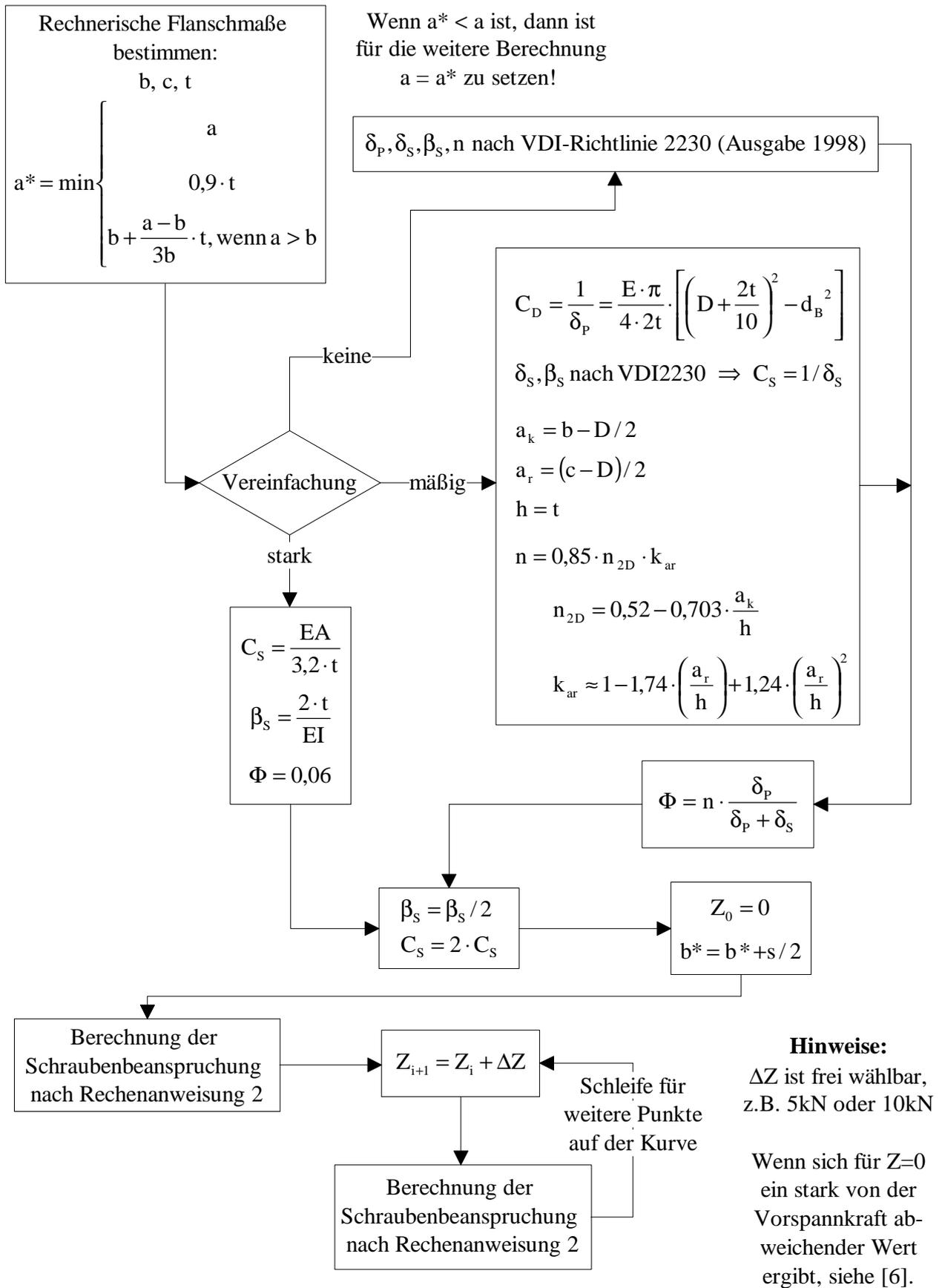


Bild 10: Rechenanweisung 1 (Eingangswerte und Schleife zur Berechnung der Schraubenbeanspruchung)

Fig. 10: Flow chart 1 (Parameters and loop for calculation of bolt stresses)

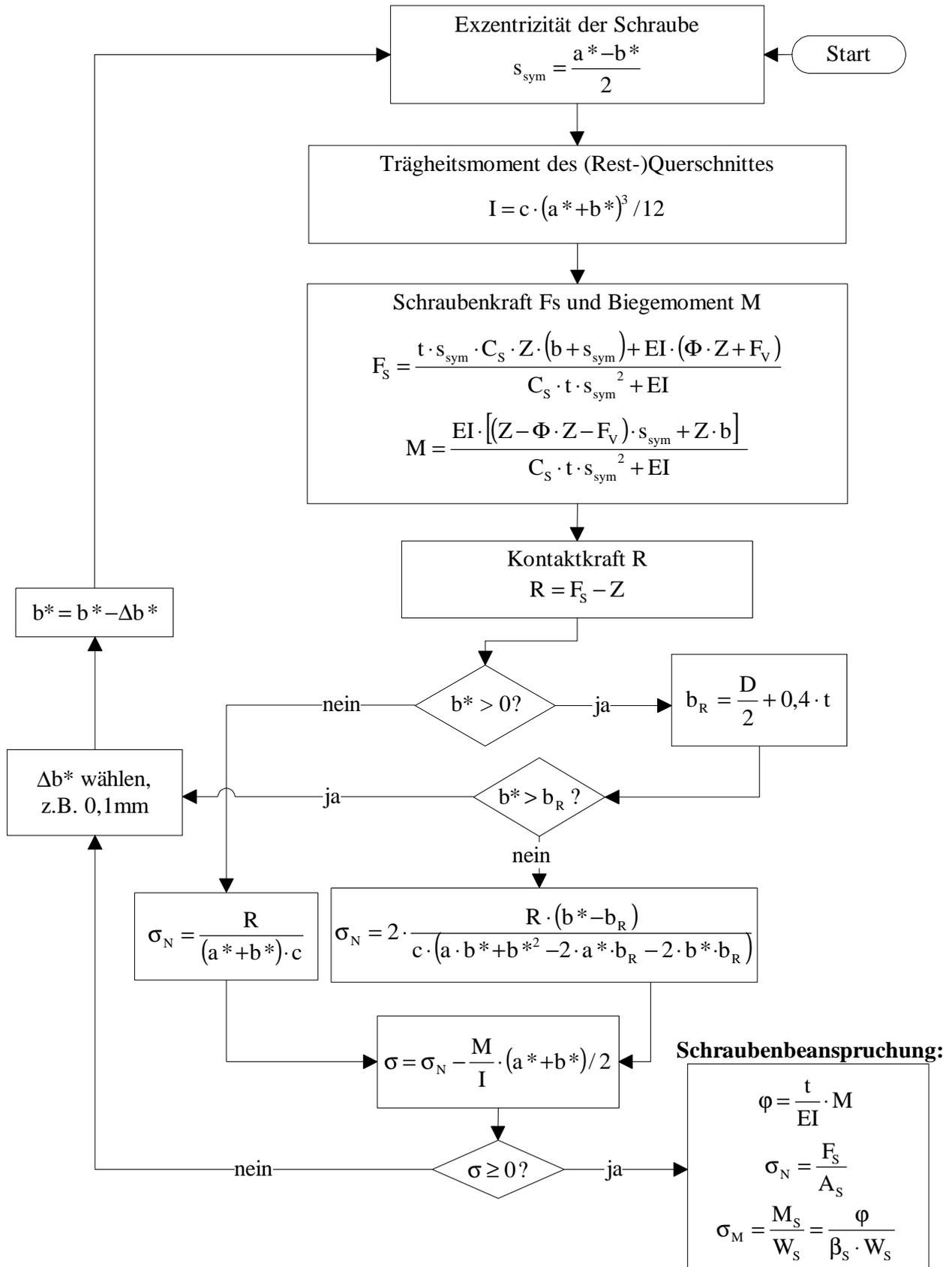


Bild 11: Rechenanweisung 2 (Iteratives Berechnungsverfahren)

Fig. 11: Flow chart 2 (Iterative Calculation method)

5 Berechnungsbeispiel

Zu bemessen sei ein Flansch für einen Montagestoß mit $D_a = 3800\text{mm}$, $t = 22\text{mm}$ Wanddicke, Stahlgüte S355. Aus dem Beulsicherheitsnachweis nach DIN 18800 Teil 4 ergibt sich eine Grenzbeulspannung von $\sigma_{xS,R,d} = 239,5\text{ N/mm}^2$. Dieses ist die maximal mögliche Spannung im Mantelblech unter γ_F -fachen Lasten. Der Turm sei im Beulsicherheitsnachweis zu 80% ausgenutzt, es ergibt sich die maximale Spannung auf Gebrauchslastniveau zu max. $\sigma_x = 0,8 \cdot 239,5 / 1,5 = 127,7\text{ N/mm}^2$.

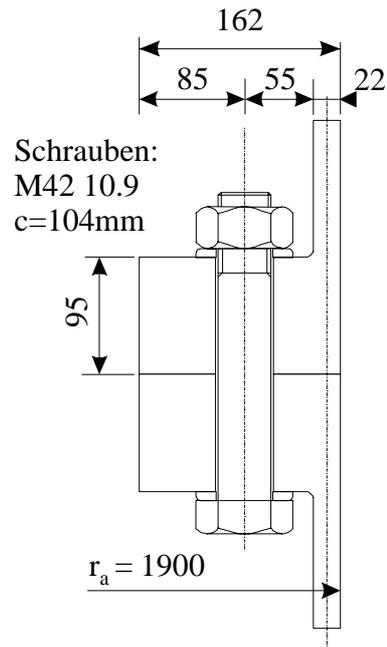
5.1 Vorbemessung

Aus der Vorbemessung [6] ergeben sich damit folgende Abmessungen für den Flansch:

Schrauben: 110 Schrauben M42 10.9, Lochkreisteilung $c = 104\text{mm}$

Hinweis: Schrauben der Abmessungen M42 bis M48 sind mittlerweile von den Schraubenherstellern in abgestimmten Werksnormen, z.B. [10], definiert. Gemäß Anpassungsrichtlinie Stahlbau [11] können die in DIN 18800-1 angegebenen Bemessungsformeln auch für diese Schrauben verwendet werden.

Flansch: $b = 66\text{mm}$, $a = 85\text{mm}$, $t = 95\text{mm}$ (vgl. Bezeichnungen in Bild 5)



Alle Maße in [mm]

Bild 12: Abmessungen des Beispielflansches

Fig. 12: Dimensions of example flange

5.2 Ermittlung der Schraubenbeanspruchung

Zur Ermittlung der Eingangswerte wird die „mäßige“ Vereinfachung entsprechend Rechenanweisung 1 verwendet. Zum Vergleich werden in der rechten Spalte Werte angegeben, die bei einer genaueren Berechnung bzw. der starken Vereinfachung ermittelt werden.

Eingangswerte für elastische Berechnung

Krafteinleitungsfaktor n :

$$\frac{a_k}{h} = \frac{(b - D/2)}{t} = \frac{66 - 78/2}{95} = 0,284$$

$$\Rightarrow n_{2D} = 0,52 - 0,703 \cdot 0,284 = 0,32$$

$$\frac{a_r}{h} = \frac{(104 - 78)/2}{95} = 0,137 \Rightarrow k_{ar} = 0,785$$

$$\Rightarrow n = 0,32 \cdot 0,785 \cdot 0,85 = 0,214$$

Elastische Nachgiebigkeit des Flansches:

$$C_{D1} = \frac{1}{\delta_{p1}} = \frac{E \cdot \pi}{4 \cdot 2t} \cdot \left[\left(D + \frac{2t}{10} \right)^2 - d_B^2 \right]$$

$$= \frac{210000 \cdot \pi}{4 \cdot 2 \cdot 95} \cdot \left[\left(78 + \frac{2 \cdot 95}{10} \right)^2 - 45^2 \right] = 6,41 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Rechenanweisung 1 (Bild 10)

genauere Ermittlung nach VDI2230: $n = 0,209$

siehe Abschnitt 3.3

Zum Vergleich: Bei Ermittlung nach VDI 2230, Ausgabe 1998, ergibt sich ein Wert von $\delta_p = 1,475 \cdot 10^{-7}\text{ mm/N}$. Die ermittelte Nachgiebigkeit wird mit der einfachen Formel um 6%

$$\delta_{p1} = 1,56 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$$

Nachgiebigkeit der Scheiben:

$$C_{D2} = \frac{1}{\delta_{p2}} = \frac{E \cdot (D^2 - d^2) \cdot \pi}{4 \cdot s}$$

$$= \frac{210000 \cdot (78^2 - 43^2) \cdot \pi}{4 \cdot 8} = 87,3 \cdot 10^6 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

$$\delta_{p2} = 1/C_{D2} = 0,115 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$$

Gesamtnachgiebigkeit des Klemmpakets:

$$\delta_p = \delta_{p1} + 2 \cdot \delta_{p2} = 1,79 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$$

Elastische Nachgiebigkeit der Schraube:

$$A_{d3} = 1045,1 \text{ mm}^2 \quad I_{d3} = 86924 \text{ mm}^4$$

$$A_N = 1385 \text{ mm}^2 \quad I_N = 152745 \text{ mm}^4$$

$$A_S = 1121 \text{ mm}^2 \quad I_S = 100000 \text{ mm}^4$$

Abmessungen: $d = 42 \text{ mm}$, $l_{\text{Gew}} = 10 \text{ mm}$, $l_1 = 196 \text{ mm}$

$$\delta_s = \delta_G + \delta_M + \delta_{\text{Gew}} + \delta_1 + \delta_{\text{SK}} = 9,31 \cdot 10^{-7} \text{ mm/N}$$

$$\beta_s = \beta_G + \beta_M + \beta_{\text{Gew}} + \beta_1 + \beta_{\text{SK}} = 8,99 \cdot 10^{-9} 1/\text{Nmm}$$

$$\Rightarrow \text{Kräfteverhältnis: } \Phi = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_p + \delta_s} = 0,035$$

Eingangswerte zur Ermittlung der Beanspruchungen

$$a^* = \min \left\{ \begin{array}{l} a = 85 \text{ mm} \\ 0,9 \cdot t = 85,5 \text{ mm} \\ 66 + \frac{85 - 66}{3 \cdot 66} \cdot 95 = \underline{75,12 \text{ mm}} \end{array} \right.$$

Überprüfung der Flanschdicke (Näherungswerte):

$$\eta = \frac{4}{3} \cdot \frac{a^3 \cdot b}{t^4} = \frac{4}{3} \cdot \frac{75,12^3 \cdot 66}{95^4} = 0,46 \left\{ \begin{array}{l} > 0,02 \\ < 1 \end{array} \right.$$

$$\delta = 4 \cdot \frac{a^2 \cdot b^2 \cdot A}{t^4 \cdot c \cdot (a + b)} = 4 \cdot \frac{75,12^2 \cdot 66^2 \cdot 1385}{95^4 \cdot 104 \cdot (75,12 + 66)} = 0,11 \left\{ \begin{array}{l} > 0,03 \\ < 0,5 \end{array} \right.$$

$$C_s = 1/(\delta_s / 2) = 2,15 \cdot 10^6 \text{ N/mm}$$

$$\beta_s = \beta_s / 2 = 4,50 \cdot 10^{-9} 1/\text{Nmm}$$

überschätzt, so daß die Schraubenkräfte auf der sicheren Seite liegend ebenfalls überschätzt werden.

Querschnittswerte zur Berechnung von axialer Nachgiebigkeit und Biegnachgiebigkeit

Formeln siehe [8], zusammenfassend z.B. auch in [6] oder [9]

o.k. | vgl. Abschnitt 3.6, anstatt a ist a* zu setzen

o.k.

halbe Nachgiebigkeiten, da Herleitung des Berechnungsverfahrens für halbes System

$$b^* = b + s / 2 = 77 \text{ mm}$$

$$s_{\text{sym}} = \frac{a^* - b^*}{2} = \frac{75,12 - 77}{2} = -0,94 \text{ mm}$$

Startwert für die Iteration

Berechnung von Schraubenkraft und -moment**Z = 0 kN:**

$$I = c \cdot (a^* + b^*)^3 / 12 = 30,51 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$F_S = \frac{t \cdot s_{\text{sym}} \cdot C_S \cdot Z \cdot (b + s_{\text{sym}}) + EI \cdot (\Phi \cdot Z + F_V)}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI}$$

$$= \frac{EI \cdot F_V}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI}$$

$$= \frac{210000 \cdot 30,51 \cdot 10^6 \cdot 710000}{0,94^2 \cdot 95 \cdot 2,15 \cdot 10^6 + 210000 \cdot 30,51 \cdot 10^6} = 710,0 \text{ kN}$$

$$M = \frac{EI \cdot [(Z - \Phi \cdot Z - F_V) \cdot s_{\text{sym}} + Z \cdot b]}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI} = \frac{-EI \cdot F_V \cdot s_{\text{sym}}}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI}$$

$$= -F_S \cdot s_{\text{sym}} = 667381 \text{ Nmm}$$

$$R = F_S - Z = 710,0 \text{ kN}$$

$$b_R = \frac{D}{2} + 0,4 \cdot t = 78 / 2 + 0,4 \cdot 95 = 77 \text{ mm}$$

$$\sigma_N = 2 \cdot \frac{R \cdot (b^* - b_R)}{c \cdot (a \cdot b^* + b^{*2} - 2 \cdot a \cdot b_R - 2 \cdot b^* \cdot b_R)} = 0$$

$$\sigma = \sigma_N - \frac{M}{I} \cdot (a^* + b^*) / 2 = -1,66 \text{ N / mm} < 0$$

Rechenanweisung 2 (Bild 11)

Vereinfachung der Formel für
Z = 0F_S = F_V, daher keine Korrektur der
Anfangswerte erforderlich

Vereinfachung für Z = 0

zufällig, da b* = b_R

Iteration erforderlich!

Iteration für Z = 0: b* = 76,17 mm

$$s_{\text{sym}} = (75,12 - 76,17) / 2 = -0,525 \text{ mm}$$

$$I = c \cdot (a^* + b^*)^3 / 12 = 30,01 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$F_S = \frac{EI \cdot F_V}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI}$$

$$= \frac{210000 \cdot 30,01 \cdot 10^6 \cdot 710000}{0,525^2 \cdot 95 \cdot 2,15 \cdot 10^6 + 210000 \cdot 30,01 \cdot 10^6} = 710,0 \text{ kN}$$

$$M = -F_S \cdot s_{\text{sym}} = 372382 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_N = 2 \cdot \frac{R \cdot (b^* - b_R)}{c \cdot (a \cdot b^* + b^{*2} - 2 \cdot a \cdot b_R - 2 \cdot b^* \cdot b_R)}$$

$$= 2 \cdot \frac{710000 \cdot (76,17 - 77)}{104 \cdot (75,12 \cdot 76,17 + 76,17^2 - 2 \cdot 75,12 \cdot 77 - 2 \cdot 76,17 \cdot 77)} = 0,96 \text{ N / mm}^2$$

neuer Wert für b* so gewählt, daß
die Iteration beendet wirdDie Schraubenkraft entspricht F_V,
eine Korrektur nach [6] ist nicht
erforderlich.

$$\sigma = \sigma_N - \frac{M}{I} \cdot (a^* + b^*) / 2$$

$$= 0,96 - \frac{372382}{30,01 \cdot 10^6} \cdot (75,12 + 76,17) / 2 = 0,02 > 0$$

Die rechnerische Spannung am Klaffungsrand ist größer 0, die Iteration kann beendet werden.

$$M_s = \frac{\varphi}{\beta_s} = \frac{t}{EI} \cdot M \cdot \frac{1}{\beta_s}$$

$$= \frac{95}{210000 \cdot 30,01 \cdot 10^6} \cdot 372382 \cdot \frac{1}{4,50 \cdot 10^{-9}} = 1248 \text{ Nmm}$$

rechnerisches Moment im Vorspannzustand M_V

$$Z = 200 \text{ kN: } b^* = 47,26 \text{ mm}$$

$$s_{\text{sym}} = (75,12 - 47,26) / 2 = 13,93 \text{ mm}$$

$$I = c \cdot (a^* + b^*)^3 / 12 = 15,88 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$F_s = \frac{t \cdot s_{\text{sym}} \cdot C_s \cdot Z \cdot (b + s_{\text{sym}}) + EI \cdot (\Phi \cdot Z + F_V)}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_s + EI}$$

$$= \frac{95 \cdot 13,93 \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 200000 \cdot (66 + 13,93) + 210000 \cdot 15,88 \cdot 10^6 \cdot (0,035 \cdot 200000 + 710000)}{13,93^2 \cdot 95 \cdot 2,15 \cdot 10^6 + 210000 \cdot 15,88 \cdot 10^6}$$

$$= 722,0 \text{ kN}$$

Wert so gewählt, daß nur ein Iterationsschritt erforderlich

$$M = \frac{EI \cdot [(Z - \Phi \cdot Z - F_V) \cdot s_{\text{sym}} + Z \cdot b]}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_s + EI}$$

$$= \frac{210000 \cdot 15,88 \cdot 10^6 \cdot [(200000 - 0,035 \cdot 200000 - 710000) \cdot 13,93 + 200000 \cdot 66]}{13,93^2 \cdot 95 \cdot 2,15 \cdot 10^6 + 210000 \cdot 15,88 \cdot 10^6}$$

$$= 5927739 \text{ Nmm}$$

$$R = F_s - Z = 722,0 - 200,0 = 522,0 \text{ kN}$$

$$\sigma_N = 2 \cdot \frac{R \cdot (b^* - b_R)}{c \cdot (a \cdot b^* + b^{*2} - 2 \cdot a \cdot b_R - 2 \cdot b^* \cdot b_R)}$$

$$= 2 \cdot \frac{522000 \cdot (47,26 - 77)}{104 \cdot (75,12 \cdot 47,26 + 47,26^2 - 2 \cdot 75,12 \cdot 77 - 2 \cdot 47,26 \cdot 77)} = 22,85 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma = \sigma_N - \frac{M}{I} \cdot (a^* + b^*) / 2$$

$$= 22,85 - \frac{5927739}{15,88 \cdot 10^6} \cdot (75,12 + 47,26) / 2 = 0,009 \text{ N/mm}^2$$

Iteration beendet

$$M_s = \frac{\varphi}{\beta_s} = \frac{t}{EI} \cdot M \cdot \frac{1}{\beta_s}$$

$$= \frac{95}{210000 \cdot 15,88 \cdot 10^6} \cdot 5927739 \cdot \frac{1}{4,50 \cdot 10^{-9}} = 37526 \text{ Nmm}$$

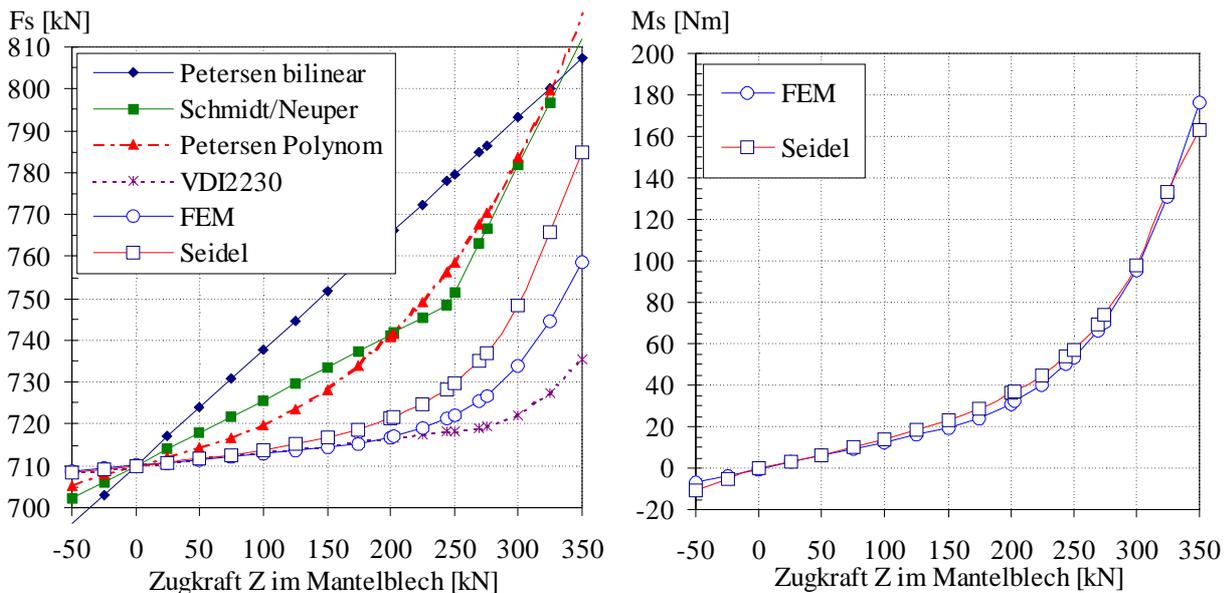


Bild 13: Berechnete Schraubenkraft- und Schraubenbiegemomentenverläufe

Fig. 13: Calculated bolt force and moment

In Bild 13 sind die Beanspruchungen für die genannten Berechnungsverfahren dargestellt. Das eigene Verfahren liefert wiederum eine gute Abschätzung der Schraubenkraft, die im gesamten Verlauf auf der sicheren Seite liegt. Das Biegemoment wird im Vergleich zur FE-Rechnung fast exakt ermittelt. Wenn das volle Maß a anstatt a^* für die Berechnung verwendet wird, dann ist die Annäherung für die Schraubenkraft noch besser, das Biegemoment wird dann aber bei größeren Zugkräften ab ca. 200 kN unterschätzt. Die angegebene Reduktion erweist sich damit als erforderlich.

6 Zusammenfassung

Schrauben in Ringflanschverbindungen sind aufgrund der starken Kerbwirkung im Gewinde ermüdungsgefährdet. Um bei extremer dynamischer Belastung, wie sie z.B. bei Windenergieanlagen auftritt, einen Ermüdungsnachweis führen zu können, werden zuverlässige Rechenmodelle zur Ermittlung der Schraubenbeanspruchung benötigt. Bislang war es nur mit numerischen Verfahren möglich, die kombinierte Beanspruchung der Schraube durch Normalkraft und Biegemoment zu ermitteln, da mit den bekannten analytischen Verfahren nur der zentrische Anteil der Beanspruchung berechnet werden konnte. Dabei wird bei bestimmten Abmessungen die Ermüdungsbeanspruchung auf der unsicheren Seite gefährlich unterschätzt.

Es wird deshalb ein neues Näherungsverfahren vorgestellt, mit dem die kombinierte Beanspruchung der Schraube ohne Verwendung aufwendiger FE-Methoden sicher ermittelt werden kann. Es basiert auf dem linearen Ansatz der VDI-Richtlinie 2230, der durch eine iterative Ergänzung auf den nichtlinearen Bereich der Schraubenbeanspruchungsfunktion erweitert wird. Die Anwendung des Verfahrens wird durch Ablaufdiagramme und ein ausführliches Berechnungsbeispiel veranschaulicht, so daß die Anwendbarkeit für die Praxis ermöglicht wird. Durch den Vergleich mit FE-Lösungen wird die Güte des Verfahrens gezeigt.

Danksagung

Die Autoren danken der Forschungsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft der Eisen und Metall verarbeitenden Industrie e.V. (AVIF) und dem Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM) für die Förderung des Projektes „Ermüdungsbeanspruchung geschraubter Ringflanschverbindungen bei Windenergieanlagen“ und Dipl.-Ing. Michael Klußmann von der Firma Pfeleiderer Wind Energy GmbH für die Unterstützung bei der Überprüfung des Zahlenbeispiels.

Literatur

- [1] *Petersen, C.*: Statische und dynamische Tragfähigkeit von Ringflanschverbindungen – Theorie und neue Versuche. 19. Steinfurter Stahlbau-Seminar, Rheine 2000.
- [2] *Lehmann, D.*: Berechnung des nichtlinearen Tragverhaltens gezogener vorgespannter L-Flansche. Stahlbau 69 (2000), S. 35-54.
- [3] *Petersen, C.*: Stahlbau. Braunschweig: Vieweg 1997.
- [4] *Schmidt, H.; Neuper, M.*: Zum elastostatischen Tragverhalten exzentrisch gezogener L-Stöße mit vorgespannten Schrauben. Stahlbau 66 (1997), S. 163-168.
- [5] *Petersen, C.*: Nachweis der Betriebsfestigkeit exzentrisch beanspruchter Ringflanschverbindungen. Stahlbau 67 (1998), S. 191-203.
- [6] *Seidel, M.*: Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen. Hannover, Diss. 2001.
- [7] *Faulhaber, A.; Thomala, W.*: Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 (1986): Der nichtlineare Berechnungsansatz. VDI-Z Bd. 129 Nr. 9 1987.
- [8] Entwurf VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998.
- [9] *Schaumann, P.; Kleineidam, P.; Seidel, M.*: Zur FE-Modellierung von zugbeanspruchten Schraubenverbindungen. Stahlbau 70 (2001), S. 73-84.
- [10] Peiner Umformtechnik: Sechskantschrauben-Garnituren mit großer Schlüsselweite – Bemessungs- und Ausführungsdaten. Werksnorm WN 83120, September 2000.
- [11] Mitteilungen Deutsches Institut für Bautechnik: Sonderheft 11/2, Anpassungsrichtlinie Stahlbau, 3. Auflage. Berlin: Ernst&Sohn 1998.

Autorenanschrift:

Dr.-Ing. Marc Seidel
Enron Wind GmbH
Holsterfeld 5a, 48499 Salzbergen
E-Mail: mail@marc-seidel.de
URL: <http://www.wind.enron.com>

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann
Universität Hannover, Institut für Stahlbau
Appelstr. 9A, 30167 Hannover
E-Mail: schaumann@stahl.uni-hannover.de
URL: <http://www.stahlbau.uni-hannover.de>