

## **Ermüdungsbeanspruchung geschraubter Ringflanschverbindungen bei Windenergieanlagen**

**Peter Schaumann, Marc Seidel**

### **Zusammenfassung**

Der Nachweis der Ermüdungsfestigkeit hat bei allen Komponenten von Windenergieanlagen wegen der hohen dynamischen Belastung eine besondere Bedeutung. Dies gilt wegen der komplizierten Zusammenhänge beim Tragverhalten in noch stärkerem Maße für geschraubte Ringflanschverbindungen. In diesem Beitrag werden die Ergebnisse eines Forschungsvorhabens zusammengefaßt, in dem experimentelle und numerische Untersuchungen zur Beanspruchung der Schraube in der Verbindung durchgeführt wurden. Neben der Frage des Zusammenhangs zwischen äußerer Belastung und der Beanspruchung der Schraube wurden Untersuchungen zum Vorspannkraftabfall durch Setzvorgänge und zur Ermüdungsfestigkeit des Bauteils Schraube angestellt.

### *Fatigue loads of bolted ring flange connections in wind energy converters*

### **Summary**

Fatigue assessment is essential for all components of wind turbines because of the high dynamic loads. The complex carrying behaviour of bolted ring flanges makes the calculation of this popular connection particularly difficult. This paper deals with experimental and numerical investigations that were conducted on parts of original ring flanges in the laboratory and in operating wind turbines. The correlation between external load and stresses in the bolt, loss of pre-tension because of settlement effects and fatigue resistance of the bolt were investigated.

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

## 1 Einleitung

Ringflanschverbindungen stellen die vorherrschende Verbindung beim Bau stählerner Türme von Windenergieanlagen (WEA, Abbildung 1) dar. Windenergieanlagen sind extremen dynamischen Beanspruchungen ausgesetzt. Die Lastwechselzahlen liegen für Anlagen der MW-Klasse in der Größenordnung von  $n = 10^9$  während 20 Jahren Nutzungsdauer. Dem Betriebsfestigkeitsnachweis aller Komponenten kommt daher eine besondere Bedeutung zu. Bis heute ist die Ermittlung der Beanspruchung der Schrauben in Ringflanschverbindungen in Abhängigkeit von der äußeren Belastung umstritten, so daß eine Unsicherheit beim Nachweis der Ermüdungsfestigkeit entsteht. Das Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM) hat darum das Institut für Stahlbau der Universität Hannover beauftragt, experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Ermüdungsbeanspruchung geschraubter Ringflanschverbindungen durchzuführen. In dieser Veröffentlichung werden die Ergebnisse, die verschiedene Teilgebiete betreffen, zusammengefaßt. Ausführlichere Informationen sind dem Forschungsbericht [1] zu entnehmen.

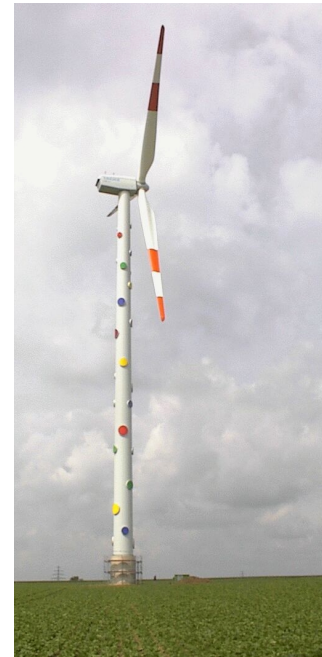


Abbildung 1: WEA EW 1.5s  
am Standort „Müllingen“  
Fig. 1: WEC EW 1.5s

## 2 Stand des Wissens

Für geschraubte Ringflanschverbindungen in Windenergieanlagen sind im Rahmen der baurechtlichen Genehmigungsplanung die Nachweise der Ermüdungsfestigkeit und der Tragfähigkeit zu führen. Im Rahmen dieses Projektes war der Ermüdungsfestigkeitsnachweis Untersuchungsgegenstand. Eine allgemeine Einführung in die Problematik sowie Angaben zum Tragfähigkeitsnachweis sind z.B. bei SEIDEL [2] zu finden.

Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis gliedert sich in zwei Schritte: Die Ermittlung der Schraubenbeanspruchung in der vorgespannten Verbindung und den mit Hilfe dieser Beanspruchung zu führenden Nachweis über die Schadenssumme nach PALMGREN/MINER. Die Ermittlung der Beanspruchung war bereits Gegenstand zahlreicher Veröffentlichungen. Als wichtigste Berechnungsverfahren sind zu nennen:

- Bilineares Modell nach PETERSEN [3]
- Trilineares Modell nach SCHMIDT/NEUPER [4]
- Kreisbogenansatz nach FAULHABER/THOMALA [5] bzw. VDI-Richtlinie 2230 [6]

In jüngerer Zeit wurden folgende weitere Ansätze veröffentlicht:

- Ansatz über den elastisch gebetteten Balken nach LEHMANN [7]
- Nichtlinearer Ansatz nach SEIDEL [2], [8]

Die Verfahren werden hier nicht im einzelnen erläutert, siehe dazu [1] oder [2]. Es ist aber zu bemerken:

- Die Verfahren von PETERSEN und SCHMIDT/NEUPER beziehen sich nur auf die zentrische Komponente der Schraubenbeanspruchung, d.h. die Schraubenkraft. Die überlagerte Biegebeanspruchung der Schraube kann mit diesen Verfahren nicht ermittelt werden. Gleiches gilt eingeschränkt für den Kreisbogenansatz nach VDI-Richtlinie.
- Mit den Verfahren nach LEHMANN und SEIDEL werden hingegen die Anteile der Zusatzspannungen aus Normalkraft und Biegemoment ermittelt.

Die Beanspruchung der Schraube ist Grundlage für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis, der nach Eurocode 3 [9] mittels der Schadenssumme nach PALMGREN/MINER geführt wird. Auf der Wi-

derstandsseite ist dabei die Kerbfallklasse 36\* für die zentrisch beanspruchte Schraube vorgeschrieben. Bei Berücksichtigung der Biegeanteile wird im Entwurf zum Eurocode 3 Teil 1-9 [10] die Kerbgruppe 50\* angegeben.

Ein maßgebender Parameter für die von der Schraube in der Verbindung zu ertragende Beanspruchung ist die Vorspannkraft der Schraube. Diese unterliegt aufgrund von Setzerscheinungen einer zeitlichen Veränderung. In der VDI-Richtlinie 2230 [6] werden Angaben für die Setzbeträge unbeschichteter Flansche gemacht. In der neuen DIN 18800 Teil 7 [11] sind zudem Angaben enthalten, welche Beschichtungssysteme bei begrenzt zulässigem Vorspannkraftverlust verwendet werden dürfen.

### 3 Experimentelle und numerische Untersuchungen

Zur vertieften Untersuchung des Tragverhaltens der Verbindung und zur Beobachtung des zeitlichen Verlaufes der Vorspannkraft wurden experimentelle Untersuchungen an Flanschsegmenten im Labor und in laufenden WEA sowie numerische Untersuchungen mit dreidimensionalen FE-Modellen vorgenommen.

#### 3.1 Allgemeines zur Versuchstechnik

Gegenüber bisherigen Experimenten an Flanschsegmenten, z.B. denen von PETERSEN [3], wurde eine erweiterte Meßmethodik mit vier DMS-Vollbrücken je Schraube verwendet (Abbildung 2). Drei DMS-Vollbrücken dienten der Ermittlung der Längsdehnungen, mit der vierten Vollbrücke wurden die Torsionsdehnungen gemessen. Damit waren folgende Vorteile verbunden:

- Durch die Messung an drei Stellen längs des Umfangs konnte bei Annahme eines ebenen Dehnungszustandes die komplette Spannungsebene ermittelt werden. Neben der Schraubkraft konnte so auch das Schraubenbiegemoment inkl. seiner Wirkungsrichtung bestimmt werden. Damit war über die in der Schraube vorhandene Biegeachse eine Plausibilitätskontrolle der Ergebnisse möglich.
- Über die Ermittlung des Schraubentorsionsmomentes war es möglich, auf die Reibbeiwerte der Garnituren zu schließen. Dies war sinnvoll, um die Höhe der gemessenen Vorspannkraft einordnen zu können.

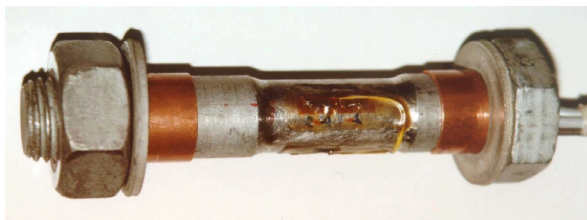


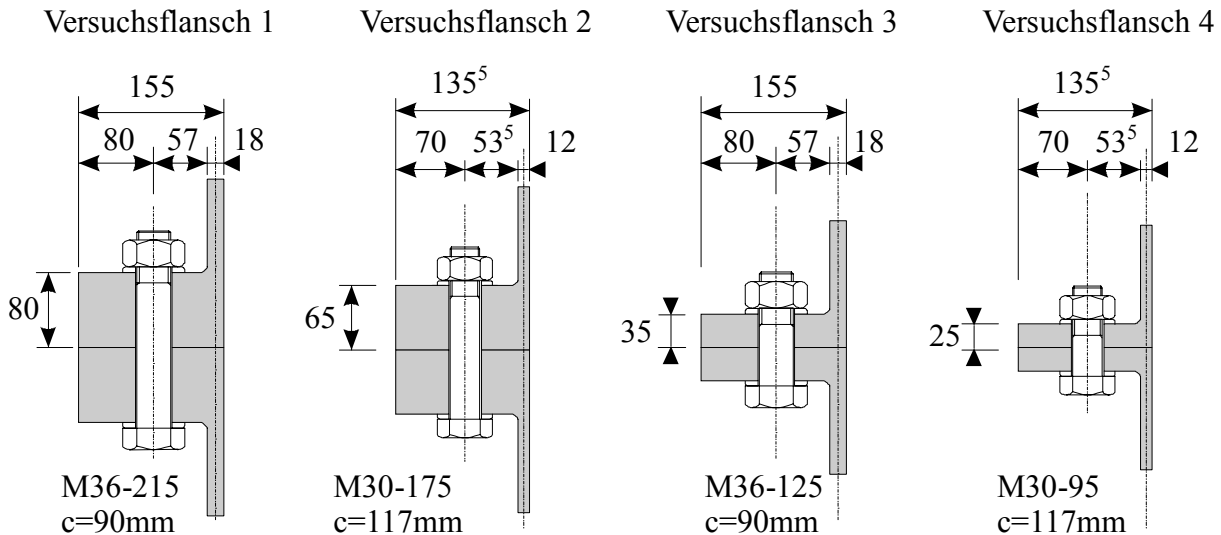
Abbildung 2: Meßschraube M30

Fig. 2: Measuring bolt M30

Die äußere Belastung wurde in den Laborversuchen über die von der Prüfmaschine aufgebrachte Kraft und im Feldversuch über DMS an der Turmschale ermittelt. Begleitend wurden Materialproben der Flansche und der Turmbleche genommen sowie Zugversuche mit den Meßschrauben durchgeführt. Für die Feldversuche wurden außerdem Vermessungen der Flansche im Werk vorgenommen.

#### 3.2 Numerische Simulation und Vergleich mit Laborversuchen

Im Laborversuch wurden vier Flansche unterschiedlicher Geometrien (Abbildung 3) verwendet, um mit Hilfe der Ergebnisse ein dreidimensionales FE-Modell des Flanschsegmentes zu validieren. Das FE-Modell ist ausführlich in [12] beschrieben.



Nummern der Meßschrauben:

M36 Nr. 1  
M36 Nr. 2

M30 Nr. 1  
M30 Nr. 2  
M30 Nr. 3

M36 Nr. 5

M30 Nr. 5

Abbildung 3: Maßstäbliche Übersicht über die Versuchsflansche und -schrauben im Labor (c: Breite des Segments)

Fig. 3: Overview of tested flange segments (c: width of segment)

Abbildung 4 zeigt exemplarisch den Vergleich zwischen Versuch und FE-Berechnung für den Versuchsflansch 1. Dargestellt sind die Schraubenkraft  $F_S$  und das Schraubenbiegemoment  $M_S$  über der Zugkraft, die von der Prüfmaschine auf das Segment aufgebracht wurde. Insgesamt wurde für alle Versuchsflansche eine gute bis sehr gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Berechnung erreicht. Das auf diese Weise validierte FE-Modell wurde im folgenden für umfangreichere Parameterstudien verwendet, deren Ergebnisse Grundlage der Empfehlungen zur Berechnung sind.

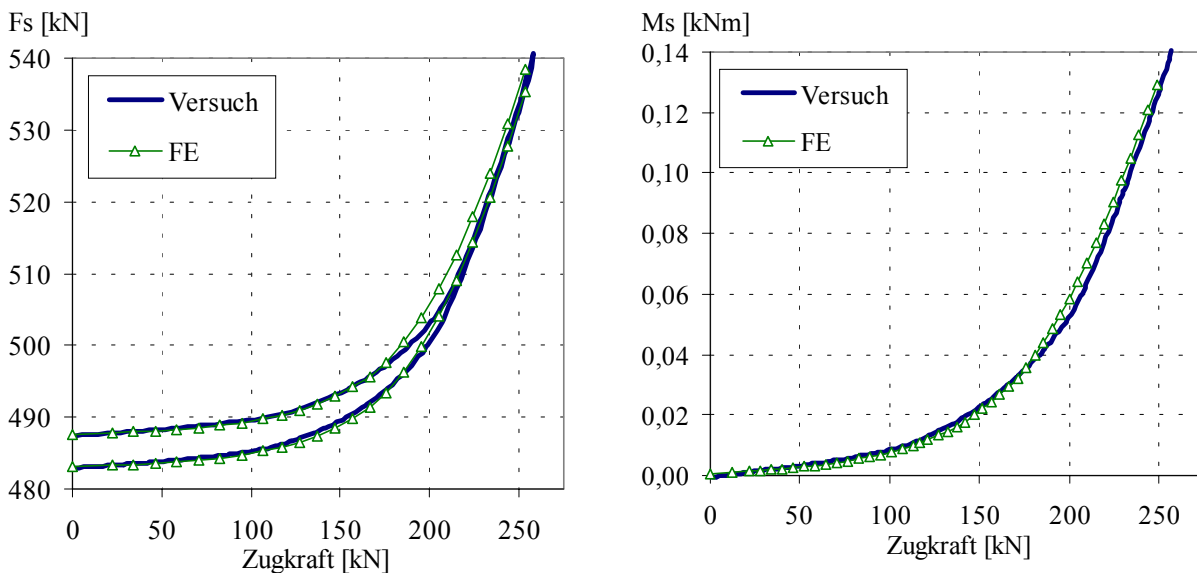


Abbildung 4: Vergleich zwischen Versuch und Berechnung für Versuchsflansch 1 (Schraubenkraft links und Schraubenbiegemoment rechts)

Fig. 4: Comparison of test and calculation for test flange 1 (bolt force left, bolt moment right diagram)

### 3.3 Feldversuche

Die Feldversuche wurden an zwei Anlagen der MW-Klasse der Firma Enron Wind GmbH an den Standorten „Müllingen“ und „Coppenbrügge“ im niedersächsischen Binnenland durchgeführt. Dabei wurden jeweils vier Meßschrauben in einem Flansch eingesetzt, um Unterschiede im Tragverhalten aufgrund geometrischer Imperfektionen an verschiedenen Stellen des Flansches identifizieren zu können. Die Abmessungen der Flansche sind in Abbildung 5 wiedergegeben.

Die äußere Beanspruchung wurde über DMS an der Turmschale ermittelt, die bereits im Werk des Turmherstellers Pfleiderer GmbH appliziert wurden. Um lokale Biegeeinflüsse in der Schale rechnerisch eliminieren zu können, wurden pro Meßstelle zwei DMS an der Innen- und der Außenseite der Turmschale verwendet. Zur Ermittlung der Spannungen im Turmblech wurde der im Labor ermittelte E-Modul des Turmbleches zugrunde gelegt.

Die Schrauben am Standort „Müllingen“ hatten die internen Nummern 12 bis 15, am Standort „Coppenbrügge“ 21 bis 24.

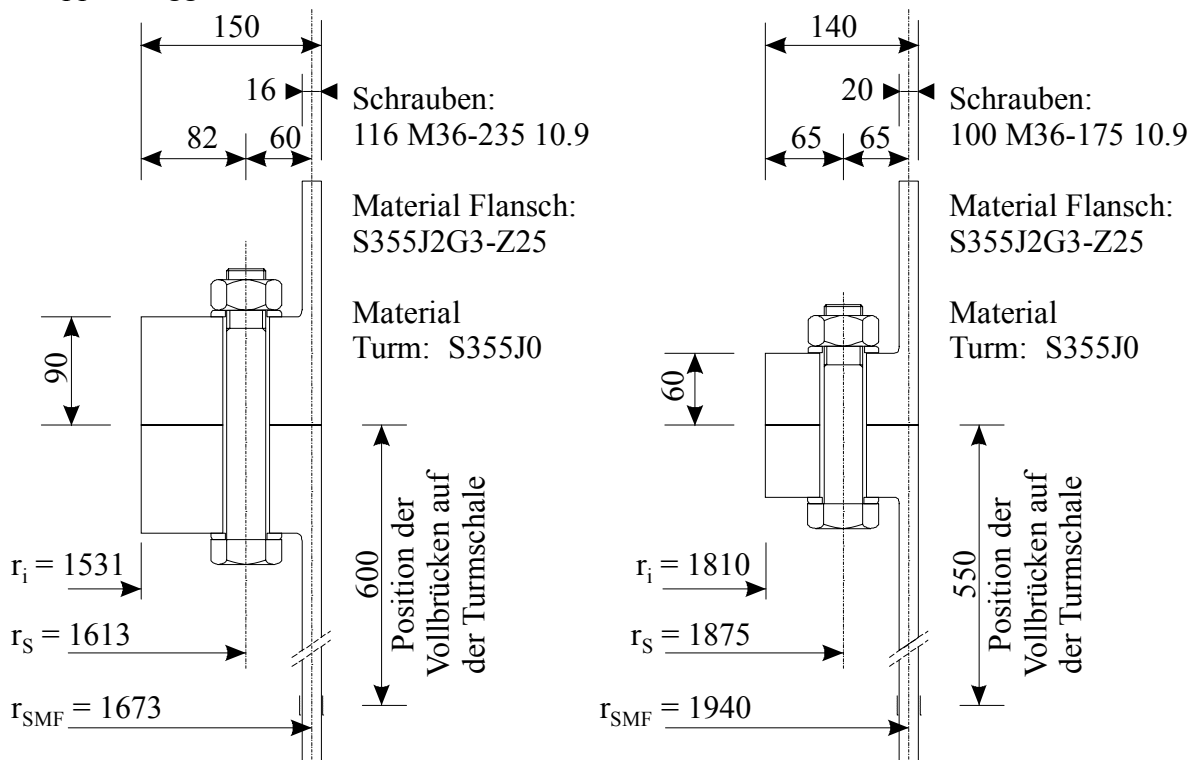


Abbildung 5: Maßstäblicher Vergleich der Flansche der Feldversuche (Müllingen links, Coppenbrügge rechts)

Fig. 5: Comparison of flanges investigated in operating wind turbines

Die Messungen waren als Langzeitmessungen über mehrere Monate ausgelegt. Bei der vorliegenden Meßaufgabe mußten die Zeitreihen der Meßdaten gespeichert werden, da jeweils zeitgleich gemessene Werte aller Meßstellen zur Auswertung erforderlich waren. Eine Online-Reduktion der Daten, wie sie bei der Ermittlung von Beanspruchungskollektiven üblich ist, war damit nicht möglich. Zur Datenreduktion wurde eine von der Windgeschwindigkeit abhängige, dynamisch angepaßte Meßrate zwischen 1/60 und 10 Hz verwendet. Auf diese Weise konnte in Zeiten hoher Beanspruchung eine gute Auflösung bei gleichzeitiger Begrenzung der angefallenen Datenmengen erreicht werden.

## 4 Rechnerische Ermittlung der Schraubenbeanspruchung und Ermüdungsfestigkeitsnachweis

Die folgende zusammenfassende Wertung der Berechnungsmodelle beruht auf einer Vielzahl von Beispielrechnungen, die hier lediglich exemplarisch wiedergegeben werden. Die Wertung bezieht sich dabei auf den hier untersuchten Parameterbereich, bei anderen Flanschverbindungen können sich abweichende Bewertungen ergeben.

Es ist dabei besonders hervorzuheben, daß die Berechnungsverfahren streng nur für die perfekte Verbindung gültig sind! Wenn die Berührungsebenen der Flansche vor dem Vorspannen nicht vollflächig in Kontakt stehen, sind teilweise extreme Abweichungen von den Berechnungsergebnissen dieser Verfahren zu erwarten. Der Einfluß der Imperfektionen auf das Tragverhalten wurde in einem Forschungsprojekt an der Universität Essen untersucht [13].

Abbildung 6 zeigt den Vergleich der Berechnungsverfahren für den Flansch „Müllingen“ (siehe Abbildung 5).

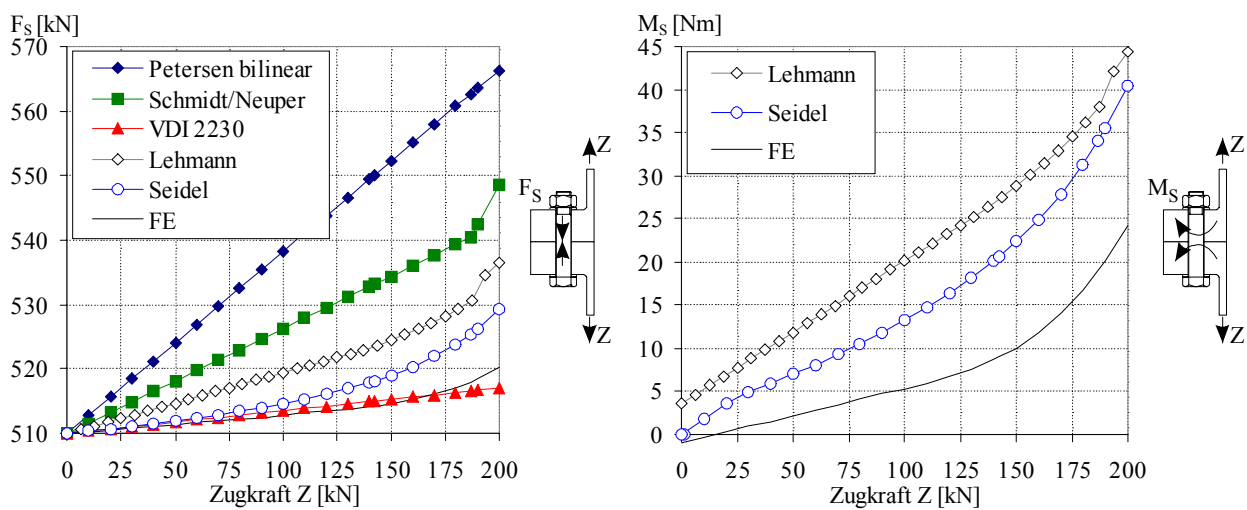


Abbildung 6: Vergleich der Berechnungsverfahren anhand eines Beispiels

Fig. 6: Comparison of test results for an example

### 4.1 Verfahren zur alleinigen Ermittlung der Schraubennormalkraft

Da die Schraube in der Verbindung immer auch Biegespannungen erhält, ist es prinzipiell problematisch, Rechenverfahren zu empfehlen, bei denen dieser Anteil vernachlässigt wird. Sofern möglich, sollte darum mit den Berechnungsverfahren gearbeitet werden, mit denen beide Anteile bestimmt werden können. Nach Meinung der Verfasser kann aber bei gleichzeitiger Wahl einer schlechteren Ermüdungsfestigkeitskurve (Kerbgruppe) auch mit Verfahren gearbeitet werden, mit denen der Biegespannungsanteil nicht bestimmt werden kann. Nach Neuentwurf der DIBt-Richtlinie [14] ist bei Anwendung solcher Verfahren der Nachweis der Ermüdungsfestigkeit mit Kerbgruppe 36 bzw. 36\* durchzuführen. Dies entspricht der Angabe im Eurocode 3 [9].

Bei Anwendung des bilinearen Modells nach PETERSEN werden die Schraubenzusatzkräfte im Anfangsbereich der Kurve stark überschätzt, weshalb lediglich bei Spannungsspielen, die einen großen Mittelwert haben, die Steigung der Schraubenkraftfunktion unterschätzt wird. Die praktische Anwendung hat gezeigt, daß bei hoch ausgenutzten Verbindungen die Schädigung nach diesem Modell i.a. überschätzt wird, da bei Windenergieanlagen ein Großteil der Spannungsspiele im Bereich kleiner Mittelwerte stattfindet. Problematisch ist die Anwendung bei sehr langen Flanschen, so daß die Gültigkeit des Modells analog zum Modell nach SCHMIDT/NEUPER auf Flansche im Abmessungsbereich  $(a + b)/t \leq 3$  (vgl. Abbildung 5) begrenzt werden sollte.

Das Modell nach SCHMIDT/NEUPER ist eines der wenigen, bei denen die Ergebnisse für die Schraubenkraftfunktion und ihre Steigung fast immer auf der sicheren Seite liegen. Auch wenn das Modell damit stark konservativ sein kann, kann es dennoch für die Anwendung empfohlen werden, da das Hauptanliegen einer sicheren Bemessung bei Beachtung der Anwendungsgrenzen erfüllt wird.

Mit dem Kreisbogenansatz nach VDI-Richtlinie 2230 werden die Schraubenkräfte bei mittleren bis hohen Zugkräften unterschätzt, da zum einen durch die Annahme einer linearen Pressungsverteilung in der Berührungsebene der Flansche ein zu großer Wert für den Abhebepunkt  $F_{Aab}$  (vgl. VDI-Richtlinie) bestimmt wird und zum anderen der angesetzte Grenzfall des Kantentragens nur bei wenigen Flanschen wirklich auftritt. Im Beispiel (Abbildung 6) ist diese Unterschreitung relativ gering, da es sich um einen sehr massigen Flansch handelt. Gerade bei längeren Flanschen ergeben sich aber sehr viel größere Abweichungen, siehe [8]. Dieses Verfahren und auch der verwandte Parabelansatz nach [7] werden darum zur Anwendung bei Ringflanschverbindungen für WEA nicht empfohlen.

#### 4.2 Verfahren zur Ermittlung von Schraubennormalkraft und -biegemoment

Die Berechnung am elastisch gebetteten Balken nach LEHMANN ergibt Beanspruchungen, die i.a. auf der sicheren Seite liegen. Das Biegemoment kann mit diesem Verfahren ermittelt werden, wenn die Schraube abweichend von der Veröffentlichung von LEHMANN nicht als Pendelstab, sondern als beidseitig eingespannt idealisiert wird. Dieses Modell kann damit zur Anwendung empfohlen werden. Das Verfahren erfordert die numerische Lösung des elastisch gebetteten Balkens und ist deshalb aufwendiger.

Mit dem Verfahren von SEIDEL werden sowohl Schraubenkraft als auch Schraubenbiegemoment i.a. auf der sicheren Seite liegend abgeschätzt. Das Modell ist durch die Angabe von modifizierten Abmessungen auch für die Anwendung bei extremen Abmessungen geeignet, liefert hier allerdings bisweilen sehr stark auf der sicheren Seite liegende Ergebnisse. Bei kompakten Flanschen üblicher Abmessungen sind die Ergebnisse im Vergleich zur FE-Rechnung gut.

Nach Neuentwurf der DIBt-Richtlinie [14] darf bei Anwendung dieser Verfahren bzw. bei Verwendung eines FE-Modells der Nachweis der Ermüdungsfestigkeit mit Kerbgruppe 50 bzw. 50\* gegen die Summe aus Normalkraft- und Biegespannungen erfolgen.

#### 4.3 Ermüdungsfestigkeit von Schrauben

Zur Überprüfung der Einstufung der Schraube in eine Kerbgruppe wurde im Rahmen des Vorhabens eine statistische Auswertung von Versuchsergebnissen aus der Literatur vorgenommen. Es zeigt sich, daß die Einstufung der zentrisch gezogenen Schraube in die Kerbgruppe 50 gerechtfertigt ist [15]. Der Nachweis der kombinierten Beanspruchung aus Normalkraft- und Biegespannungen kann konservativ ebenfalls gegenüber Kerbgruppe 50 erfolgen. Die Einstufung nach Eurocode 3 Teil 1-9 [10] konnte damit bestätigt werden.

#### 4.4 Empfehlung für die Nachweisführung

Zusammenfassend werden folgende Verfahren zur Anwendung empfohlen:

Verfahren	Anwendungsgrenze	Nachweis mit Kerbgruppe
PETERSEN bilinear [3]	$(a + b)/t \leq 3$	36
SCHMIDT/NEUPER trilinear [4]	$(a + b)/t \leq 3$	36
LEHMANN [7]	keine	50
SEIDEL [2]	keine	50

Diese Empfehlung setzt voraus, daß die Verbindung hinreichend imperfektionsfrei ist. Auf diese Problematik wird im Zusammenhang mit der Wertung der Feldversuche noch eingegangen.



## 5 Experimentelle Ermittlung des zeitabhängigen Vorspannkraftverlustes

Je nach vorliegender Geometrie und Belastung kann der Einfluß der Vorspannkraft auf die rechnerische Schädigung der Schraube erheblich sein [2]. Für einen sicheren Betrieb ist es deshalb unerlässlich, daß die Vorspannkraft zuverlässig in der geforderten Höhe aufgebracht wird und eintretende Vorspannkraftverluste bei der Bemessung berücksichtigt bzw. ausgeglichen werden. Im Rahmen dieses Projektes wurden darum auch Vorspannkraftverluste experimentell ermittelt.

Abbildung 7 zeigt beispielhaft die Abnahme der Vorspannkraft für einen Laborversuch, beginnend 1s nach dem im Vorspannvorgang aufgezeichneten Maximum von  $F_{V,max} = 515,6$  kN. Bei logarithmischer Skalierung der Zeitachse ist ein nahezu bilinearer Verlauf erkennbar. Der erste Ast, der etwa 30s nach dem Maximalwert endet und durch einen sehr steilen Abfall gekennzeichnet ist, beinhaltet das elastische Rückfedern des Systems sowie erste, größere Setzbeträge. Danach beginnt die Phase der kontinuierlichen Setzung, die mit einem deutlichen Rückgang des Gradienten verbunden ist (im logarithmischen Maßstab nimmt der Gradient zu, im linearen wird er geringer). Selbst nach  $10^6$ s (ca. 11,5 Tage) ist aber kein Stillstand zu erkennen. Dieses Verhalten wurde prinzipiell bei allen Erstkriechversuchen beobachtet.

In der VDI-Richtlinie 2230 [6] wird für den Verlust an Vorspannkraft in Abhängigkeit vom Setzbetrag in den Kontaktfugen angegeben:

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_p + \delta_s}$$

mit  $F_z$  Vorspannkraftrückgang infolge Setzung

$f_z$  Setzbetrag

$\delta_p, \delta_s$ : Elastische Nachgiebigkeiten der verspannten Teile bzw. der Schraube nach VDI-Richtlinie 2230

Anhand von Gleichung (1) wird auf die Setzbeträge geschlossen. Der Vergleich der Setzbeträge ist aussagekräftiger als der relative Vorspannkraftrückgang, da dieser von den Steifigkeiten der Schraube und der verspannten Teile abhängt. Die Setzbeträge sind zudem die eigentliche physikalische Ursache für die Vorspannkraftverluste, deren absolute Größe je nach Anwendungsfall daraus zu ermitteln ist.

Innerhalb dieses Vorhabens wurden Setzverluste an beschichteten und unbeschichteten Flanschen im Labor sowie im Feldversuch ermittelt. Aus diesen Untersuchungen ergeben sich aufgerundet die in Tabelle 1 angegebenen Setzbeträge, die als Schätzwerte für die Ermittlung der Setzverluste verwendet werden können. Die Beschichtung bestand in diesem Fall aus  $50\mu\text{m}$  Grundbeschichtung (Zink) und  $150\mu\text{m}$  Deckbeschichtung unter der Scheibe und  $75\mu\text{m}$  Grundbeschichtung in der Berührungsebene der Flansche. Für andere Beschichtungssysteme ergeben sich abweichende Setzbeträge.

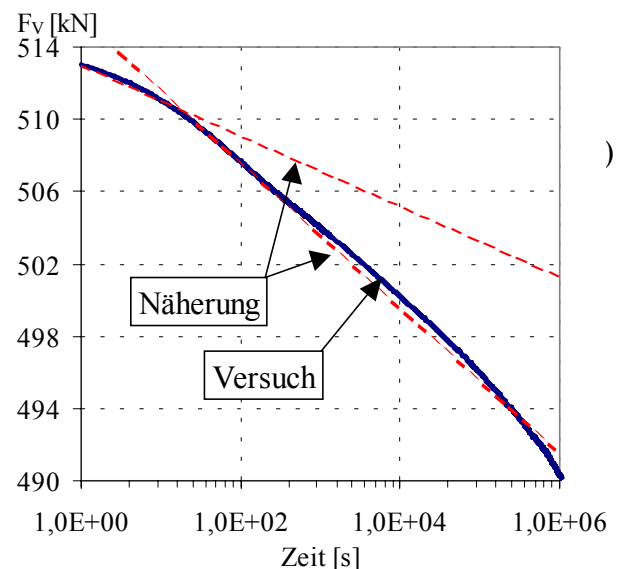


Abbildung 7: Beispiel für den Rückgang der Vorspannkraft

Fig. 7: Example for decrease in pretension

	$t = 10^6 \text{s} = 11,6 \text{d}$	$t = 180 \text{d}$
Setzbetrag Schraube alleine	$20\mu\text{m}$	$20\mu\text{m}$
Setzbetrag unbeschichteter Flansch	$15\mu\text{m}$	$15\mu\text{m}$
Setzbetrag beschichteter Flansch	$50\mu\text{m}$	$80\mu\text{m}$

Tabelle 1: Anhaltswerte für Setzbeträge vorgespannter Flanschverbindungen



Die detaillierten Einzelergebnisse sind [1] zu entnehmen.

Die Vorspannkraftverluste, die durch die Setzung bedingt sind, lagen bei den vorhandenen Steifigkeiten bei 15-20% der Anfangsvorspannkraft. Wenn die Nennvorspannung zuverlässig eingebracht wird, geht damit eine gewisse Erhöhung der Schraubenzusatzbeanspruchung einher, die allerdings den von PETERSEN [16] vorgeschlagenen pauschalen Vergrößerungsfaktor von  $\delta = 1,75$  auf die ermittelte Schraubenbeanspruchung nicht rechtfertigt. Allerdings sollten die eingetretenen Verluste nach ca. einem halben Jahr durch Nachspannen ausgeglichen werden.

Im Vergleich zwischen Labor- und Feldversuch wurden keine signifikanten Unterschiede der Vorspannkraftverluste ermittelt. Die dynamische Beanspruchung scheint damit, solange keine Plastizierungen durch die Belastung auftreten, ohne nennenswerten Einfluß auf die Setzbeträge zu sein. Dies konnte durch ergänzende Laborversuche unter schwingender Beanspruchung bestätigt werden.

Um eine Aussage über das Setzverhalten nach dem Nachspannen zu erhalten, wurden einige Schrauben nach Abklingen des Setzvorganges im Labor nachgezogen und der Setzvorgang erneut gemessen. Die erneuten Setzbeträge blieben deutlich hinter denen bei erstmaligen Anspannen zurück und lagen in der Größenordnung von 6-20% der Verluste beim erstmaligen Anspannen.

## 6 Ergebnisse der Feldversuche und Schlußfolgerungen

Mit den Feldversuchen sollte neben der Frage des Vorspannkraftverlustes unter Betriebsbedingungen vor allem untersucht werden, inwieweit die Beanspruchung der Schraube im Gesamtsystem durch Effekte beeinflusst wird, die am einzelnen Segment nicht erfaßt werden können.

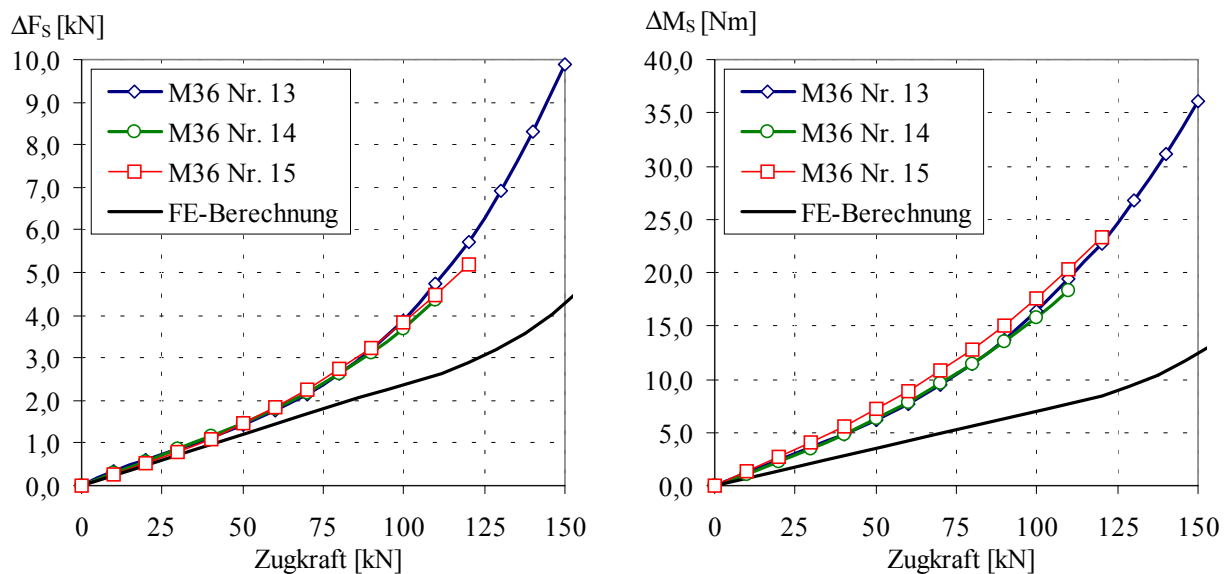


Abbildung 8: Vergleich Schraubenzusatzkräfte und -biegemomente der Feldmessung mit der FE-Berechnung (Standort „Müllingen“)

Fig. 8: Comparison of bolt forces and moments for test in Müllingen

Abbildung 8 zeigt den Vergleich der Schraubenzusatzkräfte für drei Schrauben des ersten Feldversuchs mit der FE-Berechnung. Dargestellt ist hier nur der Zugbereich. Im Druckbereich verlaufen die Kurven erwartungsgemäß mit flacher Neigung weiter, das Verhalten ist dann näherungsweise linear. Die gemessene Maximallast entspricht mit max.  $Z = 150$  kN der in der Lastsimulation vorhergesagten Extremlast.

Es ist ersichtlich, daß die Beanspruchung der drei Schrauben untereinander hervorragend übereinstimmt, was auf einheitliche Verhältnisse längs des Umfangs hindeutet. Insbesondere sind hier keine zufällig verteilten geometrischen Imperfektionen am Tragverhalten beteiligt. Gegenüber der FE-Berechnung ergibt sich allerdings bei höheren Zugkräften eine Überschreitung der

rechnerischen Schraubenkraft durch die gemessene um den Faktor 2, beim Biegemoment sogar um den Faktor 3. Die Ursache für diese Abweichung wird in dem Einfluß einer elastischen Dichtmasse vermutet, die zur Abdichtung gegen von außen eindringendes Wasser zwischen den Flanschen aufgetragen wird.

Im zweiten Feldversuch wurde keine Übereinstimmung der Schraubenkräfte untereinander festgestellt. Die Ergebnisse der einzelnen Schrauben zeigten vielmehr extreme Abweichungen (Abbildung 9). Zusätzlich zu dem Effekt aus der Dichtmasse tritt hier offenbar ein gravierender Imperfektionseinfluß auf. Da die Richtung des Biegemoments in der Schraube in allen Fällen mit der Erwartung übereinstimmte, können die Ergebnisse als plausibel eingestuft werden.

Abbildung 9 zeigt den Vergleich der Schraubenzusatzkräfte für alle Schrauben im Vergleich zur FE-Rechnung. Für die FE-Berechnung wurde eine mittlere Vorspannkraft von  $F_V = 450$  kN angesetzt. Damit wird berücksichtigt, daß zum Zeitpunkt der Messung Vorspannkraftverluste infolge Setzung eingetreten waren. Dabei wurde davon ausgegangen, daß die Schrauben des Ringflansches beim Vorspannen ihre Nennvorspannung erreicht haben. Die Vorspannkraft der Meßschrauben selber waren bereits beim Vorspannen teils deutlich niedriger als angestrebt, dies hat aber auf die Zusatzbeanspruchung der Schraube wegen des überwiegenden Einflusses des Gesamtsystems kaum Auswirkungen, wenn alle anderen Schrauben eine höhere Vorspannung aufweisen (siehe [2]).

Lediglich bei Schraube Nr. 22 stimmt die gemessene Schraubenkraftfunktion zunächst mit der FE-Berechnung überein und liegt im weiteren Verlauf der Kurve sogar unterhalb der erwarteten Werte. Die anderen drei Schrauben erhalten erheblich höhere Zugkräfte. Die äußere Beanspruchung, die aus den DMS an der Turmschale ermittelt wurde, erreicht dabei für alle Schrauben unterschiedliche Maximalwerte. Dies liegt teilweise an den real unterschiedlichen Beanspruchungen längs des Umfangs infolge der veränderlichen Windeinwirkung. Andererseits kann es sich aber auch um eine Umlagerung innerhalb der Schale handeln, da bereits infolge des Vorspannens der Schrauben gezogene Bereiche in der Schale vorhanden waren, die bei Belastung geringere Zusatzbeanspruchungen erhalten. Dies würde zu Ergebnissen des Essener Forschungsprojektes [13] korrelieren, in dem sowohl experimentell als auch numerisch Umlagerungen in der Schale bei imperfekten Flanschen nachgewiesen wurden.

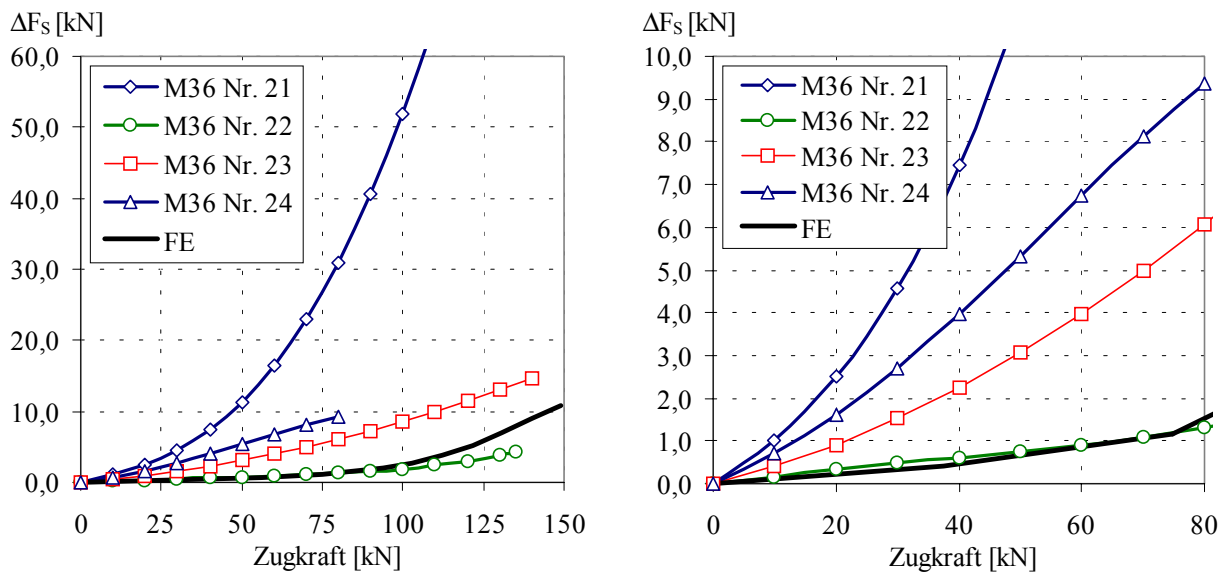


Abbildung 9: Vergleich Schraubenzusatzkräfte der Feldmessung mit der FE-Berechnung (Standort „Coppenbrügge“): Gesamtverlauf links und Ausschnittsvergrößerung rechts

Fig. 9: Comparison of bolt forces for test in Coppenbrügge

Die Feldmessungen bestätigen damit den großen Einfluß der Imperfektionen. Nur wenn die Verbindung hinreichend imperfektionsfrei ist, lassen sich die Beanspruchungen der Schraube ausreichend genau bestimmen.

Folgende Schlußfolgerungen können daraus gezogen werden:

1. Bei der rechnerischen Bestimmung der Schraubenbeanspruchung in Abhängigkeit von der äußeren Belastung sollten keine zu großen Genauigkeitsansprüche an das verwendete Rechenmodell im Vergleich zu Laborversuchen oder FE-Berechnungen gestellt werden. Da bereits kleine Abweichungen von der Sollgeometrie der Flansche deutlich vergrößerte Spannungsschwingbreiten verursachen, wird sonst eine nicht vorhandene Sicherheit vorgetäuscht.
2. Die Flansche sollten eher etwas dicker konstruiert werden, da dünne Flansche wegen ihrer geringen Steifigkeit eine größere Neigung zum Verzug aufweisen.
3. Bei Bemessung und Konstruktion von Flanschverbindungen müssen die Imperfektionen beachtet werden. Dabei kann einer von zwei Wegen beschritten werden:
  - a) Die Imperfektionen werden rechnerisch in realistischer Größenordnung z.B. durch ein aufwendiges FE-Modell oder durch additive Glieder zur am perfekten System berechneten Beanspruchung berücksichtigt.
  - b) Die Berechnung erfolgt wie bisher am perfekten System. In diesem Fall muß vor Ort geprüft werden, ob die Maßhaltigkeit innerhalb kleiner zulässiger Toleranzen eingehalten ist. Ggf. müssen dann Maßnahmen ergriffen werden, um die Verbindung zu sanieren.

Insgesamt ist noch kein abschließender Stand der Forschung erreicht. Insbesondere die Fragestellung nach möglichen Sanierungsmaßnahmen bei Verbindungen mit großen Imperfektionen bzw. nach vorbeugenden Maßnahmen ist noch klärungsbedürftig.

## **7 Zusammenfassung und Ausblick**

Im Rahmen des hier zusammengefaßten Forschungsvorhabens wurden verschiedene Detailfragen hinsichtlich geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen untersucht. Im experimentellen Teil wurden zunächst Laborversuche durchgeführt, mit deren Hilfe ein dreidimensionales FE-Modell der Verbindung validiert wurde. Dabei wurde eine gute Übereinstimmung zwischen Berechnung und Experiment im gesamten Abmessungsbereich festgestellt.

Auf der Basis zahlreicher FE-Berechnungen wurden daraufhin die bekannten Näherungsverfahren auf ihre Eignung untersucht und Empfehlungen für die Verwendung im Ermüdungsfestigkeitsnachweis ausgesprochen. Auf der Widerstandsseite wurde die Einordnung der schwingbeanspruchten Schraube in eine Kerbfallklasse nach Eurocode 3 durchgeführt. Für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis wird empfohlen, mit der Summe aus Normalkraft- und Biegespannungen gegen die Kerbfallklasse 50 nachzuweisen.

Mit Hilfe von Untersuchungen zum Setzverhalten konnte der durch die nachgiebige Beschichtung verursachte Vorspannkraftabfall quantifiziert werden. Dabei wurden keine großen Abweichungen zwischen Labor- und Feldversuch festgestellt, so daß der Einfluß der Belastung auf den Vorspannkraftabfall vernachlässigt werden kann.

Die Feldversuche haben bestätigt, daß in der gesamten Verbindung die Imperfektionen einen maßgeblichen Einfluß auf das Tragverhalten haben. Hier besteht noch größerer Klärungsbedarf, wie groß die Imperfektionen sein dürfen, damit die angegebenen Näherungsverfahren noch verwendet werden dürfen. Alternativ sind Maßnahmen zu entwickeln, mit denen die Imperfektionen vor Ort ausgeglichen werden können.

### **Danksagung**

Dieser Bericht ist das wissenschaftliche Ergebnis einer Forschungsaufgabe, die von dem Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM, Frankfurt) gestellt und am Institut für Stahlbau der Universität Hannover unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann bearbeitet wurde. Die Arbeit wurde durch die Forschungsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft der Eisen und Metall verarbeitenden Industrie e.V. (AVIF, Düsseldorf) unter dem Förderkennzeichen A 140 finanziell gefördert. Die Autoren danken für die Unterstützung des Vorhabens.

Das Vorhaben wurde von einem Arbeitskreis des FKM unter der Leitung von Herrn Dr.-Ing. Hasselmann, August Friedberg GmbH, und Herrn Dipl.-Ing. Klußmann, Pfeleiderer Wind Energy GmbH, begleitet. Diesem Arbeitskreis gebührt unser Dank für die große Unterstützung.

## Literatur

- [1] *Schaumann, P.; Seidel, M.*: Ermüdungsbeanspruchung geschraubter Ringflanschverbindungen bei Windenergieanlagen. Institut für Stahlbau, Universität Hannover 2001.
- [2] *Seidel, M.*: Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen. Hannover. Schriftenreihe des Instituts für Stahlbau (Heft 20). Aachen: Shaker 2001.
- [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] *Faulhaber, A.; Thomala, W.*: Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 (1986): Der nichtlineare Berechnungsansatz. VDI-Z Bd. 129 Nr. 9 1987.
- [6] Entwurf VDI 2230: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen. Zylindrische Einschraubenverbindungen. Düsseldorf: VDI-Verlag 1998.
- [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] ENV 1993-1-1: Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten. Teil 1.1: Allgemeine Bemessungsregeln, Bemessungsregeln für den Hochbau. April 1992.
- [10] EN 1993-1-9: Eurocode 3, Part 1.9: Fatigue strength of steel structures. Draft 1999.
- [11] DIN V 18800, Teil 7: Stahlbauten – Ausführung und Herstellerqualifikation. Oktober 2000.
- [12] *Schaumann, P.; Kleineidam, P.; Seidel, M.*: Zur FE-Modellierung von Schraubenverbindungen. Stahlbau 70 (2001), S. 73-84.
- [13] *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.
- [14] DIBt (Hrsg.): Richtlinie für Windenergieanlagen. Entwurf Februar 2002.
- [15] *Seidel, M.; Schaumann, P.*: Ermüdungsfestigkeit von Schrauben. Erneuerbare Energien 4/2001, S. 46-50.
- [16] *Petersen, C.*: Nachweis der Betriebsfestigkeit exzentrisch beanspruchter Ringflanschverbindungen. Stahlbau 67 (1998), S. 191–203.

Autoren dieses Beitrags:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Peter Schaumann  
Universität Hannover, Institut für Stahlbau  
Appelstr. 9A, 30167 Hannover

Dr.-Ing. Marc Seidel  
Enron Wind GmbH  
Holsterfeld 16, 48499 Salzbergen