

7. Informations- und Diskussionsveranstaltung „Schraubenverbindungen – Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis“. Darmstadt, 07. Mai 2003

## Auslegung von Flanschverbindungen mit hochfesten, vorgespannten Schrauben für Windenergieanlagen

Dr.-Ing. Marc Seidel, GE Wind Energy GmbH  
Holsterfeld 16, 48499 Salzbergen  
Email: Marc.Seidel@ps.ge.com

### 1 Einleitung

Als Tragkonstruktion für Windenergieanlagen (WEA, Bild 1) wird vorwiegend der stählerne Vollwandturm in teilweise oder komplett konischer Bauweise verwendet. Die Verbindung der Sektionen erfolgt auf der Baustelle durch innenliegende Ringflanschverbindungen, die mittels feuerverzinkter, hochfester Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 nach DIN 6914ff. [1]-[3] verschraubt werden. In DIN 6914 sind die Größen bis M36 definiert, was bis zur MW-Klasse auch ausreichend war. Für größere Anlagen haben die großen Schraubenhersteller mittlerweile auch HV-Schrauben bis M48 in abgestimmten Werksnormen definiert, siehe z.B. [4]. Die Größe M42 ist mittels Übereinstimmungsnachweis bauaufsichtlich abgesichert einsetzbar und wird in großen Stückzahlen verbaut. WEA mit Schrauben der Größe M48 sind in der Planungsphase.

Windenergieanlagen sind extremen dynamischen Beanspruchungen sowohl im Hinblick auf die Ermüdungsbelastung als auch die Extremlast ausgesetzt. Die Lastwechselzahlen für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis liegen dabei für Anlagen der MW-Klasse in der Größenordnung von  $\Sigma n = 10^9$  während 20 Jahren Nutzungsdauer. Sowohl im Betrieb als auch im Stillstand (50-Jahressturm) ist die WEA zudem großen Einzelereignissen infolge Extremböen, Notstopauslösung oder Sonderlasten, z.B. bei Ausfall des Sicherheitssystems, ausgesetzt. Für diese Lasten ist der Tragsicherheitsnachweis für alle Komponenten zu führen.

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 2 veranschaulicht.

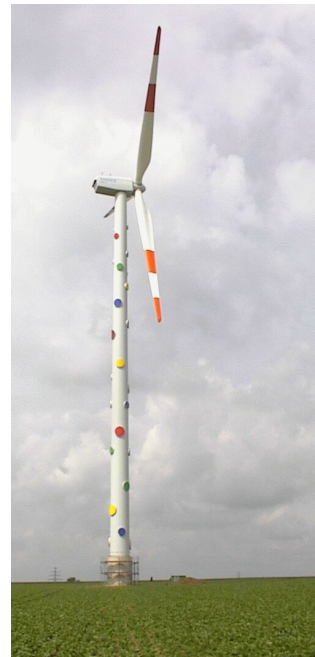


Bild 1: WEA GEWE 1.5s (70m Rotordurchmesser)

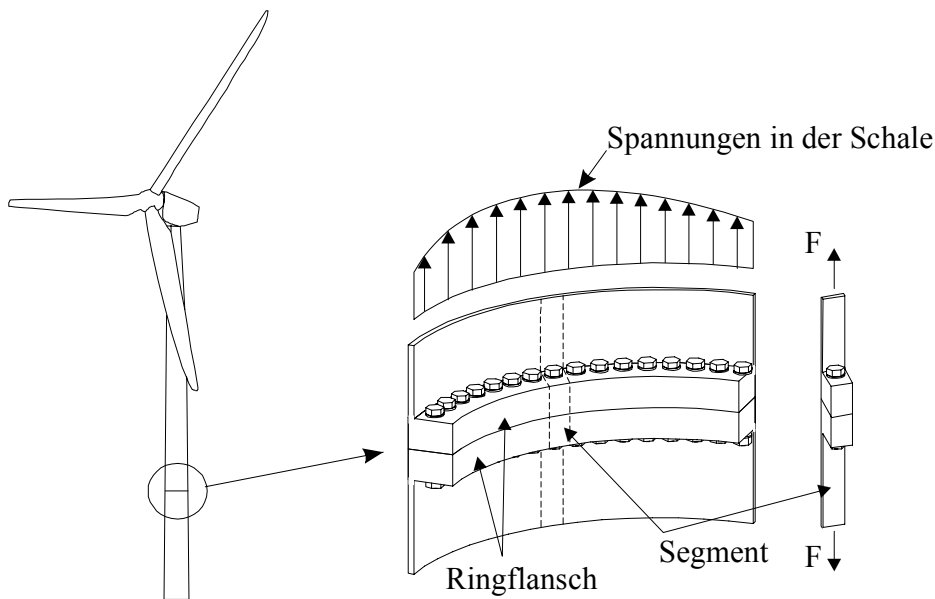


Bild 2: Modellbildung für die Berechnung geschraubter Ringflanschverbindungen (Segmentansatz)

Im Rahmen dieses Beitrages werden die Verfahren, die zur Auslegung der Verbindung verwendet werden, zusammengefaßt. Die zum Teil erst kürzlich entwickelten Methoden [5] sind auf ähnliche Verbindungen im Bereich des Maschinenbaus übertragbar und versprechen gegenüber bekannten Methoden eine verbesserte Genauigkeit und Wirtschaftlichkeit bei der Auslegung.

Nicht eingegangen wird im Rahmen dieses Beitrages auf imperfektionsbehaftete Verbindungen. Insbesondere für die großen Ringflanschverbindungen von WEA ist mittlerweile theoretisch und experimentell nachgewiesen, daß vor dem Vorspannen vorhandene Imperfektionen in Form von Welligkeiten und Klaffungen das Tragverhalten negativ beeinflussen können [6]. Diese Problematik dürfte bei kompakten Verbindungen, die alleine aufgrund ihrer Größe weniger zu über die Breite der Verbindung veränderlichen Imperfektionen neigen, weniger bedeutend sein.

## 2 Ermittlung der Schraubenbeanspruchung exzentrisch belasteter Flanschverbindungen für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis

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 [7] enthalten. Die folgenden Ausführungen zur Berechnung der Schraubenbeanspruchung sind eine Kurzfassung der in [5] und [8] veröffentlichten Ergebnisse. Eine detailliertere Darstellung inkl. Beispielrechnung ist insbesondere in [5] enthalten.

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

- Bilinearer Ansatz nach PETERSEN [9],
- Trilinearer Ansatz nach SCHMIDT/NEUPER [10],
- Polynomansatz nach PETERSEN [11],
- Kreisbogenansatz nach FAULHABER/THOMALA [12]. Dieser Ansatz wurde in der VDI-Richtlinie 2230 [13] (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 an perfekten Versuchskörpern validiert wurde [5], [14], [15]. Es wird eine dreidimensionale Modellierung von Flansch und Schraube verwendet, die Kontaktzonen zwi-

schen Scheibe und Flansch und in der Trennfuge der Flansche werden über Kontaktelemente abgebildet.

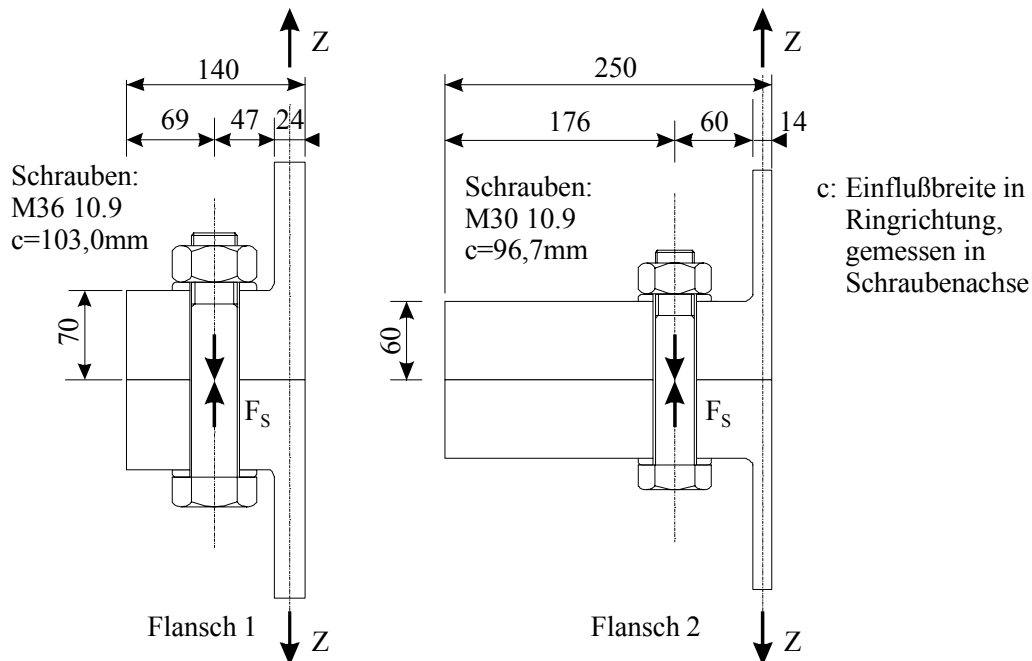


Bild 3: Beispielflansche von Windenergieanlagen (WEA)

Die Beispielflansche (Bild 3) 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 [10] sowie den Kreisbogenansatz nach FAULHABER/THOMALA [12] nicht der Fall.

Für den kompakten Flansch 1 liefern alle Verfahren bezogen auf die absolute Größe der Schraubenkraft Berechnungsergebnisse auf der sicheren Seite (Bild 4 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 4 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.

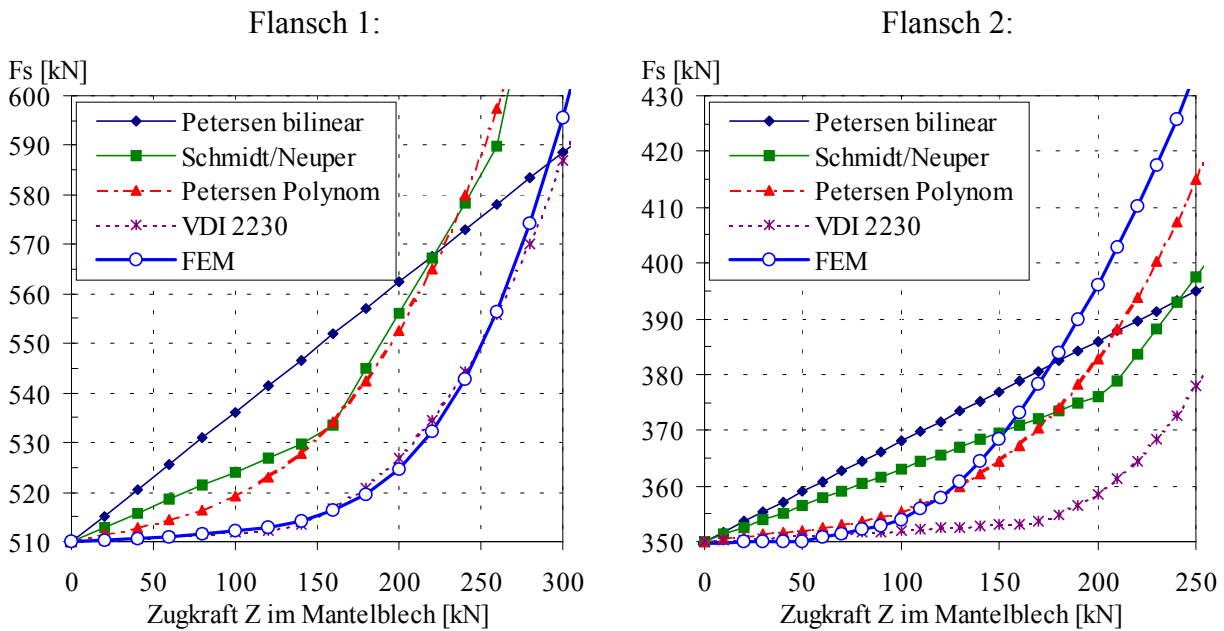


Bild 4: Schraubenkraftverläufe der Beispielflansche

Bei keinem Verfahren wird die überlagerte Biegespannung ermittelt. Für die VDI 2230 wird zwar eine Berechnungsanweisung gegeben, diese gilt aber nur bis zum Abhebepunkt, 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 5 zeigt einen großen Anteil der Biegespannungen an der Gesamtbeanspruchung. Der Biegespannungsanteil  $\eta$  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 [7] ist prinzipiell die Ermittlung von Schraubenkraft 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.

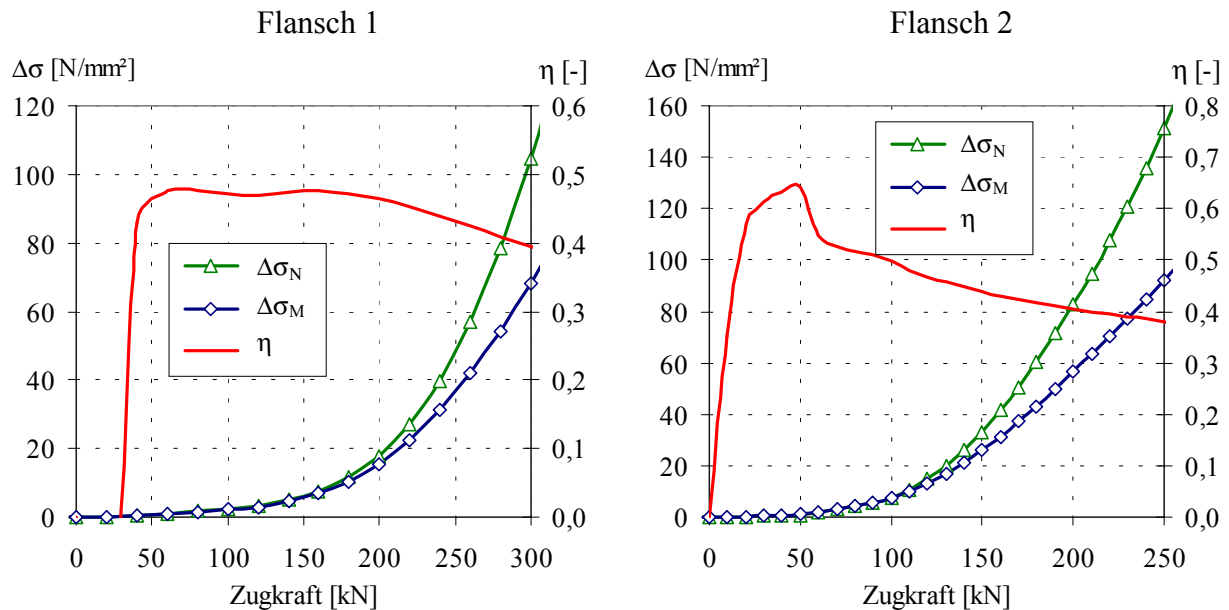


Bild 5: Zusatzspannungen  $\Delta\sigma_N$  und  $\Delta\sigma_M$  sowie Biegespannungsanteile  $\eta$  für die Beispiele

## 2.1 Ein neuer Ansatz zur Berechnung der Schraubenbeanspruchung

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.

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 4 deutlich und ist auch in vielen weiteren Beispielberechnungen des Verfassers bestätigt worden.

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 2230 aufbauend eine Erweiterung auf den nichtlinearen Bereich der klaffenden Verbindung vorgenommen.

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

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

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 [14], wird aus dem krümmungserzeugenden Moment bestimmt.

Das Verfahren ähnelt von den Grundüberlegungen her dem Ansatz von AGATONOVIC [16], der sich seinerzeit nicht hat durchsetzen können. Das hier vorgestellte Verfahren ist gegenüber dem

Ansatz von AGATONOVIC eindeutig in den Berechnungsvorschriften und für alle vom Verfasser getesteten Beispiele widerspruchsfrei anwendbar. Es ist zudem mit Ablaufdiagrammen [5] und einem frei verfügbaren Excel-Programm (Download unter <http://www.marc-seidel.de>) wesentlich anwenderfreundlicher dokumentiert.

## 2.2 Bezeichnungen

Die hier verwendeten Bezeichnungen entsprechen überwiegend den von PETERSEN [9] verwendeten. Darüber hinaus werden einige Bezeichnungen der VDI 2230 [13] verwendet.

Geometriebezeichnungen nach Bild 6:

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 <sub>sym</sub>	Exzentrizität der Schraube bezogen auf die Schwerlinie des Flansches:

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

Flanschbreite in Tiefenrichtung: c

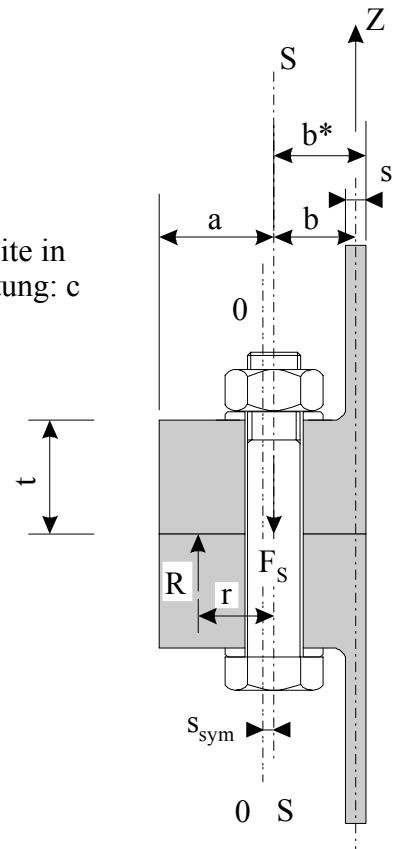


Bild 6: Bezeichnungen für das Berechnungsmodell

Weitere Bezeichnungen:

a*	rechnerisch reduziertes Maß a für die Ermittlung der Beanspruchung im elastischen Bereich
a <sub>k</sub>	Abstand zwischen dem Rand der Vorspannfläche und dem Kräfteinleitungsort
a <sub>r</sub>	Abstand zwischen dem Rand der Vorspannfläche und dem seitlichen Rand der Verbindung
d <sub>B</sub>	Durchmesser des Schraubenloches
n	Kräfteinleitungsfaktor
A <sub>S</sub>	Spannungsquerschnittsfläche der Schraube
C <sub>D</sub> , C <sub>S</sub>	Dehnsteifigkeit der verspannten Teile bzw. der Schraube
D	Scheibendurchmesser
β <sub>S</sub>	Biegenachgiebigkeit der Schraube (siehe [13] oder [14])
δ <sub>p</sub> , δ <sub>S</sub>	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:  $\Phi = n \cdot \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p}$

### 2.3 Zentrischer Anteil der Schraubenzusatzkraft

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

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

Zumindest für den Abmessungsbereich der Windenergieanlagen können die komplizierten Formeln der VDI 2230 sinnvoll vereinfacht werden, so daß die aufwendige Ermittlung von  $n$ ,  $\delta_p$  und  $\delta_s$  entfällt [5].

### 2.4 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 7). Für die Krümmung an der Oberkante des Flansches gilt dann nach Balkentheorie:

$$w'(x = t) = \varphi = -\frac{M}{EI} \cdot t \quad (5)$$

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 [14]:

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

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

$$M_s = 2 \cdot \frac{\varphi}{\beta_s} \quad (7)$$

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

$$EI = E \cdot c \cdot (a + b^*)^3 / 12 \quad (8)$$

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.

$$a^* = \min \left\{ \begin{array}{l} a \\ 0,9 \cdot t \\ b + (a - b) \cdot \frac{t}{3 \cdot b}, \text{ wenn } a > b \end{array} \right. \quad (9)$$

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 [5].

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  $\Delta l_S$  kann über die geometrischen Beziehungen bei einer Krümmung des Flansches ermittelt werden (Bild 7).

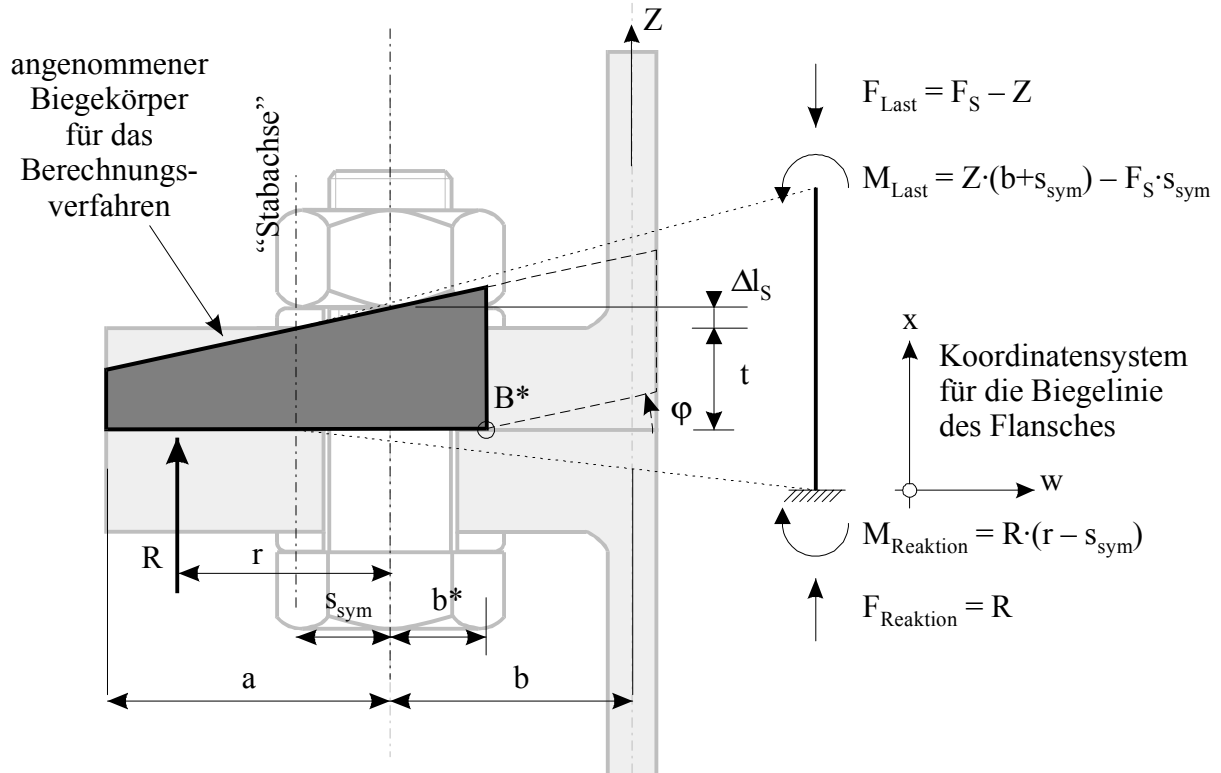


Bild 7: Balkenmodell für den Flansch mit einwirkenden Lasten und Reaktionskraft und -moment

$$\Delta l_S = \Delta F_S / C_S \Rightarrow \Delta F_S = \Delta l_S \cdot C_S \quad (10)$$

$$\Delta l_S = -\varphi \cdot s_{\text{sym}} = \frac{t}{EI} \cdot M \cdot s_{\text{sym}} \quad (11)$$

$$\text{mit } \varphi = -\frac{t}{EI} \cdot M \quad (12)$$

$$\Delta F_{S,\text{exz}} = \Delta l_S \cdot C_S = \frac{t}{EI} \cdot M \cdot s_{\text{sym}} \cdot C_S \quad (13)$$

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:

$$F_S = F_V + \Delta F_S = F_V + \Delta F_{S,\text{zentr}} + \Delta F_{S,\text{exz}} \quad (14)$$

Das auf den Biegekörper einwirkende krümmungserzeugende Moment ist

$$M = Z \cdot (b + s_{\text{sym}}) - F_S \cdot s_{\text{sym}} = R \cdot (r - s_{\text{sym}}) \quad (15)$$

Die linke Seite beschreibt das „Lastmoment“ (vgl. dazu auch die Vorzeichendefinition von  $s_{\text{sym}}$ ), 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:

$$F_S = R + Z \quad (16)$$

Aus (2), (4), (13), (14), (15) und (16) ergibt sich nach einigen Umformungen für die Schraubenkraft:

$$F_S = \frac{t \cdot s_{\text{sym}} \cdot C_S \cdot Z \cdot (b + s_{\text{sym}}) + EI \cdot (\Phi \cdot Z + F_V)}{s_{\text{sym}}^2 \cdot t \cdot C_S + EI} \quad (17)$$

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 [5].

Die weiteren Größen ergeben sich zu:

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

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

$$r = \frac{M}{R} + s_{\text{sym}} \quad (20)$$

Aus dem Biegemoment  $M$  ergibt sich der Winkel  $\varphi$  nach Gl. (5), mit dem die Biegespannung der Schraube nach Gl. (7) 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 verringert, 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 7) muß gleich Null sein; für Spannungen größer Null liegt die Berechnung auf der sicheren Seite:

$$\sigma_{B^*} = \sigma_N - \frac{M}{I} \cdot (a + b^*) / 2 = 0 \quad (21)$$

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 8. Unter der Scheibe wird eine Ausbreitung unter dem Winkel  $\alpha$  angenommen, die Randspannungen sind damit im Abstand

$$b_R = \frac{D}{2} + t \cdot \tan \alpha \quad (22)$$

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  $\varphi_D$  verwendet werden.

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

$$\frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \cdot c \cdot b^* = R \cdot \frac{b^*}{b^* + a} \quad (23)$$

$$\sigma_2 = \sigma_1 \cdot \frac{b_R - b^*}{b_R} \quad (24)$$

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

$$\sigma_N = 2 \cdot \frac{R \cdot (b^* - b_R)}{c \cdot (a \cdot b^* + b^{*2} - 2 \cdot a \cdot b_R - 2 \cdot b^* \cdot b_R)} \quad (25)$$

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

$$\sigma = \sigma_{B^*} = \sigma_N - \frac{M}{I} \cdot (a + b^*)/2 \quad (26)$$

Wenn  $\sigma < 0$  wird, dann müssen der Wert  $b^*$  und damit auch  $s_{\text{sym}}$  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:

$$\sigma_N = \frac{R}{(a + b^*) \cdot c} \quad (27)$$

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 [5] näher beschrieben.

## 2.5 Vorspannzustand

Im Vorspannzustand kann je nach den Abmessungsverhältnissen bereits ein Krümmungswinkel  $\varphi_0$  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 [5] eine Möglichkeit zur rechnerischen Kompensation angegeben.

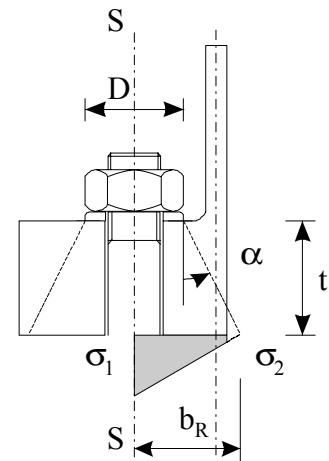


Bild 8: Annahme für die Verteilung der Spannungen aus der Zugkraft der Schraube vor dem Klaffen

## 2.6 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 [5].

1. Abgrenzungskriterium:

$$\eta = \frac{4}{3} \cdot \frac{a^3 \cdot b}{t^4} \begin{cases} \eta > 0,02 \\ \eta < 2,0 \end{cases} \quad (28)$$

Es ist stets darauf zu achten, daß die Abmessungen die Bedingungen nach Gl. (9) erfüllen. Wenn das Maß  $a$  korrigiert werden muß, dann ist  $\eta$  unter Verwendung von  $a^*$  zu ermitteln.

Das Berechnungsverfahren liefert mit den Maßkorrekturen nach Abschnitt 2.3 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:

$$\delta = 4 \cdot \frac{a^2 \cdot b^2 \cdot A}{t^4 \cdot c \cdot (a + b)} \geq 0,03 \quad (29)$$

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.

## 2.7 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 Polynomansatz 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.

## 2.8 Validierung des Verfahrens

Das Berechnungsverfahren ist für die perfekte Verbindung anhand von Versuchen und FE-Berechnungen validiert, siehe [5] oder [8]. Die Ergebnisse sind überwiegend sehr gut und liegen außerhalb der angegebenen Anwendungsgrenzen auf der sicheren Seite.

### 3 Ermüdungsfestigkeitsnachweis

Die gemäß Abschnitt 2 ermittelten Schraubenbeanspruchungen sind Grundlage für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis.

Die Belastung einer Windenergieanlage wird i.a. durch Simulationsrechnungen ermittelt. Die innerhalb der Simulationsdauer auftretenden Belastungen werden entsprechend einer vorgegebenen Einteilung klassiert und mittels des Rainflow-Zählverfahrens ausgezählt. Die Darstellung erfolgt entweder durch die vollständige Rainflowmatrix oder alternativ auch durch das Amplitudenkollektiv, das auch als „Rainflowvektor“ bezeichnet werden könnte.

In der Rainflowmatrix werden der Beginn und das Ende eines Belastungszyklus abgelegt, so daß die Information über den Mittelwert der Beanspruchung implizit enthalten ist. Im Vergleich dazu wird bei der Darstellung in Form des Amplitudenkollektivs (in Kurzform als „Kollektiv“ bezeichnet) lediglich die Summenhäufigkeit der Schwingbreiten abgelegt. Die Information über den Mittelwert der Belastungszyklen geht somit verloren. Bedingt durch den nichtlinearen Verlauf der Schraubenkraftfunktion sowie des überlagerten Biegemomentes sollte der Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Flanschverbindungen mit der vollständigen Rainflowmatrix der Belastung durchgeführt werden. Es soll an dieser Stelle betont werden, daß die Auslegung der Verbindung, daß keine Klaffung auftritt, nicht möglich ist. Die dafür benötigten Vorspannkkräfte und Flanschabmessungen wären viel zu unwirtschaftlich. Es ist also in jedem Fall mit einem nichtlinearen Beanspruchungsverlauf zu rechnen!

Das prinzipielle Vorgehen zur Ermittlung der Beanspruchungen ist in Bild 9 illustriert. Zu jeder Klasse der Rainflowmatrix sind die zugehörigen Schraubenkräfte und -biegemomente zu ermitteln, aus der Differenz der Beanspruchungen wird mit der Anzahl der Spannungsspiele der Schädigungsanteil ermittelt.

Je nach Umfang der Rainflowmatrix bedeutet dieses Vorgehen einen erheblichen Aufwand, der nur mit Hilfe eines geeigneten Programmes zu bewältigen ist. Der Nachweis mit dem aus der Matrix gewonnenen Zugkraftschwingbreitenkollektiv (Amplitudenkollektiv) ist aber nicht ausreichend, da dabei die Schwingbreiten von Schraubenkraft und Schraubenbiegemoment unterschätzt werden können (siehe [5]).

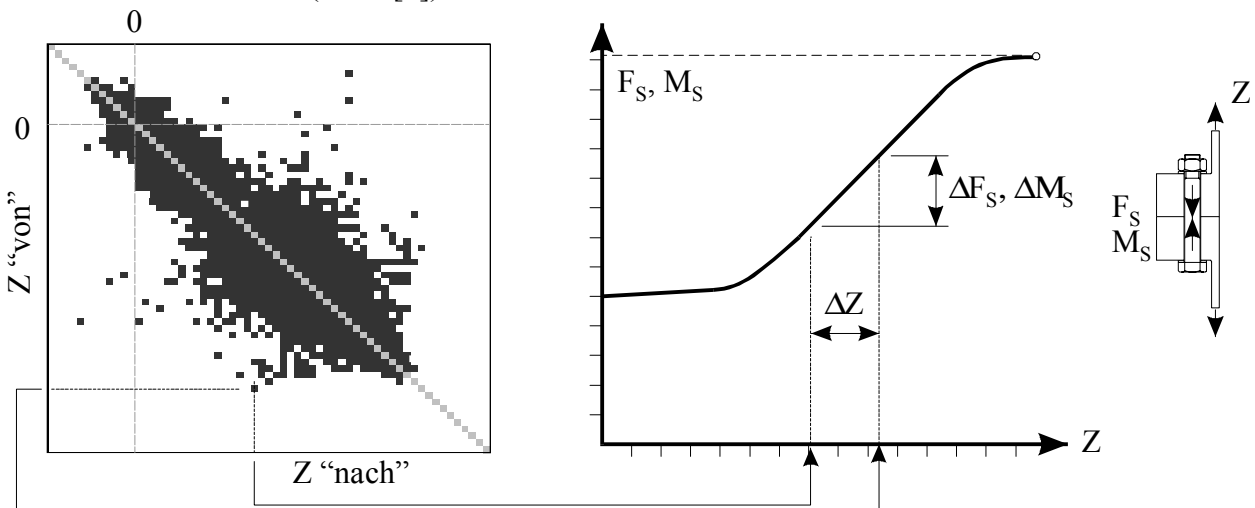


Bild 9: Prinzip der Beanspruchungsermittlung bei Verwendung einer Rainflowmatrix

Der Nachweis der Ermüdungsfestigkeit erfolgt nach Eurocode 3 [17] für nicht periodische Beanspruchung durch Ermittlung der Schadenssumme nach PALMGREN-MINER in der Form

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \leq 1,0 \quad (30)$$

### 3.1 Einordnung in eine Kerbgruppe

Im Eurocode 3 Teil 1 [17] werden zentrisch zugbeanspruchte Schrauben der Kerbgruppe 36\* zugeordnet. Davon abweichend wird im Eurocode 3 Teil 2 die Detailkategorie 50\* angegeben.

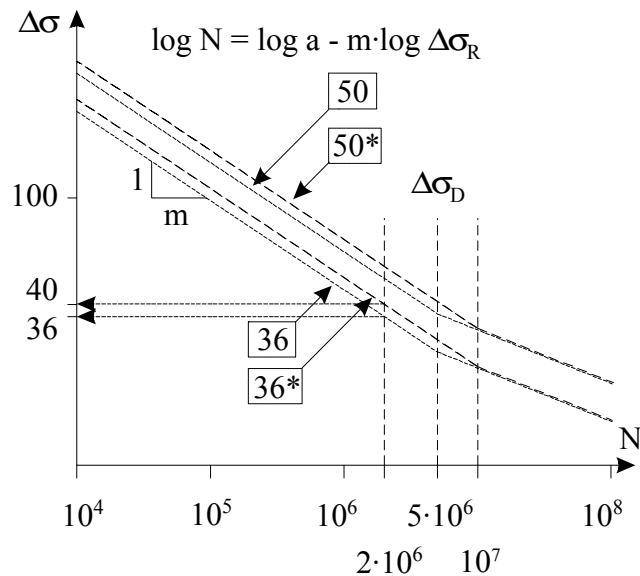


Bild 10: Ermüdungsfestigkeitskurven nach Eurocode 3

Im Entwurf zum Eurocode 3 Teil 1-9 [18] wird ebenfalls die Kerbgruppe 50\* genannt. Hier wird erstmals explizit auch die Berücksichtigung der Biegespannungen gefordert. Für große Schraubendurchmesser wird zudem eine Reduktion der Ermüdungsfestigkeit mit folgendem Faktor vorgeschrieben:

$$\alpha_{\text{red}} = \left( \frac{30}{d} \right)^{0,25} \quad \text{für } d > 30\text{mm} \quad (31)$$

Für Schrauben M36 würde das eine Reduktion auf eine nominell nicht vorhandene Kerbgruppe 48\* gegenüber 50\* bedeuten. Die Abnahme der Ermüdungsfestigkeit in diesem Größenbereich wird demzufolge gering eingestuft.

In der vorrangig im Bereich des Maschinenbaus angewendeten VDI-Richtlinie 2230 [13] werden Dauerfestigkeitswerte für zentrisch schwingbeanspruchte Schrauben genannt, die deutlich über den Werten liegen, die sich aufgrund der Vorschriften des Bauingenieurbereichs ergeben. Auch in den Vorschriften des Germanischen Lloyd ist ein Passus enthalten, der für maschinenbauliche Komponenten eine höhere Kerbgruppe zulässt. Für Komponenten, die in den baurechtlichen Bereich fallen, kann diese Besserstellung nicht in Anspruch genommen werden! Hier sind die einschlägigen Bauvorschriften, z.B. der Eurocode 3 [17] und die DIBt-Richtlinie für Windenergieanlagen [19] maßgebend.

### 3.2 Auswertung von Versuchsergebnissen zur Einordnung in eine Kerbgruppe

Da die Schraube das ermüdungsgefährdete Element der Verbindung darstellt, ist die Ermüdungsfestigkeit des Bauteils Schraube primärer Untersuchungsgegenstand der experimentellen Forschung verschiedener Autoren gewesen. Die nachfolgend zitierten Versuchsergebnisse beziehen sich jeweils auf die isoliert geprüfte Schraube, deren Beanspruchung infolge der Schwingbreiten der Schraubennormalkraft und des Schraubenbiegemomentes im wesentlichen durch die Geometrie der Schraube und der Mutter bestimmt wird. Maßgebend für die Ermüdungsfestigkeit sind die lokalen Spannungen, die infolge geometrischer Kerben ein Vielfaches der Nennspannung betragen. Der Widerstand in Form der Schraubenbeanspruchbarkeit wird durch viele Faktoren, wie z.B. den Werkstoff und den Verarbeitungsprozeß bestimmt, hier insbesondere durch das Vorhandensein von Eigenspannungen. Die nachfolgend vorgestellte Auswertung von Versuchs-

ergebnissen beschränkt sich darum auf Schrauben, die denen im Windenergiebereich eingesetzten entsprechen.

### 3.3 Ermüdungsfestigkeit unter zentrischem Zug

Zur Überprüfung der Einstufung im Eurocode 3 und wegen der offensichtlichen Diskrepanzen der unterschiedlichen Vorschriften wurden verschiedene Versuchsergebnisse gemeinsam statistisch ausgewertet. Dabei wurden nur Untersuchungen berücksichtigt, die mit schlußvergüteten und feuerverzinkten Schrauben durchgeführt wurden, da dies die vorherrschend verwendete Schraubenart für Ringflanschverbindungen ist. Für folgende Untersuchungen lagen die Zahlenwerte der Versuche vor:

- LACHER [21] führte Dauerschwingversuche mit feuerverzinkten Schrauben M20 10.9 durch. Es handelte sich um übliche schlußvergütete HV-Schrauben.
- VALTINAT [22] führte Versuche an Schrauben M30 10.9 durch, die bis in den plastischen Bereich angezogen wurden. Geprüft wurden normal- und hochtemperaturverzinkte HV-Schrauben.
- KUPERUS [23] führte ebenfalls Versuche an feuerverzinkten HV-Schrauben der Größe M20 durch. Es wurden verschiedene Testreihen mit torsionsfrei und torsionsbehaftet vorgepannten Schrauben durchgeführt.

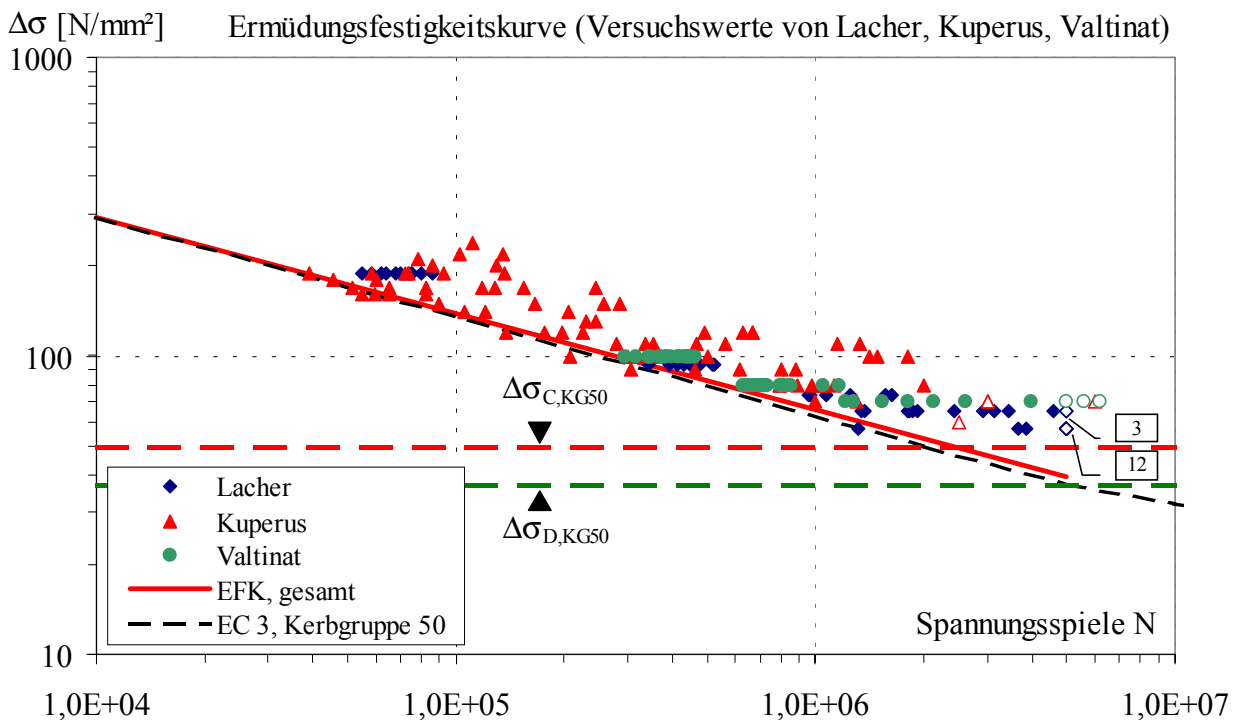


Bild 11: Statistische Auswertung von Dauerschwingversuchen axial beanspruchter HV-Schrauben (Durchläufer sind durch weiße Füllung der Symbole gekennzeichnet)

Bezeichnungen:  $\Delta\sigma_{C,KG50} = 50 \text{ N/mm}^2$ : Nennwert der Ermüdungsfestigkeitskurve für KG 50

$\Delta\sigma_{D,KG50} = 36,8 \text{ N/mm}^2$ : Wert der Dauerfestigkeit für Kerbgruppe 50

Die Versuche sind in Bild 11 zusammenfassend dargestellt und ausgewertet. Die Ermittlung der Ermüdungsfestigkeitskurve (EFK) für eine Überlebenswahrscheinlichkeit  $P_U = 97,7\%$  erfolgte analog zu [21] durch Auswertung im Gaußschen Wahrscheinlichkeitsnetz auf verschiedenen Spannungsniveaus. In der realen Verbindung sind zu allen Versuchsreihen vergleichbare Verhältnisse möglich, da sich je nach vorliegenden Reibungsverhältnissen unterschiedliche Torsionsspannungen einstellen und auch eine Überspannung in den plastischen Bereich möglich ist. Darum ist die gemeinsame Auswertung aller Versuche im Hinblick auf die praktische Anwendung sinnvoll. Zum Vergleich mit dem Eurocode 3 ist die Ermüdungsfestigkeitskurve für die

Kerbgruppe 50 eingetragen. Diese deckt sich im Zeitfestigkeitsbereich sehr gut mit der aus allen Versuchsergebnissen ermittelten Wöhlerlinie.

Zu sehr ähnlichen Ergebnissen kommt eine Zusammenfassung amerikanischer Versuchsergebnisse an Ankerbolzen von VAN DIEN et al. [24] mit den Ergebnissen verschiedener Autoren, siehe dazu auch [5].

Von WIEGAND/THOMALA [25] wurden die statistisch ausgewerteten Ergebnisse von Dauerschwingversuchen an feuerverzinkten HV-Schrauben M30 10.9 mitgeteilt, wobei für die Auswertung, die nur zur Ermittlung der Dauerfestigkeit erfolgte, zwei nicht näher spezifizierte Prüfhorizonte mit jeweils zehn Proben vorlagen. Umgerechnet auf den Spannungsquerschnitt und eine Überlebenswahrscheinlichkeit  $P_{\bar{U}} = 97,7\%$  ergibt sich die Dauerfestigkeit  $\Delta\sigma_D = 67,6 \text{ N/mm}^2$ . Dieser Wert deckt sich qualitativ in etwa mit den Ergebnissen von VAN DIEN [24], der für Spannungsamplituden  $\Delta\sigma < 62 \text{ N/mm}^2$  keine Dauerbrüche festgestellt hat. Bei LACHER [21] treten hingegen auf dem Spannungsniveau  $\Delta\sigma = 57 \text{ N/mm}^2$  überwiegend Durchläufer ( $N > 5 \cdot 10^6$ ) auf, es sind aber auch einige Brüche zu verzeichnen. Nach der Auswertung von LACHER [21] beträgt die Dauerfestigkeit feuerverzinkter HV-Schrauben M20 10.9 bei Auswertung für  $P_{\bar{U}} = 97,7\%$  etwa  $\Delta\sigma_D = 52,5 \text{ N/mm}^2$ . Als Knickschwingspielzahl, d.h. die Schwingenspielzahl bei der sich der Übergang zur Dauerfestigkeit vollzieht, ermittelt er  $N_D = 2 \cdot 10^6$  (für  $P_{\bar{U}} = 50\%$ ). In der Kerbgruppe 50 liegt die Dauerfestigkeit bei  $\Delta\sigma_D = 36,8 \text{ N/mm}^2$ , so daß sich in der Tendenz eine im Vergleich zur Zeitfestigkeit hohe Dauerfestigkeit ergibt.

Verglichen damit ergibt sich nach VDI-Richtlinie 2230 [13] folgender Wert der Dauerfestigkeit für  $d = 30 \text{ mm}$  Schraubendurchmesser bei  $N = 2 \cdot 10^6$ :

$$\Delta\sigma_{D,VDI2230} = 2 \cdot 0,85 \cdot (150/d + 45) = 2 \cdot 0,85 \cdot (150/30 + 45) = 85 \text{ N/mm}^2 \quad (32)$$

Wird die Verminderung der Dauerfestigkeit infolge der Feuerverzinkung mit etwa 15% berücksichtigt, so ergibt sich ein Wert von  $\Delta\sigma_{D,VDI2230} = 72 \text{ N/mm}^2$ . Dieser Wert liegt um rund 37% über dem von LACHER ermittelten Wert der Dauerfestigkeit und erscheint gegenüber den vorliegenden Versuchsergebnissen zu optimistisch.

### 3.4 Ermüdungsfestigkeit unter exzentrischer Beanspruchung

Untersuchungen an rein biegebeanspruchten bzw. kombiniert beanspruchten Schrauben liegen in der Literatur weit seltener vor als Berichte über zentrisch zugbeanspruchte Schrauben. Eine Auswertung der vorhandenen Literatur zeigt, daß die Schwingfestigkeit unter kombinierter Beanspruchung bei Bezug auf die Randspannung vermutlich höher ist als bei reinem Zug. Wenn wie nach Eurocode 3 Teil 1-9 vorgesehen der Nachweis mit der maximalen Randspannungsschwingbreite aus Normalkraft- und Biegemomentenanteil  $\Delta\sigma = \Delta\sigma_N + \Delta\sigma_M$  gegen die Kerbgruppe 50 erfolgt, dann liegt der Nachweis auf der sicheren Seite.

## 4 Tragsicherheitsnachweis

### 4.1 Allgemeines

Der Tragsicherheitsnachweis wird im Bauwesen in der Form (33) geführt. Im Sinne eines Grenzzustandsnachweises wird die durch Teilsicherheitsbeiwerte abgeminderte charakteristische Tragfähigkeit  $R_k$  der mit Teilsicherheitsbeiwerten vergrößerten Einwirkung  $S_k$  gegenübergestellt.

$$\frac{S_d}{R_d} = \frac{\gamma_F \cdot S_k}{R_k / \gamma_M} \leq 1 \quad (33)$$

Die plastischen Tragfähigkeiten sind in DIN 18800 geregelt und gemäß [26] auch für Schrauben größer als M36 zur Anwendung zugelassen.

Für das Versagen der Verbindung ist u. a. die Zugtragfähigkeit der Schraube maßgebend, diese ist in der Stahlbaunorm DIN 18800 [27] geregelt. Die Grenzzugkraft ist danach wie folgt zu ermitteln:

$$F_{t,R} = N_{R,d} = \min \left\{ \begin{array}{l} A_{Sch} \cdot \sigma_{1,R,d} = A_{Sch} \cdot \frac{f_{y,b,k}}{1,1 \cdot \gamma_M} \\ A_{Sp} \cdot \sigma_{2,R,d} = A_{Sp} \cdot \frac{f_{u,b,k}}{1,25 \cdot \gamma_M} \end{array} \right. \quad (34)$$

mit  $A_{Sp}$  Spannungsquerschnitt der Schraube

Hinweis: Die Bezeichnungsweise in DIN 18800 weicht hier von anderen Normen (z.B. EC 3, EN 20898) ab. Dort wird die Bezeichnung  $A_S$  für den Spannungsquerschnitt sowie  $A$  für den Schaftquerschnitt verwendet.

$A_{Sch}$  Schaftquerschnitt der Schraube

$f_{y,b,k}$  charakteristischer Wert der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffs

$f_{u,b,k}$  charakteristischer Wert der Zugfestigkeit des Schraubenwerkstoffs

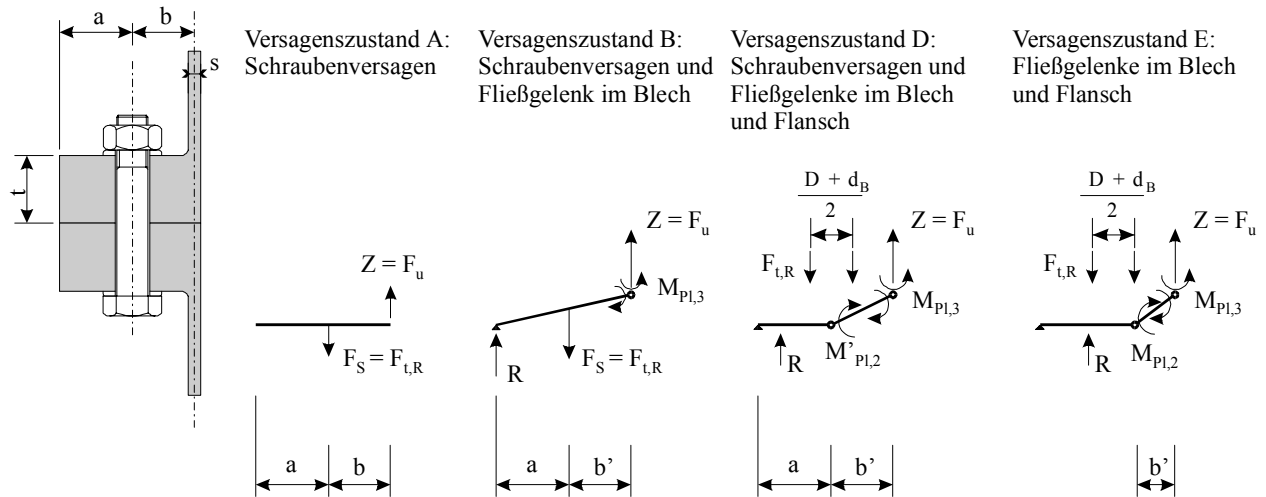
$\gamma_M$  Teilsicherheitsbeiwert auf der Materialseite ( $\gamma_M = 1,1$ )

Diese Nachweismethode unterscheidet sich von der Vorgehensweise im Maschinenbau, bei der ein Spannungsnachweis geführt wird. Hierbei wird nach VDI 2230 auch die Torsion in der Schraube infolge des Vorspannens berücksichtigt. Beim Grenzzustandsnachweis bleibt diese hingegen unberücksichtigt, da davon ausgegangen wird, daß sie „herausplastiziert“. In der Tat geht die Vorspannung bereits während des normalen Betriebes nennenswert zurück. Vergleiche mit Versuchsergebnissen [5] zeigen zudem, daß der Nachweis gegen die Grenztragfähigkeit konservative Ergebnisse ergibt.

### 4.2 Ermittlung der Tragfähigkeit

Der Nachweis im Grenzzustand der Tragfähigkeit erfolgt nach der elasto-plastischen Theorie von PETERSEN [9] und SEIDEL [5]. Der Flansch wird dabei idealisiert als Balken betrachtet und die Grenztragfähigkeit mit Hilfe der Fließgelenktheorie ermittelt, d.h. es werden plastische Tragfähigkeiten anstatt elastischer Tragfähigkeiten angesetzt. Die zu untersuchenden Fließgelenkketten (Versagenszustände bzw. Versagensmechanismen) sind in Bild 12 zusammengefaßt. Der Versagensmodus „C“ wird hier nicht mehr aufgeführt. Er war ursprünglich von PETERSEN definiert worden, ist aber in [5] durch die neuen, verbesserten Versagensmodi „D“ und „E“ ersetzt worden.





Versagensmechanismus	A	B	D	E
Grenztragfähigkeit L-Flansch	$F_U = F_{t,R} = A_S \cdot f_{u,b,k}$	$F_U = \frac{F_{t,R} \cdot a + M_{pl,3}}{a + b'}$	$F_U = \frac{M_{pl,2}^* + M_{pl,3}}{b}$	$F_U = \frac{M_{pl,2} + M_{pl,3}}{b'_E}$

Bild 12: Versagensmechanismen und Grenztragfähigkeiten nach PETERSEN und SEIDEL

mit  $b'$  Abstand der Fließgelenke (siehe [5] oder [28])  
 $M'_{pl,2}$  plastischer Momentenwiderstand des Flansches unter Berücksichtigung des Lochabzuges  
 $M_{pl,2}^*$  plastischer Momentenwiderstand des Flansches unter Berücksichtigung des Lochabzuges und eines mitwirkenden Anteils aus der Schraubkraft  
 $M_{pl,3}$  plastischer Momentenwiderstand des Bleches unter Berücksichtigung der M/N-Interaktion bzw. plastischer Momentenwiderstand des Flansches unter Berücksichtigung der M/V-Interaktion

$$M_{pl,3} = \min \left\{ \begin{array}{l} M_{pl,N,BI} = \left[ 1 - \left( \frac{N}{N_{pl,BI}} \right)^2 \right] \cdot M_{pl,BI} = \left[ 1 - \left( \frac{F_U}{c \cdot s \cdot f_{y,BI}} \right)^2 \right] \cdot \frac{c \cdot s^2}{4} \cdot f_{y,BI} \\ M_{pl,V,Fl} = \left[ \sqrt{1 - \left( \frac{V}{V_{pl,Fl}} \right)^2} \right] \cdot M_{pl,Fl} = \left[ \sqrt{1 - \left( \frac{F_U}{c \cdot t \cdot f_{y,Fl} / \sqrt{3}} \right)^2} \right] \cdot \frac{c \cdot t^2}{4} \cdot f_{y,Fl} \end{array} \right. \quad (36)$$

Die Interaktionen bedingen jeweils eine iterative Vorgehensweise.

Ausführliche Beispiele zum Tragsicherheitsnachweis sind in [5] und [28] enthalten.

### 4.3 Tragfähigkeitsnachweis überelastisch angezogener Schraubenverbindungen

Der Nachweis gegenüber der Streckgrenze im Spannungs- oder Kernquerschnitt der Schraube führt zudem dann zu Problemen, wenn die Verbindung überelastisch vorgespannt wird. Der Abstand zur Streckgrenze ist dann so gering, daß kaum äußere Last aufgenommen werden kann, was mechanisch unsinnig ist. Folgendes Vorgehen ist nach Einschätzung des Verfassers sinnvoll:

1. Vorspannen der Verbindung mit dem Drehmoment-Drehwinkel-Verfahren bis zu 100% Streckgrenzenausnutzung.
2. Nachweis der Grenztragfähigkeit nach Gl. (33). Die Sicherheitsbeiwerte sind DIN 18800 zu entnehmen.
3. Ermittlung der Schraubenbeanspruchung unter äußerer Last gemäß Abschnitt 2, wobei nur 70% der Streckgrenze als Vorspannkraft angesetzt wird. Damit wird Vorspannkraftverlusten durch Setzen und mögliche geringe Plastizierung im Betrieb sowie dem Einfluß der Torsion während des Vorspannens Rechnung getragen.
4. Alternativ kann auch noch der Nachweis erfolgen, daß die Verbindung mit 70% Vorspannung unter Betriebslasten die Streckgrenze nicht überschreitet. Damit ist im Umkehrschluß auch bewiesen, daß die Vorspannkraft nicht weiter absinken kann, da die Verformungen der Verbindung in beiden Fällen identisch sind.

Die oben genannten Nachweise können theoretisch auch für andere Vorspanngrade als 70% durchgeführt werden. Für die Verbindung ist es aber in jedem Fall vorteilhaft, wenn die tatsächliche Vorspannkraft so hoch wie möglich liegt.

## 5 Literatur

- [1] DIN 6914: Sechskantschrauben mit großen Schlüsselweiten, HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen. Oktober 1989.
- [2] DIN 6915: Sechskantmuttern mit großen Schlüsselweiten, für HV-Verbindungen mit HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen. Oktober 1989.
- [3] DIN 6916: Scheiben, rund, für HV-Schrauben in Stahlkonstruktionen. Oktober 1989.
- [4] Peiner Umformtechnik: Sechskantschrauben-Garnituren mit großer Schlüsselweite – Bemessungs- und Ausführungsdaten. Werksnorm WN 83120, September 2000.
- [5] *Seidel, M.*: Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen. Hannover. Schriftenreihe des Instituts für Stahlbau (Heft 20). Aachen: Shaker 2001.
- [6] *Jakubowski, A.; Schmidt, H.*: Ermüdungssicherheit imperfekter vorgespannter Ringflanschstöße in windbeanspruchten turmartigen Stahlbauten. Abschlußbericht DIBt-Forschungsvorhaben IV 12-5-16.104-912/99, Universität GH Essen 2001.
- [7] *Lehmann, D.*: Berechnung des nichtlinearen Tragverhaltens gezogener vorgespannter L-Flansche. Stahlbau 69 (2000), S. 35-54.
- [8] *Seidel, M.; Schaumann, P.*: Ermittlung der Ermüdungsbeanspruchung von Schrauben exzentrisch belasteter Flanschverbindungen. Stahlbau 70 (2001), S. 474-486.
- [9] *Petersen, C.*: Stahlbau. Braunschweig: Vieweg 1997.
- [10] *Schmidt, H.; Neuper, M.*: Zum elastostatischen Tragverhalten exzentrisch gezogener L-Stöße mit vorgespannten Schrauben. Stahlbau 66 (1997), S. 163-168.
- [11] *Petersen, C.*: Nachweis der Betriebsfestigkeit exzentrisch beanspruchter Ringflanschverbindungen. Stahlbau 67 (1998), S. 191-203.

- [12] *Faulhaber, A.; Thomala, W.*: Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 (1986): Der nichtlineare Berechnungsansatz. VDI-Z Bd. 129 Nr. 9 1987.
- [13] VDI 2230-Richtlinie: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [14] *Schaumann, P.; Kleineidam, P.; Seidel, M.*: Zur FE-Modellierung von zugbeanspruchten Schraubenverbindungen. Stahlbau 70 (2001), S. 73-84.
- [15] *Schaumann, P.; Seidel, M.*: Ermüdungsbeanspruchung geschraubter Ringflanschverbindungen bei Windenergieanlagen. Institut für Stahlbau, Universität Hannover 2001.
- [16] *Agatonovic, P.*: Verhalten von Schraubenverbindungen bei zusammengesetzter Betriebsbeanspruchung. Berlin, Diss. 1973
- [17] ENV 1993-1-1: Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. Teil 1.1: Allgemeine Bemessungsregeln, Bemessungsregeln für den Hochbau. April 1992.
- [18] EN 1993-1-9: Design of Steel Structures: Fatigue strength of steel structures. CEN 2001.
- [19] DIBt (Hrsg.): Richtlinie für Windenergieanlagen. Entwurf Februar 2003.
- [20] *Lacher, G.; Kießlich, H.P.*: Dauerschwingversuche als Grundlage zur Bemessung von hochfesten axial beanspruchten Schrauben der Güte 10.9 in Kopfplattenverbindungen: Schlußbericht zum Forschungsvorhaben. Institut für Stahlbau, Universität Hannover 1984.
- [21] *Lacher, G.; Kießlich, H.-P.; Bernert, J.*: Schlußbericht zum Forschungsvorhaben IV/1-5-361/82: Zeit- und Dauerfestigkeit von hochfesten Schrauben der Güte 10.9 unter axialem Zug, Ermittlung der Wöhlerlinien. 1. Teilprogramm: Feuerverzinkte Schrauben M20. Universität Hannover, Institut für Stahlbau 1985.
- [22] *Valtinat, G.; Ansorge, J.*: Schwingfestigkeit von hochtemperaturverzinkten Schrauben, die bis in den plastischen Bereich angezogen sind. Forschungsbericht zum AiF-Vorhaben Nr. 8522, TU Hamburg-Harburg 1993.
- [23] *Kuperus, A.*: The fatigue strength of tensile loaded tightened H.S.F.G. (High Strength Friction Grip) bolts. Stevin Laboratory, TU Delft 1974.
- [24] *Van Dien, J.; Kaczinski, M.; Dexter, R.*: Fatigue Testing of Anchor Bolts. In: Building an International Community of Structural Engineers - Proceedings of Structures Congress XIV. Chicago 1996.
- [25] *Wiegand, H.; Thomala, W.*: Zum Festigkeitsverhalten feuerverzinkter HV-Schrauben. Drahtwelt 59 (1973), S. 542-551.
- [26] Mitteilungen Deutsches Institut für Bautechnik: Sonderheft 11/2, Anpassungsrichtlinie Stahlbau, 3. Auflage. Berlin: Ernst&Sohn 1998.
- [27] DIN 18800: Stahlbauten – Bemessung und Konstruktion. November 1990.
- [28] *Schaumann, P.; Seidel, M.*: Zur Grenztragfähigkeit von Verbindungen mit planmäßig auf Zug beanspruchten Schrauben. Bauingenieur 75 (2000), S. 637-645.

Hinweis: Die Veröffentlichungen des Autors stehen zum Teil unter <http://www.marc-seidel.de> zum Download zur Verfügung.