

6. VDI-Fachtagung

Schraubenverbindungen 2018

Berechnung, Gestaltung, Montage, Anwendung

Würzburg, 21. und 22. November 2018

Bildquelle: © iStock.com – gornostaj

VDI-BERICHTE

Herausgeber:

VDI Wissensforum GmbH

Bibliographische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliographie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet unter www.dnb.de abrufbar.

Bibliographic information published by the Deutsche Nationalbibliothek (German National Library)

The Deutsche Nationalbibliothek lists this publication in the Deutsche Nationalbibliographie (German National Bibliography); detailed bibliographic data is available via Internet at www.dnb.de.

© VDI Verlag GmbH · Düsseldorf 2018

Alle Rechte vorbehalten, auch das des Nachdruckes, der Wiedergabe (Photokopie, Mikrokopie), der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, auszugsweise oder vollständig.

Der VDI-Bericht, der die Vorträge der Tagung enthält, erscheint als nichtredigierter Manuskriptdruck.

Die einzelnen Beiträge geben die auf persönlichen Erkenntnissen beruhenden Ansichten und Erfahrungen der jeweiligen Vortragenden bzw. Autoren wieder. Printed in Germany.

ISSN 0083-5560

ISBN 978-3-18-092336-9

Inhalt

Vorwort1

► **Keynote**

Probleme und Tendenzen der Berechnung von Schraubenverbindungen und Anforderungen der Montage. 3
W. Lori (VDI), Forschungs- und Transferzentrum an der Westsächsischen Hochschule Zwickau

► **Betriebsbelastungen**

Dynamische Beanspruchbarkeit von querbelasteten Schraubenverbindungen.21
M. Klöcker, K. Teitscheid, TH Köln;
D. Koch, ABC Umformtechnik GmbH &Co. KG, Gevelsberg;
Y. Öngün, Opel Automobile GmbH, Rüsselsheim

Eine Methode zur Validierung des selbsttätigen Lösens der Radschraubenverbindung von Kraftfahrzeugen35
A. Choudhry, Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach;
A. Albers, K. Bause, IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Anwendung zeitraffender Methoden zur effizienten Kennwertermittlung für eine lebensdauergerechte Auslegung von Schraubenverbindungen mit Faserverbund-Fügepartnern45
M. Pohl, R. Kupfer, S. Spitzer, M. Gude, Technische Universität Dresden, Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik, Dresden

► **Montagevorspannkraft und deren Überprüfung**

Untersuchung des Einflusses einer Warm-Montage auf den Vorspannkraftverlust von CFK-Schraubenverbindungen.55
F. Hermsdorf, H. Rapp, Universität der Bundeswehr München, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Institut für Leichtbau, Neubiberg

Ultraschall-Vorspannkraftmessung mit Nutzung von a priori – Informationen entlang der gesamten Wertschöpfungskette
M. Becker, N. Groß, R. Herzer, Fraunhofer Institut für zerstörungsfreie Prüfverfahren IZFP, Saarbrücken (zum Redaktionsschluss lag kein Manuskript vor)

Ultraschall-Montagevorspannkraftkontrolle für große Schraubenverbindungen67
F. Hohmann, ITH Schraubtechnik, Meschede

Ermittlung des Anziehungsfaktors α_A aus Versuchen	77
---	----

N. Schneider, HEICO Befestigungstechnik GmbH, Niederense;
L. Winter, RENK AG, Hannover

► Beanspruchungsanalyse: Parameter zur Berechnung

Setzverhalten von Schraubenverbindungen mit grundierten/lackierten Kontaktflächen	87
---	----

D. Hammerbacher, Knorr-Bremse SFS GmbH, München;
W. Lori, E. Iffert, Westsächsische Hochschule Zwickau

Prüfung des temperatur- und verformungsgeschwindigkeitsabhängigen Verhaltens der Grenzflächenpressung von Bauteilwerkstoffen in Schraubenverbindungen bei erhöhter Temperatur	99
---	----

A. Kempf, M. Klein, M. Oechsner, Zentrum für Konstruktionswerkstoffe (MPA-IfW),
TU Darmstadt

Gebrauchstauglichkeit von Sechskant-Muttern mit Festigkeitsklassen nach ISO 898-2	111
---	-----

V. Dünkel, FUCHS Schraubenwerk GmbH, Siegen

Bewertung des Scherfestigkeitsverhältnisses für Schrauben festgelegter Festigkeitsklassen.	123
--	-----

M. Dörre, Fraunhofer-Einrichtung für Großstrukturen in der Produktionstechnik (IGP), Rostock;
R. Glienke, Hochschule Wismar, Bereich Maschinenbau/ Verfahrens- und Umwelttechnik,
Wismar;
G. Berschneider, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Mathematik,
Magdeburg

► Thermische Belastung

Temperaturabhängiges Anzieh- und Löseverhalten von Schraubenverbindungen mit Zinklamellenüberzügen	137
--	-----

A. Eberhard, Deutscher Schraubenverband e.V., Hagen mit Sitz am Zentrum für Konstruktionswerkstoffe, TU Darmstadt, Darmstadt;
M. Stähler, DÖRKEN MKS-Systeme GmbH & Co. KG, Herdecke;
S. Beyer, Deutscher Schraubenverband e.V., Hagen;
M. Klein, M. Oechsner, Zentrum für Konstruktionswerkstoffe, TU Darmstadt, Darmstadt

Großverschraubungen im Dampfturbinenbau – Montage, Gestaltung und Auslegung nach VDI 2230	151
---	-----

F. Brahm, MAN Energy Solutions, Werk Hamburg

Herausforderungen einer thermisch-transient belasteten Schraubverbindungen größer M39 am Beispiel der Außengehäuse-Verschraubung einer stationären Gasturbine	165
U. Lohse, K. Stockhausen, B. Voss, Siemens AG, Mülheim an der Ruhr;	
A. Enns, ITB Dortmund	

► **Auslegung von Mehrschraubenverbindungen**

Über die Berücksichtigung radial aufweitender Lasten an stirnseitigen Mehrschraubenverbindungen	181
S. Hofmann, ABM Greiffenberger Antriebstechnik GmbH, Marktredwitz;	
A. Lohrengel, Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal	

Systematische Berechnung von Ein- und Mehrschraubenverbindungen im Einflussfeld der Systemparameter	191
J. Hebig, DriveConcepts GmbH, Dresden;	
D. Polyakov, Tedata GmbH, Bochum	

Analytisches Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Schraubenzusatzkräfte von beliebig rechtwinklig berandeten Mehrschraubenverbindungen unter Betriebslast	203
U. Petersen, Hochschule Kempten	

Berechnung von Flanschverbindungen nach der Finite-Elemente-Methode – Vergleich der numerischen mit analytischen Berechnungen	215
P. Thomsen, ®flangevalid - Lanneweher + Thomsen GmbH & Co. KG, Bremen	

► **Montageverfahren**

Der Drehwinkel in der Montage, Kontrolle und Prüfung von Schraubverbindungen	223
M. Fischer, Atlas Copco Tools Central Europe GmbH, Essen	

Eine qualitative Untersuchung der Reibungsverhältnisse und des Oberflächenverschleißes in schlagend angezogenen Schraubenverbindungen	233
S. Matthiesen, A. Wettstein, C. Sturm, IPEK – Institut für Produktentwicklung, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe	

Impulsschraubtechnik in der industriellen Praxis – Prozess- und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Impulsverschraubungen	247
N. Schneider, M. Sikora, J. Kunert, SEW-Eurodrive GmbH & Co KG, Bruchsal	

► **Posterausstellung**

Anforderungen an Schwarz-Weiß- und Isolierflanschverbindungen – Wie passt man ein System an die Anforderung der Schraube auf hohe Streckgrenzauslastung an? 257
P. Thomsen, ®flangevalid - Lannewehr + Thomsen GmbH & Co. KG, Bremen

Vorteile des Streckgrenzgesteuerten Anziehens für den Großmaschinenbau – Anziehfaktor $\alpha_A=1$ (rechnerisch) und max. Vorspannkraft auch bei kleinen Losgrößen und Normverbindungselementen 263
U. Oehms, HYTORC-Seis GmbH, Dörth

Analytische Korrektur geometriespezifischer Einflüsse auf die Vorspannkraftbestimmung in Schraubenverbindungen mittels Ultraschallmethoden 271
N. Groß, M. Becker, U. Rabe, Fraunhofer IZFP, Saarbrücken

Fachlicher Träger

VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente

Der VDI-Fachbereich Getriebe und Maschinenelemente behandelt aktuelle Fragestellungen der Übertragung und Wandlung von Bewegungen und Energien durch Getriebe, die diese intelligent steuern und regeln. Dazu ist das Zusammenspiel verschiedener Maschinenelemente erforderlich. Handlungsempfehlungen in Form von VDI-Richtlinien, Erfahrungsaustausch und Veranstaltungen sind Ergebnisse der Aktivitäten.
www.vdi.de/gpp

Vorwort

Die Bedeutung von Schraubenverbindungen für den allgemeinen Maschinenbau, die Energietechnik, den Fahrzeug- und Anlagenbau und für weitere Anwendungsgebiete ist auch in den letzten Jahren nicht geringer geworden. Infolge einer Reihe herausragender Vorteile stellen besonders die hochfesten Schraubenverbindungen auch weiterhin eine wirtschaftliche und kostengünstige Verbindungsvariante dar. Schraubenverbindungen sind deshalb mit einem Anteil von 60–70 % an den lösbaren Verbindungen in den genannten Bereichen vertreten. Aber auch die Verbindungstechnik ist sich verändernden und neuen Anforderungen unterworfen, die u.a. aus Optimierungsprozessen, Leichtbauforderungen und neuen Technologien resultieren.

Zur Erfüllung dieser Aufgaben sind auch bei der lang bekannten Schraubenverbindung noch immer Innovationen zu beobachten und werden neue Erkenntnisse gewonnen. Die betrifft insbesondere die optimierte Auslegung und Gestaltung, eine größere Festigkeitsausnutzung, die Optimierung der Schmierung, Maßnahmen zur Verringerung der Montagevorspannkraftstreuungen und dem Einsatz spezifischer Schraubenwerkstoffe und verschiedener Struktur-Leichtbauwerkstoffe.

Dabei sind Berechnungsverfahren für die Auslegung und den Nachweis der Funktions- und Betriebssicherheit von großer Bedeutung. Hierfür wird als Grundlage die weltweit anerkannte Richtlinie VDI 2230-1 angewendet. Diese wird seit 2014 durch Blatt 2 zu Mehrschraubenverbindungen sinnvoll ergänzt. Auch wenn die analytischen Berechnungsansätze für die Vorauslegung und zum Sicherheitsnachweis weiterhin unverzichtbar sind, kommen für komplizierte und/oder hochbelastete Fügestellen und bei Mehrschraubenverbindungen häufig FEM-Berechnungen zum Einsatz.

Zunehmend im Fokus stehen eine verbesserte Montagequalität und Montageprozesssicherheit und die Erfordernisse der Montage. Dies bedeutet, dass das im Entwicklungsprozess festgelegte Verfahren mit den entsprechenden Parametern auch realisierbar sein muss, ebenso wie sich aus der Montage ergebende Anforderungen an die konstruktive Lösung zu beachten sind. Zudem nimmt die Zahl der Verbindungsstellen zu, für die Überprüfungen der Vorspannkraft im Betrieb gefordert werden.

Die VDI-Fachtagung „Schraubenverbindungen 2018“, die nunmehr sechste Tagung, hat sich mit diesen Problemkreisen beschäftigt, wobei erstmals auf das sich in Erarbeitung befindliche Blatt 3 der VDI 2230 zu Fragen der Montage aus dem Blickwinkel des Konstrukteurs und Berechners eingegangen wurde. Weitere Beiträge beschäftigten sich u.a. mit dynamisch belasteten Schraubenverbindungen, der Auslegung von Mehrschraubenverbindungen, mit der Ermittlung von Berechnungsparametern wie Setzbeträgen bei Lackschichten und der Grenzflächenpressung, mit thermisch belasteten Verbindungen, der Überprüfung der Vorspannkraft und der Impulsschraubtechnik.

Teilnehmer waren Fach- und Führungskräfte der Bereiche Produktentwicklung, Konstruktion, Berechnung, Entwicklung, Qualitätssicherung und Versuch; Mitarbeiter von Prüfunternehmen und der Schraubenindustrie sowie Lehrbeauftragte und Studierende höherer Semester an Universitäten, Technischen Hochschulen und Fachhochschulen.

Ihr

Prof. Dr.-Ing. Willfried Lori,

Vorsitzender des Programmausschusses

Probleme und Tendenzen der Berechnung von Schraubenverbindungen und Anforderungen der Montage

Prof. Dr.-Ing. **Willfried Lori** (VDI), Forschungs- und Transferzentrum an der Westsächsischen Hochschule Zwickau

Kurzfassung

Obwohl Schraubenverbindungen in großer Zahl in allen Bereichen der Technik eingesetzt und sich bewährt haben, ist ihre Berechnung und Montage nicht problemfrei. Dazu tragen auch die steigenden Anforderungen an technische Produkte bei.

Es wird auf die Probleme bei der Auslegung und Berechnung nach VDI 2230 eingegangen und es werden Hinweise zum Umgang damit gegeben. Die Anwendung der Richtlinien VDI 2230 Bl.1 und 2 wird bewertet, auf die Ergänzung von Numerik und Analytik eingegangen und geplante Ergänzungen in Bl. 1 vorgestellt.

Die Bedeutung der Montage, insbesondere die notwendigen Kenntnisse des Konstrukteurs und die von ihm festzulegenden Vorgaben werden dargelegt. Neue Ergebnisse zum die Auslegung stark beeinflussenden Anziehungsfaktor werden vorgestellt. Abschließend wird auf den Entwurf des in Vorbereitung befindlichen Bl. 3 der VDI 2230 zur Montage eingegangen.

Abstract

Although large numbers of bolted joints have been used and proven in all fields of technology, their calculation and assembly is not problem free. This is also due to the increasing demands on technical products. The problems with the design and calculation according to VDI 2230 are discussed and instructions for handling them are given. The application of the guidelines VDI 2230 Part 1 and 2 is evaluated, the addition of numerics and analytics received and planned additions in Bl. 1 presented. The importance of assembly, in particular the necessary knowledge of the designer and the specifications to be determined by him are set out. New results on the tightening factor strongly influencing the design are presented. Finally, the draft of the in preparation Part 3 of the VDI 2230 for assembly is discussed.

1 Einleitung

Die Schraubenverbindung (kurz SV) ist die mit Abstand häufigste lösbare Verbindung in allen Bereichen der Technik. Sie findet sich in verschiedenartigsten Varianten in fast allen technischen Systemen/Produkten, ist einfach herstellbar und weist neben dem Regelfall der Lösbarkeit weitere vorteilhafte Eigenschaften auf. Allein im Fahrzeugbau werden jährlich geschätzt ca. 40 bis 50 Milliarden Schrauben verbaut. Deshalb erscheint die SV vielen Menschen, darunter nicht wenig Ingenieuren, als sehr sicher und verlässlich bzw. unproblematisch. Nicht wenige sind der Meinung, dass jeder „schrauben“ kann.

Die Realität sieht doch etwas anders aus. Natürlich ist die SV ausgereift und bewährt, sie ist kostengünstig und es sind fast alle Belange rund um die Schraube weltweit genormt. Davon auszugehen, dass alles geklärt ist und keine Probleme mehr bestehen, ist aber nicht korrekt und kann im konkreten Fall ein fataler Fehler sein. Dies zeigt sich zuerst mehr oder weniger öffentlich an immer wieder auftretenden Schadensfällen, bei denen die SV aus unterschiedlichen Gründen versagte. Und es zeigt sich darin, dass in den Unternehmen immer wieder Unklarheiten und Probleme bzgl. der Auslegung, Berechnung, Gestaltung und Montage bestehen. Auf einige Aspekte soll nachfolgend eingegangen werden, incl. Hinweise zur Problembehebung.

2 Probleme der Auslegung und Berechnung

VDI 2230 gilt für die klassische SV: In der Trennfuge besteht um die Schraubenbohrung ein vollständiger Kontakt der Bauteile und die Betriebsbelastung wird in die Bauteile ein- bzw. aus ihnen abgeleitet. Eine Sonderstellung nimmt dabei die Einschraubverbindung (ESV) ein, da der Kraftfluss über das Innengewinde (steht für die Mutter) des Fundamentes geleitet wird. Die Richtlinie gilt nicht für einen Kraftangriff unmittelbar an der Schraube.

Eine *erste Problemgruppe* betrifft SV, die nicht den genannten Geltungsbereich einhalten. Beispiele hierfür sind Klemmverbindungen und Deckelverschraubungen mit funktions- und/oder toleranzbedingtem Spiel zwischen Deckel und Gehäuse (typisch für Festlagerstellen), Bild 1. Eine Berechnung ist in Anlehnung an VDI 2230 möglich: Es muss an Stelle der Nachgiebigkeit der Bauteile/Platten die Biege- oder Verwölbungsnachgiebigkeit des Biegebalkens herangezogen werden. Bezogen auf die Biegeverformung unter dem Schraubenkopf führt dies zu einer Ersatz-Axialnachgiebigkeit. Eine exzentrische Verspannung (mit s_{sym}) ist nicht definierbar, vielmehr ist die Schiefstellung bzgl. einer Biegebelastung der Schraube zu überprüfen und die Biegebelastung zu beachten.

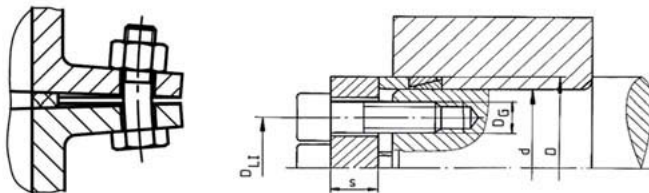


Bild 1: Beispiele von Klemmverbindungen

Greift die Betriebskraft wie z.B. bei Spannsystemen an der Schraube an, so ist es mit einer ingenieurmäßigen Vorgehensweise annähernd möglich, auf der Basis der grundlegenden Kraft-Verformungs-Verhältnisse nach VDI 2230 Schraubenzusatz- und Restklemmkraft zu berechnen. In speziellen Fällen ist die Nutzung der FEM anzuraten. Weitere Hinweise finden sich in [1] und [2].

Die *zweite Problemgruppe* betrifft die bei den klassischen SV möglichen Berechnungsprobleme. Hier handelt es sich vor allem um folgende Parameter und Sachverhalte:

- Exzentrizität der Verspannung s_{sym}

Da selten in der Modellebene „EBS“ annähernd glatt berandete (Grund-) Körper vorliegen, ist die analytische Ermittlung der Lage des gedachten seitensymmetrischen Verspannungskörpers nicht selten schwierig. Hier hilft ein ingenieurmäßig pragmatisches Vorgehen, was ein entsprechend vertieftes Verständnis der Plattennachgiebigkeit voraussetzt: Nach Ermittlung der Ersatzkegelwinkel links und rechts von der betrachteten Schraube kann eine dem Ersatzverformungskörper direkt proportionale Ersatzverformungsfläche auf beiden Seiten in der EBS ermittelt werden. Durch Mittelung der beiden Flächen ergibt sich eine neue Schraubenachse, ggf. ist das gesamte Konstrukt noch zu verschieben wenn es über die Ebene EBS hinausragt, s. auch Beispiel 5 in [3].

- Exzentrizität der Belastung – Hebelarm a

Es handelt sich um die wohl am schwierigsten zu ermittelnde Eingangsgröße der Berechnung. Häufig liegt ein statisch unbestimmter Fall vor, ist das elastische Biegeverhalten des Anschlusskörpers schwer einschätzbar und sind keine Kontaktnachgiebigkeiten bekannt. Es existieren nur wenig analytische Näherungslösungen. In der Praxis hilft man sich auch durch Extremwertbetrachtungen, Übertragung von Werten bei ähnlichen Fällen, ggf. Versuche oder durch die Annahme einer (sehr) großen Biegesteifigkeit, d.h. an-

nähernd starres Verhalten ($a=0$). Um die Lage des Momentennulldurchganges zu finden (s. Bild 19 in [3]), an dem die Ersatzkraft angreift, bieten sich auch einfache FEM-Rechnungen an (Modellklasse 1 nach [4]).

Bei $s_{\text{sym}}=0$ erübrigt sich die Ermittlung von a , ausgenommen bei zyklischer Belastung.

– Reibungszahlen in der Verbindung – μ_G , μ_K , μ_T

Bekanntlich hat die Reibungszahl einen großen Einfluss auf die erreichbare Montagevorspannkraft F_M und ist immer der Minimalwert anzusetzen [5]. Der in [3], Tabelle A8 verwendete Ausdruck „Schätzen“ der Reibungszahl ist etwas irreführend, es sollte eher „abschätzen an Hand vergleichbarer Verschraubungen“ heißen. Eine „Festlegung“ ohne Vergleichsbasis ist im Grunde nicht möglich. Die beste Methode besteht immer noch darin, die Reibungszahlen für Gewinde- und Kopfkontakt experimentell zu ermitteln. Dabei ist auf die gleiche Werkstoffkombination und den Schmierzustand in der Montage zu achten. Ein teilweises Unterschreiten der Reibungszahlklasse B, also $\mu < 0,08$ kann bis ca. 0,06 durchaus toleriert werden. Dies betrifft z.B. die Schmierung mit einigen Gleitlacken. Bei solchen auf PTFE-Basis wurden schon Reibungszahlen von $\mu_{\text{Gmin}}=0,035$ (M10) gemessen, wodurch die Selbsthemmung in Frage gestellt ist. Es entsteht der Eindruck, dass einige Schmierstoffhersteller sich derartigen Problemen nicht voll bewusst sind. Auch findet man in einschlägigen Tabellen der Hersteller für Reibungszahlen bei SV häufig nur die Angabe einer mittleren Reibungszahl (ohne dies auch so auszuweisen), benötigt wird aber der Minimalwert.

Bzgl. der Reibungszahl in der Trennfuge bei Querbelastung sind Versuche aufwändiger. Es wird empfohlen, sich an Tabelle A6 in [3] zu orientieren. Im Regelfall ist aus Sicherheitsersparungen die minimale Reibungszahl zu verwenden.

– Anziehungsfaktor α_A

Die Festlegung dieses die Schraubengröße stark beeinflussenden Faktors stellt unverändert ein Problem dar. Dies betrifft vor allem das mit Abstand häufigste Verfahren, das drehmomentgesteuerte Anziehen. Untersuchungen an „Originalverschraubungsteilen“ werden, wenn überhaupt, nur bei Losgrößen, die einer Serienfertigung entsprechen angewendet. Im Regelfall gilt nach Tab. A8 in [3] ein Bereich von $\alpha_A = 1,6 \dots 2,0$. Es gibt immer wieder Hinweise, dass ein Wert von 1,6 unter Beachtung des Sicherheitsgedankens bzw. der aus statistischer Sicht zu erwartenden maximalen Streuung bei Handmontage selten haltbar sei. Ein zu klein gewählter Anziehungsfaktor muss im konkreten Fall aber nicht zwangsläufig zu einer problematischen Überbeanspruchung einer Schraube führen. Weiteres s. Kap. 5.

– Vorspannkraftverluste durch Setzen F_Z

Die in [4] angeführten Richtwerte für die Setzbeträge f_{Zi} bei Stahl-Bauteilen können bzgl. axialer Belastung als gesichert angesehen werden, was verschiedentlich bestätigt wurde, s. auch [6]. Die in [4] getroffene Aussage, dass bei Aluminiumteilen größere Setzbeträge anzusetzen seien, kann nicht bestätigt werden. Bis zum Vorliegen gesicherter Erkenntnisse aus Versuchen mit gegenwärtig üblichen Werkstoffen wird empfohlen die Werte zu Stahl zu verwenden. Dies setzt natürlich die Einhaltung der (geringeren) Grenzflächenpressung voraus.

Liegen beschichtete Bauteiloberflächen vor, so ist zwischen metallischen, organischen und anorganischen Beschichtungen zu unterscheiden. Leider sind hierzu sehr wenige Hinweise zu den Setzbeträgen zu finden. Insbesondere fehlen Richtwerte zu lackierten Flächen, was u.a. darin liegt, dass sowohl bei Grund- als auch Decklacken verschiedene Arten (z.B. Epoxidharz oder Alkydharz als Basis) mit differierenden Eigenschaften angewendet werden. Hinzu kommen weitere Einflüsse wie Lagenanzahl, Schichtdicke und Betriebstemperatur. Auch ist zu unterscheiden zwischen Nass- und Pulverlacken. In neuen Untersuchungen wurde das Setzverhalten grundierter und lackierter Bleche ermittelt [6].

Gesichert erscheint, dass KTL-Schichten wegen ihrer Härte und geringen Schichtdicke (ca. $15\mu\text{m}$) zu keinen signifikanten Änderungen der Setzbeträge führen. Dies ist auch für keramische Beschichtungen zu erwarten. Ähnlich dürfte es sich bei dünnen (z.B. gesputterten oder galvanisch erzeugten) Schichten verhalten, wobei auch geringere Setzbeträge möglich erscheinen, da das Rauheitsprofil des Substrats aufgefüllt wird, was eine geringere Rauheit der Schichtoberfläche erwarten lässt.

In einer *dritten Problemgruppe* sollen Belange der Belastungsfindung betrachtet werden:

– Finden der höchstbelasteten Verschraubungsstelle in einem Schraubenfeld:

Im Regelfall liegen Mehrschraubenverbindungen vor. Während z.B. bei einem axial belasteten Ringflansch von einer gleichmäßigen Belastung jeder Verschraubungsstelle ausgegangen werden kann, besteht die Schwierigkeit bei asymmetrischen Schraubenfeldern und/oder exzentrischer und Biege-Belastung darin, die höchstbelastete SV zu finden. Blatt 2 der VDI 2230 gibt hierzu eine Reihe von Hinweisen [4]. Wegen der Schwierigkeiten einer elastomechanischen Berechnung und meist vorliegender statischer Unbestimmtheiten wird häufig die starrkörpermechanische Methode gewählt. Dies birgt die Gefahr in sich, dass zu eine zu große, aber auch eine zu kleine Belastung ermittelt wird. Wesentliche Einflussfaktoren sind die Steifigkeit der Platte/des Bauteils und jene der umgebenden Struktur (Anschlusssteifigkeit).

- Belastung des Schraubenfeldes:

Die Kenntnis der an der Baugruppe bzw. dem Schraubenfeld angreifenden äußeren Belastungen (F_B , M_B , ΔT_B) wird bei VDI 2230 vorausgesetzt und kann auch nicht Bestandteil des Richtliniengerüsts sein. Der häufig verwendete Begriff „Lastannahme“ weist auf die Unsicherheiten hin. Es kommt also darauf an, die Lastpfade exakt zu analysieren sowie die Einsatz- und Randbedingungen des gesamten technischen Systems genau zu erfassen.

- Querlasten:

Neben der Mindestgröße der Reibungszahl in der Trennfuge ist die Kenntnis der Verteilung der Querkraft auf die Verschraubungsstellen ($F_Q \rightarrow F_{qi}$) von großer Bedeutung. Wenngleich für das Schraubenfeld der globale Sicherheitsnachweis gegen Gleiten gilt (s. [4, Gl. (94)]), so ist insbesondere im Maschinen- und Fahrzeugbau in der Regel ein partielles Gleiten einzelner SV nicht zugelassen (nicht zu verwechseln mit einem Schlupf von max. ca. 8...10µm). Für Schraubenreihen mit senkrecht dazu wirkender Querkraft hängt die Anzahl der belasteten Verschraubungsstellen und die Verteilung vom Abstand der Kräfteinleitung ab. In Näherung gilt ein Bereich innerhalb eines Winkels von 90° bis 100°, Bild 2. Der Nachweis, dass innerhalb dieses Bereichs die Querbelastung gleichmäßig verteilt ist, konnte bisher nicht erbracht werden. Vielmehr erscheint eine Aufteilung umgekehrt proportional den Abständen zum Kräfteinleitungspunkt realitätsnäher.

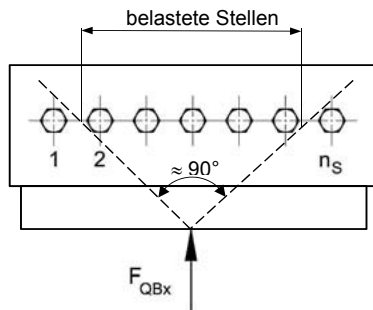


Bild 2: Quer verlaufende und belastete Schraubenreihe

Bzgl. der in die Berechnung einfließenden Anzahl der inneren kraftübertragenden Trennfugen q_F , die bei zu großer Querbelastung am Gleiten beteiligt sind, treten immer wieder Fragen auf. Es wird häufig nicht der Kraftfluss analysiert und übersehen, dass es ein

Primärgleiten gibt, Bild 3 und 4, dem ein Sekundärgleiten in den weiteren Trennfugen nachfolgen kann, der Versagensfall ist dann aber schon eingetreten.

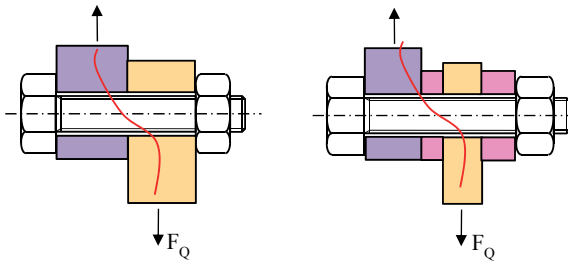


Bild 3: Beispiele für $q_F = 1$ mit skizzierten Kraftfluss

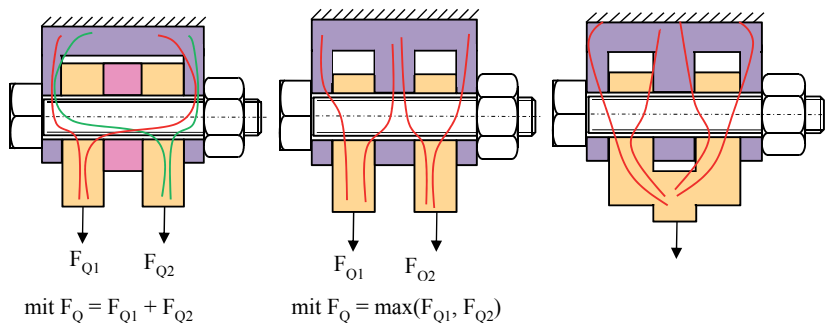


Bild 4: Beispiele für $q_F = 2$ (links und Mitte) und $q_F = 4$ (rechts)

Bei rotationssymmetrischen und drehenden MV unter Drehmomentbelastung und Einleitung der Umfangskraft an einer räumlich unveränderten Stelle (z.B. verschraubter Zahnkranz, Tellerrad oder Bremsscheibe) kann es trotz des rechnerischen Nachweises einer ausreichenden globalen Sicherheit gegen Gleiten zu einem Rutschen des gesamten Bauteiles (Zahnkranz o.a.) kommen. Infolge der stark unterschiedlichen Verteilung der sich ergebenden Querkräfte auf die Verschraubungsstellen, Bild 5, ist in den Verschraubungsstellen unmittelbar unter der Kräfteinleitung ein Gleiten möglich. Dieser zeitlich begrenzte Vorgang gilt nacheinander für alle einzelnen SV. Die mit der Verschiebung ein-

hergehende Druckverformung des Segmentes vor der Schraube bleibt wegen der unmittelbar folgenden nächsten Verschraubungsstelle mit wiederum zum Gleiten führender Querkraft bestehen. Die Verschiebungen kumulieren mit der Zahl der Umdrehungen.

Dieser Sondereffekt kann nur bei vglw. großen Drehzahlen auftreten, wie z.B. in Fahrzeuggetrieben. In der Folge kann es zum völligen Lösen der Schrauben kommen, worauf schon in [7] hingewiesen wurde. Es reicht in diesen Fällen also nicht der globale Nachweis gegen Gleiten, sondern es muss die Rutsicherheit der Verschraubungsstelle direkt unter der Lasteinleitung nachgewiesen werden

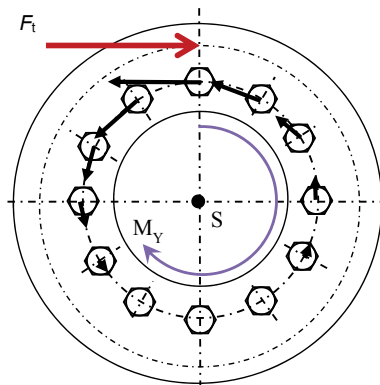


Bild 5: Beispiel einer Verteilung der Querkräfte an einem verschraubten Tellerrad

- Thermische Belastung:

Im Regelfall folgt der mechanischen Belastung die thermische Belastung nach. Es ist notwendig die kritischen Aufheiz-, Betriebs- und Abstellzustände zu ermitteln. Dies ist häufig sehr schwierig und meist nur experimentell zu ermitteln – oder es werden (über-) kritische Zustände zu Grunde gelegt. Instationäre Zustände und nicht bekannte Temperaturdifferenzen zwischen Schraube und Bauteil erschweren die Betrachtungen weiter. Bei höheren Temperaturen sind Kenntnisse zur Warmfestigkeit und dem Kriechverhalten erforderlich.

Vielen der o. g. Problemen kann mehr oder weniger aufwändig durch verstärkte Anwendung von Simulationsverfahren und FEM-Berechnungen begegnet werden. Dies ist auch zunehmend zu beobachten. Demgegenüber gibt es eine Reihe von (meist kleineren) Unternehmen, die für Auslegung und Nachrechnung nicht eines der bekannten und bewährten analytischen Berechnungsprogramme nutzen. Bestenfalls sind nicht allgemeingültige, auf Excel basierende und kaum mit Datenbanken gestützte Programme vorhanden.

3 Anwendung der Richtlinie VDI 2230, Bl. 1 und Bl. 2

Es ist unstrittig, dass sich das in der ersten Fassung 1974 erschienene Blatt 1 der Richtlinie international bewährt hat. Vor allem die nach einer völligen Überarbeitung der Fassung von 1986 entstandene Neufassung 2001 und nachfolgende weitere Verbesserungen haben die Qualität deutlich angehoben und damit den Ruf als weltweit anerkannte Vorschrift gefestigt.

Das 2014 vorgestellte Blatt 2 der Richtlinie [8] wurde bzgl. der Hinweise zur FEM gut angenommen, vor allem von den Ingenieuren, die sich bereits mit der FEM beschäftigt haben (z.T. für andere Fragestellungen) oder damit beginnen wollen. Dem gegenüber ist festzustellen, dass die Abschnitte zur analytischen Ermittlung der höchstbelasteten Schraube(n) eher gering genutzt werden. Die Ursachen dafür dürften – neben der noch nicht ausreichenden Bekanntheit des Blattes 2 – u.a. in (scheinbar) unproblematischen Verschraubungen, in internen Berechnungslösungen (scheinbar bewährt), in der Übernahme bewährter Lösungen von Vorgängerprodukten, in der Arbeitsverdichtung (Zeitprobleme) und in mangelnder Recherche liegen.

Die schon vor längerer Zeit [9] angesprochene gegenseitige Ergänzung von Numerik und Analytik, also die Verzahnung von Blatt 1 und Blatt 2 (insbesondere die FEM-Anwendung betreffend) [10] ist in vielen Unternehmen zu beobachten und setzt sich fort. Nicht selten ist bei den Modellen aber festzustellen, dass die Nachgiebigkeit der Schraube nicht richtig beachtet wurde, insbesondere bei der Kopfanbindung und bei ESV (Nachgiebigkeit des eingeschraubten Gewindes).

Die Anforderungen an moderne Produkte führen bekanntlich u.a. zu kompakteren Lösungen, zu größerer spezifischer Leistung incl. geringerer Verluste, zu Leichtbauanforderungen und dem Ziel einer weitestgehenden Ausnutzung der Materialfestigkeiten. Eine Folge ist dabei auch die Aufzehrung „stiller Reserven“ in den Konstruktionen. Dies und neue Forschungsergebnisse hat auch Auswirkungen auf eine Berechnungsvorschrift. Für die nächste Überarbeitung von VDI 2230 Bl. 1 sind gegenwärtig folgende Änderungen oder Ergänzungen geplant:

- Erläuterungen zur Anzahl kraftübertragender Trennfugen (s.o.)
- Grenzflächenpressung: Unterscheidung zwischen Abdruck (Rauheiten eingeebnet) und Eindruck (wie bisher, 25 µm zugelassen)
- verbesserte Berechnung der Klaffgrenze
- Hinweise zum Setzen bei Beschichtungen (s.o.)
- Hinweise zur Dauerhaltbarkeit bei Zinklamellen-Beschichtung
- Anpassung des Erhöhungsfaktors für überelastisches Anziehen

Vorgenannte, auf die SV sich auswirkenden Produktanforderungen haben auch Auswirkungen auf die Montage und neue Anforderungen an die/das Montageverfahren zur Folge. Die Qualitätsansprüche steigen damit zwangsläufig.

4 Montage – was muss der Konstrukteur wissen?

Ziel der Montage ist eine prozesssichere Erzeugung einer Montagevorspannkraft, die mindestens den geforderten Minimalwert F_{Mmin} leicht überschreitet, andererseits aber nicht zur Überlastung der Schraube führt (F_{Mmax} bzw. F_{Mzul}). Die Festlegung des Verfahrens ist im Zuge der Auslegung schon zu Beginn erforderlich: Schritt R1 – Anziehfaktor. Damit wird wesentlich der zu wählende bzw. erforderliche Schraubennennendurchmesser beeinflusst, was sich wiederum auf die Abmessungen des Produkts auswirken kann.

Dies setzt zwingend Kenntnisse und Festlegungen des Berechners bzw. Konstrukteurs zu einer Reihe von Problembereichen voraus:

- Welche Verfahren bieten sich an, welche sind im Unternehmen möglich?
- Sind diese im konkreten Fall möglich? Was sind die Grenzen und Bedingungen?
- Welche Streuungen sind zu erwarten?
- Notwendige Schmierung und Reibungszahlen
- Konstruktive Bedingungen, Auswirkung des Verfahrens auf das Produkt
- Schraubfallspezifik, Ermittlung/Festlegung der Anziehparameter
- Eingliederung der Montage in den Prozessablauf
- Kontrolle der Montage, Qualitätssicherung
- Kontrolle der Vorspannkraft im Betrieb

Dieses Wissen ist in der Regel unvollständig und es fehlen teilweise auf wissenschaftlichen Untersuchungen oder produktnahen Versuchen basierende Hinweise/Empfehlungen, was eine optimierte Konstruktion und die Erfüllung neuer Produktanforderungen (s.o.) erschwert. Umso eher die Anforderungen und Möglichkeiten im Unternehmen geklärt sind, desto sicherer ist die Auslegung und konstruktive Gestaltung.

Der Konstrukteur hat dem Fertigungs- und Montagebereich eindeutige Vorgaben zum definierten Anziehen, zur Schmierung und zur Kontrolle, ggf. zur Reparatur/Wartung und Wiederholverwendung zu erteilen.

5 Der Anziehungsfaktor

Im Mittelpunkt der Auslegung steht der Anziehungsfaktor. Neuere Untersuchungen [11] zum drehmomentgesteuerten Anziehen zeigen vielfältige Einflüsse auf. Dazu gehören u.a.:

- Werkstoff der Bauteile: „Weich“ (Aluminium) oder „hart“ (Stahl)
- Klemmlängenverhältnis: Harter oder weicher Schraubfall
- Reibungszahlen
- Art der Momenteneinleitung: Zentrisch oder exzentrisch (Schlüssel)
- Zeitlicher Ablauf der Einleitung: Gleichmäßige (zügige) oder ungleichmäßige Einleitung, Unterbrechung durch umsetzen oder zurück ratschen
- Werkzeug: Handanzug oder motorisch
- Einleitung am Schraubenkopf oder der Mutter

Die wichtigsten Ergebnisse der an je 12 SV durchgeführten Untersuchungen (Tabelle 1) lassen sich in folgenden Punkten zusammenfassen:

- 1) Erwartungsgemäß zeigt sich deutlich der Einfluss der Reibung. Die bewusst im Anlieferungszustand belassenen Schrauben führen zu einer größeren Reibungszahl und deren Streuung und somit zu einem deutlich größeren Anziehungsfaktor als bei geschmierten Verbindungen.

Tabelle 1: Untersuchungsergebnisse zum Anziehfaktor, DSV M10, Schraube verzinkt, Anzugselement Schraubenkopf, je 12 Versuche

l_k/d	Schmier- zustand	Werkstoff Bauteile	DMSI, digital		DMSI, mechanisch		Pulsschrauber	
			Messg.	Statistik	Messg.	Statistik	Messg.	Statistik
2,6	Anliefer- zustand	AlMgSi0,5	1,60	2,10	1,49	2,06	1,58	2,26
		16MnCr5	n.v.	n.v.	1,76	2,77	1,37	1,73
	Paste Gn-Plus	AlMgSi0,5	1,12	1,20	1,19	1,35	1,38	1,51
		16MnCr5	1,18	1,27	1,15	1,24	1,40	1,52
4,3	Anliefer- zustand	AlMgSi0,5	1,29	1,43	1,26	1,51	1,32	1,63
		16MnCr5	1,41	1,68	1,21	1,39	1,38	1,69
	Paste Gn-Plus	AlMgSi0,5	1,13	1,20	1,14	1,27	1,12	1,22
		16MnCr5	1,14	1,25	1,18	1,25	1,22	1,35
6,5	Anliefer- zustand	AlMgSi0,5	1,43	1,80	1,53	1,83	1,22	1,39
		16MnCr5	1,74	2,35	1,51	2,04	1,18	1,29
	Paste Gn-Plus	AlMgSi0,5	1,16	1,26	1,09	1,15	1,11	1,19
		16MnCr5	1,12	1,17	1,11	1,17	1,21	1,34
Erläuterungen:		DMSI - Drehmomentschlüssel n.v. – nicht verwendbar			Pulsschrauber: fest eingestellter Impuls- schrauber mit hydraulischer Pulszelle			
		Messg.: $\alpha_A = F_{Mmax} / F_{Mmin}$			Statistik: $\alpha_A = \frac{F_{Mm} + t \frac{s_x}{\sqrt{n}} + 2s_x}{F_{Mm} - t \frac{s_x}{\sqrt{n}} - 2s_x}$			
		F_M -Messung mit Kraftmessring						

- 2) Bei mit Paste Gn-Plus geschmierten SV ($\mu_{min} \approx 0,065$) ist vor allem bei DMSI ein kleiner Bereich zu erkennen, in dem die Anziehfaktoren „liegen“: 1,15 bis 1,35 (gemessen: 1,09 bis 1,19), Bild 6.

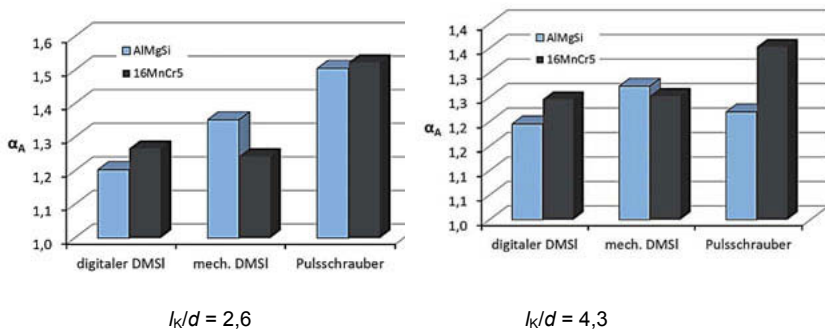


Bild 6: Anziehfaktor (statistisch) für M10, geschmiert mit Gn-Plus

- 3) Lageabweichungen der Schraubenköpfe (Innen- oder Außenträger) können den Anziehfaktor signifikant beeinflussen. Deshalb war die mit „n.v.“ gekennzeichnete Kombination nicht verwertbar.
- 4) Die ermittelten Faktoren liegen häufig unter den Angaben in VDI 2230-1 (mindestens 1,6 bzw. 1,4). Dies betrifft vor allem geschmierte Verbindungen.
- 5) Ein signifikanter Einfluss der Schraubfallhärte konnte (entgegen VDI 2230) nicht festgestellt werden. Die Unterschiede zwischen Aluminium- und Stahlbauteilen sind gering (Differenz von 0,11), Bild 6, ebenso ist der Einfluss der Klemmlänge bei Drehmomentschlüsseln klein. Der Anziehfaktor erreicht allerdings bei einem Klemmlängenverhältnis von ca. 3,3 den größten Wert, um dann wieder abzufallen, Bild 7. Eine Erklärung steht noch aus.
- 6)

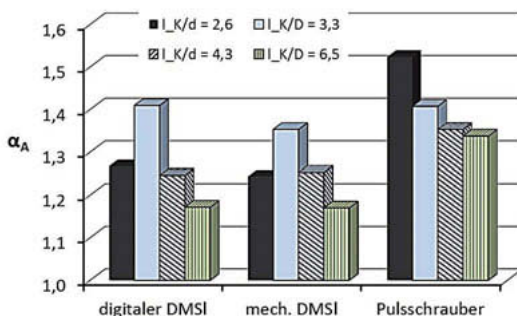


Bild 7: Anziehfaktor (statistisch) für M10, 16MnCr5, geschmiert mit Gn-Plus

- 7) Bei zentrischem impulsartigem Anziehen (Pulsschrauber) ist ein Einfluss der Klemmlänge zu verzeichnen, Bild 7. Der Anziehungsfaktor verringert sich mit Zunahme der Bauteilnachgiebigkeit. Die Unterschiede zwischen Anlieferungszustand und geschmiert werden ebenfalls kleiner.
- 8) Erste Versuche zum Anziehen an der Mutter zeigen bei Anlieferungszustand und Anzug mit DMSI gegenüber dem Anziehen am Schraubenkopf geringere Werte (Differenz von mind. 0,12). Ähnlich fiel der Vergleich bei geschmierter Verbindung und Impulsanzug aus. Reibungsuntersuchungen zeigten, dass die Reibung unter der Mutter niedriger ausfällt als unter dem Kopf. Hauptursache ist die bessere Anpassung der Mutter an die Bauteiloberfläche, sie kann im Gewinde etwas kippen.
- 9) Der punktuell untersuchte Einfluss der Schraubengröße zeigte für M16 bei dem digitalen DMSI keine signifikanten Unterschiede, ähnlich beim Impuls-Anziehen im Lieferzustand.
- 10) Der Einfluss des Menschen bei handgeführten Werkzeugen ist groß. Dies zeigen Einzelversuche mit ruckartigem Anziehen oder kippenden DMSI.

Ein *Näherungsansatz* für drehmomentgesteuertes Anziehen:

Die wichtigsten und quantifizierbaren Einflussfaktoren sind die Größen der minimalen Reibungszahlen im Gewinde und unter dem Anziehelement, deren Streuung und die Streuung der Anziehparameter. Eine Reihe weiterer zufälliger und systematischer Fehler (s.o.) sind bzgl. Ihrer Auswirkung schwer bzw. nicht ermittelbar. Unter der Bedingung, dass Größe und Streuung der Reibungszahlen und die Momentenstreuung q des Anziehwerkzeuges bekannt sind, lässt sich eine Abschätzung des Anziehungsfaktors vornehmen. Dazu eignet sich der Montagefaktor k_M :

$$k_M = \frac{0,16P + 0,578 \cdot d_2 \cdot \mu_{Gmax} + \mu_{Kmax} D_{Km}/2}{0,16P + 0,578 \cdot d_2 \cdot \mu_{Gmin} + \mu_{Kmin} D_{Km}/2} \cdot \frac{1+q}{1-q}$$

Die Streuung q ergibt sich dabei aus der Werkzeuggenauigkeit q^* und dem Fähigkeits- bzw. CMK-Faktor von 1,67. Es gilt für den Anziehungsfaktor:

$$\alpha_A \geq k_M$$

Aus Bild 8 ist der Einfluss der Streuung q und der minimalen Reibungszahl bei konstanter Streuung der Reibungszahlen $\Delta\mu$ zu entnehmen. Werte von $q^* > \pm 9\%$ ($q > \pm 15\%$) führen zu Anziehungsfaktoren $\alpha_A > 2$. Eine Reduzierung der Streuung auf $\Delta\mu = 0,04$ bewirkt eine Absenkung auf $k_M = 1,8$, Bild 9. Welcher Zuschlag zu k_M vorzusehen ist um α_A zu erhalten, hängt vor allem davon ab, wie exakt die Kenntnisse der wahren Streuungen sind. Nach bisherigen Abwägungen ist mit Zuschlägen von 0 bis 0,3 zu rechnen.

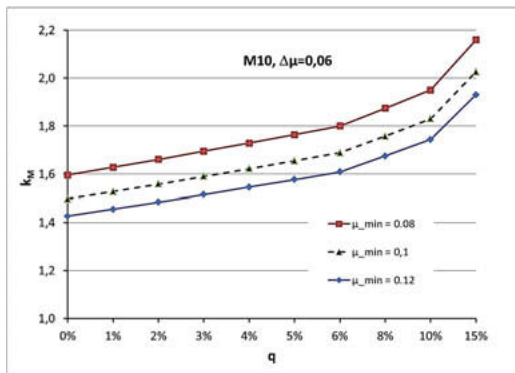


Bild 8: Drehmomentgesteuertes Anziehen, Montagefaktor in Abhängigkeit von der Streuung des Anziehdrehmomentes und der Reibungszahl ($\mu = \mu_{\text{ges}}$)

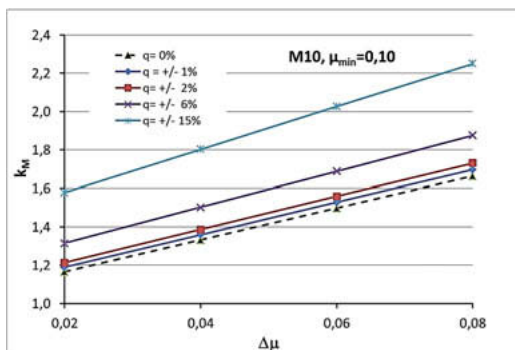


Bild 9: Drehmomentgesteuertes Anziehen, Montagefaktor in Abhängigkeit von der Reibungszahlstreuung und Streuung des Anziehdrehmomentes ($\mu = \mu_{\text{ges}}$)

6 Zu den Inhalten von VDI 2230 Bl.3 E

Unter dem Arbeitstitel „Montage von Schraubenverbindungen – Anforderungen an Berechnung und Konstruktion“ wird z.Z. an einem Blatt 3 der VDI 2230 gearbeitet. Aus Tabelle 2 können die wichtigsten Inhalte, zu denen teilweise bestätigte Kapitelentwürfe existieren, entnommen werden.

Das Ziel besteht darin, dem Konstrukteur und Berechnungsingenieur bei den o.g. Fragen der Montage zu unterstützen. Im Mittelpunkt steht dabei die Festlegung des Anziehungsfaktors, dessen näherungsweise Berechnung und die statistische Auswertung entsprechender Versuche. Ebenso werden die experimentelle Ermittlung der Einzel-Reibungszahlen und deren Auswertung behandelt. Weiterhin sollen u.a. auch Fragen der Qualitätssicherung, der erforderlichen Zeichnungsangaben und der Zustandskontrolle der Verschraubung behandelt werden.

Tabelle 2: Inhaltsübersicht Entwurf Blatt 3 der VDI 2230 (gemäß Arbeitsstand)

Hauptkapitel	Unterkapitel (weitere mögl.)	Titel	zu den Inhalten
1		Einleitung	Ergänzung zu Blatt 1
2		Drehende Anzugsverfahren	
	2.1	Haupteinflussgrößen	Reibung, Toleranzen, Oberflächen, Schichten, Montagebeding., Temperaturen
	2.2	Ermittlung d. Reibungszahlen	Vorgehen, Berechnung, Auswertung
	2.3	Drehmomentmontage	Prinzip, Varianten, Werkzeuge; Steuer-, Mess- und Kontrollgrößen; Anwendungsbedingungen, Streuungen, Streckgrenzausnutzung, Festlegung Anziehparameter, konstruktive Voraussetzungen, Multimontage ...
	2.4	Drehwinkelmontage	
	2.5	Streckgrenzgest. Anziehen	
	2.6	Weggesteuertes Anziehen	
3		Ziehende Verfahren	
	3.1	Kraftgesteuerte Verfahren	Prinzipien, Arten, Streuungen, Werkzeuge, konstr. Voraussetzungen, Kontrolle, Anwendungsbereiche ...
	3.2	Weggesteuerte Verfahren	
4		Kombinierte Verfahren, Sonderelemente	keine patentierten Lösungen
5		Vergleich der Verfahren	Übersicht und Bewertung
6		Wiederholmontage	Wiederverwendbarkeit, Notwendigkeiten, Anzahl, Beurteilung, Grenzlänge, Vorspannkraftänderungen, Kontrollen ...
7		Montagegenauigkeit	
	7.1	Anziehungsfaktor α_A	Bedeutung, Einflüsse, Abschätzung
	7.2	Mindestanforderungen an Schraubversuche	experimentelle Ermittlung von Anziehungsfaktor und Reibungszahlen, statistische Auswertung ...
	7.3	Konstruktions- und fertigungsbedingte Einflüsse	Schraubfall, Drehzahl; Maß-, Form- und Lagetoleranzen; Oberflächen, Mitarbeitereinfluss, Schraubenfelder ...
8		Montagebeurteilung	Analyse der Verschraubung, Montagefehler, Losbrech- und Weiterdrehmoment ...
9		Kontrolle der Verschraubung im Betrieb	Kriterien, Zeitpunkt, Intervalle, Varianten, Vorkehrungen, Auswertung ...

7 Schlussbemerkungen

Schraubenverbindungen werden auch in Zukunft unverzichtbar bleiben. Die weitere Anhebung von Leistungsdichte und Wirkungsgrad, verbunden mit Forderungen nach Bauraumminderung und Leichtbau schlagen sich auch in Anforderungen an der Schraubenverbindung nieder.

Dies bedeutet zu einem Schrauben mit spezifischen Eigenschaften (z.B. Festigkeitsklasse 16.9) und Funktionsformelementen zu entwickeln. Zum anderen sind Berechnung und Montage qualitativ zu verbessern, um die reale Festigkeit weitestgehend auszunutzen und die Streuungen der Montagevorspannkraft zu minimieren, z.B. ein vorspannkraftgesteuertes Anziehen in der Breite anzuwenden. Durch den zunehmenden Einsatz elektrischer Antriebe in Fahrzeugen wird sich die Anzahl der Schrauben je Fahrzeug wahrscheinlich nur wenig verringern (bei Plug-Inn-Lösungen vergrößern). Höchstbelastete SV wie bei Zylinderköpfen und Pleuel kommen nicht oder kaum mehr vor. Vielmehr muss man sich mit einer neuen Auslegungsgröße für die Mindestrestklemmkraft auseinandersetzen: Der maximal zulässige Übergangswiderstand.

Neben der Ermittlung einiger Eingangswerte zur Geometrie und Belastung hat bei der Berechnung einer SV die Montage eine große Bedeutung. Zur Unterstützung des Konstrukteurs und Berechners ist hierzu ein Blatt 3 der bewährten Richtlinie VDI 2230 in Vorbereitung.

Untersuchungen haben bekräftigt, dass es dringend notwendig ist systematische Untersuchungen zum Anziehfaktor durchzuführen. Vor allem die Richtwerte zum häufigsten Verfahren, dem drehmomentgesteuerten Anziehen, welche auf älteren Untersuchungen beruhen [12], sind neu zu ermitteln, da die Verfahren, Werkzeuge, Oberflächen und Schmierstoffe weiterentwickelt wurden.

Literatur

- [1] Jakel, R.: Numerische Analyse von Schraubenverbindungen bei direkter Krafteinleitung in den Schraubenkopf. 3. VDI-Fachtagung „Schraubenverbindungen – Berechnung, Gestaltung, Anwendung“, Dresden 5./6. 10. 2005. In VDI Berichte 1903
- [2] Jakel, R.: Gibt es Verschraubungen mit einem negativen Kraftverhältnis? Simulations-Anwendertreffen auf der PTC World 2007
- [3] VDI 2230, Bl.1 (11/2015): Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubenverbindungen
- [4] VDI 2230, Bl.2 (12/2014): Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Mehrschraubenverbindungen
- [5] Lori, W.: Störfaktor Reibung, Die Bedeutung der Reibung in Schraubenverbindungen. Konstruktionspraxis 7/2009, S. 50f
- [6] Hammerbacher, D.; Lori, W.; Iffert, E.: Setzverhalten von Schraubenverbindungen mit grundierten/lackierten Kontaktflächen. 6. VDI-Fachtagung „Schraubenverbindungen“, Würzburg 21./22.11. 2018
- [7] Schlottmann, D. (Hrsg.): Konstruktionslehre, Grundlagen. Berlin: Verlag Technik, 1979 und Wien, New York: Springer, 1983
- [8] Lori, W.: Der Umgang mit der Schraubenverbindung in der Gestaltungsphase – Anwendung der neugefassten Richtlinie VDI 2230. 5. VDI-Fachtagung „Schraubenverbindungen“, Leipzig 12./13.11. 2014. In: VDI-Berichte 2239, S. 3-20
- [9] Lori, W.: Die Schraubenverbindung – Iststand und Entwicklungstendenzen. 3. VDI-Fachtagung „Schraubenverbindungen – Berechnung, Gestaltung, Anwendung“, Dresden 5./6. 10. 2005. In: VDI-Berichte 1903, S. 3-23
- [10] Lori, W.: Weiterentwicklungen zur Berechnung und Ausführung von Schraubenverbindungen. 4. VDI-Fachtagung „Schraubenverbindungen 2011“, Berlin 9./10.11. 2011. In: VDI-Berichte 2153, S. 3-24
- [11] Voigtländer, T.: Untersuchungen zur Streuung der Montagevorspannkraft beim Anziehen von Schraubenverbindungen. Diplomarbeit, Westsächsische Hochschule Zwickau, 2015
- [12] Junker, G.: Die Montagemethode - ein Konstruktionskriterium bei hochbeanspruchten Schraubenverbindungen. VDI-Z 121(1979)12, S. 113-123

Dynamische Beanspruchbarkeit von querbelasteten Schraubenverbindungen

Prof. Dr.-Ing. **Max Klöcker**, M.Sc. **Kevin Teitscheid**, TH Köln;
Dr.-Ing. **Daniel Koch**, ABC Umformtechnik GmbH & Co. KG, Gevelsberg;
Dr.-Ing. **Yekta Öngün**, Opel Automobile GmbH, Rüsselsheim

Kurzfassung

Für Schraubenverbindungen im Leichtbau sind gemischte Belastungszustände typisch. Häufig überwiegen die dynamischen Lasten in Querrichtung zur Schraubenachse gegenüber denen in axialer Richtung. Kommt es zum Mikroschlupf in der Verbindung und die losdrehkritische Querverschiebung s_{krit} wird überschritten, tritt selbsttätiges Losdrehen ein, das in den vergangenen Jahren umfassend analysiert wurde [1]. Bei geringem Mikroschlupf oder kleinen Verformungen der Bauteile unterhalb der losdrehkritischen Querverschiebung s_{krit} an der Schraube, oder wenn Schrauben gegen Losdrehen gesichert sind, ohne die tatsächliche Ursache abzustellen, wird die Schraube wechselnd auf Biegung beansprucht und kann ermüden. Die für Leichtbauweisen typisch kurzen Klemmlängen begünstigen diese Versagensformen. Die Ermüdung bei Querbelastung wurde bisher nur für Einzelfälle untersucht [2]. Zur schwingungssicheren Gestaltung querbelasteter Schraubenverbindungen sind daher fundierte Kenntnisse über die Querbelastbarkeit und Ermüdungsfestigkeit unabdingbar.

Der Beitrag zeigt im ersten Teil, wie die komplexen Einflüsse auf die Quersteifigkeit und Biegespannungen von Schraubenverbindungen durch Abgleich von experimentellen Untersuchungsergebnissen mit mechanischen Ersatzmodellen beschrieben werden können. Damit wird das Verständnis für die von den Verschiebungsgrößen, Belastungszuständen und Verschraubungsparametern abhängigen Biegespannungsverteilungen längs der Schraubenachse erweitert.

Der zweite Teil des Beitrags hat die für verschiedene Verschraubungsparameter ermittelten Ergebnisse der Wöhlerversuche zum Gegenstand. Bei Berücksichtigung der Abhängigkeiten der Biegespannungsverteilungen, die sich auf verschiedenen Verschiebungs- bzw. Lasthori-

zonten einstellen und sich während eines Verschiebungszyklus ändern, werden die Ergebnisse diskutiert. Auf statistische Besonderheiten bei der Auswertung der Wöhlerversuche wird eingegangen

1 Verformungen und Beanspruchungen querbelasteter Schrauben

Nach der Theorie von Blume [3] wird bei der Biegung der Schraube von einem beidseitig eingespannten Biegebalken, dem sogenannten „S-Schlag“, ausgegangen. Sakai [4] beschreibt die Biegung mit einem einseitig eingespannten Biegebalken. Die in [5] vorgestellten messtechnischen sowie numerischen Untersuchungen an dem hier ebenso verwendeten Prüfaufbau haben diese Thesen für bestimmte Belastungsfälle bestätigt, für andere Belastungsfälle aber auch widerlegt, da sich der Biegespannungsverlauf mit der Belastungshöhe ändert. Bild 1 zeigt den belastungsabhängigen Verlauf der Biegespannungen über der Schraubenachse für drei Belastungszustände. An der Prüfschraube befinden sich fünf Dehnungsmessstreifen, die in gleichen Abständen über der Schraubenlänge verteilt sind. Anhand dieser Messstellen kann der Biegespannungsverlauf über die gesamte Schraubenlänge extrapoliert werden. Mit der Annahme, dass die Biegespannungsverteilung proportional der Biegemomentenverteilung ist (gleicher Querschnitt über die Schraubenlänge ist gegeben), lässt sich von der Biegespannungsverteilung auf die Verformung des Schraubenschafts schließen.

Die Steifigkeitscharakteristiken an allen Messstellen (Querkraft F_Q vs. Querverschiebung s_Q) sind stets nichtlinear und weisen Hysteresen auf (Bild 2). Bei kleinen Verschiebungen sind die Spannungen an Kopf und Mutter in der Größenordnung gleich. Der Nullpunkt der Biegespannungsverteilung und damit der Wendepunkt der Biegelinie (Bild 1 rechts unten) liegt ungefähr bei halber Klemmlänge. Dies lässt auf das Ersatzmodell des beidseitig eingespannten Biegebalken schließen. Bei Erhöhung der Querkraft F_Q bzw. der Querverschiebung s_Q ändert sich der Beanspruchungsverlauf der Schraube (siehe Bild 1). Der Nullpunkt des Biegespannungsverlaufs verlagert sich in Richtung des ersten tragenden Gewindegangs. Dies führt zu einer einseitig höheren Biegebeanspruchung in Richtung Schraubenkopf, die Biegespannungen am ersten tragenden Gewindegang steigen gleichzeitig weniger stark an. Grund dafür ist die in [1, 5] beschriebene Ausgleichsbewegung der Schraube im Muttergewinde (Pendelbewegung), die bisher maßgeblich im Rahmen von Losdrehuntersuchungen analysiert wurde. Aus mechanischer Sicht wird aus der „festen Einspannung“ der Schraube im Muttergewinde mit zunehmender Querbelastung ein reibungsbehaftetes Gelenk durch Gleitbewegungen im Gewinde-

kontakt. Infolge der Gelenkeigenschaften nimmt das Biegemoment und somit die Biegespannung am sonst kritischen ersten tragenden Gewindegang nicht linear mit der Querverschiebung s_Q zu.

Das neben dem Ersatzmodell von Blume auch von Koch in [1] beschriebene Modell nach Sakai ist somit nur bedingt zutreffend, da an dem freien Ende des eingespannten Biegebalkens belastungsabhängig ein reibungsbedingtes Moment wirkt, so dass die Biegespannungen dort weniger stark zunehmen. Es ergibt sich demnach ein belastungsabhängiger Mischzustand zwischen diesen beiden Ersatzmodellen. Nun ist die Verformungs-/Biegespannungscharakteristik nicht nur von der Belastung, sondern auch von den Verschraubungsparametern abhängig. Hierzu zählen die Klemmlänge, die Schraubengeometrie, die Gewindep Parameter Einschraubtiefe und Gewindespiel und auch die Vorspannkraft. Diese Vielfalt an Parametereinflüssen kann nach Abgleich mit den vorhandenen Messdaten mittels FEM zweckmäßig simuliert werden [5].

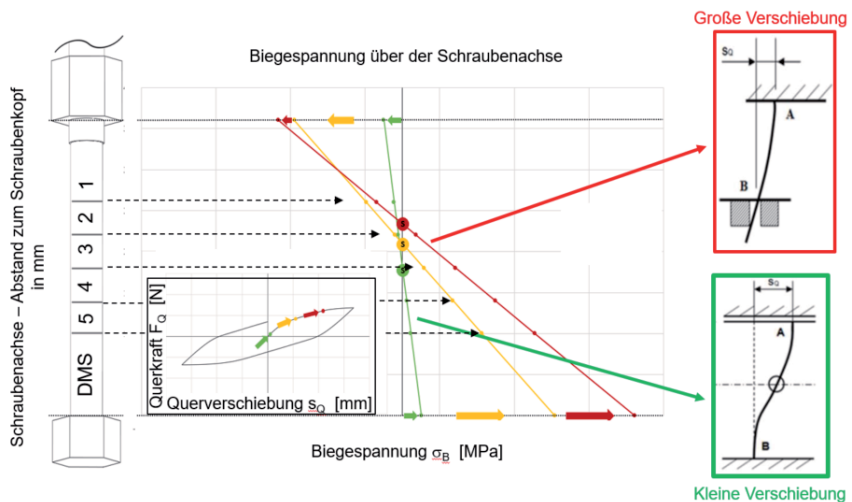


Bild 1: Biegespannungsverlauf bei variabler Belastungssituation [5]

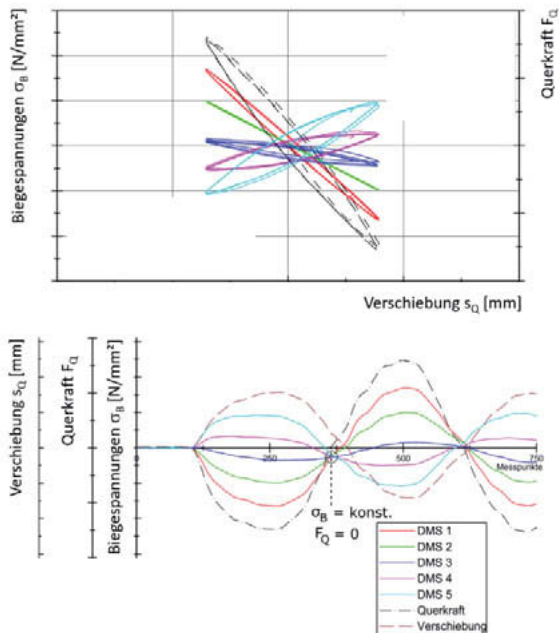


Bild 2: Hysteresen der Biegespannungen an den Messstellen der Prüfschraube

2 Ermittlung von Wöhlerlinien

Die Schwingfestigkeit der Schrauben wurde auf einem Vibrationsprüfstand nach DIN 65151 [6] ermittelt. Es wurden vorgespannte Schrauben unter dynamischer Querbeanspruchung bis zum Bruch belastet. Der Zeitfestigkeitsbereich wurde mit dem Perlschnurverfahren nach DIN 50100 [7] bestimmt. Hierbei werden auf verschiedenen Lasthorizonten die Bruchschwingspielzahlen ermittelt und anhand einer statistischen Auswertung (Gaußverteilung) die Überlebenswahrscheinlichkeiten errechnet (siehe Bild 3). Die geeignete Wahl dieser Lasthorizonte basiert auf Erfahrungswerten. Ergebnis ist eine Wöhlerlinie mit den Überlebenswahrscheinlichkeiten der verschiedenen Lasthorizonte.

Der Dauerfestigkeitsbereich wurde mittels des Treppenstufenverfahrens nach DIN 50100 ermittelt. Als Durchläufer wurden die Proben bewertet, die 5×10^6 Lastwechsel erreicht hatten.

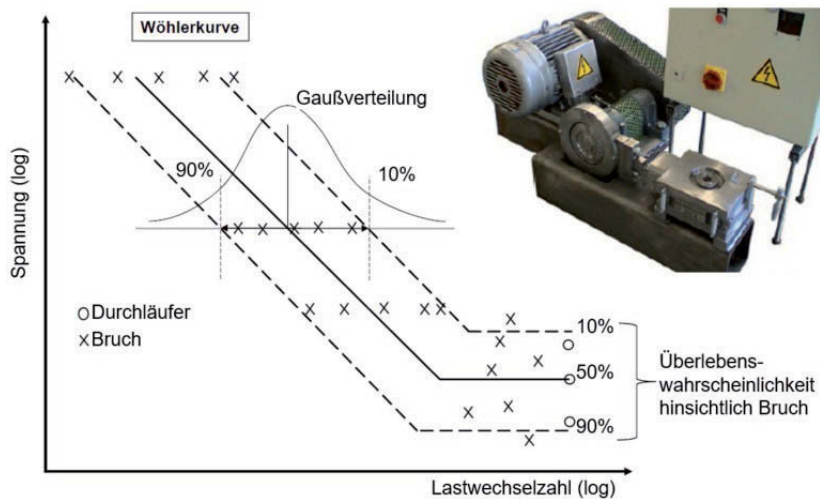


Bild 3: Schematische Darstellung der Wöhlerlinie [5]

Der Verlauf der Vorspannkraft bis zum Bruch ist schematisch in Bild 4 gezeigt. Hier ist zu erkennen, dass die Anzahl der Schwingspiele vom Beginn eines Anrisses bis zum vollständigen Bruch genauso groß sein kann wie die Anzahl vom Versuchsbeginn bis zum Anriss. Besonders bei geringen Belastungen ist dieser Verlauf typisch.

Als Abbruchkriterium der Versuche kann ein Bruch oder Anriss der Schraube verwendet werden. Ein vollständiges Versagen wird durch den vollständigen Vorspannkraftverlust ($F_V = 0$) registriert und als Bruch definiert. Zur Detektion eines Anrisses wurde im Rahmen dieser Untersuchung ein auf die Montagevorspannkraftbezogener prozentualer Vorspannkraftwert ($F_V < xx\% F_M$) gewählt.

Die Wöhlerlinien wurden anhand von, für das Schraubensystem relevanten Parametervariationen wie bspw. Klemmlängenverhältnis l_k/d , Vorspannkraft F_V , Schraubengeometrie und DSV bzw. ESV (Durchsteckverbindung und Einschraubverbindung) ermittelt. Zu den gefahrenen Lasthorizonten ergeben sich die zuvor beschriebenen nichtlinearen Steifigkeitscharakteristiken aus Querkraft F_Q und Querverschiebung s_Q , denen mit Hilfe der Ergebnisse aus den Schwingversuchen die Bereiche Dauerfest, Bruch und Losdrehen zuzuordnen sind. Beispiel-

hant ist diese Situation für den Parameter Klemmlängenverhältnis l_k/d in Bild 5 dargestellt. Anhand dieser Erkenntnisse kann bei der Auslegung einer Schraubenverbindung die geeignete Klemmlänge für die vorhandene Belastungssituation gewählt werden. Beispielsweise ist die geringere Klemmlänge A bei hohen Querkraften sinnvoll und die größere Klemmlänge C bei hohen Querverschiebungen.

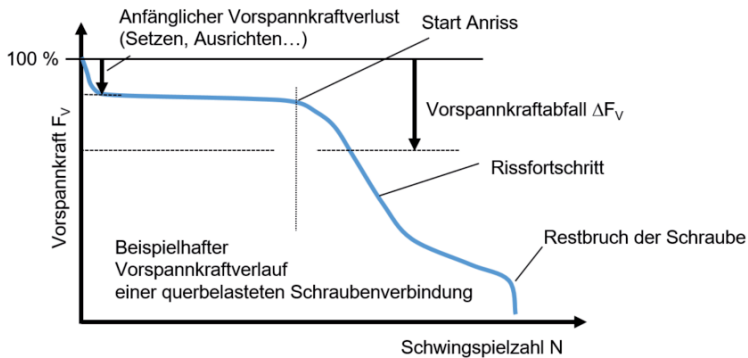


Bild 4: Schematischer Verlauf der Vorspannkraft bei Bruch [5]

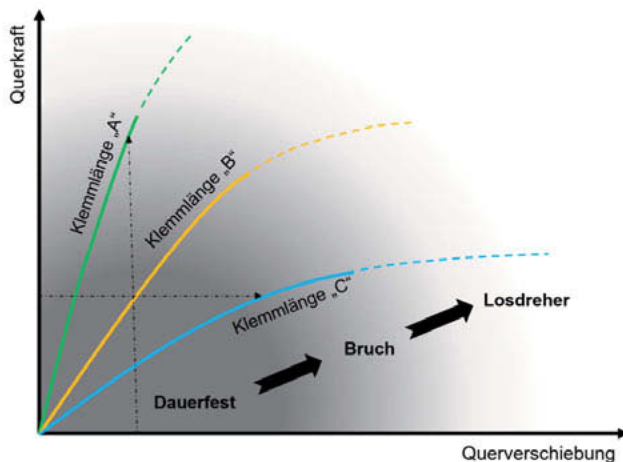


Bild 5: Einteilung der kritischen Bereiche für verschiedene Klemmlängen [5]

Ein wesentliches Merkmal der Ermüdungsfestigkeit querbelasteter Schraubenverbindungen ist die last- bzw. verschiebungsabhängige Bruchlage, die sie von rein axial beanspruchten Schrauben unterscheidet. Bei axial beanspruchten Schrauben wird die Bruchlage maßgeblich nur durch die Kerbschärfe und die daraus resultierenden lokalen Spannungen im Kraftfluss der Schraube definiert. In der Regel ist der erste tragende Gewindegang der Versagensort.

Bei dynamisch querbeanspruchten Schrauben variiert die Bruchlage in Abhängigkeit von den konstruktiven Parametern, der lokalen Kerbschärfe unter Kopf und im Gewinde der Schraube sowie der Belastungshöhe eines Lastniveaus. Wie in Kapitel 1 gezeigt, ist ein wesentliches Merkmal der dynamischen Querbeanspruchung, dass die Schnittgrößen und damit die Biege-
nennspannungen nicht nur zeitlich, sondern auch örtlich wechseln. Aus der von dem Lastniveau abhängigen Biege-
nennspannungsverteilung längs der Schraubenachse folgen zusammen mit der lokalen Kerbschärfe ortsabhängige Bruchlagen. Dadurch treten sowohl Brüche am Schraubenkopf, als auch am ersten tragenden Gewindegang auf. Durch gezielte Einstellung der Parameter lässt sich die Bruchlage beeinflussen (siehe Bild 6). Bei der Auslegung oder Entwicklung einer Schraubenverbindung können mit den vorgestellten Kenntnissen somit geeignete Maßnahmen getroffen werden, welche die Bruchlage der Schraube beeinflussen.

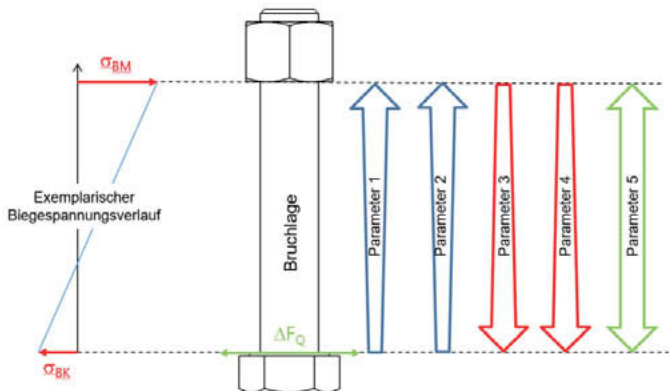


Bild 6: Parameterabhängige Bruchlage der Schraube [5]

3 Problematik bei der Charakterisierung von Wöhlerlinien bei kurzen Klemmlängen

Bei der Auswertung der Schwingfestigkeitsversuche und der Erstellung der Wöhlerlinien stellen die Nichtlinearitäten und belastungsabhängigen Spannungsverteilungen eine besondere Problematik dar. In der Regel ist die Nennspannung bei Wöhlerlinien die Bezugsgröße. Nun

kommen bei querbelasteten Schrauben zwei Belastungsgrößen und drei Beanspruchungsgrößen in Frage (siehe Bild 7). Diese sind: die direkte am Prüfstand eingestellte Querverschiebung s_Q (1), die daraus resultierende Querkraft F_Q (2), die Biegespannungen am Kopf $\sigma_{B, Kopf}$ (3) und am Muttergewinde $\sigma_{B, Mutter}$ (4). Die eigentliche Biegespannung, welche für die Ermittlung der Ermüdungsfestigkeit von Bedeutung ist, stellt die Biegespannung an der Bruchstelle $\sigma_{B, Bruch}$ dar (5).

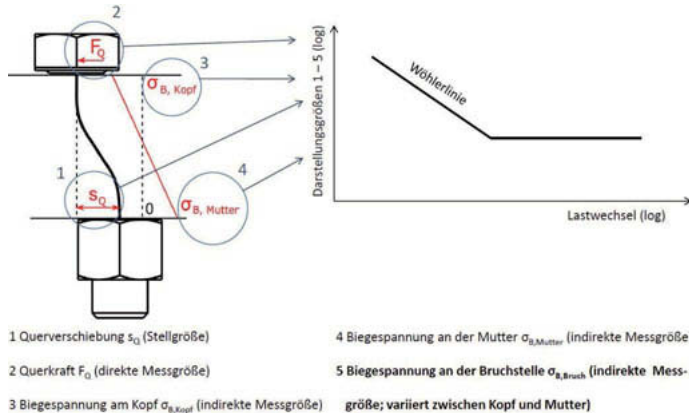


Bild 7: Mögliche Bezugsgrößen der Wöhlerlinien querbelasteter Schrauben

Die Problematik bei der Auswertung nach den Biegeennspannungen an den Bruchstellen ist, dass es wie beschrieben bei den Nennspannungen an Kopf und Muttergewinde zu großen Differenzen kommen kann. Je kürzer die Klemmlänge wird, desto größer werden die Differenzen, da die Möglichkeit der S-förmigen Schraubenverformung immer geringer wird. Des Weiteren muss bei der Darstellung der Durchläufer im Wöhlerdiagramm entweder kopf-, oder mutterseitige Nennspannung der Bruchlage zugehörig angegeben werden. Bild 8 zeigt die Problematiken schematisch im Wöhlerdiagramm. Das "Δ" beschreibt die verschiedenen Spannungen am ersten tragenden Gewindegang und am Schraubenkopf auf einem Lasthorizont.

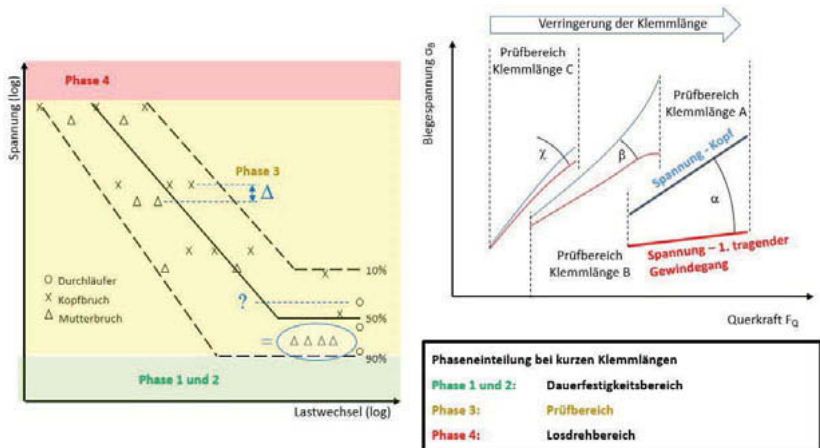


Bild 8: Problematik bei der Darstellung der Wöhlerdiagramme [5]

Ergänzend wird der schematische Biegespannungsverlauf in Abhängigkeit der Querkraft F_Q in Bild 8 dargestellt. Es wird erkenntlich, dass bei Verringerung der Klemmlänge l_k die Gradienten der Steigungen α , β und γ zwischen Kopf- und Mutterspannung zunehmend steigen. Für diese Fälle ist die Auswertemethode der Wöhlerlinien nach DIN 50100 nur bedingt anwendbar. Eine sinnvolle Darstellungsform für diese Fälle stellt zunächst nur die Belastungsgrößen Querkraft F_Q und Querverschiebung s_Q dar.

4 Statistische Unsicherheiten bei der Auswertung von Wöhlerlinien

Die DIN 50100 geht von einer Gaußverteilung der Versagensereignisse aus. Diese besagt, dass die Ergebnisse vom Medianwert in beide Richtungen gleichermaßen verteilt sind. Speziell bei der Untersuchung von Verschraubungen mit kurzen Klemmlängen l_k hat sich diese Verteilung nicht bestätigt. Zur genaueren Betrachtung der Verteilungen sind die Verteilungsfunktionen der einzelnen Lasthorizonte 1 - 4 der Wöhlerlinie in Bild 9 dargestellt. Die Glockenform der Gaußverteilung ist nur bei den Lasthorizonten 1 und 4 zu erkennen. Die Lasthorizonte 2 und 3 zeigen hingegen einen zweigipfligen Verlauf. Es wird deutlich, dass die Streuung mit sinkender Last zunimmt. Grund dafür, dass bei Lasthorizont 4 wieder eine Glockenform auftritt

ist, dass es sich hierbei um die Versuchspunkte aus dem Treppenstufenverfahren handelt und hier deutlich mehr Proben getestet wurden.

Zur Beschreibung der Verteilungsformen der Laststufen 2 und 3 ist zweckmäßig die Weibullverteilung heranzuziehen [8]. Die Weibullverteilung beschreibt verschiedenste Verteilungsformen mit Hilfe von Parametern und kann somit statistisch genauere Aussagen liefern als die Gaußverteilung. Anhand der Lage der Weibullgeraden im Weibullwahrscheinlichkeitsnetz lässt sich über den Formparameter b die Art der Verteilung bestimmen. Zusätzlich zu der Weibullgeraden werden die Vertrauensgrenzen bestimmt. Diese geben die Aussage, in welchem Bereich die Weibullgerade selbst streuen kann. Bei einem schmalen Bereich der Vertrauensgrenzen ist die statistische Sicherheit größer als bei einem breiten Bereich der Vertrauensgrenzen. **Bild 10** zeigt den Vergleich der Lasthorizonte 1 und 2 im Weibullwahrscheinlichkeitsnetz. Lasthorizont 1 mit annähernd normal verteilten Ergebnissen zeigt eine eindeutige Weibullgerade mit schmalen Vertrauensgrenzen. Für Lasthorizont 2 mit zweigipfliger Verteilung ergibt sich eine extrapolierte Weibullgerade, welche nicht eindeutig mit den Versuchspunkten korreliert. Außerdem sind die Vertrauensgrenzen sehr breit und zeigen einen Abknickpunkt. Dies steht für eine hohe Streuung der Proben.

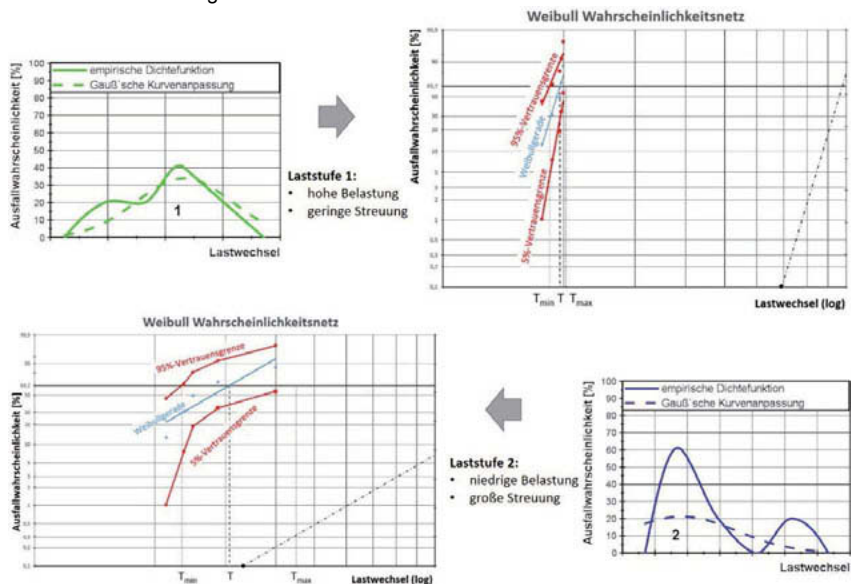


Bild 9: Verteilungsfunktionen der Lasthorizonte 1 bis 4

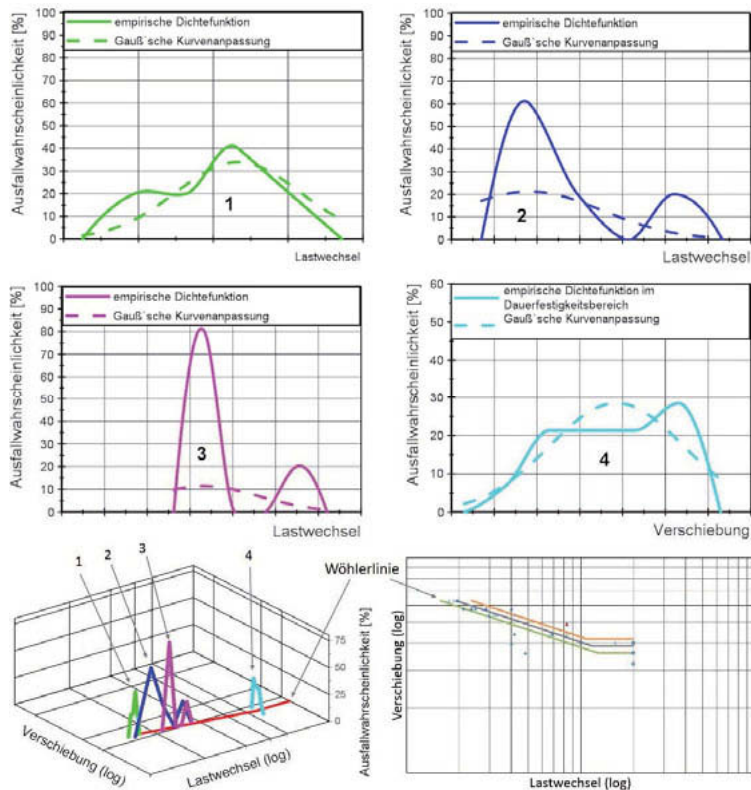


Bild 10: Auswertung im Weibullwahrscheinlichkeitsnetz

Die Betrachtung der Wöhlerlinie unter Berücksichtigung der Vertrauensgrenzen ist in Bild 11 dargestellt. Der Vergleich der Ergebnisse mit kurzen und großen Klemmlängen zeigt, dass es besonders bei kurzen Klemmlängen zu großen Streuungen kommt. Für die kurze Klemmlänge ergibt sich ein breiter Bereich der Vertrauensgrenzen, in dem die Wöhlerlinie liegen kann. Der anhand der DIN 50100 liegende Dauerfestigkeitsbereich liegt auf der Grenze des Vertrauensbereichs und kann somit als aussagekräftig bezeichnet werden. Im Zeitfestigkeitsbereich lässt der Vertrauensbereich darauf schließen, dass es auch schon zu einem frühzeitigeren Ausfall kommen kann, als die Wöhlerlinie nach DIN 50100 aussagt.

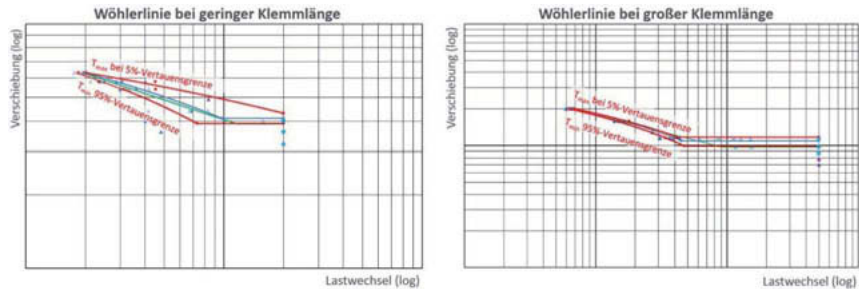


Bild 11: Vertrauensgrenzen in der Wöhlerlinie bei geringen und großen Klemmlängen

Um diesen Problemen vorzubeugen und die statistische Sicherheit zu verbessern wird hier empfohlen, bei kurzen Klemmlängen l_k den Stichprobenumfang dem jeweiligen Lasthorizont anzupassen. Generell sollte aber auch bei anderen Parametervariationen der Verschraubung, welche hohe Streuungen aufweisen, entgegen den auf der Gaußverteilung basierenden Empfehlungen der DIN 50100 ein individueller Stichprobenumfang gewählt werden. Anhand der Weibullverteilungen können diese Streuungen besser angepasst werden und für eine sicherere Auslegung einer Schraube sorgen.

5 Fazit

Dieser Beitrag zeigt, dass es möglich ist, die messtechnisch ermittelte Biegung einer Schraube mit mechanischen Ersatzmodellen zu beschreiben. Eine gute Übereinstimmung gemessener und numerisch ermittelter Beanspruchungszustände der hier verwendeten biegebelasteten Schraubenverbindung wurde bereits in [5] vorgestellt. Für die Auswertung von Wöhlerlinien ist diese Erkenntnis zwar von Vorteil, aber noch nicht ausreichend, um eine vereinfachte Formel zur Berechnung der Dauerfestigkeit wie bei axial beanspruchten Schrauben aufzustellen (Bsp. VDI 2230). Bei Querbelastung von Schraubenverbindungen ist eine Vielzahl an Parametern zu berücksichtigen. Durch gezielte Wahl der verschiedenen Parameter kann die Lebensdauer der Schrauben erhöht bzw. ein Bruch auch verhindert werden.

Für die derzeitigen Auswertemethoden der Schwingfestigkeitsversuche an querbelasteten Schraubenverbindungen treten neue Herausforderungen auf, welche zur Beurteilung der sta-

tistischen Aussagefähigkeit der Wöhlerlinien beitragen können. Speziell für kurze Klemmlängen, welche aufgrund von Leichtbaukonstruktionen immer mehr in den Vordergrund rücken, sind diese Phänomene zu berücksichtigen.

- [1] D. Koch, Beitrag zur numerischen Simulation des selbsttätigen Losdrehverhaltens von Schraubenverbindungen, Aachen: Shaker Verlag, 2012
- [2] Klöcker, M.; Hübing, T.; Franke, R.; Roth, M.: Festigkeitsnachweis von Schraubenverbindungen des Schienenfahrzeugbaus mit seltenen sehr hohen Querbelastrungen. 42. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit. Dresden 2015.
- [3] D. Blume und K. Illgner, Schrauben Vademecum 8. Auflage, 1988: Bauer & Schaurte Karcher GmbH, 1991.
- [4] T. Sakai, „Investigations of Bolt Loosening Mechanisms (1st Report, On the Bolts of Transversely Loaded Joints)“ Bulletin of the JSME, 1978.
- [5] D. Koch; Y. Öngün, M. Klöcker und K. Teitscheid, Dynamische Querbelastrbarkeit von vorgespannten Schraubenverbindungen, Tagung des Deutschen Schraubenverbandes Darmstadt 2018
- [6] DIN 65151: Luft- und Raumfahrt - Dynamische Prüfung des Sicherungsverhaltens von Schraubverbindungen unter Querbeanspruchung (Vibrationsprüfung); August 2002.
- [7] DIN 50100: Schwingfestigkeitsversuch – Durchführung und Auswertung von zyklischen Versuchen mit konstanter Lastamplitude für metallische Werkstoffe und Bauteile. Dezember 2016.
- [8] B. Bertsche und G. Lechner, Zuverlässigkeit im Fahrzeug- und Maschinenbau, Stuttgart: Springer, 2004

Eine Methode zur Validierung des selbsttätigen LöSENS der Radschraubenverbindung von Kraftfahrzeugen

A method for validation of wheel bolts self-loosening of motor vehicles

Dipl.-Ing. **Ataulmunim Choudhry**,
Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Weissach;
Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. **Albert Albers**, Dipl.-Ing. **Katharina Bause**,
IPEK – Institut für Produktentwicklung am Karlsruher Institut für
Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Schraubenverbindungen müssen sicher ausgelegt und gegen Versagen abgesichert werden. Das selbsttätige Lösen von Radschrauben kann aktuell nur rein experimentell abgesichert werden. Hierfür sind zeit- und kostenintensive Fahrzeugversuche notwendig. Im vorliegenden Paper soll eine Methode zur Validierung des selbsttätigen LöSENS der Radverschraubung von Kraftfahrzeugen vorgestellt werden. Hier wird auf Basis der Systemanalyse eine Prüfumgebung entwickelt, die die Bewertung abseits vom Fahrzeug ermöglicht. Neben der Prüfmachine ist auch ein Messsetup Teil der Prüfumgebung, mit dessen Hilfe der Lösevorgang messtechnisch erfasst werden soll. Im Rahmen von Grundsatzuntersuchungen werden Eigenschaften des Radverbunds geändert und deren Einfluss auf das selbsttätige Lösen bewertet. Über die daraus gewonnenen Erklärungsmodelle sollen zukünftig Auslegungsrichtlinien abgeleitet werden.

1. Einleitung und Stand der Forschung

Schraubenverbindungen sind im Rahmen des Entwicklungsprozesses sicher auszulegen und gegen ein Versagen abzusichern. Dies geschieht üblicher Weise nach der Auslegungsrichtlinie VDI2230. Hierin wird der Konstrukteur durch eine systematische und schrittweise Vorgehensweise bei der Auslegung unterstützt [1]. Im Betrieb können Schraubenverbindungen unterschiedlichen statischen und dynamischen Belastungen ausgesetzt sein. Diese können in unterschiedlicher Belastungsrichtung kombiniert wirken. Ist eine Schraube nicht korrekt ausgelegt, kann diese unter Betriebslasten versagen. Ein Versagen kann sich in Form von einem Dauerbruch oder dem selbsttätigen Lösen darstellen. Im Rahmen der vorliegenden Untersu-

chung wird das selbsttätige Lösen von Schraubenverbindungen näher Betrachtet. Als Anwendungsbeispiel steht die Radverschraubung von Kraftfahrzeugen im Fokus. In der Automobilindustrie werden Schraubenverbindungen in drei Kategorien eingeteilt. Das Versagen einer Kategorie A Verschraubung kann eine mittelbare oder unmittelbare Gefahr für Leib und Leben darstellen und ist daher abzusichern [2].

Das selbsttätige Lösen von Schraubenverbindungen kann häufig nur rein experimentell sicher bewertet werden. Es wird klassischer Weise auf Komponenteneben untersucht. Für die Bewertung des Setzverhaltens und damit des Vorspannkraftabfalls unter dynamisch axial belasteten Schrauben wird in der Regel die Norm DIN 969 verwendet [3]. Wird die Schraube hingegen überwiegend transversal belastet und geht es vor allem um die Bewertung des Losdrehverhaltens, wird auf die dynamische Prüfung für das Sicherungsverhalten von Schraubenverbindungen nach DIN 65151 zurückgegriffen [4]. In weiterführenden Arbeiten wurde die Prüfmaschine nach DIN 65151 um die Axialkraftkomponente erweitert, um eine bessere Korrelation bei kombiniert belasteten Schrauben zu erhalten [5].

Es zeigt sich jedoch sehr häufig, dass die Bewertung auf Komponentenebene nicht ausreichend ist, da die Umgebung der Schraubenverbindung unzureichend genau abgebildet wird. Zielführender sind Fahrzeugversuche und Versuche auf Systemprüfstände, die die Randbedingungen detaillierter abbilden. Fahrzeugversuche bilden das selbsttätige Lösen zwar korrekt ab, sind allerdings erst in späten Entwicklungsphasen möglich, da seriennahe Fahrzeuge notwendig sind. Hinzu kommt der hohe Zeit- und Kostenaufwand für diese Versuche und der geringe Erkenntnisgewinn auf der Validierungsebene Fahrzeug, da in diesen häufig nur der Drehmomentabfall und ein sich gegebenenfalls einstellender Aufdrehwinkel erfasst werden. Es ist kaum möglich den Lösevorgang zu untersuchen. Fahrdynamische Halbachsprüfstände können teilweise im Fahrzeug gemessene Echtzeitkollektive abfahren und Längs- und Querlasten abbilden. Die Temperatur wird über aktive Bremsvorgänge, vergleichbar zum Fahrzeug, in das System eingebracht [6]. Da sich das Rad jedoch wie im Fahrzeugversuch dreht, ist es ebenfalls äußerst herausfordernd den Lösevorgang zu untersuchen. Eine Methode zur Validierung des selbsttätigen Lösens der Radverschrauben in früheren Entwicklungsphasen, deren Erkenntnisse auch als Auslegungsunterstützung bei der Entwicklung von neuen Radverbunden dienen sollen, gibt es so nicht.

2. Motivation und Zielsetzung

Aus der Einleitung und dem Stand der Forschung wird deutlich, dass es sinnvoll und notwendig ist das selbsttätige Lösen von Radverschraubungen zu verstehen, in frühen Entwicklungsphasen begleitend zum Produktentstehungsprozess zu bewerten und optimaler Weise daraus Auslegungsrichtlinien für Neuprojekte abzuleiten. Um Auslegungsrichtlinien ableiten zu können ist es weiter notwendig Eigenschaften des Radverbunds zu variieren, diese Variation zu quantifizieren und deren Einfluss auf das selbsttätige Lösen zu bewerten.

Zur Idee hinter der Methode: Der Fahrzeugversuch und die darin auftretenden Manöver sollen ebenso wie die Bauteile des Radverbunds detailliert analysiert werden. Auf Basis dieser Systemanalyse soll eine Prüfumgebung entwickelt werden, die die Bauteile im Originalzustand, unbearbeitet aufnehmen und relevante Lasten abbilden kann. Weiterhin soll der Lösevorgang messtechnisch erfasst werden. Mit dieser Prüfumgebung soll das selbsttätige Lösen auf Systemebene, abseits vom Fahrzeug, validiert werden. Zusätzlich werden weitere experimentelle Voruntersuchungen auf Komponenten- und Wirkflächenpaar-Ebene durchgeführt, um die Eigenschaften der Bauteile zu ermitteln. Hier stehen der tribologische Zustand in den Wirkflächenpaaren und die Steifigkeit der Bauteile im Fokus. Durch die ermittelten Messdaten sollen anschließend Erklärungsmodelle für das selbsttätige Lösen ausgehend vom Ausgangszustand der Bauteile abgeleitet werden, um daraus zukünftig Auslegungsrichtlinien formulieren zu können.

3. Systemanalyse zur Modellbildung

Die Systemanalyse des Radverbunds ist für die Modellierung der Prüfumgebung notwendig. Ziel ist es das System funktional zu beschreiben und diese Beschreibung in eine Gestalt der einzelnen Systemkomponenten zu überführen [7]. Hierfür ist der C&C²-Ansatz nach ALBERS und MATTHIESEN hilfreich [8], woraus hervorgeht, dass eine Komponente allein keine Funktion erfüllen kann. Diese ist immer ein Ergebnis der Interaktion zwischen Komponenten oder Systemen. Nach ALBERS können Systeme so in ihre Teilfunktionen zerlegt werden und dadurch transparenter dargestellt werden. Hierfür werden die C&C²-Modelle des Radverbunds für die einzelnen Belastungszustände erstellt. Diese enthalten nur Schnittstellen und Strukturen, die für die Funktionserfüllung relevant sind, die zusammen das Wirknetz bilden. Dieses besteht wiederum aus drei Bausteine – WFP (Wirkflächenpaare: zwei Wirkflächen, die im Wirkkontakt stehen), LSS (Leitstützstrukturen: gestaltungsrelevante Volumenkörper, die genau zwei WFP verbinden und eine Leitung von beispielsweise Energie ermöglichen) und C (Connectoren: beinhalten wirkungsrelevante Eigenschaften des Restsystems, die für die Funktionserfüllung des Systems relevant sind) [9].

Aus dem Fahrzeug können über die Achse die Bauteile des Radverbunds abgeleitet werden. Diese bestehen im Rahmen der folgenden Untersuchungen aus Radnabe, Bremsscheibe, Rad und Radschrauben, siehe Bild 1 [10].



Bild 1: Der Radverbund von Kraftfahrzeugen

Radschrauben, Radnaben, Bremsscheiben und Räder können in ihrer Ausführung sehr unterschiedlich sein. Bei der Steifigkeit der Bauteile spielen neben der geometrischen Gestalt auch Werkstoffe eine wichtige Rolle. Bauteile müssen weiterhin sehr häufig funktions- oder qualitätsbedingt mit einem Korrosionsschutz versehen werden. Dieser beeinflusst den tribologischen Zustand der Bauteile zusätzlich. Auch konzeptionell können sich Bauteile unterscheiden, was sich wiederum auf das selbsttätige Lösen auswirken kann. Ein Beispiel dafür sind ein- oder zweiteilige Radschrauben. Die zweiteilige Radschraube besteht aus dem Radbolzen mit einer zusätzlichen, kalottenförmigen Schreibe. Diese hat neben der größeren freien Klemmlänge das Potential Positionstoleranzen im Radverbund besser auszugleichen und kann somit die Robustheit des Systems hinsichtlich des selbsttätigen LöSENS erhöhen.

Im Fahrzeugversuch wird das Fahrzeug mit Neubauteilen aufgebaut, um den kritischsten Zustand hinsichtlich Setzen und Reibverhalten nachzustellen. Es werden maximale Längs- und Querlasten abgesetzt. Dies beinhaltet Volllastanfahrten, Volllastverzögerungen und Kreisfahrten. Durch Bremsvorgänge wird der Verbund zusätzlich aufgeheizt, was sich wiederum auch auf Wirkflächenpaare und Leitstützstrukturen auswirken kann. Die Radschrauben werden vor Versuch mit einem definierten Anzugsdrehmoment angezogen. Nach dem Versuch wird der Drehmomentabfall ermittelt und gegebenenfalls der Aufdrehwinkel dokumentiert.

Bild 2 zeigt die C&C²-Modelle der einzelnen Belastungszustände des Radverbunds im Fahrzeugversuch. Diese Belastungszustände können sowohl einzeln, als auch kombiniert wirken. Bei Kurvenfahrten wird über den Reifen und das Rad die Seitenkraft in den Verbund eingeleitet und stützt sich über die Radnabe an der Achse ab. Je nach Steifigkeit der einzelnen Bauteile,

können sich die LSS im System ändern, die Übertragung der Energie verändern und damit die dynamischen Zusatzlasten der Radschraube beeinflussen. Im Zustand des Antreibens werden Kräfte in Radumfangsrichtung über die Radnabe eingeleitet. Diese müssen über den Reibschluss zwischen Radnabe, Bremsscheibe und Rad/Reifen auf die Straße übertragen werden. Ist der Reibschluss nicht ausreichend hoch, kann es zu Relativbewegungen in den einzelnen WFP kommen. Beim Bremsvorgangs werden Bremsmomente über den Reibring in den Radverbund eingeleitet. Diese werden zum einen über den Reibschluss zwischen Bremsscheibe und Rad auf die Straße abgesetzt, zum andern über den Reibschluss zwischen Bremsscheibe und Radnabe am Fahrzeug abgestützt. Ist der Reibschluss nicht ausreichend hoch, so kann es auch hier zu Relativbewegungen in den WFP kommen. Diese sich möglicherweise einstellenden Zustände müssen daher zwingend messtechnisch erfasst werden, um den Lösevorgang zu verstehen.

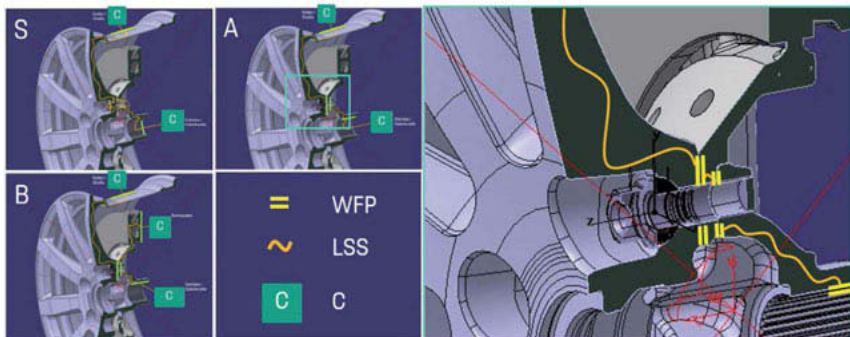


Bild 2: C&C²-Modelle des Radverbunds

4. Prüfumgebung

Die Prüfumgebung sieht eine Prüfmaschine mit einem Messsetup vor. Als Basis dient eine Biegeumlaufprüfmaschine (BUP) aus der Betriebsfestigkeit, die eine stationäre Kreisfahrt simuliert. Ergänzend dazu wurde eine Adaption entwickelt, die die Radnabe und Bremsscheibe aufnehmen kann und zusätzlich zur Seitenkraft aus der BUP, Antriebs- und Bremsmomenten in den Radverbund einleiten kann. Die dritte Komponente der Prüfmaschine ist die Aufheiz- und Abkühlvorrichtung für das aktive Thermomanagement. Die Antriebsmomente werden über die Radnabe eingeleitet, die Bremsmomente über den Reibring der Bremsscheibe und zur Einleitung der Seitenkraft ist ein pendelnd gelagerter Biegestab über die Radnabe am Rad befestigt, siehe Bild 3. Der Biegestab ist von einer Kardanwelle aufgenommen. Die Kardanwelle ist wiederum über einen Riementrieb mit einem E-Motor verbunden und wird rotatorisch

angetrieben. An der Kardanwelle ist weiter eine Unwuchtmasse angebracht, die dazu führt, dass die Kardanwelle beim Antreiben durch den E-Motor umlaufend ausgelenkt wird. Dies hat durch das Lager wiederum zur Folge, dass der Biegestab taumelnd ausgelenkt wird und dadurch ein umlaufendes Biegemoment in den Radverbund einleitet. Über das Gewicht der Unwuchtmasse und die Drehzahl der Kardanwelle kann das Biegemoment variiert werden. Die Temperatur wird über die Bremsscheibe in den Verbund eingeleitet. Dies entspricht dem Aufheizvorgang im Fahrzeug. Die Übertragbarkeit der Lasten an den relevanten Stellen der Bauteile auf dem Prüfstand wurde durch mit Dehnmessstreifen (DMS) applizierte Bauteile nachgewiesen – ebenso, wie das Aufheizverhalten des Radverbunds. Auch das Systemverhalten ist in Validierungsversuchen vergleichbar zum Fahrzeugversuche, siehe [11].

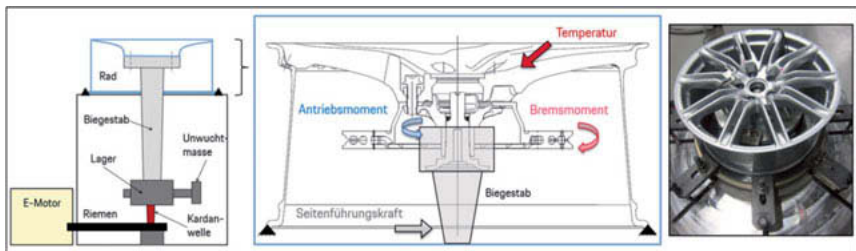


Bild 3: Prüfumgebung für die Untersuchung des selbsttätigen Lösen von Radverschraubungen

Zur Prüfmaschine ist weiter ein Messsetup für die aus der Systemanalyse ermittelten Messgrößen entwickelt worden. Für die Ermittlung der Steifigkeit des Verbunds wird eine Kraftmessschraube verwendet. Hierfür sind DMS-Radschrauben und Ultraschall-Messradschrauben verwendbar. Wird für jeden Versuch eine Messschraube im Neuzustand benötigt, ist die Ultraschall-Messschraube auf Grund des geringeren Applikationsaufwands zu empfehlen. Weiter wurden potentiometrische Wegmesssensoren für die Ermittlung der Relativbewegungen zwischen Radnabe und Bremsscheibe, zwischen Bremsscheibe und Rad und für die Schraubenkopfbewegung implementiert. Der Aufdrehwinkel wurde über potentiometrische Winkelmesssensoren ermittelt, siehe Bild 4 [11].

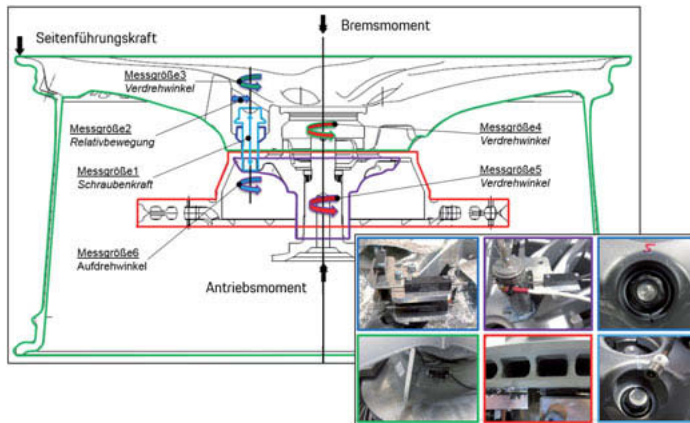


Bild 4: Messgrößen zu Ermittlung des Löseverhaltens

5. Experimentelle Untersuchungen

Auf Basis der Systemanalyse wurden die relevanten WFP und LSS des Radverbunds identifiziert. Für die Untersuchung des Einflusses auf das selbsttätige Lösen ist es nötig alle WFP und die LSS zu variieren und zu erproben. Die Veränderung ist vorab durch Voruntersuchen zu bestätigen. Exemplarisch wird das WFP Bremsscheibe zu Rad näher untersucht. Als Ausgangverbund wird ein Serienvorbund gewählt. Für die Veränderung des tribologischen Zustands im WFP Bremsscheibe zu Rad wird ein hochtemperaturbeständiges Fett verwendet. Die restlichen Parameter (Anzugsdrehmoment, die äußeren Lasten und die Geometrie der Bauteile) bleiben unverändert. Die Voruntersuchungen wurden auf einem Reibwertprüfstand mit aus Originalbauteilen entnommenen Proben durchgeführt. Der Prüfaufbau ist in Bild 5 zu erkennen.

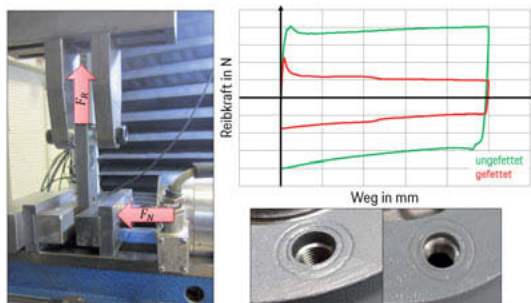


Bild 5: Voruntersuchung des Reibzustandes im WFP Bremsscheibe zu Rad

Die Kraft F_N wird konstant eingestellt. An der Probe wirkt die Kraft F_R . Die Krafteinleitung wirkt senkrecht zu F_N und wird weggesteuert aufgebracht. Es ist zu erkennen, dass sich durch das Fett eine sehr deutliche Reduktion des Reibzustandes im untersuchten WFP einstellt.

Das Ergebnis des Systemversuchs in Bild 6 zeigt, dass sich beim ungefetteten Ausgangsverbund (schwarz) kein selbsttätiges Lösen nach definierter Prüfdauer einstellt, wohingegen sich der Radverbund mit gefettetem WFP (rot) deutlich löst. Das Aufdrehen der Radschraube beginnt bereits kurz nach Versuchsbeginn und wird über Laufzeit weiter verstärkt, siehe Bild 6 a. Betrachtet man die einzelnen Messgrößen genauer, so ist zu erkennen, dass die Relativbewegungen zwischen Bremsscheibe und Rad deutlich zunehmen, was auf den gefetteten Zustand und die damit auf reduzierte Reibungszahl in diesem WFP zurückzuschließen ist, siehe Bild 6b. Kommt es zu Relativbewegungen zwischen Bremsscheibe und Rad ist weiter zu erkennen, dass sich auch der Schraubenkopf in der Ebene bewegt, siehe Bild 6c. Eine Bewegung des Schraubenkopfs ist äußerst kritisch hinsichtlich des selbsttätigen Lösen von Schraubenverbindungen, wie bereits verschiedene Untersuchungen auf Komponenten- und Systemebene gezeigt haben. Zwischen Radnabe und Bremsscheibe stellt sich keine deutliche Veränderung ein, siehe Bild 6d. Es kommt zum einmaligen Verdrehen der Radnabe relativ zur Bremsscheibe.

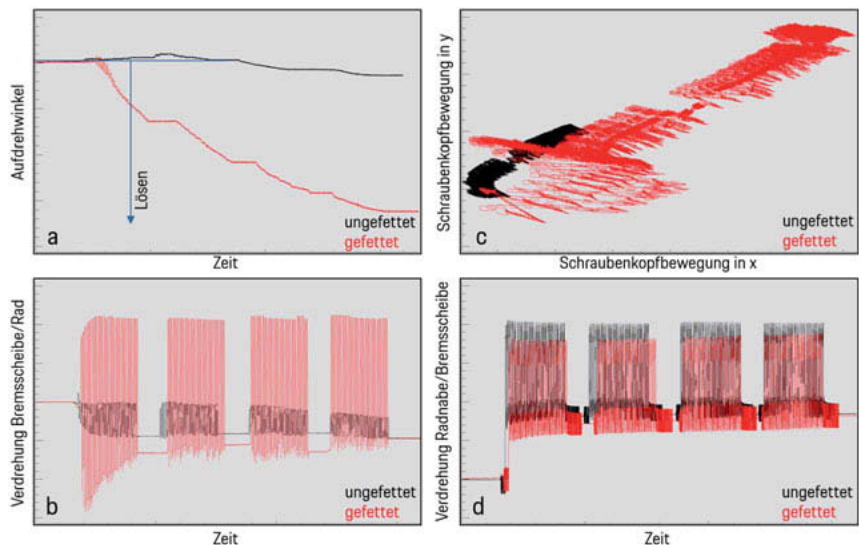


Bild 6: Messtechnische Erfassung des Lösevorgangs in WFP

Eine deutliche Reduzierung des Reibungszustandes im untersuchten WFP hat also einen direkten, messbaren Einfluss auf das selbsttätige Lösen der Radverschraubung. Durch die Vorabmessung kann dieser Einfluss gleichzeitig quantifiziert werden und in Abhängigkeit der Voruntersuchung als Auslegungsrichtlinien formuliert werden. Durch weitere Versuche zu diesem WFP könnte der Konstrukteur Vorgaben für den tribologischen Zustand des WFP ableiten und in die Auslegung mit einfließen lassen, um die Lösewahrscheinlichkeit zu reduzieren.

Vergleichbare Versuche müssen mit den restlichen WFP und LSS des Radverbunds und deren Veränderungen durchgeführt werden, um deren Einfluss auf das selbsttätige Lösen zu bewerten. Auch hier müsste der veränderte Zustand der WFP und LSS vorab quantifiziert werden, um als Auslegungsrichtlinie formuliert werden zu können.

6. Schlussfolgerungen und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen ist eine Methode zur Validierung des selbsttätigen Lösens von Radschraubenverbindungen entwickelt worden. Die Systemanalyse hat relevante Belastungszustände und Funktionsstellen im Verbund identifiziert. Mit Hilfe dieser Erkenntnisse ist eine Prüfumgebung entwickelt worden, die aus einer Prüfmaschine und einem Messsetup besteht. Durch die Prüfmaschine kann der Verbund mit Originalbauteilen aufgebaut und vergleichbar zum Fahrzeugversuch belastet werden. Mit dem Messsetup kann der Lösevorgang messtechnisch erfasst werden. Mit der Prüfumgebung ist exemplarisch der Einfluss des WFP Bremsscheibe zu Rad untersucht worden. Der Reibungszustand im WFP wurde reduziert, was auf WFP-Ebene nachgewiesen wurde. Im Systemversuch hat sich beim Versuch mit veränderten WFP ein selbsttätiges Lösen eingestellt. Mittels der Information über den Zustand des WFP und der Information über das Löseverhalten im Systemversuch, können Auslegungsrichtlinien für einzelne WFP und LSS abgeleitet werden, die die effiziente Auslegung neuer Radverbunde unterstützen kann.

- [1] Verein Deutscher Ingenieure e.V., *VDI 2230*, Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH, 2014.
- [2] Verein Deutscher Ingenieure e.V., *VDI/VDE 2862*, Düsseldorf: Beuth Verlag GmbH, 2012.
- [3] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 969*, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 1997.
- [4] DIN Deutsches Institut für Normung e.V., *DIN 65151*, Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2002.
- [5] W. Eccles, *Tribological Aspects of the Self-Loosening of Threaded Fasteners*, Lancashire, 2010.
- [6] R. Boesl, „Fahrodynamischer Halbachsprüfstand,“ *ATZ extra*, pp. 54-58, Mai 2013.
- [7] A. Albers, H.-G. Enkler und J. Ottnad, „Die Herausforderung komplexer Simulationsprozesse - Ein methodischer Ansatz mit dem generalisierten Contact and Channel Model,“ *Entwurf mechatronischer Systeme - 6. Paderborner Workshop*, pp. 177-188, 2009.
- [8] A. Albers und S. Matthiesen, „Konstruktionsmethodisches Grundmodell zum Zusammenhang von Gestalt und Funktion technischer Systeme – Das Elementmodell „Wirkflächenpaare & Leitstützstrukturen“ zur Analyse und Synthese technischer Systeme,“ in *Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung - Band 54*, Düsseldorf, Springer-VDI-Verlag, 2002.
- [9] A. Albers, B. Gladysz, J. Kniel, M. Aschoff und A. Meyer, „Integration von Versuchsergebnissen in C&C²-Modellen zur Wiederverwendung in der Produktgenerationsentwicklung am Beispiel eines trockenlaufenden Kupplungssystems,“ in *14. Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2016*, Rostock, 2016.
- [10] Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG, Stuttgart, 2018.
- [11] A. A. K. B. Ataulmunim Choudhry, „Entwicklung einer Prüfumgebung zur Untersuchung des selbsttätigen LöSENS der Radverschraubung von Kraftfahrzeugen - Dynamischer Radfestsitz,“ in *12. Informations- und Diskussionsveranstaltung Schraubenverbindungen*, Darmstadt, 2018.

Anwendung zeitraffender Methoden zur effizienten Kennwertermittlung für eine lebensdauergerichte Auslegung von Schraubenverbindungen mit Faserverbund-Fügepartnern

Gegenüberstellung der Methoden TEMPERATUR ZEIT ANALOGIE und der STEPPED ISOTHERMAL METHOD

Dipl.-Ing. **M. Pohl**, Dr.-Ing. **R. Kupfer**, Dipl.-Ing. **S. Spitzer**,
Prof. Dr.-Ing. habil. **M. Gude**, Technische Universität Dresden,
Institut für Leichtbau und Kunststofftechnik, Dresden

Kurzfassung

Hybride Bauweisen aus Faser-Kunststoff-Verbunden (FKV) und Metallen gewinnen aufgrund ihrer einstellbaren strukturellen Eigenschaften bei gleichzeitig hohen Gestaltungsmöglichkeiten zunehmend an Bedeutung. Für die Verbindung der konstruktiven Elemente aus den unterschiedlichen Werkstoffen stehen eine Vielzahl von stoff- und formschlüssigen sowie kombinierten Verbindungstechniken zur Verfügung. Besonders bei mechanisch und thermisch beanspruchten Strukturen hat sich die Anwendung von kraftschlüssigen Schraubenverbindungen jedoch bisher nicht durchgesetzt, da wegen des zeit- und temperaturabhängigen Materialverhaltens der polymeren Matrix anerkannte Methoden zur lebensdauerbezogenen Auslegung im klassischen Konstruktions- und Entwicklungsprozess, wie etwa die VDI2230, nur eingeschränkt anwendbar sind. Derzeitige Konzepte zum Anbinden von FKV-Strukturen verwenden Schrauben daher vorwiegend in Kombination mit metallischen Inserts und wirken damit meist als formschlüssige Passbolzenverbindungen oder sind thermomechanisch so gering belastet, dass das Werkstoffpotential nicht voll ausgeschöpft wird.

Angepasste FKV-orientierte Dimensionierungsmethoden für hochbeanspruchte Schraubenverbindungen müssen das zeitabhängige Materialverhalten des FKV-Fügepartners berücksichtigen, um die werkstoffimmanenten Klemmkraftverluste infolge der Kriech- und Relaxationsvorgänge in Faserverbund-Dickenrichtung zuverlässig vorausszusagen. Hierfür bieten sich prinzipiell experimentelle Untersuchungen zum Klemmkraftverlust oder Kriechdruckversuche in Faserverbund-Dickenrichtung an. Die Vielzahl der einstellbaren Parameter sowohl des FKV als auch der Verbindungszone selbst erfordern dabei eine umfangreiche Datenbasis. Da die

Ermittlung der Langzeitkenndaten jedoch sehr zeit- und kostenintensiv ist, besteht hier die Notwendigkeit zeitraffender Prüfmethoden.

Im vorliegenden Beitrag werden dazu die Methoden TEMPERATUR ZEIT ANALOGIE (TZA) und STEPPED ISOTHERMAL METHOD (SIM) gegenübergestellt. Ausgehend von der Druckbeanspruchung im FKV-Fügepartner einer Schraubenverbindung wird ein Prüfkonzept zur Ermittlung von Langzeitdruckkennwerten in Dickenrichtung vorgestellt und an einem Modellwerkstoff beispielhaft angewendet. Auf dieser Basis erfolgt eine Gegenüberstellung und Bewertung der beiden zeitraffenden Methoden. Abschließend werden Entscheidungshilfen zur Auswahl einer effizienten Kennwertermittlung für die lebensdauergerechte Auslegung von Schraubenverbindungen mit Faserverbund-Metall-Fügepartnern abgeleitet.

1. Einführung

Die VDI2230 schlägt als Basis zur Auslegung von Schraubenverbindungen ein steifigkeitsbasiertes Ersatzmodell der Fügepartner und der Schraube vor. Die Verhältnisse werden im sogenannten Verspannungsdiagramm dargestellt (siehe Abb. 1 links). Im ersten Schritt wird das Verhalten von Fügepartnern und Schraube während des Verspannens betrachtet. Im zweiten Schritt lassen sich Betriebslasten eintragen. Im dritten Schritt wird eine Einschätzung der Gesamtlasten bestehend aus Vorspannkraft und Betriebslasten auf die Gesamtverbindung möglich.

In der Matrix von Faser-Kunststoff-Verbunden bewirkt eine Beanspruchung ein zeit- und temperaturabhängiges Verhalten, welches zu einer Verringerung der Vorspannkraft der Schraubenverbindung führt. Eine reine Auslegung nach VDI2230 ist damit nur begrenzt anwendbar.

Zur Darstellung zeitabhängiger Werkstoffkennwerte können isochrone Spannungs-Dehnungs-Diagramme genutzt werden (siehe Abb. 1 rechts). Um diese zeitabhängigen Eigenschaften im Verspannungsdiagramm eintragen zu können, ist eine Zeitachse einzuführen (siehe Abb. 1 mittig) [1]. Anschließend wird das Verspannen der Schraubenverbindung dargestellt (siehe Abb. 1 mittig, Kurvenpaar bei t_0). Der zeitabhängige Verlauf der Vorspannkraft kann nun als Schnittnlinie der repräsentativen Flächen von Schraube und Fügepartner abgelesen werden (rote Linie in Abb. 1c).

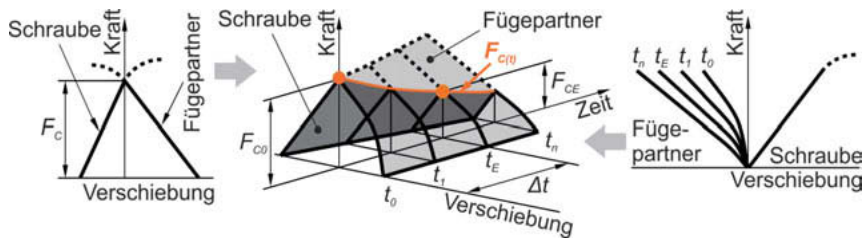


Bild 1: Verspannungsschaubild nach VDI 2230 (links), erweitertes Verspannungsschaubild (mittig), Spannungs-Dehnungs-Diagramm mit isochronen Kurven des Fügepartners und dem Verhalten der Schraube (rechts)

Als Datenbasis für isochrone Spannungs-Dehnungs-Diagramme von FKV-Fügepartnern eignen sich die Ergebnisse von Druckkriechversuchen in Laminatdickenrichtung bei unterschiedlichen Lastniveaus. Dabei werden Proben konstanten Lasten ausgesetzt und die fortschreitenden Dehnungen aufgezeichnet. Alternativ können auch Relaxationsversuche durchgeführt werden. Dabei sind Proben definiert zu gedehnt und die Verringerung der Spannung zu messen. Da die Messung von Dehnungen und das Aufbringen von konstanten Lasten in Form von Gewichten einfacher umzusetzen ist, werden zur Datenermittlung zumeist Kriechversuche herangezogen.

Zur Reduktion der Versuchszeit wird die sog. TZA genutzt [2]. Hier findet die Prüfung bei einer erhöhten Temperatur statt. Dies führt zu einer Beschleunigung der Kriechvorgänge. Die aus verschiedenen Temperaturen ermittelten Kurven lassen sich anschließend mittels Verschiebefaktoren zu einer Masterkurve bei einer Referenztemperatur zusammensetzen. Diese Masterkurve ermöglicht die Bild von Bereichen auf der Zeitachse, welche weit über den eigentlichen Messzeitraum hinausgehen (siehe Abb. 2 links).

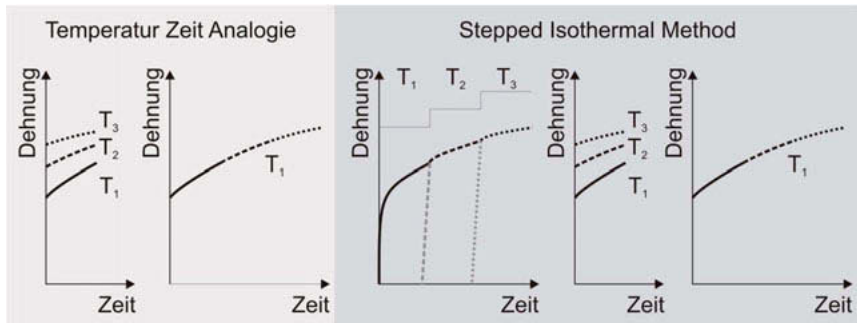


Bild 2: Prinzip zeitraffender Prüfmethode: TZA (links) und SIM (rechts)

Eine Weiterentwicklung dieser Methode ist die SIM. Hier wird an einem belasteten Probekörper stufenweise die Temperatur erhöht und kontinuierlich die Dehnung gemessen. Anschließend werden die Kurvenabschnitte bei jeweils konstanter Temperatur extrahiert und an einen gemeinsamen virtuellen Nullpunkt auf der Zeitachse verschoben. Nun kann auch hier über Verschiebefaktoren die Masterkurve, in Analogie zur TZA, zusammengesetzt werden (siehe Abb. 2 rechts). Gegenüber der TZA werden bei der SIM deutlich weniger Probekörper benötigt. Jedoch muss die benötigte Zeit zur Erwärmung der Probekörper deutlich kürzer als das Messintervall der einzelnen Temperaturstufe sein. [3]

2. Vorüberlegungen

Für die Ermittlung isochroner Spannungs-Dehnungs-Diagramme und den Vergleich von TZA und SIM wird die in Abb. 3 dargestellte Methode angewendet. Zu Beginn werden der Prüfaufbau (**T**) sowie die Probekörper und deren Werkstoffe ausgewählt (**P**). Anschließend erfolgen Referenzversuche (**R**), um die Lastniveaus und Temperaturgrenzen zu bestimmen. Aus den Ergebnissen wird der Versuchsplan (**V**) abgeleitet. Darauf aufbauend werden statische Druckversuche (**D**), sowie Kriechversuche nach den zu vergleichenden Methoden TZA und SIM durchgeführt (**TZA** und **SIM**).

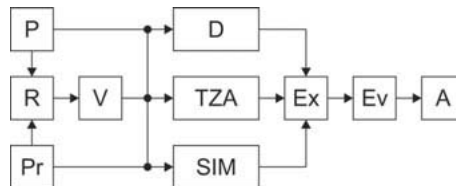


Bild 3: Ablauf der Methode zur Ermittlung isochroner Spannungs-Dehnungs-Diagramme: **P** Probekörperherstellung; **R** Referenzversuche; **Pr** Prüfaufbau; **V** Versuchsplan; **D** quasistatische Druckversuche; **TZA** Kriechversuche nach TZA; **SIM** Kriechversuche nach SIM; **E** Extrapolation; **Ev** Evaluation; **A** Anwendung

Anschließend werden die Masterkurven abgeleitet und extrapoliert (**E**). Damit liegen alle benötigten Informationen für die Evaluation (**Ev**) beider zeitraffender Methoden vor. Abschließend werden in der Anwendung (**A**) isochrome Spannungs-Dehnungs-Diagramme abgeleitet.

3. Prüfaufbau und Probekörper

Zur Ermittlung der isochronen Spannungs-Dehnungs-Verläufe sind Kriechversuche mit einer Druckbelastung in Laminat-Dickenrichtung des Faserverbundes durchzuführen. Für statische Vorversuche kommt eine Standard-Prüfmaschine (Zwick UPM 1472) mit Videoextensometer zur Dehnungsmessung und parallel ausgerichteten Druckstücken zu Einsatz. Die Kriechversuche selbst werden auf einem speziellen dafür angepassten Prüfstand durchgeführt (siehe Abb. 4). Hier werden die Lasten mittels Pneumatikzylindern über eine Hebelkinematik aufgebracht und die Stauchungen mit Extensometern gemessen. Dieser Prüfstand mit 5 unabhängig konfigurierbaren Messplätzen ist in einer regelbaren Thermokammer untergebracht.

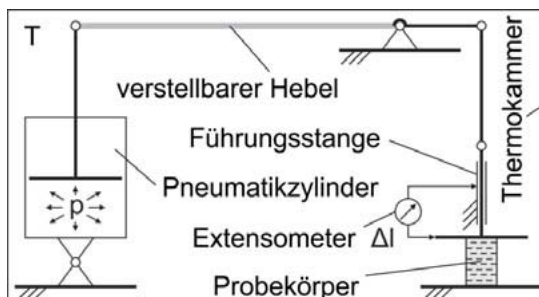


Bild 4: Kriechprüfstand für Druckversuche

Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden an einem FKV bestehend aus Polypropylen (PP) als Matrixmaterial mit einer textilen Faserverstärkung aus Glasfasern in Form eines Mehrlagengestricks verwendet. Als Prüfkörper wurden quaderförmige Proben mit einer Kantenlänge von 10 mm und einer Höhe von 20 mm hergestellt (siehe Abb. 5 mittig).

Zur Kalibrierung kommt ein zusätzlicher Probekörper aus Aluminium zum Einsatz, dessen Dehnung ebenfalls ermittelt wird (siehe Abb. 5 links). Zur Ermittlung der erforderlichen Heizzeit wurde einer der FKV-Probekörper mit einem mittig platzierten Thermoelement bestückt (siehe Abb. 5 rechts).

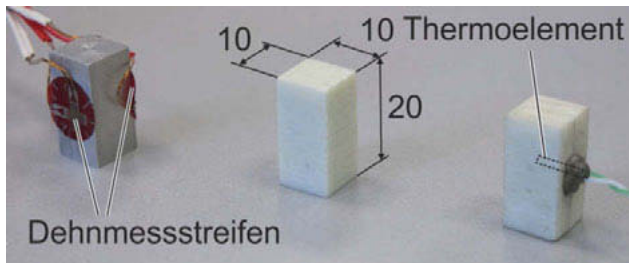


Bild 5: Probekörper

4. Vorversuche und Versuchsplan

Die Last- und Temperaturniveaus wurden so gewählt, dass kein Versagen der Probekörper während der Kriechversuche eintritt. Als Erfahrungswert gelten ca. 50% der statischen Festigkeit als maximale Belastung für Kriechversuche bei Kunststoffen. Die Grenzen des Temperaturbereiches wurden auf 23 °C (oberhalb Glasübergang) und 60 °C (unterhalb der Warmformbeständigkeit) festgelegt. Zunächst wurde das quasistatische Materialverhalten bei 23 °C ermittelt und 150 MPa als maximale Beanspruchung festgelegt. Während eines ersten Kriechversuches bei 23 °C versagten die Proben mit 150 MPa und 125 MPa Beanspruchung. Ein zweiter Kriechversuch wurde bei 60 °C durchgeführt. Dabei versagte der mit 100 MPa belastete Probekörper. So wurden 75 MPa als größte, 50 MPa als mittlere und 25 MPa als kleinste Beanspruchung bestimmt. Die Höhe der Temperatursprünge wurde auf 5 K festgelegt. Die Anwendung der TZA wird zur Erstellung der Datenbasis für das isochrone Spannungs-Dehnungs-Diagramm verwendet. Die SIM wird zur Evaluierung lediglich für ein Lastniveau erprobt. Damit konnte der in Tab. 1 dargestellte Versuchsplan abgeleitet werden.

Tabelle 1: Versuchsplan (R, D, TZA, SIM: je 5 Probekörper je Einzelversuch; R100: ein Probekörper je Einzelversuch)

Test	Beanspruchungsniveau (MPa)	Temperaturniveau (°C)							
R	bis Bruch	23							
R23	50, 75, 100, 125, 150	23							
R60	50, 75, 100								60
D	bis Bruch		28	33	38	43	48	53	60
TZA	25, 50, 75	23	28	33	38	43	48	53	60
SIM	75	23 bis 60							

5. Versuchsdurchführung nach der TEMPERATUR ZEIT ANALOGIE Methode

Die Kriechversuche wurden mit einer Dauer von 10 Stunden durchgeführt. In der Auswertung wurden anschließend aus den Druckversuchen die jeweilige Dehnung bei den drei Lastniveaus abgelesen und als Beginn der Kriechkurven festgelegt. Danach wurden gemittelte Kriechkurven der verschiedenen Temperaturniveaus in ein Diagramm eingetragen (siehe Abb. 6 links). Durch die Verschiebung der einzelnen Verläufe erfolgte die Erstellung der Masterkurven bei Referenztemperatur.

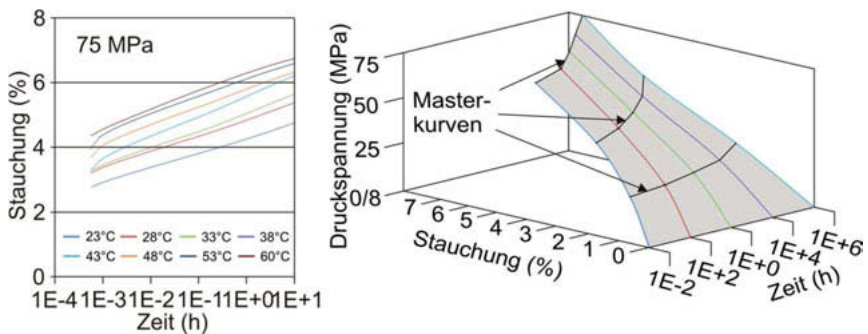


Bild 6: Kriechkurven (links) und isochrones Spannungs-Dehnungs-Diagramm (rechts)

Der Vergleich mit einer in Echtzeit gemessenen Kriechkurve bei Referenztemperatur zeigt gute Übereinstimmung (siehe Abb. 8). Mit den drei ermittelten Kriechkurven für 75, 50 und 25 MPa konnte anschließend das isochrone Spannungs-Dehnungs-Diagramm abgeleitet werden (siehe Abb. 6 rechts). Dabei ist die Analogie zur Darstellung in Abb. 1 gut zu erkennen. Die Details der einzelnen Arbeitsschritte wurden ausführlich in [4] beschrieben.

6. Versuchsdurchführung nach der STEPPED ISOTHERMAL METHODE

Bei den Kriechversuchen wurde jede Temperatur programmgesteuert nach jeweils 10 Stunden erhöht. Das Durchwärmen der Probekörper soll nach der Temperaturerhöhung möglichst schnell abgeschlossen sein. Bei den Messungen mit dem mit einem Thermoelement bestückten Probekörper, war dies hier nach etwa einer halben Stunde erreicht. Zur Ermittlung des virtuellen Startzeitpunktes wurde der Beginn der Kurve jeweils an den Beginn der einzelnen Temperaturabschnitte angefügt und bis zur Abszisse extrapoliert. Die so ermittelten virtuellen Startzeitpunkte der einzelnen Kurvenabschnitte wurden anschließend auf den Startzeitpunkt des Versuchsbeginns verschoben. Nun wurde analog zur TZA mittels Verschiebungsfaktoren die Konstruktion der Masterkurve vorgenommen (siehe Abb. 7).

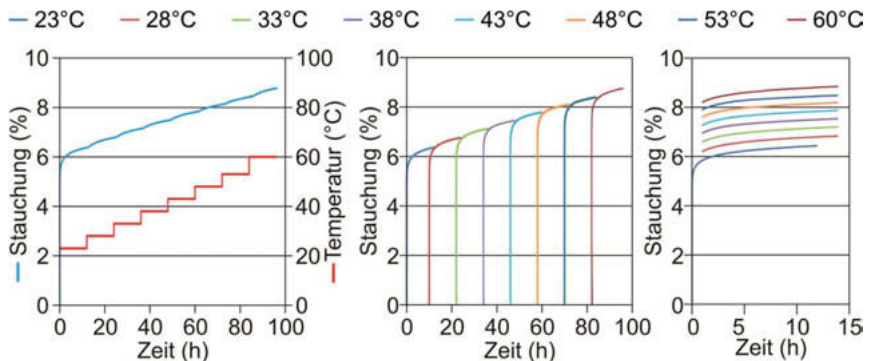


Bild 7: Arbeitsschritte SIM: Kriechversuch (links), Ermittlung virtueller Anfangspunkt (mittig), Verschiebung auf Anfangspunkt bei Referenztemperatur (rechts)

7. Auswertung und Zusammenfassung

Der Vergleich der mittels beider Methoden erarbeiteten Masterkurven zeigt eine gute Übereinstimmung. Darüber hinaus zeigt der Vergleich mit einem in Echtzeit gemessenen Verlauf über 10000 Stunden (länger ein Jahr) ebenfalls eine gute Übereinstimmung (siehe Abb. 8). Für die TZA wurden 120 Probekörper benötigt. Bei Anwendung der SIM bei einem Lastniveau waren es 5 Stück, d.h. zur Erarbeitung der gesamten Datenbasis wären 15 Probekörper erforderlich gewesen. Die Versuchszeit für die TZA betrug 240 Stunden. Dies wäre bei Anwendung der SIM identisch. Wegen des geringeren benötigten Probenumfangs könnten die Rüstzeiten aber kürzer ausfallen. Der benötigte Zeitanteil zum Durchwärmen der Probekörper bei der SIM von 5 % der Messzeit eines Temperaturniveaus erwies sich hier als ausreichend kurz.

TZA und SIM sind damit für zeitraffende Kriechversuche an Faserverbunden unter Druckbelastung normal zur Laminat-Dickenrichtung anwendbar. Die hier an Probekörpern ermittelten Daten lassen sich jedoch wegen des großen geometrischen Einflusses auf das Materialverhalten beim Druckversuch nicht direkt für die Auslegung von Schraubenverbindungen verwenden. Der Inhalt weiterer Arbeiten ist daher die Übertragung der hier evaluierten Methoden vom Coupon-Level auf Substruktur-Niveau in Gestalt von Schraubenverbindungen in FKV-Fügepartnern.

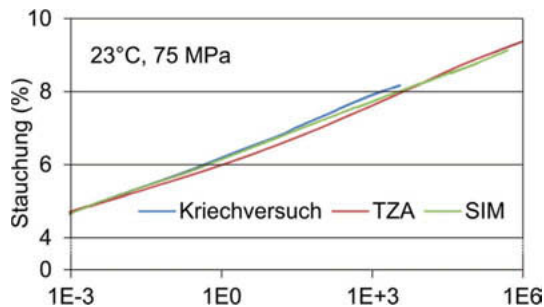


Bild 8: Vergleich der Masterkurven aus Kriechversuch, TZA und SIM

Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die finanzielle Unterstützung im Sonderforschungsbereich SFB 639, Teilprojekt B3 sowie Steven Lewey für seine Unterstützung während der Tests.

Literatur

- [1] W. H. Hufenbach, O. Helms, R. Kupfer, M. Pohl, Zur Gestaltung und Auslegung von Schraubenverbindungen in textilverstärkten Thermoplasten. 4. VDI-Fachtagung Schraubenverbindungen, Berlin, 2011
- [2] J.D. Ferry, Viscoelastic Properties of Polymers, third ed., John Wiley & Sons, 1980
- [3] F. Achereiner, K. Engelsing, M. Bastian, P. Heidemeyer, Accelerated creep testing of polymers using the stepped isothermal method, Polymer Testing, Volume 32, Issue 3, 2013
- [4] M. Pohl, R. Kupfer, I. Koch, N. Modler, W. A. Hufenbach, Determination of the Long-Term Properties in Laminate-Thickness Direction of Textile-Reinforced Thermoplastic Composites under Compression Using Time-Temperature Superposition, Adv. Eng. Mater. 2016, 18, 369–375, 2016

Untersuchung des Einflusses einer Warm-Montage auf den Vorspannkraftverlust von CFK-Schraubenverbindungen

Dipl.-Ing. **Florian Hermsdorf**, Prof. Dr.-Ing. **Helmut Rapp**,
Universität der Bundeswehr München, Fakultät für Luft- und Raumfahrt-
technik, Institut für Leichtbau, Neubiberg

Kurzfassung

CFK-Schraubenverbindungen zeigen insbesondere mit steigender Temperatur erhöhte Vorspannkraftverluste aufgrund von Kriechprozessen in der Kunststoffmatrix. Mittels einer Warm-Montage, bestehend aus einem Anziehen der Schraube bei erhöhter Fügeteiltemperatur und einem Nachziehen nach einer definierten Zeit, sollen diese Verluste reduziert werden. Anhand eines linear viskoelastischen Modells wird mit dem Zeit-Temperatur-Verschiebungsprinzip (ZTVP) der Einfluss der Temperatur und der Zeit der Warm-Montage auf die Vorspannkraft nach der Montage untersucht. Es werden Vorspannkraftmessungen bei 70 °C für maximal 6 Tage mit warm-montierten M8-Messschrauben an einem Kohlefaser (CF) -PA6 und -Epoxidharz (EP) Laminat durchgeführt und mit Versuchen ohne Warm-Montage verglichen. Die Ergebnisse zeigen, dass unter Beachtung einer ausreichend hohen Fügeteiltemperatur während des Anziehens sowohl der Vorspannkraftverlust als auch die zeitliche Abnahme der Vorspannkraft in einem deutlichen Maße reduziert werden können.

1. Einleitung

Strukturbauteile aus kohlenstoffaserverstärkten Kunststoffen (CFK) finden im Automobil-, Flugzeug- und Anlagenbau Anwendung. Neben den häufig verwendeten Füge-techniken, wie Bolzen-, Klebe- und Nietverbindungen [1], können Schraubenverbindungen je nach Anwendungsfall und den vorliegenden Anforderungen eine sinnvolle kostengünstige Alternative sein. Diese Verbindungen zeichnen sich insbesondere durch eine einfache Lösbarkeit und Reparaturfähigkeit, sowie einen möglichen Toleranzausgleich zwischen den Fügeteilen aus. Um eine zuverlässige und leichtbaugerechte Lasteinleitung zu generieren, sind die anisotropen Lamineigenschaften in der Auslegung zu berücksichtigen [2]. Dabei gilt es unter statischer und zyklischer Beanspruchung eine ausreichende übertragbare Kraft während des Betriebes sicherzustellen [3, 4]. Insbesondere unter erhöhter Temperatur können aufgrund des Kriechverhaltens polymerer Matrixsysteme erhöhte Vorspannkraftverluste, die die Trag-

fähigkeit der Verbindung reduzieren, entstehen [5 bis 7]. So zeigen beispielsweise Schraubenverbindungen mit einem quasi-isotropen CF-EP und einem biaxialen CF-PA6 Laminat bei 70 °C nach einem Monat weiter zunehmende Vorspannkraftverluste von 15 % und 30 % [5]. Das Ziel dieser Arbeit ist es, den Einfluss einer Warm-Montage auf diese Vorspannkraftverluste zu untersuchen.

2. Analytische Berechnung von Vorspannkraftverlusten

Der Ausgangspunkt der analytischen Betrachtungen sind die Berechnungsformeln für Schraubenverbindungen nach VDI 2230 [8], die um ein lineares temperaturabhängiges viskoelastisches/-plastisches Plattenmaterial erweitert werden. Viskoplastische Effekte entstehen oft erst bei höheren Temperaturen [9], können jedoch bei Thermoplasten bereits unterhalb der maximalen Auslegungstemperatur des Bauteils (z.B. 80 °C) auftreten.

Zur Berechnung der zeitabhängigen Vorspannkraft $F_S(t)$ wird das Verspannungsschaubild im Ausgangszustand ($t = 0$) und zu einem beliebigen Zeitpunkt t bei zunächst konstanter Temperatur betrachtet, s. Bild 1. Im Ausgangszustand liegen die aus der initialen Vorspannkraft F_{S0} resultierenden elastischen Längenänderungen von Schraube Δl_{S0} und Platte Δl_{p0} vor. Ausgehend davon reduzieren Setzbeträge $f_z(t)$ und plastische Kriechverformungen $f_{pl}(t)$ die elastischen Längenänderungen ohne dabei die Nachgiebigkeit des Laminates zu beeinflussen. Infolge des viskoelastischen Verhaltens entsteht ein weiterer Vorspannkraftverlust durch die Abnahme der Steifigkeit (Relaxation).

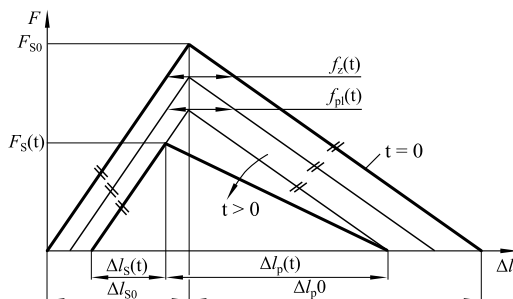


Bild 1: Einfluss von Setzen und Kriechen (viskoelastisch/-plastisch) auf das Verspannungsdiagramm einer Schraubenverbindung bei konstanter Temperatur

Aus der Kompatibilität der Längenänderungen von Schraube und Platte und deren Nachgiebigkeiten δ_s und δ_p folgt unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit und der Wär-

medehnungen mit den thermischen Ausdehnungskoeffizienten von Schraube und Platte $\alpha_{th,S}$ und $\alpha_{th,p}$:

$$F_S(t, T) = \frac{\delta_S + \delta_{p0}}{\delta_S + \delta_p(t, T)} F_{S0} - \frac{f_z(t, T) + f_{pl}(t, T)}{\delta_S + \delta_p(t, T)} + \frac{(\alpha_{th,p}(T) - \alpha_{th,S})l_p(T - T_0)}{\delta_S + \delta_p(t, T)}. \quad (1)$$

Es wird angenommen, dass die zeitabhängige Plattennachgiebigkeit $\delta_p(t, T)$ umgekehrt proportional zum Relaxationsmodul $E_p(t, T)$ ist und der ursprüngliche Verspannungs- bzw. Verformungskörper erhalten bleibt:

$$\delta_p(t, T) = \frac{E_{p0}}{E_p(t, T)} \delta_{p0}. \quad (2)$$

Der Relaxationsmodul $E_p(t, T)$ kann u.a. analytisch mit der 3D-Laminattheorie [11] aus den elastischen Faser- und viskoelastischen Matrixdaten bestimmt werden. Gleichung (1) stellt die quasi-elastische Näherungslösung dar und liefert in den meisten Fällen sehr gute Ergebnisse [12]. Die deutlich aufwendigere, exakte Lösung kann mithilfe des Korrespondenzprinzips gefunden werden [13]. Der Vergleich einer linear viskoelastischen exakten 3D-FE-Simulation mit Gleichung (1) zeigt, dass sowohl die Berechnung der Plattennachgiebigkeit δ_{p0} für ein anisotropes Laminat nach VDI 2230 [8] als auch die Näherungslösung per se gute Ergebnisse liefert [2].

3. Warm-Montage

Das Ziel der Warm-Montage ist die Reduktion von Vorspannkraftverlusten nach dem Nachziehen einer Schraubenverbindung durch das Erwärmen der Fügeteile vor dem Anziehen. Der gesamte Montagevorgang besteht somit aus drei Schritten: 1. Erwärmen der Fügeteile im Bohrungsbereich, 2. Anziehen der Schraube und 3. Nachziehen der Schraube nach einer definierten Zeit. Das Aufheizen der Bohrungsbereiche kann z.B. mittels Ultraschall oder Infrarotstrahler erfolgen. Nach dem Anziehen der Schraube entsteht zunächst aufgrund des temperaturabhängigen Kriech- und Relaxationsverhaltens des Laminates und der Wärme-dehnung ein größerer Vorspannkraftverlust gegenüber einer Montage ohne Erwärmung. Dieser Vorspannkraftverlust wird anschließend durch das Nachziehen „rückgängig“ gemacht bzw. kompensiert. Der nachfolgende Vorspannkraftverlust bezogen auf das Nachziehen ist geringer als ohne Erwärmung, da zum Zeitpunkt des Nachziehens bereits ein größerer Teil der Kriechprozesse abgeschlossen sind.

Der Effekt kann anschaulich mit dem ZTVP [13, 14] erläutert werden. Hierfür wird angenommen, dass die Warm-Montage bei einer konstanten Temperatur T_w für eine Zeitspanne von t_w erfolgt, s. Bild 2. Das Nachziehen soll unmittelbar zum Zeitpunkt t_w stattfinden. Bis zum

Zeitpunkt t_w bewegt man sich auf der Kriechfunktion bei der Temperatur T_w . Durch das sprunghafte Abkühlen bei t_w erfolgt nach dem ZTVP eine Verschiebung der Zeit um $-\log a_{T_w}$ von $J(t, T_w)$ zu $J(t, T_0)$. Dieser Sprung kennzeichnet die bereits abgeschlossenen Kriechvorgänge nach dem Nachziehen. Die Kriechfunktion $J(t, T_0)$ zeigt ab dem Nachziehen eine geringere Steigung als bei einer Montage ohne Erwärmung (beachte logarithmische Darstellung). Es folgt die Kriechfunktion nach dem Nachziehen:

$$J(t, T_0) = J(t + \Delta t, T_0) \quad \text{mit } t \geq 0 \quad (3)$$

$$\log \Delta t = \log t_w - \log a_{T_w} \Leftrightarrow \Delta t = t_w / a_{T_w} .$$

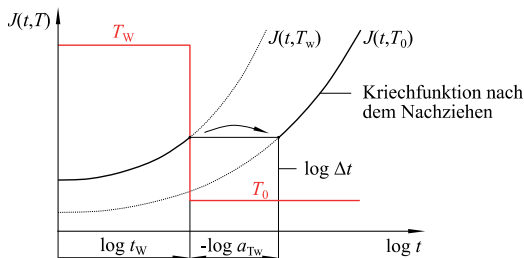
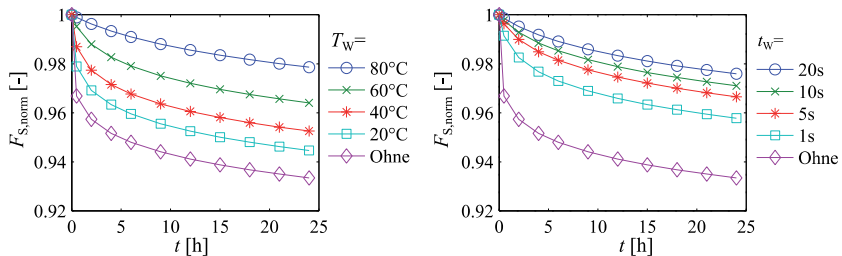


Bild 2: Effekt der Warm-Montage auf das Kriechverhalten nach ZTVP

Anhand einer M8 Durchschraubverbindung mit einem EP Laminat ([0/90/±45]_s Lagenaufbau, 2,9 mm Dicke, 55 % Faservolumengehalt, Matrixdaten aus [15]) soll der Einfluss der Temperatur T_w und der Zeit t_w auf die Vorspannkraft unter Vernachlässigung von Setzeffekten untersucht werden, s. Bild 3. Es ist zu erkennen, dass mit steigender Temperatur T_w und Zeit t_w die Vorspannkraft weniger stark abnimmt und somit geringere Verluste auftreten. Selbst ohne Erwärmung (vgl. Bild 3 a $T_w = 20^\circ\text{C}$) zeigt sich eine Reduktion im Vergleich zu einem einfachen Anziehen ohne Nachziehen („Ohne“).



a) Einfluss der Temperatur T_w bei $t_w = 10\text{ s}$ b) Einfluss der Zeit t_w bei $T_w = 70^\circ\text{C}$

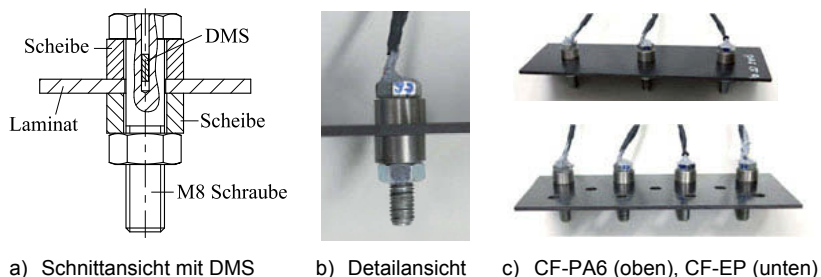
Bild 3: Theoretische, normierte Vorspannkkräfte $F_{S, norm}$ einer M8 Schraubenverbindung nach der Warm-Montage in Abhängigkeit der Parameter T_w und t_w

4. Vorspannkraftmessungen

Der Einfluss einer Warm-Montage auf den Vorspannkraftverlust wird experimentell anhand von M8-Schraubenverbindungen mit CF-PA6 und -EP Laminaten untersucht.

Versuchsaufbau und Probekörper

Der Versuchsaufbau besteht aus einer M8 Sechskantschraube (8.8 DIN 933), zwei Distanzscheiben (8 mm Dicke) und einem Laminat mit einer 8,5 mm Durchgangsbohrung, s. Bild 4 a & b. Die Vorspannkraft wird mittels eines im Schraubenschaft eingeklebten Spezial-DMS bestimmt (Tokyo Sokki Kenkyujo, Typ BTM 1C). Die Messschrauben werden in Zugversuchen kalibriert und einer experimentellen Temperaturkompensation unterzogen.



a) Schnittdansicht mit DMS b) Detailansicht

c) CF-PA6 (oben), CF-EP (unten)

Bild 4: Versuchsaufbau zur Vorspannkraftmessung

Die Lamine wurden mit einem Resin Transfer Moulding (RTM) Verfahren der Automobilindustrie hergestellt, s. Tabelle 1. An einem Laminat werden mehrere Bohrungen mit ausreichendem Abstand (≥ 20 mm) zueinander angebracht, s. Bild 4 c. Die äußeren Abmessungen des PA6 und EP Laminates sind ca. 70 x 208 mm und 80 x 180 mm.

Tabelle 1: Lamineigenschaften der Probekörper (* mit zusätzlichem Glasfasergewebe-Decklagen: 2 x 0,1 mm, φ_F ... Faservolumengehalt)

Bezeichnung	Faser/Matrix	Lagenaufbau	φ_F [%]	Dicke [mm]
PA6	T700 / PA6	$[(0/90)_2]_s$	44	3,0
EP	T700 / Epoxid	$[0/90/\pm 45]_s$ *	48	2,9

Versuchsdurchführung

Das Laminat wird in einem Ofen auf eine Zieltemperatur von ca. 100 °C aufgeheizt. Unmittelbar nach der Entnahme des Laminates aus dem Ofen werden die Schrauben zügig nacheinander auf eine nominelle Montagevorspannkraft von 10 kN unter Beobachtung der Messsignale angezogen und nach ca. 1 h nachgezogen. Die Schraubenverbindungen werden anschließend 24 h bei Raumtemperatur liegen gelassen und danach in einem Ofen einer konstanten Temperaturlast von 70 °C für maximal 6 Tage ausgesetzt (Aufheizrate: 50 °C/h). Während der Versuche wirken an den Laminaten keine externen Kräfte. Mittels Thermoelemente werden die Ofen-, Raum- und Laminattemperatur an mehreren Stellen an der Oberfläche gemessen. Jeder Versuch wird parallel durch einen identischen Referenzversuch ohne Erwärmung und gleicher Schraubenanzahl ergänzt (im Folgenden als „Referenz“ oder „ohne Warm-Montage“ bezeichnet).

Ergebnisse

In Bild 5 sind die gemessenen Vorspannkraften der warm-montierten Schrauben (3x) und die Referenzschrauben ohne Warm-Montage (3x) sowie die Laminattemperatur der Warmmontage T_w und der Referenz T_0 für das PA6 Laminat dargestellt. In Bild 5 a ist der Montagevorgang zu Beginn des Versuches abgebildet, hierfür werden die Vorspannkraften auf das Anziehen normiert. Die Laminattemperatur beträgt zum Zeitpunkt der Entnahme aus dem Ofen ca. 95 °C und kühlt danach schnell ab, sodass zum Zeitpunkt des Anziehens die Temperatur an der Oberfläche ca. 47 °C beträgt. Unmittelbar nach dem Anziehen sind die Setzkraftverluste in Form eines starken Abfalls erkennbar. Die warm-montierten Schrauben weisen nach dem Anziehen gegenüber den Referenzschrauben – wie theoretisch beschrieben – zunächst einen größeren Vorspannkraftverlust auf.

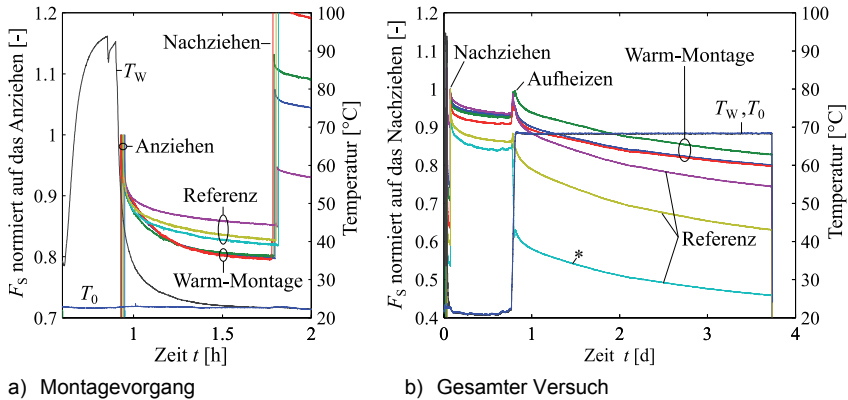


Bild 5: Vorspannkraftmessungen PA6 Laminat mit und ohne Warm-Montage (= Referenz)
 (*Temperaturkompensation fehlerhaft: dient nur zur Auswertung der Verlustrate)

Um die Vorspannkraftverluste nach dem Nachziehen vergleichen zu können, werden die Vorspannkraften auf das Nachziehen normiert, s. Bild 5 b. Infolge von weiteren Setzvorgängen nehmen die Vorspannkraften nach dem Nachziehen unterschiedlich stark ab. Das Aufheizen der Schrauben auf 70 °C führt zunächst zu einem Anstieg der Vorspannkraften bis zu einem Maximalwert, ab dem die Vorspannkraften mit größerer Steigung als vor dem Aufheizen abnehmen. Dies ist zum einen auf die Wärmedehnung des Laminates und zum anderen auf die schneller ablaufenden Kriechprozesse in der Kunststoffmatrix zurückzuführen. Die warm-montierten Schrauben zeigen nach dem Aufheizen gegenüber den Referenzschrauben geringere Vorspannkraftverluste und eine geringere Abnahme der Vorspannkraft mit der Zeit (Verlustrate).

In Bild 6 sind die Vorspannkraftmessungen der warm-montierten Schrauben und der Referenzschrauben mit dem EP Laminat dargestellt. Nach dem Anziehen treten in gleicher Weise wie für das PA6 Laminat zunächst größere Vorspannkraftverluste für die warm-montierten als für die Referenzschrauben auf (vgl. Bild 6 a). Nach dem Aufheizen (vgl. Bild 6 b) zeigen die Referenzschrauben im Mittel bei nahezu gleichen Steigungen geringere normierte Vorspannkraften als die warm-montierten Schrauben. Die Messungen ergeben aufgrund der geringeren Kriechneigung des EP Laminates im Vergleich zum PA6 Laminat geringere Vorspannkraftverluste.

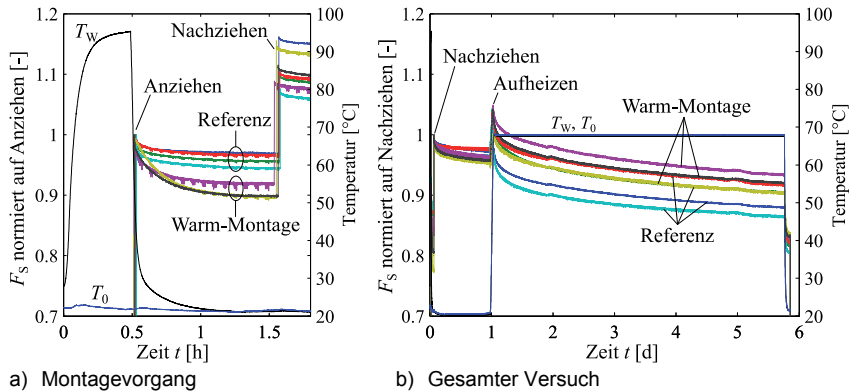
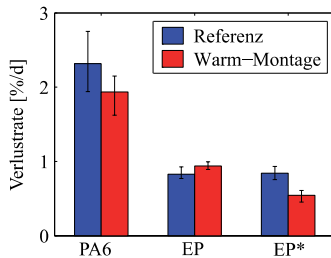
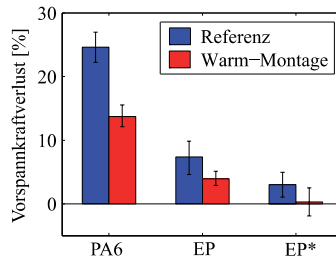


Bild 6: Vorspannkraftmessungen EP Laminat mit und ohne Warm-Montage (= Referenz)

Die Mittelwerte der Versuchsergebnisse nach 3,5 Tagen sind in Bild 7 dargestellt. Die Vorspannkraftverläufe der warm-montierten Schrauben sind für das PA6 Laminat im Mittel um 17,5 % flacher und zeigen um 44,3 % geringere (normierte) Vorspannkraftverluste infolge Kriechens (Setzkraftverluste nach 1 h werden vernachlässigt) gegenüber den Referenzschrauben (vgl. Bild 7). Die Vorspannkraftmessungen der warm-montierten Schrauben des EP Laminates ergeben im Mittel einen um 46,5 % geringeren Vorspannkraftverlust durch Kriechen, zeigen jedoch entgegen den Erwartungen eine geringfügig größere Verlustrate gegenüber denen ohne Warm-Montage. Es wird vermutet, dass die Laminattemperatur zum Zeitpunkt des Anziehens aufgrund des schnellen Abkühlens zu gering ist, um den Einfluss der Warm-Montage auf die Verlustrate der Vorspannkraft korrekt wiederzugeben. Aus diesem Grund wird der Versuch mit zusätzlich erwärmten Distanzscheiben wiederholt und liefert im Mittel einen um 35,6 % flacheren Verlauf und einen um 90 % geringeren Vorspannkraftverlust der warm-montierten Schrauben gegenüber den Referenzschrauben (Versuch EP* in Bild 7).



a) Verlustraten der auf das Nachziehen normierten Vorspannkraft



b) Vorspannkraftverlust abzgl. Setzkraftverlust nach 1 h

Bild 7: Einfluss der Warm-Montage auf die gemessenen Vorspannkraft nach 3,5 Tagen bei 68 °C (Mittelwerte mit min/max Abweichung)

Die Versuchsergebnisse des EP Laminates werden nach Gleichung (1) mit den gemessenen Temperaturverläufen nachgerechnet. Die Lamine zeigen, dass keine plastischen Verformungen während des Versuches aufgetreten sind, sodass von rein viskoelastischen Materialverhalten ausgegangen werden kann. Aus zwei unabhängigen Vorspannkraftmessungen bei Raumtemperatur und 70 °C mit dem gleichen EP Laminat werden die Kriechfunktionen berechnet und nach dem ZTVP der Verschiebungsfaktor sowie die Aktivierungsenergie der Arrhenius-Gleichung mittels Curve Fitting bestimmt (105 kJ/mol). Die damit berechnete Verlustrate ohne Warm-Montage von -0,848 % zeigt eine sehr hohe Übereinstimmung zum experimentellen Mittelwert von EP und EP* (-0,835 %/d), die Verlustrate mit Warm-Montage beträgt -0,839 %/d und liegt somit unterhalb der experimentell ermittelten Verlustrate. Die berechneten Vorspannkraftverluste von 9,8 % und 12,6 % (mit und ohne Warm-Montage) liegen oberhalb der experimentellen Werte von 4,0 % und 7,4 % (6,9 % und 9,2 % mit Setzen). Potentielle Ursachen sind u.a., dass die Laminattemperatur im Klemmbereich der Schraube nicht exakt bekannt ist, sowie die Verwendung des ZTVP eine Näherung darstellt.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der Warm-Montage ist durch ein Anziehen unter erhöhter Fügeiteiltemperatur und einem Nachziehen nach einer definierten Zeit den Vorspannkraftverlust von CFK-Schraubenverbindungen zu reduzieren. Die analytische Modellierung basierend auf VDI 2230 mit der Erweiterung um ein temperaturabhängiges, linear viskoelastisches Plattenmaterial zeigt nach dem ZTVP im Allgemeinen eine Abnahme der Vorspannkraftverluste mit steigender Temperatur und Zeitdauer der Warm-Montage. Vorspannkraftmessungen bei 70 °C von warm-montierten M8 Messschrauben (Montagetemperatur ca. 50 °C) mit einem

biaxialen CF-PA6 und quasi-isotropen CF-EP Laminat ergeben eine Reduktion des Vorspannkraftverlustes um 44 % bzw. 47 % im Vergleich zu einer Montage ohne Erwärmung. Die Verlustrate der Vorspannkraft kann für das PA6 Laminat um ca. 18 % reduziert werden. Für das EP Laminat wird eine Reduktion dieser Rate (um 36 %) erst durch das zusätzliche Aufheizen der Distanzscheiben erreicht. Die Berechnung der Vorspannkraft nach der Warm-Montage für das EP Laminat liefert im Vergleich zu den Versuchen konservative Ergebnisse. Die Ergebnisse zeigen, dass durch eine Warm-Montage zum einen der Vorspannkraftverlust und zum anderen die Verlustrate der Vorspannkraft – unter Beachtung einer ausreichend hohen Fügeteiltemperatur zum Zeitpunkt des Anziehens – in einem deutlichen Maße reduziert werden können. Letztere sind besonders wichtig für das Langzeitverhalten der Vorspannkraft. Eine Warm-Montage kann somit einen Beitrag zur Reduktion von Vorspannkraftverlusten und zur Steigerung der Tragfähigkeit von CFK-Schraubenverbindungen leisten. Eine weitere Optimierung der Parameter, durch z.B. eine Verkürzung der Zeit zwischen dem Ende des Heizvorganges und dem Anziehen der Schraube sind experimentell zu untersuchen. Des Weiteren ist der Einfluss der Warm-Montage auf den Vorspannkraftverlust nach langen Zeiten durch entsprechende Messungen abzusichern. Eine Erhöhung der Genauigkeit der analytischen Berechnung ist durch eine exaktere Beschreibung des temperaturabhängigen Kriechverhaltens des Laminates zu untersuchen (z.B. mit Prony-Reihen). Eine Überführung des Verfahrens in bestehende industrielle Montageprozesse sollte untersucht und durchgeführt werden.

Referenzen

- [1] Schürmann, H.: Konstruieren mit Faser-Kunststoff-Verbunden. Berlin Heidelberg: Springer 2007
- [2] Universität der Bundeswehr München, Institut für Leichtbau: MAI Last: Abschlussbericht: Berichtszeitraum: 01.02.2013-31.01.2016. FKZ 03MAI13E, München 2016
- [3] Hermsdorf, F.; Rapp, H.: Untersuchung der reibschlüssigen Lastübertragung in dopschnittigen Verbindungen mit CFK-Fügepartnern. Deutscher Luft- und Raumfahrt-kongress, Braunschweig 2016
- [4] Hermsdorf, F.; Rapp, H.: Load transfer by friction in bolted composite joints under cyclic loading. 18th International Conference on Composite Materials ECCM18, Athens 2018

- [5] Hermsdorf, F.; Matzies, T.; Rapp, H.: Experimental and numerical analysis of preload in bolted composite joints with temperature loads. 20th International Conference on Composite Materials ICCM20, Copenhagen 2015
- [6] Horn, W. J.; Schmitt, R. R.: Influence of Clamp-Up Force on the Strength of Bolted Composite Joints. AIAA Journal 32 (1994) 3 S. 665-667
- [7] Caccese, et al.: Influence of stress relaxation on clamp-up force in hybrid composite-to-metal bolted joints. Composite Structures 89 (2009) S. 285-293
- [8] VDI-Richtlinie 2230: Systematische Berechnung hoch beanspruchter Schraubenverbindungen. Beuth Verlag 2001
- [9] Rösler, J.; Harders, H.; Baker, M.: Mechanisches Verhalten der Werkstoffe. Wiesbaden: Springer Vieweg 2016
- [10] Barbero, E. J.: Time-temperature-age superposition principle for predicting long-term response of linear viscoelastic materials. In: Guedes, R. M.: Creep and Fatigue in Polymer Matrix Composites. Cambridge, Philadelphia, New Delhi: Woodhead Publishing 2011 S. 48-69
- [11] Pagano, N. J.: Exact Moduli of Anisotropic Laminates. In: Sendekyj, G. P.: Mechanics of Composite Materials. Composite Materials 2, New York: Academic Press 1974 S. 23-44
- [12] Meder G.: Die quasielastische Lösung - Anmerkungen zur Güte einer Näherung der linearen Viskoelastizitätstheorie. 19. AVK-Jahrestagung 1982
- [13] Barbero, E. J.: Finite element analysis of composite materials using Ansys, Boca Raton: CRC Press Taylor & Francis Group 2014
- [14] Brinson, H. F.; Brinson, L. C.: Polymer Engineering Science and Viscoelasticity: An Introduction. New York: Springer 2007
- [15] Beckwith S. W.: Viscoelastic creep behavior of filament wound case materials. Journal of Spacecraft and Rockets 21 (1984) 6 S. 546-552

Ultraschall-Montagevorspannkraftkontrolle für große Schraubenverbindungen

Ultraschallmessung belegt wartungsfreie Schraubenverbindung

Dipl.-Ing. **Frank Hohmann**, ITH Schraubtechnik, Meschede

Kurzfassung

Für die Ermittlung der erzielten Montagevorspannkraft F_M wird in der Regel bei größeren Schraubendurchmessern die mechanische Messung der Längenänderung eingesetzt. Neben der mechanischen Messung wurden in letzter Zeit unterschiedliche Ultraschallmesssysteme zur Ermittlung der Montagevorspannkraft F_M entwickelt. Diese Systeme können in drei unterschiedlichen Verfahrensgruppen eingeteilt werden und werden in der Praxis bei verschiedenen Anwendungen und Projekten eingesetzt. Ein Projekt war die Messung der Montagevorspannkraft F_M an Ringflanschen von Turmsegmenten an Windkraftanlagen mittels Ultraschall. Das Ergebnis war, dass die gemessenen Montagevorspannkraft F_M sich in einem sehr kleinen Toleranzband und dauerhaft oberhalb der geforderten min. 70% Restvorspannkraft gemäß den Regularien der DAST 021 (Deutschen Ausschusses für Stahlbau) befinden und die Schraubenverbindung somit als wartungsfrei angesehen werden kann.

Abstract

To measure achieved assembly preload forces F_M on larger bolted joints the use of mechanical devices – which measure the achieved bolt elongation – is predominant. As an alternative to these conventional mechanical devices more and more different ultra-sonic measurement systems are developed lately. There are three different design groups of ultra-sonic bolt measurement systems and shows results of a long-term in-field project. The in-field project was the measurement of assembly preloads F_M of ring flanges of wind turbine tower segments by ultra-sonic bolt measurement. The results have shown that the achieved assembly preloads F_M were within a close tolerance and consistently above the required preloads of 70 % -- which is a requirement of the German Board of Steel Construction DAST 021 ("Deutscher Ausschuss für Stahlbau"), which applies on steel construction like wind turbine towers. Because of the precise results the bolted joints can be called "maintenance free".

1. Einführung

Schraubenverbindungen werden nach dem Anziehverfahren eingeteilt. Die VDI 2230-1 unterscheidet zwischen drehenden und ziehenden Anziehverfahren. Zu den drehenden Verfahren gehören unter anderem das drehmomentgesteuerte Anziehen, das drehwinkelgesteuerte Anziehen und das streckgrenzgesteuerte Anziehen. Zu den ziehenden Verfahren zählen das hydraulische reibungs- und torsionsfreie Anziehen, sowie das thermische Anziehen.

Für eine nachhaltig sichere Schraubenverbindung ist es essentiell, dass die Mindestmontagevorspannkraft $F_{M \min}$ nicht unterschritten und somit ein Versagen der Schraubenverbindung vermieden wird. Beim drehmomentgesteuerte Anziehen ist dies indirekt über das Anziehdrehmoment M_A einzuhalten. Allerdings hängt die Ermittlung des Anziehdrehmoments wiederum wesentlich von der genauen Kenntnis der Reibungszahlen im Gewinde und unter dem Kopf ab, welche meistens von Schraube zu Schraube große Unterschiede aufweisen und damit einen unsicheren Faktor darstellen. Das Ergebnis ist eine ungleichmäßige Verteilung der Montagevorspannkraft F_M im Flansch. Eine Überprüfung der erzielten Montagevorspannkraft wäre wünschenswert, ist aber meist nicht möglich oder sehr aufwändig.

Die Situation stellt sich bei dem ziehendem Anziehverfahren differenziert dar. Das hydraulische reibungs- und torsionsfreie Anziehen erzielt präzise Montagevorspannkraft F_{VM} in einem sehr kleinen und konstanten Toleranzband. Dieses Verfahren unterliegt Rückfederungsverlusten, welche relativ gleichmäßig auftreten und vor allem in Abhängigkeit zur Klemmlänge, aber auch zu den Form- und Lagetoleranzen der Verbindungselemente und der zu verspannenden Elemente stehen [1].

In einer Reihe von Anwendungsfällen ist es gewünscht, unvermeidbar oder wird gefordert, dass für drehende und ziehende Anziehverfahren die Montagevorspannkraft F_M ermittelt und nachgewiesen werden [1]. Hierfür werden unterschiedliche Messmethoden eingesetzt. Von größerer Bedeutung wurde in den letzten Jahren die Ermittlung der Montagevorspannkraft F_M mittels Ultraschallsysteme. Im speziellen bei Schraubenverbindungen, wo eine schlechte oder keine Möglichkeit besteht die Längenänderung Δl mechanisch oder mittels Dehnungsmessstreifen zu messen. Hier zeigen Ultraschallverfahren durch einfaches und schnelles messen deutliche Vorteile. Andere Anwendungsbereiche sind im Prototypenbau und bei Langzeituntersuchungen zu finden.

2. Anziehen mit Ultraschall-Laufzeitmessung / - Vorspannkraftkontrolle

Ultraschallverfahren zur Ermittlung der Vorspannkraft basieren auf der Messung der relativen Änderung der Ultraschall-Laufzeit in der Schraube. Die longitudinale Ultraschallwelle wird mit einem Ultraschallwandler am Schraubenkopf oder Schraubenende eingeleitet, durchläuft die Schraube, wird am gegenüberliegenden Ende reflektiert, und am Einleitungsort wieder als Echo empfangen. Gemessen wird die Zeit, die zwischen Senden des Signals und Empfangen des Rückwandechos liegt (Bild 1) [2 und 3].

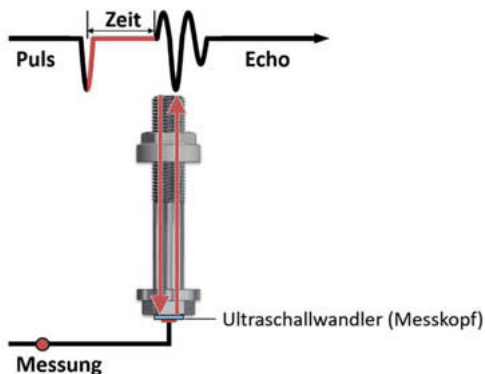


Bild 1: Prinzip der Ultraschallmessung an einer IHF Kopfschraube (ITH)

Die mit dem Anziehen einhergehende Zunahme der Zugspannung in Schraubenlängsrichtung hat zur Folge, dass die Schraube gelängt wird und damit die Schalllaufzeit zunimmt. Die Bild 2 zeigt im unteren Teil die relative Laufzeitzunahme als Funktion der durch die Längsspannung verursachten Dehnung, d. h. der relativen Längenänderung. Die Schallgeschwindigkeit der Longitudinalwelle bleibt darüber hinaus während des Anziehens nicht konstant, sondern nimmt mit zunehmenden Zugspannungen proportional ab. Diese Geschwindigkeitsänderung, als akustoelastischer Effekt bekannt, kann in Abhängigkeit der materialabhängigen elastischen Konstanten II. Ordnung (E-Modul, Schubmodul) und der elastischen Konstanten III. Ordnung (Murnaghan-Konstanten) mathematisch beschrieben werden [2]. Verursacht die Längsspannung eine plastische Verformung der Schraubenverbindung ist die Proportionalität nicht mehr gegeben. Für die in angezogenen Schrauben wirkende axiale Zugspannung können die materialabhängigen elastischen Konstanten zu einem Zahlenwert, oft mit K-Wert bezeichnet, zusammengefasst werden. Der K-Wert kann experimentell im Zugversuch oder an einem Schraubenmessstand mit Druckmessdose ermittelt werden.

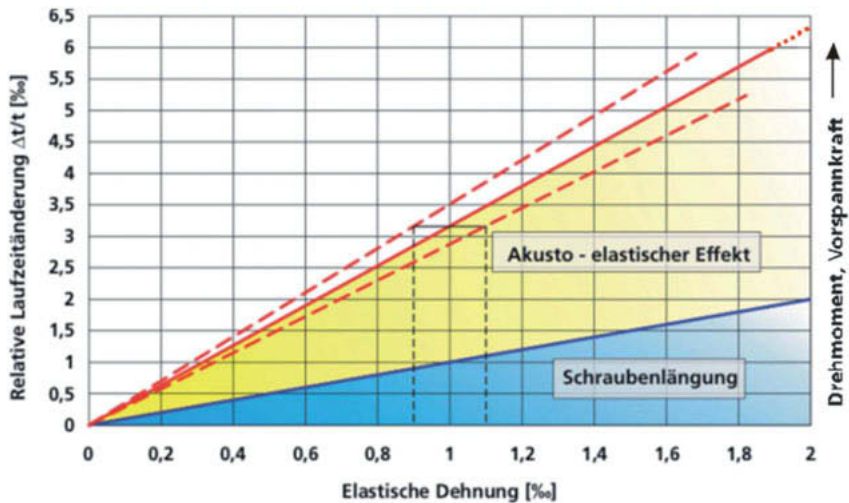


Bild 2: Relative Laufzeitänderung der Longitudinalwelle über der elastischen Dehnung einer Schraube (Fraunhofer IZFP)

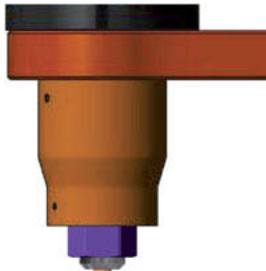
Bezugsbasis des Verfahrens ist die zu messende Schalllaufzeit in der unverspannten Schraube. Der Einfluss einer über die Schraubenlänge gleichbleibenden und am Kopf oder Schraubenende gemessenen Temperatur ist zwingend zu berücksichtigen. Für die Anwendung des Verfahrens ist sicherzustellen, dass sich zum Zeitpunkt der Messung die gleiche Temperatur homogen über die Schraubenlänge eingestellt hat.

3. Verfahrensgruppen der Ultraschallmessung

Es ist grundsätzlich zwischen drei Verfahrensgruppen zu unterscheiden (Bild 3).



Mobiler Sensor für Verbindungselemente (Dakota)



Mobiler Sensor integriert im Schraubwerkzeug (ITH)



Permanentsensor (USB System) an IHF Verbindungselement (ITH)

Bild 3: Verfahrensgruppen der Ultraschallmessung

3.1. Mobiler Sensor für Verbindungselemente

Der zylinderförmige Messkopf (Sensor zum Senden und Empfangen des Signals) wird an den Schraubenkopf, optional mittels Magneten, gehalten (indirekte mechanische Ankopplung). Der entstehende partielle Luftspalt zwischen Sensor und Schraubenkopfoberfläche oder Schraubenende muss mittels eines Koppelmittels (Gel, Glyzerin, Kunststoffolie) zur Einleitung des Ultraschallsignals überbrückt werden.

Zum Messen werden in der Regel longitudinale Schallwellen verwendet. Die benötigten Materialkonstanten (wie z.B. E-Modul, Schallgeschwindigkeit, K-Wert) sind für den Schraubenwerkstoff im Messgerät hinterlegt oder versuchsmäßig zu ermitteln, so dass unter Hinzuziehen von materialspezifischen und geometrischen Schraubenkennwerten aus der gemessenen Ultraschall-Laufzeiten die Vorspannkraft berechnet werden kann [2 und 3].

3.2. Mobiler Sensor integriert im Schraubwerkzeug

Ein integrierter Ultraschallsensor im Werkzeugeinsatz für drehende Schraubwerkzeuge (Bild 4) ermöglicht die Online-Messung der Ultraschall-Laufzeit, um die während des Schraubprozesses ansteigende Spannung bzw. Montagevorspannkraft zu ermitteln. Die Laufzeitmesswerte werden in einer Steuereinheit ermittelt, ausgewertet und steuern das Schraubwerkzeug.

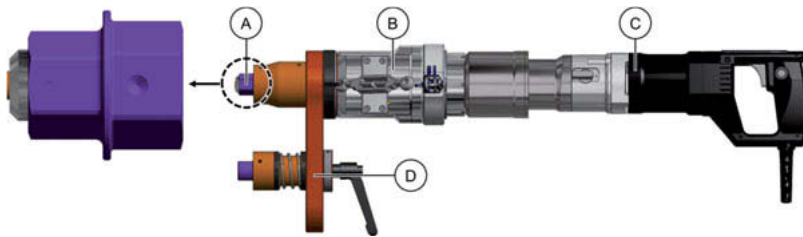


Bild 4: Kontinuierlich drehendes Schraubwerkzeug mit mobilen Ultraschallsensor: (A) Sechskant-einsatz mit Ultraschallsensor, (B) Signalübertrager, (C) Schraubwerkzeug, (D) Abstützung (ITH)

Nach der Ankopplung des Ultraschallsensors wird die Amplitude des reflektierten Ultraschallsignals gemessen und der Prozess bei ausreichender Signalqualität freigeschaltet. Die Ultraschall-Laufzeit t_0 des noch entspannten Zustandes wird ermittelt und die Zeit t_{soil} bis zur geforderten Montagevorspannkraft F_M berechnet. Erreicht die gemessene Laufzeit die vorausberechnete Schwelle, so wird der Schraubvorgang beendet [4].

3.3. Permanentsensor

Ein scheibenförmiger, z.T. extrem dünner Sensor zum Einleiten und Empfangen des Ultraschallsignals ist bleibend mit dem Schraubenkopf oder der Stirnseite des Schraubenschaftes verbunden (direkte mechanische Ankopplung, Bild 5). Dieser Sensor wird entweder aufgespult oder aufgeklebt, er verbleibt also dauerhaft an der Schraube. Für derartige Permanentsensor-Systeme (Ultrasonic Bolt System: USB-System) müssen ebenfalls die Nulllaufzeit vor der Verschraubung und der K-Wert ermittelt werden [5 bis 7]. Vorteil des Verfahrens ist der permanente Verbleib der Ultraschallwandler auf der Schraube, sodass auch zu einem späteren Zeitpunkt Nachmessungen im laufenden Betrieb von Anlagen erfolgen können. Nachteilig sind jedoch die erhöhten Kosten zur Herstellung.

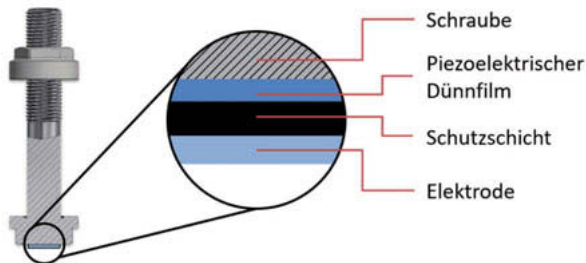


Bild 5: Schraubenverbindung mit Permanentensensor an einer IHF Kopfschraube (ITH/Intellifast)

Das USB System in Kombination mit dem hydraulischen reibungs- und torsionsfreien Anziehen (IHF Stretch System) zeichnet sich durch eine höhere Systemgenauigkeit im Vergleich zu mobilen Sensoren aus.

4. Konstruktive Voraussetzungen und Anwendungshinweise

Die Anwendung der Ultraschall-Montagevorspannkraftkontrolle in der Serie stellt sich, abgesehen von der Kostenfrage, als anspruchsvoll dar und geschieht bisher nur im geringen Umfang. Messungen mit mobilem Sensor erscheinen für die Serie durch das Arbeiten mit Koppelmitteln und des erhöhten Zeitaufwandes gänzlich ungeeignet. Alle Ultraschallverfahren zur Ermittlung der Montagevorspannkraft basieren auf der Messung der durch das Anziehen verursachten relativen Laufzeitzunahme. Die experimentelle Ermittlung der K-Werte lässt sich auch durch das Messen der relativen Laufzeit- und der relativen Längenänderung der Schraube bewerkstelligen.

Damit ist die Vorspannkraftbestimmung mittels Ultraschallverfahren rückführbar auf das Messen der Änderungen von Zeit und Länge. Diesem Umstand entsprechend ist das Verfahren gleichzeitig zwischen verschiedenen Ultraschallsystemen überführbar [8].

Das Ultraschallmessverfahren stellt im Hinblick auf eine störungsfreie und möglichst genaue Messwerterfassung erhöhte Anforderungen an die Beschaffenheit der Schraubenstirnflächen. Zur besseren Reflexion des Ultraschall-Impulses sollte die gegenüberliegende Stirnfläche ausreichend eben und planparallel zur Einkoppelfläche ausgeführt sein. Bei Anwendung mobiler Sensoren wird deshalb in der Regel die Einleitungsseite des Ultraschallsignals mechanisch bearbeitet. Im Vergleich zur mechanischen Längungskontrolle ist die Zugänglichkeit nur von einer Seite erforderlich.

Wegen des im plastischen Bereich nichtlinearen Zusammenhangs zwischen Montagevorspannkraft F_M , also Schraubenlängung Δl , und Schalllaufzeit t , ist das Ultraschallverfahren für überelastisches Anziehen wenig geeignet, da ein erheblicher Kalibrieraufwand erforderlich ist [9]. Jedoch kann die Überschreitung des linearen Zusammenhangs zwischen Montagevorspannkraft F_M und Schalllaufzeit t als sicheres Zeichen der Überschreitung der Streckgrenze erkannt und ebenfalls in Online-Verfahren zur Abschaltung genutzt werden.

5. Messergebnisse bestätigen wartungsfreie Schraubenverbindung

Während einer Langzeitstudie an Windenergieanlagen, die im Jahre 2008 gestartet wurde, erfolgte die Messung der Montagevorspannkraft F_M mit dem USB-System (Bild 6). Für eine nachhaltige Dokumentation wurden alle Schrauben beim USB-System mit einem Barcode versehen.



Bild 6: Messung der Montagevorspannkraft F_M mit dem USB-System (ITH)

Diese Praxisuntersuchungen wurden im Auftrag bzw. in Zusammenarbeit namhafter Windenergieanlagenhersteller an Windkraftanlagen von 2,4MW bis 9,5MW Klassen durchgeführt. Dabei wurden Schraubendimensionen von M30 bis M72 an Turmsegment- und Offshore-Fundament-Ringflanschen untersucht. In einem Zeitraum von über 10 Jahren wurden mehr als 10.000 Ultraschallmessungen durchgeführt. Bei den verwendeten Schrauben handelte es sich um IHF Schraubengarnituren, die aus Kopfschrauben oder Stiftschrauben und IHF Rundmuttern mit integrierter Unterlegscheibe bestehen. Die erforderliche Montagevorspannkraft F_M (im

Stahlbau als $F_{p,C}$ definiert) wurde hydraulisch, reibungs- und torsionsfrei durch Schraubenspannzylinder aufgebracht. Die Ergebnisse belegen, dass alle Schraubenverbindungen sehr präzise vorgespannt werden konnten. Im Mittel konnte ein Anziehfaktor α_A ($\alpha_A = F_{M \max} / F_{M \min}$) von 1,19 erzielt werden.

Alle Untersuchungen zeigen, dass spätestens nach dem ersten Nachspannen die gemessenen Montagevorspannkraft F_M dauerhaft in einem sehr kleinen Toleranzband oberhalb der von der DAST 021 (Deutschen Ausschusses für Stahlbau) geforderten min. 70% Restvorspannkraft liegen. Damit wurde bewiesen, dass das IHF Stretch System ein wartungsfreies Schraubsystem ist (Bild 7) [10].

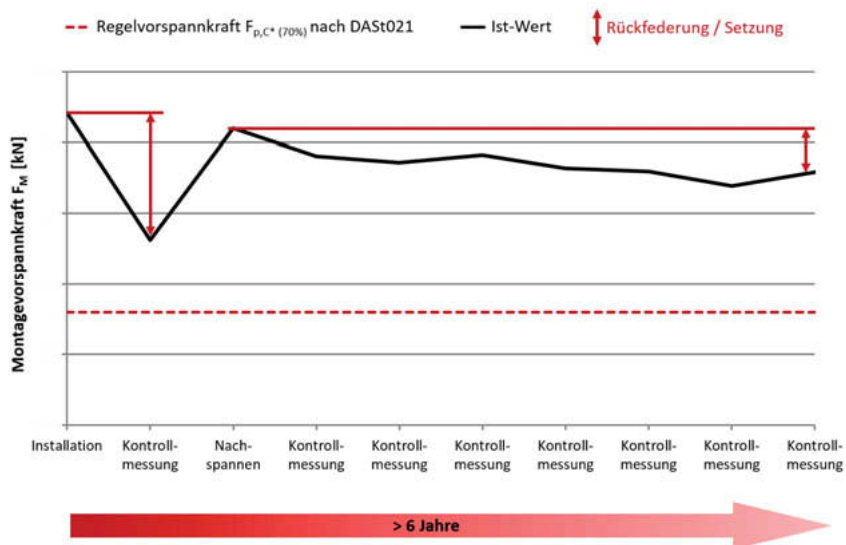


Bild 7: Verlauf der Montagevorspannkraft F_M über >6 Jahre (ITH) an einem Turmsegment-Ringflansch einer Windkraftanlage

Literatur:

- [1] Hohmann, F.; Lori, W.: Zur Ermittlung der Montagevorspannkraft auf der Basis von Längenmessungen und der anteiligen Schraubennachgiebigkeit. VDI-Berichte 2239 „Schraubenverbindungen 2014“, S. 151-164. VDI-Verlag Düsseldorf 2014
- [2] Schneider, E.; Herzer, H.-R.: Ultraschall-System zur on-line Bestimmung der Schraubenvorspannkraft und zur Schraubersteuerung. Fraunhofer-Institut für Zerstörungsfreie Prüfverfahren IZFP, Saarbrücken; ZFP-Zeitung, Juni2006, Seite40-46
- [3] Splitt, G.: Schraubenspannungsmessgerät mit Ultraschall. Hürth: Krautkrämer GmbH & Co. KG, 2005
- [4] ITH Schraubtechnik: ITH Ultraschall-Schraubsystem EDS 400, Benutzerhandbuch (09.80245a-EDS), Meschede 2017
- [5] Scheuch, G.: Vorspannkraftmessung von Schraubenverbindungen Offshore mit korrosionsbeständigen Permanentensoren. 3. Münchener Forum Verbindungstechnologie, München 4./5. 12. 2008
- [6] Scheuch, G.: Kabellose Vorspannkraftmessung mittels Ultraschall. VDI-Berichte 2153 “Schraubenverbindungen 2011” (2011); S. 301 -304
- [7] Becker, M; Groß, N.: Determination of preload in bolts by ultrasound without referencing in unloaded state; Fraunhofer-Institut für Zerstörungsfreie Prüfverfahren IZFP, Saarbrücken; 19th World Conference on Non-Destructive Testing 2016
- [8] Schneider, E.: Überprüfung der Vorspannkraft in Schrauben und Bolzen mittels Ultraschallverfahren; Fraunhofer-Institut für Zerstörungsfreie Prüfverfahren IZFP, Saarbrücken; DGZFP-Jahrestagung 2011
- [9] Hartmann, G.: Leistungsparameter und Einsatzgrenzen von Ultraschall-Messverfahren. 8. Informations- und Diskussionsveranstaltung „Schraubenverbindungen“. Darmstadt, 9./10.5. 2006
- [10] Hohmann, F.: Wartungsfreie Schraubenverbindungen für Windkraftanlagen von M30 bis M72. VDI-Bericht 2219 „Schraubmontage 2014“, S. 21-28. VDI-Verlag Düsseldorf 2014

Ermittlung des Anziehungsfaktors α_A aus Versuchen

Dipl.-Ing. **Norbert Schneider**,
HEICO Befestigungstechnik GmbH, Niederense;
Dipl.-Ing. **Lutz Winter**, RENK AG, Hannover

Kurzfassung

Der Anziehungsfaktor α_A ist von entscheidender Bedeutung für die Bemessung von Schraubenverbindungen. In VDI 2230 Blatt 3 wird ein Verfahren beschrieben werden, wie der Anziehungsfaktor α_A anhand von Versuchen ermittelt werden soll, um nach einem einheitlichen Vorgehen ein verlässliches Ergebnis zu erzielen.

Abstract

The tightening factor α_A is of key importance for the dimensioning of bolted connections. In VDI 2230 part 3 a method will be described, how the tightening factor α_A shall be determined from experiments to obtain a reliable result according to a uniform approach.

1. Einleitung

Der Anziehungsfaktor α_A ist nur selten beim Entwurf einer Maschine bekannt. Typischerweise muss sich der Konstrukteur für ein Montageverfahren entscheiden und dafür den Anziehungsfaktor α_A abschätzen z.B. anhand von Produktunterlagen der Anbieter oder der Tabelle A8 aus VDI 2230 Blatt 1. Natürlich sollte der Anziehungsfaktor α_A später durch Versuche überprüft werden.

In vielen Fällen werden Maschinen nur in sehr kleinen Stückzahlen produziert. Teilweise werden für die Versuche gleich viele Schrauben benötigt wie für die fertige Maschine. Deshalb werden die Versuche aus Kostengründen nicht durchgeführt. Umso mehr muss sich der Konstrukteur auf die Angaben in den Produktunterlagen der Anbieter von Montageverfahren verlassen können.

Da nicht für jedes Montageverfahren der Anziehungsfaktor α_A bekannt ist oder die Anbieter ihn unterschiedlich ermitteln, wird in der zukünftigen VDI 2230 Blatt 3 ein Berechnungsverfahren zur Ermittlung des Anziehungsfaktors α_A aus Versuchen festgelegt. Damit soll die Wiederholgenauigkeit verschiedener Montageverfahren vergleichbar und verlässlich werden.

Insbesondere findet dieses Berechnungsverfahren auch bei unterschiedlichen Gewindegrößen Anwendung, wenn der Anziehungsfaktor α_A für eine Serie gleichartiger Befestigungselemente bestimmt werden soll. Das Berechnungsverfahren wird am Beispiel von Spannelementen mit Druckbolzen veranschaulicht.

2. Definition des Anziehungsfaktors

Gemäß VDI 2230 Blatt 1 ist der Anziehungsfaktor α_A wie folgt definiert:

$$\alpha_A = \frac{F_{M \max}}{F_{M \min}} \quad (1)$$

Da die Werte für die extremalen Montagevorspannkkräfte $F_{M \min}$ und $F_{M \max}$ unbekannt sind, müssen sie durch Versuche ermittelt werden. Allerdings es unwahrscheinlich ist, dass die extremalen Montagevorspannkkräfte bei den Versuchen aufgetreten sind. Deswegen muss der Anziehungsfaktor statisch α_A definiert werden.

Es wird angenommen, dass die sogenannte Grundgesamt aller zu erwartenden Montagevorspannkkräfte normalverteilt ist. Da die Normalverteilung (Bild 1) nach beiden Seiten unbegrenzt ist, folgt daraus, dass die gesuchten extremalen Montagevorspannkkräfte $F_{M \min}$ und $F_{M \max}$ nie bei einer Messung auftreten werden und somit per Definition kein Anziehungsfaktor α_A ermittelt werden kann.

Das stimmt in der Praxis nicht, da die Montagevorspannkkräfte nur zwischen Null und der Bruchlast der Schraube liegen können. Allerdings ergäbe sich mit einer minimalen Montagevorspannkraft $F_{M \min} = 0$ ein Anziehungsfaktor $\alpha_A = \infty$, was ebenfalls sinnlos ist.

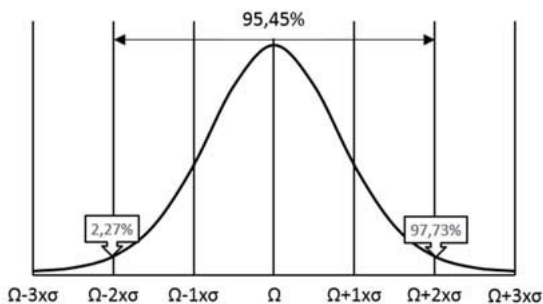


Bild 1: Normalverteilung mit Mittelwert Ω und Standardabweichung σ

Da die extremalen Montagevorspannkkräfte weder gemessen noch berechnet werden können, muss der Anziehungsfaktor α_A anhand von Grenzwerten abgeschätzt werden. In der Praxis haben sich Grenzwerte bewährt, bei der ca. 95% der zu erwartenden Montagevorspannkkräfte innerhalb der Grenzwerte liegen. Umgekehrt bedeutet das, dass ca. 5% außerhalb der Grenzwerte liegen, d.h. jeweils ca. 2,5% oberhalb bzw. unterhalb des entsprechenden Grenzwerts. Um später glatte Zahlen zu erhalten, werden die Grenzwerte für 97,73% und 2,27% verwendet. Dann folgt für den Anziehungsfaktor α_A :

$$\alpha_A = \frac{x_{97,73\%}}{x_{2,27\%}} \quad (2)$$

mit

$x_{97,73\%}$, $x_{2,27\%}$: oberer und unterer Grenzwert des Bereichs, in welchem ein Anteil von 95,45% = 97,73% - 2,27% aller Werte der Grundgesamtheit liegt (Bild 1)

Die Grenzwerte können als Vielfache (Quantile) u der Standardabweichung σ ausgedrückt werden. Sie sind so gewählt, dass sich ein ganzzahliges Quantil Ω ergibt (Bild 1):

$$\left. \begin{array}{l} x_{97,73\%} \\ x_{2,27\%} \end{array} \right\} = \Omega \pm u_{97,73} \cdot \sigma = \Omega \pm 2\sigma \quad (3)$$

mit

$u_{97,73\%} = 2$: Quantil der Normalverteilung bei einer Wahrscheinlichkeit von 97,73%

3. Abschätzung von Mittelwert und Standardabweichung

Mittelwert Ω und Standardabweichung σ beziehen sich auf die Grundgesamtheit der zu erwartenden Montagevorspannkkräfte. Bei einem Versuch können jedoch nur eine begrenzte Anzahl Messungen n durchgeführt werden, die als Stichprobe bezeichnet wird. Für eine Stichprobe mit n Messungen können Mittelwert \bar{x} und die Standardabweichung s bekanntermaßen wie folgt abgeschätzt werden:

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (4)$$

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (5)$$

Da sowohl Mittelwert \bar{x} und Standardabweichung s der Stichprobe von Mittelwert Ω und Standardabweichung σ der Grundgesamtheit abweichen werden, müssen zusätzliche Korrekturfaktoren k berücksichtigt werden, die wie folgt gewählt werden:

$$\Omega = \bar{x} \pm u_{97,73} \cdot s \cdot k_m \quad (6)$$

$$\sigma = s \cdot k_s \quad (7)$$

Damit folgt dann für die Grenzwerte:

$$\left. \begin{matrix} x_{97,73\%} \\ x_{2,27\%} \end{matrix} \right\} = \bar{x} \pm u_{97,73} \cdot s \cdot k_m \pm u_{97,73} \cdot s \cdot k_s = \bar{x} \pm u_{97,73} \cdot s \cdot (k_s + k_m) \quad (8)$$

$$\left. \begin{matrix} x_{97,73\%} \\ x_{2,27\%} \end{matrix} \right\} = \bar{x} \pm u_{97,73} \cdot s \cdot \left(1 + \frac{k_m}{k_s}\right) \cdot k_s \quad (9)$$

Man erkennt, dass die Korrektur sich aus 2 Termen zusammensetzt, einem Term k_s für die Korrektur der Standardabweichung und einem Term k_m/k_s für die Korrektur des Mittelwerts, der vom Korrekturfaktor k_s für die Standardabweichung abhängt. Beide Terme lassen sich zu einem gemeinsamen Korrekturfaktor k_f zusammenfassen, der abhängig von der Anzahl Messungen n ist und für große Stichproben gegen 1 tendieren muss:

$$\left. \begin{matrix} x_{97,73\%} \\ x_{2,27\%} \end{matrix} \right\} = \bar{x} \pm u_{97,73} \cdot s \cdot k_f = \bar{x} \pm 2 \cdot s \cdot k_f \quad (10)$$

Der Korrekturfaktor k_f wird mittels der Chi-Quadrat-Verteilung bestimmt. Entnimmt man aus der Grundgesamtheit mehrere Stichproben mit jeweils n Messwerten x_i , dann folgen die Summen der Quadrate der Messwerte x_i einer Chi-Quadrat-Verteilung:

$$\chi_n^2 \sim \sum x_i^2 \quad (11)$$

Da die Summen der Quadrate der Messwerte x_i einer Chi-Quadrat-Verteilung folgen, folgen auch die Quadrate der Standardabweichungen s der Stichproben einer Chi-Quadrat-Verteilung, allerdings bezogen auf $n-1$ Messwerte:

$$\chi_{n-1}^2 \sim \sum \frac{(x_i - \bar{x})^2}{s^2} = (n-1) \cdot \frac{s^2}{\sigma^2} \quad (12)$$

Somit kann für eine Stichprobe mittels der Chi-Quadrat-Verteilung die Standardabweichung σ der Grundgesamtheit mit einem bestimmten Vertrauensniveau abgeschätzt werden. Für ein Vertrauensniveau für die Standardabweichung s von 99% gilt [1]:

$$\sigma = s \cdot k_s = s \cdot \sqrt{\frac{n-1}{\chi_{n-1,99\%}^2}} \quad (13)$$

mit

$\chi_{n-1,99\%}^2$: Quantil der Chi-Quadrat-Verteilung für eine Stichprobe mit n Messwerten ($n-1$ Freiheitsgrade) und einem Vertrauensniveau für die Standardabweichung s von 99%

HINWEIS: Je nach Quelle beziehen sich die Werte für χ_{n-1}^2 entweder für das Vertrauensniveau oder die Irrtumswahrscheinlichkeit.

Die beiden Vertrauensniveaus für die extremalen Montagevorspannkkräfte und für die Standardabweichung s können unabhängig voneinander gewählt werden, da sie sich auf unterschiedliche Größen beziehen. Es entsteht eine Verkettung der Vertrauensniveaus. Nach Auffassung der Autoren sollte das Vertrauensniveau für die Standardabweichung s mit 99% möglichst hoch gewählt werden, damit die Standardabweichung σ möglichst genau abgeschätzt wird, also auch die extremalen Montagevorspannkkräfte und der Anziehungsfaktor α_A .

Für den Term, der die Korrektur des Mittelwerts beschreibt, gilt näherungsweise [1]:

$$\left(1 + \frac{k_m}{k_s}\right) = \left(1 + \frac{1}{2 \cdot n}\right) \quad (14)$$

HINWEIS: Laut [1] gilt diese Näherung erst für $n = 10$ Messwerte. Aber auch für $n = 8$ Messwerte ergibt sich noch eine gute Übereinstimmung mit dem exakten Wert.

Unter der Voraussetzung einer normalverteilten Grundgesamtheit erfolgt die Berechnung der Grenzwerte somit durch:

$$\left. \begin{matrix} x_{97,73\%} \\ x_{2,27\%} \end{matrix} \right\} = \bar{x} \pm 2 \cdot s \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot n}\right) \cdot \sqrt{\frac{n-1}{\chi_{n-1,99\%}^2}} = \bar{x} \pm 2 \cdot s \cdot k_f \quad (15)$$

mit

$$k_f = \left(1 + \frac{1}{2 \cdot n}\right) \cdot \sqrt{\frac{n-1}{\chi_{n-1,99\%}^2}} \quad (16)$$

In Tabelle 1 sind die Quantile der Chi-Quadrat-Verteilung für ein Vertrauensniveau für die Standardabweichung s von 99% angegeben. Sie wurden in EXCEL mit der Funktion CHISQ.INV.RE(0,99;n-1) berechnet.

Tabelle 1: Chi-Quadrat-Quantile und Korrekturfaktoren k_f für ein Vertrauensniveau von 99%

Anzahl Messwerte n	$\chi_{n-1,99\%}^2$	k_f
8	1,24	2,53
10	2,09	2,18
12	3,05	1,98
15	4,66	1,79
20	7,63	1,62
26	10,20	1,50
32	15,66	1,43

4. Berechnung des Anziehungsfaktors

Der Anziehungsfaktor α_A berechnet sich aus den beiden Grenzwerten für das gewählte Vertrauensniveau von 95,45%:

$$\alpha_{A\ 2\sigma;n} = \frac{x_{97,73\%}}{x_{2,27\%}} = \frac{\bar{x} + 2 \cdot s \cdot k_f}{\bar{x} - 2 \cdot s \cdot k_f} \quad (17)$$

HINWEIS: Im Index des Anziehungsfaktors α_A soll jeweils das Vertrauensniveau als Vielfaches der Standardabweichung σ angegeben werden und die Anzahl Messwerte n .

Da der Korrekturfaktor k_f für kleine Stichproben n große Werte annimmt, kann es passieren, dass der Zähler 0 werden kann, d.h. die Funktion zur Berechnung des Anziehungsfaktors α_A eine Singularität aufweist bei (Bild 2):

$$s = \frac{\bar{x}}{2 \cdot k_f} \quad (18)$$

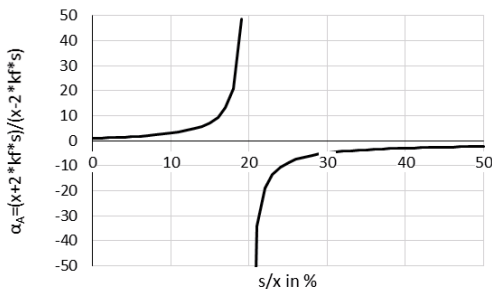


Bild 2: Anziehungsfaktor α_A als Funktion der Standardabweichung s bei $n=8$ Messwerten

Für Standardabweichungen s , die sich in der Nähe dieser Singularität befinden, nimmt der Anziehungsfaktor α_A unrealistisch große Werte an. Deshalb kann dieses Verfahren nicht auf alle Stichproben angewendet werden, sondern muss abhängig gemacht werden von der Anzahl Messwerte n .

4.1 Stichproben mit 8 bis 25 Messwerten

Bild 3 zeigt, wie sich der Korrekturfaktor k_f in Abhängigkeit von der Anzahl Messwerte n verhält. Bei $n = 26$ Messwerten wird der Korrekturfaktor $k_f = 1,5$; d.h. $2 \times k_f = 3$. Der Wert 3 entspricht genau dem Quantil der Normalverteilung für einen Vertrauensniveau von 99,73%. Nach Auffassung der Autoren sind größere Werte nicht sinnvoll, weil einerseits bereits ein beachtliches

Vertrauensniveau erreicht wird und andererseits die Standardabweichung sonst zu nahe an der Singularität liegen könnte, so dass sich keine sinnvollen Werte für den Anziehungsfaktor α_A ergeben. Somit gilt:

$$\alpha_{A\ 2\sigma; n \leq 25} = \frac{\bar{x} + 2 \cdot s \cdot 1,5}{\bar{x} - 2 \cdot s \cdot 1,5} = \frac{\bar{x} + 3 \cdot s}{\bar{x} - 3 \cdot s} \quad (19)$$

HINWEIS: Trotz gegenteiligen Anscheins wird der Anziehungsfaktor α_A mittels der zweifachen Standardabweichung σ der Grundgesamtheit berechnet, auch wenn mit der dreifachen Standardabweichung s der Stichprobe gerechnet wird.

Sollte sich selbst mit der Beschränkung des Korrekturfaktors $k_f = 1,5$ ein Anziehungsfaktor $\alpha_A \geq 4$ ergeben, ist entweder ein Ausreißer aufgetreten oder die Anzahl Messwerte war ungenügend und muss erhöht werden.

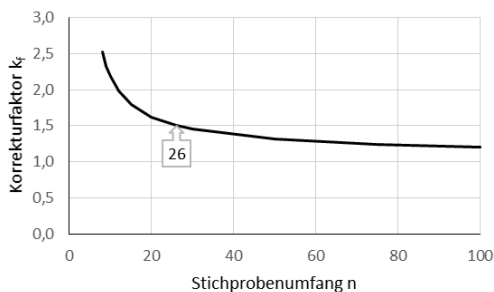


Bild 3: Korrekturfaktor k_f als Funktion der Anzahl Messwerte n

4.2 Stichproben mit mehr als 25 Messwerten

Der Anziehungsfaktor α_A wird nach Gleichung (17) berechnet. Auch hier gilt wieder, dass ein Anziehungsfaktor $\alpha_A \geq 4$ auf einen Ausreißer hindeutet oder die Anzahl Messwerte n ungenügend war und erhöht werden muss.

5 Tests auf Normalverteilung und Ausreißer

Grundsätzlich gilt die beschriebene Berechnung des Anziehungsfaktors α_A nur für zufällige Streuungen der Montagevorspannkräfte, nicht für systematische Fehler, z.B. aufgrund von ungenügender Schmierung, falsch eingestellten Werkzeugen, Geometrieabweichungen der Gewinde, etc.

Weiter wird eine normalverteilte Stichprobe vorausgesetzt. Daher sollte eine Stichprobe mit $n \geq 20$ Messwerten auf eine signifikante Abweichung davon getestet werden. Hierzu ist z.B. der Test nach Epps-Pully oder nach Shapiro-Wilk geeignet, da diese eine hohe Empfindlichkeit haben (siehe ISO 5479).

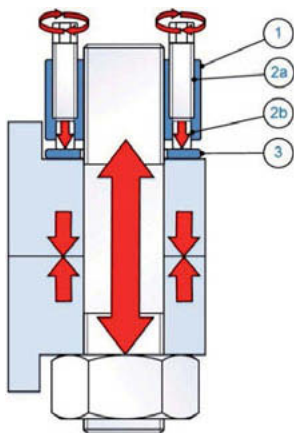
Ferner ist ein Test zur Erkennung von Ausreißern oder fehlerhaften Messwerten ratsam; z.B. nach Grubbs, der bereits für $n \geq 8$ Messwerte möglich ist. Ebenfalls empfehlenswert ist ein Test zur Bestimmung von Abweichungen von einer Zufallsfolge; z.B. „Run Test“ nach Swed-Eisenhard für $n \geq 20$ Messwerte.

6 Beispiel

Am Beispiel einer Messreihe an Spannmuttern mit Druckbolzen wird aufgezeigt, das Verfahren zur Berechnung des Anziehungsfaktors α_A einmal auf eine einzelne Größe und einmal fünf verschiedene Größen angewendet wird, jeweils mit dem gleichen Resultat.

6.1 Spannmuttern mit Druckbolzen

Spannmuttern mit Druckbolzen werden anstelle von herkömmlichen Sechskantmuttern verwendet, um die gewünschte Vorspannkraft zu erzeugen. Anstelle die Schraubenverbindung durch Drehen der Mutter auf dem Hauptgewinde vorzuspannen, werden bei Spannmuttern viele kleine Druckbolzen angezogen (Bild 4):



Der Mutterkörper (1) wird auf das Hauptgewinde der Schraube aufgeschraubt.

Um das Hauptgewinde herum sind mehrere Druckbolzen (2a) angeordnet, die mit einem bestimmten Anziehdrehmoment angezogen werden und jeweils eine kleine Druckkraft erzeugt. Jeder Druckbolzen (2a) drückt auf einen darunter liegenden Druckstift (2b), die die Druckkräfte auf die Scheibe (3) übertragen, wo sie sich zur gewünschten Vorspannkraft addieren.

Die Scheibe (3) schützt die zu verspannten Teile vor zu hohen Druckspannungen.

Bild 4: Spannmutter mit Druckbolzen

6.2 Versuchsaufbau und Durchführung

Versuchsaufbau und Durchführung für die Messung von Montagevorspannkraften werden als grundsätzlich bekannt vorausgesetzt und hier nicht beschrieben. Die Versuche wurden vom DNV GL bezeugt. Ausnahme ist bei Größe M39 die Mutter 4 (kursiv), die hinzugefügt wurde, um $n = 8$ Messwerte zu erhalten.

6.3 Messwerte

Größe g		Vorspann- kraft F_{Mi} [kN]	Anziehfaktor α_{Ag} aus Mes- sung	Mittelwert \bar{x}_g	$\frac{F_{Mi}}{\bar{x}_g}$
M30	Mutter 1	305	1,016	307	0,995
		309			1,008
	Mutter 2	305			0,995
		305			0,995
	Mutter 3	305			0,995
		310			1,011
M39	Mutter 1	498	1,032	505	0,986
		509			1,008
	Mutter 2	497			0,984
		512			1,014
	Mutter 3	500			0,990
		513			1,016
	<i>Mutter 4</i>	<i>500</i>			<i>0,990</i>
		<i>512</i>			<i>1,014</i>
M52	Mutter 1	953	1,031	952	1,001
		960			1,009
	Mutter 2	931			0,978
		954			1,002
	Mutter 3	958			1,006
		955			1,003
M64	Mutter 1	1435	1,056	1476	0,972
		1489			1,009
	Mutter 2	1440			0,975
		1474			0,998
	Mutter 3	1504			1,019
		1516			1,027
M76	Mutter 1	2090	1,047	2112	0,990
		2153			1,020
	Mutter 2	2076			0,983
		2147			1,017
	Mutter 3	2056			0,974
		2148			1,017

6.4 Auswertung für Größe M39

Für die Größe M39 ergibt sich:

$$\bar{x} = \frac{1}{8} \sum_{i=1}^8 F_{Mi} = 505 \text{ kN}$$

$$s = \sqrt{\frac{1}{8-1} \sum_{i=1}^8 (F_{Mi} - \bar{x})^2} = 7 \text{ kN}$$

$$\alpha_{A\ 2\sigma;8} = \frac{\bar{x} + 2 \cdot s \cdot k_f}{\bar{x} - 2 \cdot s \cdot k_f} = \frac{505 + 3 \cdot 7}{505 - 3 \cdot 7} = 1,09$$

6.5 Auswertung für alle Größen

Um für alle Größen vergleichbare Werte zu erhalten, werden die Messwerte F_{Mi} auf den jeweiligen Mittelwert \bar{x}_g bezogen. Dann ergeben sich:

$$\bar{x} = \frac{1}{32} \sum_{i=1}^{32} \frac{F_{Mi}}{\bar{x}_g} = 1,000$$

$$s = \sqrt{\frac{1}{32-1} \sum_{i=1}^{32} \left(\frac{F_{Mi}}{\bar{x}_g} - \bar{x} \right)^2} = 0,015$$

$$\alpha_{A\ 2\sigma;32} = \frac{\bar{x} + 2 \cdot s \cdot k_f}{\bar{x} - 2 \cdot s \cdot k_f} = \frac{1,000 + 2,84 \cdot 0,015}{1,000 - 2,84 \cdot 0,015} = 1,09$$

7 Schlussfolgerung

Das beschriebene Verfahren zur Berechnung des Anziehungsfaktors α_A aus Messwerten liefert für eine einzelne Größe sowie für alle Größen das gleiche Ergebnis. Weiter ist der berechnete Anziehungsfaktor $\alpha_{A\ 2\sigma;n}$ nach diesem Verfahren stets größer als die aus den Messwerten berechneten Anziehungsfaktoren α_g . Das ist auch der Fall, wenn ein Messwert absichtlich erhöht wird, um einen Ausreißer zu simulieren. Das Verfahren erweist sich somit als zuverlässig sowohl für ein einzelnes Befestigungselement wie auch für eine Serie von Befestigungselementen oder ein Montageverfahren.

8 Literatur

- [1] Graf, U.; Henning, H.-J.; Stange, K.; Wilrich, P.-T.: Formeln und Tabellen der angewandten mathematischen Statistik. 3. Auflage, Springer Verlag, 1987

Setzverhalten von Schraubenverbindungen mit grundierten/lackierten Kontaktflächen

Dipl.-Ing.(FH) **Daniel Hammerbacher**,
Knorr-Bremse SfS GmbH, München;
Prof. Dr.-Ing. **Willfried Lori**, Dipl.-Ing.(FH) **Enrico Iffert**,
Westfälische Hochschule Zwickau

Kurzfassung

Die Beanspruchung einer Schraube und die Übertragung von Querkraften einer Schraubenverbindung hängen maßgeblich von der Schraubenvorspannkraft ab. Daher ist eine genaue Abschätzung der Vorspannkraft für eine rechnerische Auslegung der Verbindung von besonderer Bedeutung. Bereits bei der Montage resultiert aus der Werkzeugtoleranz und dem Bereich der Reibungszahl eine Streuung der Montagevorspannkraft. Weitere Einflüsse auf die Vorspannkraft entstehen durch Setzvorgänge in der Verbindung direkt nach der Montage und im Betrieb. Hierzu gibt die Richtlinie VDI 2230-1 [1] Richtwerte für die Setzbeträge im Gewinde, Kopf-/ Mutterauflage und in der Trennfuge für kompakte verspannte Teile aus Stahl (ohne Beschichtung) an. Allerdings weisen aufgrund des Korrosionsschutzes in vielen Fällen die verspannten Teile grundierte und lackierte Oberflächen auf.

Hierzu werden in dem vorliegenden Beitrag ein Verfahren zur Messung des zeitlichen Verlaufs der Vorspannkraft bei kleinem Klemmlängenverhältnis l_K/d vorgestellt und die Untersuchungsergebnisse für Schraubenverbindungen mit blanken, grundierten, lackierten und grundieren / lackierten Blechen aufgeführt.

1. Einleitung

Die Vorspannkraft F_V einer Schraube ist ausschlaggebend um die Anforderungen an eine Schraubenverbindung zu erfüllen. Einerseits darf sie maximal so groß sein, dass die Schraube nicht überbeansprucht wird und andererseits soll die Schraube eine Mindestklemmkraft aufweisen, dass kein Klaffen / Abheben auftritt und Querkraften ohne Relativbe-

wegung der verspannten Bauteile / Platten übertragen werden können. Eine möglichst genaue Abschätzung der verfügbaren Vorspannkraft ist für eine rechnerische Auslegung der Verbindung von besonderer Bedeutung.

Die bei der Montage erzeugte Montagevorspannkraft weist eine zum Teil erhebliche Streuung auf, die mit dem Anziehfaktor berücksichtigt wird und letztlich zu einer Überdimensionierung der Schraube führt. Diese Streuung resultiert vor allem aus der unvermeidlichen Varianz der Reibungszahlen in den Kontaktbereichen Gewinde und Kopf-/ Mutternaufgabe und aus den Toleranzen der Anziehparameter des Verfahrens bzw. Werkzeuges. Durch Verwendung geeigneter Schmierstoffe, Ermittlung der Reibungszahlen für den konkreten Verschraubungsfall, sowie Einsatz von Verfahren oder Werkzeugen mit geringer Toleranz der Anziehparameter, kann der Anziehfaktor reduziert werden.

Weitere Einflüsse auf die Vorspannkraft entstehen nach der Montage durch Setzvorgänge in der Verbindung. Die damit verbundenen Vorspannkraftverluste können während dem Betrieb durch erneute Setzvorgänge, thermische Belastungen, Relaxationen und Losdrehmomente weiter ansteigen. Die Richtlinie VDI 2230-1 [1] führt Richtwerte für die Setzbeträge in den Kontaktflächen für Teile aus Stahl (ohne Beschichtung) auf. Aus Gründen des Korrosionsschutzes weisen in vielen Fällen die verspannten Teile grundier- und lackierte Oberflächen auf. Hierzu gibt [1] keine Hinweise. Veröffentlichungen mit konkreten Setzbeträgen liegen nicht vor.

Der vorliegende Beitrag führt die Ergebnisse von Untersuchungen zum Setzverhalten beschichteter metallischer Bauteile (hier Bleche) auf. Als Beschichtungen wurden Grundierungen mit „2K Epoxidharz nach DBS 918300 Blatt 3“ und Lackierungen mit „2K Polyurethan“ verwendet. Die untersuchte Durchsteck-Schraubenverbindung, bestehend aus einer Schraube M10, zwei Unterlegscheiben, zwei Blechen mit den erwähnten Beschichtungen und einer Mutter, zeigt Bild 1.

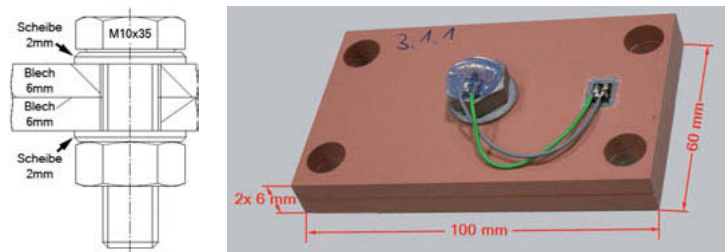


Bild 1: Untersuchte Schraubenverbindung (links: Zeichnung; rechts: Prüfling)

2. Vorspannkraftverlust durch Setzen F_Z - Setzbetrag f_Z

Aufgrund der Mikro- und Makrostrukturen der Oberflächen und der großen Flächenpressung treten an den Kontaktflächen einer Schraubenverbindung Setzvorgänge auf. Insbesondere die Rauheitsprofile der Oberflächen führen durch ein ineinander Eindringen zu einer Annäherung der Bauteile. Zudem wird die Grenzflächenpressung der Werkstoffe lokal überschritten, so dass das Setzen verstärkt wird und es zu einer Einebnung der Oberfläche kommt. Die Längenänderung der Schraube und der verspannten Teile vermindert sich gegenüber dem Montagezustand. Das Bild 2 zeigt den daraus resultierenden Vorspannkraftverlust infolge Setzens F_Z und die verbleibende Vorspannkraft F_V .

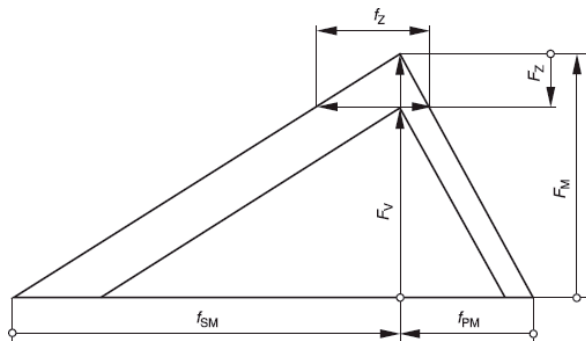


Bild 2: Vorspannkraftverlust durch Setzen und in den Kontaktflächen [1]

Der Vorspannkraftverlust durch Setzen F_Z ergibt sich aus dem Gesamtsetzbetrag f_Z und den Nachgiebigkeiten der Schraube δ_S und der Platten bzw. verspannten Bauteile δ_P :

$$F_Z = \frac{f_Z}{\delta_S + \delta_P} \quad (1)$$

Die Berechnung der Nachgiebigkeiten wird in [1] erläutert. Für die in Bild 1 aufgeführte Schraubenverbindung resultieren folgende Nachgiebigkeiten:

$$\delta_S = 2,46 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}, \delta_P = 4,78 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}} \quad (2)$$

Bei bekanntem Setzbetrag kann der maximale Vorspannkraftverlust entsprechend der Gleichung (1) berechnet werden. Für kompakte verspannte Teile aus Stahl ohne Beschichtung sind Richtwerte für die Einzelsetzbeträge in [1] angegeben, siehe Tabelle 1.

Tabelle 1: Setzbeträge f_{Zi} für verspannte metallische Bauteile [1]

Mittlere Rautiefe R_z nach ISO 4287 ^{a)}	Belastung	Richtwerte für Setzbeträge		
		in μm		
		im Gewinde	je Kopf- oder Mutter- auflage	je innere Trennfuge
< 10 μm	Zug/Druck Schub	3 3	2,5 3	1,5 2
10 μm bis < 40 μm	Zug/Druck Schub	3 3	3 4,5	2 2,5
40 μm bis < 160 μm	Zug/Druck Schub	3 3	4 6,5	3 3,5

Für die Verbindung aus Bild 1 (ohne Beschichtung) resultiert folgender Setzbetrag:

$$f_Z = f_{Z,Kopf} + 3 \cdot f_{Z,Trennfuge} + f_{Z,Mutter} + f_{Z,Gewinde} = (3 + 3 \cdot 2 + 3 + 3) \mu\text{m} = 15 \mu\text{m} \quad (3)$$

Für grundierte und lackierte Bauteile können die Setzbeträge in den Kontaktflächen (außer Gewinde) wegen der veränderten Oberflächengegebenheiten abweichen.

Nach Einsetzen von (2) und (3) in die Gleichung (1) ergibt sich für die untersuchte Schraubenverbindung folgender theoretischer Vorspannkraftverlust:

$$F_{Z,theor.} = \frac{0.015}{2.46 \cdot 10^{-6} + 4.78 \cdot 10^{-7}} N = 5.10 \text{ kN} \quad (4)$$

3. Ermittlung des Gesamtsetzbetrags f_Z – Messung der Vorspannkraft F_Z

Eine direkte Messung der einzelnen Setzbeträge in den Kontaktflächen oder des Gesamtsetzbetrags der Schraubenverbindung gestaltet sich als schwierig. Die Ermittlung der Längenänderung der Schraube durch mechanisches Messen ist vor allem bei kleinen Klemmlängen durch einen vergleichsweise großen Messfehler gekennzeichnet und ergibt zudem nur den schraubenseitigen Anteil am Setzbetrag f_{Zs} . Präzisionslängenmessgeräte sind nicht nutzbar, da die Verbindung nicht im Gerät selbst verspannt werden kann.

Einfacher gestaltet sich die Ermittlung des Vorspannkraftverlustes F_Z . Hierzu sind die Montagevorspannkraft F_M und der weitere zeitliche Verlauf der Vorspannkraft zu messen. Sobald die Vorspannkraft F_V sich nicht mehr ändert ist das Setzen abgeschlossen. Es gilt:

$$F_Z(t) = F_M - F_V(t) \quad (5)$$

Aus Gleichung (2) kann der Gesamtsetzbetrag f_Z wie folgt abgeleitet werden:

$$f_Z = F_Z * (\delta_S + \delta_P) \quad (6)$$

Die notwendigen Kraftsensoren dürfen die Schraubenverbindung nicht signifikant verändern. Daher wird von einem Kraftmessring abgesehen, da dieser die Klemmlänge unzulässig vergrößert und weitere Trennfugen einbringt. Auch die Messung der Vorspannkraft mit Dehnungsmessstreifen (DMS) am Schraubenschaft ist aufgrund der Schraube M10 mit Gewinde bis Kopf und einer geringen Klemmlänge nicht möglich.

Vielversprechend stellte sich die Lösung mit einem Bolzen-DMS dar. Der in einem Kunststoffröhrchen eingebettete DMS wird durch eine kleine Grundlochbohrung vom Schraubenkopf in den Schaft eingeführt und dort mit Spezialkleber fixiert, siehe Bild 3.

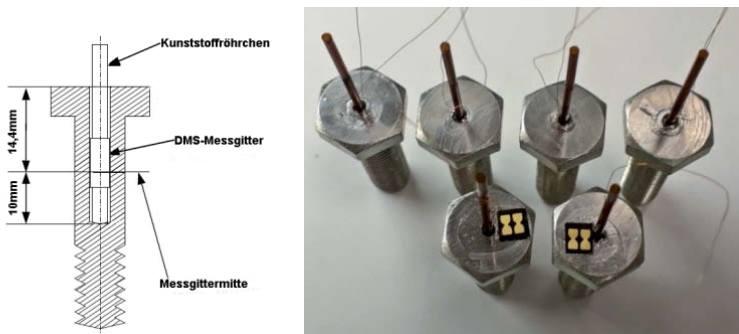


Bild 3: Schema der Einbindung der Bolzen-DMS, komplettierte Schrauben

Für die Versuche wurden Bolzen-DMS des Typs BTMC-3-D20-006LE von der Firma Tokyo Sokki Kenkyujo Co. Ltd. aus Japan verwendet, die eine Messgitterlänge von 3 mm aufwiesen. Der Durchmesser der Grundlochbohrung betrug 2 mm. Im vorliegenden Fall vergrößerte sich die Nachgiebigkeit der Schraube durch die Bohrung um 3,8 %. Damit ergab sich folgender theoretischer Vorspannkraftverlust:

$$F_{Z,theor.}^* = 4.95 \text{ kN} \quad (7)$$

Mit den Bolzen-DMS wurde der zeitliche Verlauf der Vorspannkraft gemessen, wodurch die Vorspannkraftänderung und somit der Verlust durch Setzen bestimmt und der Gesamtsetzbetrag abgeleitet werden konnte.

4. Untersuchungsumfang

Für die Ermittlung des Setzbetrags wurden Schraubenverbindungen mit grundierten und lackierten Blechen analysiert. Als Referenz dienten Bleche ohne Beschichtung (blank) und einer mittleren Rauheit R_z von 10 μm . Die erste Untersuchung umfasste grundierte Bleche mit den zwei Soll-Schichtdicken 40 μm und 80 μm von der Grundierung „2K Epoxidharz nach DBS 918300 Blatt 3“ und lackierte Bleche mit der Soll-Gesamtschichtdicke 160 μm von der Lackierung „2K Polyurethan“. Die Bleche waren jeweils 6 mm dick (Klemmlänge 16 mm). Eine Losgröße betrug 10 Proben. In Bild 4 sind die untersuchten Blechvarianten dargestellt.

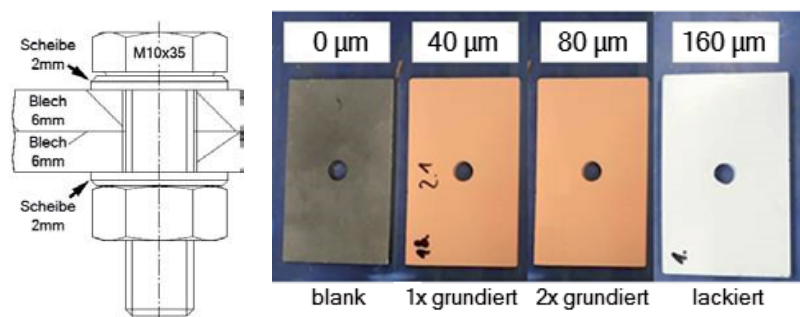


Bild 4: Schraubenverbindung und Varianten der verspannten Teile

Im Anschluss folgten weitere Untersuchungen, um den Einfluss der Vorspannkraft und der Scheibenauflagefläche gegenüber der Trennfuge zu bestimmen. Die Vorspannkraft konnte durch höherfeste Schrauben (Festigkeitsklasse 10.9), deren Anziehdrehmoment ca. 30 % höher lag, verändert werden. Zusätzlich wurde neben den oben aufgeführten Varianten eine weitere mit lackierter Kontaktfläche in der Trennfuge und grundierten Scheibenauflagen analysiert. Dafür wurden die Bleche vor dem Lackiervorgang auf einer Seite maskiert (abgeklebt), siehe Bild 5.

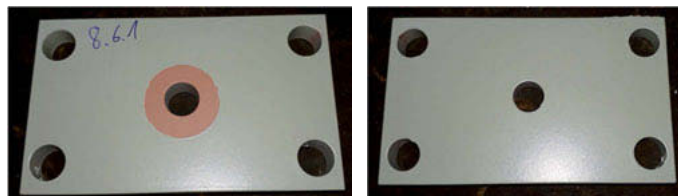


Bild 5: Grundierte Scheibenauflage (links), lackierte Kontaktfläche in der Trennfuge (rechts)

Die Tabelle 2 zeigt den gesamten Untersuchungsumfang.

Tabelle 2: Untersuchungsumfang

	Scheibe Trennfuge	blank	grundiert (40 µm)	grundiert (80 µm)	lackiert (160 µm)
		FK 8.8, $l_K=16$ FK 10.9, $l_K=16$	- -	- -	- -
M10x35-8.8 $l_K = 16$ mm M10x35-10.9 $l_K = 16$ mm	blank	FK 8.8, $l_K=16$ FK 10.9, $l_K=16$	- -	- -	- -
	grundiert (40 µm)	- -	FK 8.8, $l_K=16$ -	- -	- -
	grundiert (80 µm)	- -	- -	FK 8.8, $l_K=16$ FK 10.9, $l_K=16$	- -
	lackiert (160 µm)	- -	- -	- FK 10.9, $l_K=16$	FK 8.8, $l_K=16$ FK 10.9, $l_K=16$

Die Festlegung des relativ kleinen Klemmlängenverhältnisses l_K/d von 1.6 geschah in Anlehnung an konkrete Anwendungsfälle. Zudem ergibt sich durch die vergleichsweise steife Verbindung eine größere Vorspannkraftänderung, wodurch der Einfluss von systematischen Messfehlern sinkt. In Anlehnung an die Ergebnisse von [2] wurde der Abfall der Vorspannkraft über eine Zeitspanne von 72 Stunden registriert. Wegen dem DMS und des dafür notwendigen Lötstützpunktes am Schraubenkopf wurden das Anziehdrehmoment von 45 Nm bei den Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 und 60 Nm bei Festigkeitsklasse 10.9 an der Mutter eingeleitet. Alle Verbindungen wurden in der Mutterauflage und im Gewinde geschmiert.

5. Untersuchungsergebnisse für M10x35-8.8

Der zeitliche Verlauf der Vorspannkraft in den Schrauben wurde mit einem Bolzen-DMS gemessen. Die Analyse erstreckte sich über 72 Stunden (3 Tage). Die ersten 250 s der Messung von den 10 untersuchten Schraubenverbindungen mit Blechen ohne Beschichtung (blank) stellt Bild 6 dar.

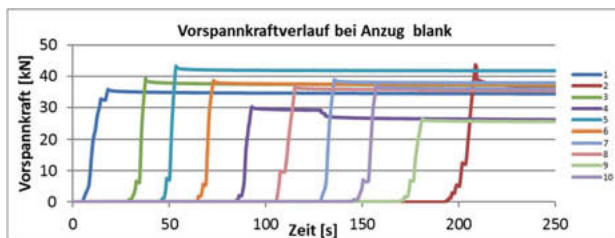


Bild 6: Vorspannkraftverlauf: Anziehen und unmittelbar danach (M10-8.8, blank)

In den Kurven ist der typische Abfall der Vorspannkraft direkt nach der Montage deutlich erkennbar. Die Montagevorspannkraft weist eine Streuung im Bereich von 26 bis 44 kN auf. Dies ist primär auf Reibungszahlschwankungen im Gewinde und unter der Mutternauflege zurückzuführen. Um die Streuung der Montagevorspannkraft gering zu halten und vergleichsweise kleine Reibungszahlen bei geringer Streuung zu erzielen wurde das Schmiermittel „Duotempi PMY 45“ verwendet.

Das Bild 7 zeigt den Verlauf der Vorspannkraft über den gesamten Messbereich.

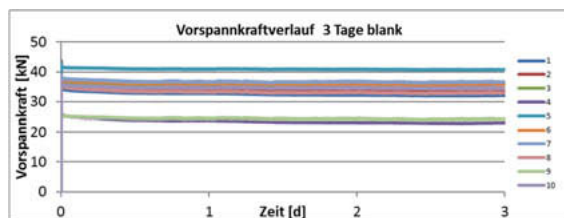


Bild 7: Vorspannkraftverlauf: 72 Stunden (M10-8.8, blank)

In den ersten 24 Stunden fällt die Vorspannkraft weiterhin leicht ab und nähert sich dann asymptotisch einem Grenzwert. Die Tabelle 3 führt die Montagevorspannkraft F_M , den Vorspannkraftverlust F_Z und den Setzbetrag f_Z für die Schraubenverbindungen mit Blechen ohne Beschichtung auf.

Tabelle 3: Montagevorspannkraft, Vorspannkraftverlust und Setzbetrag (M10-8.8, blank)

Probe	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_M [kN]	35.9	43.7	39.3	30.3	43.3	38.7	39.0	37.0	26.4	37.5
F_Z [kN]	3.8	10.4	4.7	7.2	2.5	2.9	2.4	4.0	2.1	2.9
f_Z [µm]	11.6	31.4	14.3	21.8	7.7	8.8	7.1	12.1	6.5	8.7

Bei den Proben 2 und 4 trat im zeitlichen Verlauf ein nicht plausibler Abfall der Vorspannkraft auf, der auf ein Ablösen des Bolzen-DMS hinweist. Die Werte dieser Versuche wurden in den weiteren Auswertungen nicht verwendet. Der gemessene maximale Setzbetrag $f_{Z, \text{mess}, \text{max}}$ mit Blechen ohne Beschichtung entspricht 14.3 µm. Aus den restlichen Werten wurde ein statistischer maximaler Setzbetrag aus dem Mittelwert f_{Zm} , der t-Verteilung t , der Standardabweichung σ und der Probenanzahl n nach folgender Funktion berechnet:

$$f_{Z, \text{stat}, \text{max}} = f_{Zm} + t \frac{\sigma}{\sqrt{n}} + 2\sigma \quad (8)$$

Der statistische maximale Setzbetrag mit Blechen ohne Beschichtung beträgt 16.9 μm .

Zum Vergleich zeigt das Bild 8 den Verlauf der Vorspannkraft über den gesamten Messbereich für die 10 untersuchten Schraubenverbindungen mit lackierten Blechen.

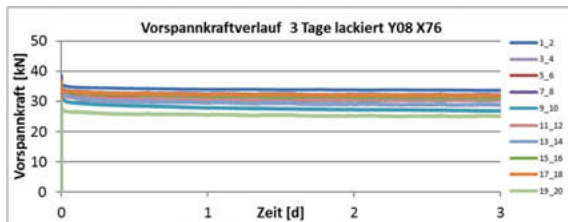


Bild 8: Vorspannkraftverlauf: 72 Stunden (M10-8.8, lackiert)

Die Vorspannkraft fällt im Anfangsbereich etwas stärker ab und nähert sich wie bei den Blechen ohne Beschichtung asymptotisch einem Grenzwert an. Die Tabelle 4 führt die Montagevorspannkraft F_M , den Vorspannkraftverlust F_Z und den Setzbetrag f_Z für die Schraubenverbindungen mit lackierten Blechen auf.

Tabelle 4: Montagevorspannkraft, Vorspannkraftverlust und Setzbetrag (M10-8.8, lackiert)

Probe	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_M [kN]	38.6	37.1	34.8	38.0	35.5	35.1	35.2	36.3	36.6	29.9
F_Z [kN]	5.0	5.0	3.7	6.8	8.8	4.7	6.5	5.3	4.9	5.0
f_Z [μm]	15.3	15.1	11.3	20.5	26.7	14.1	19.8	16.0	14.9	15.1

Für die lackierten Bleche resultieren ein gemessener maximaler Setzbetrag von 26.7 μm und ein statistischer maximaler Setzbetrag von 28.1 μm .

Das Bild 9 führt die gemessenen und statistischen maximalen Setzbeträge von der ersten Untersuchung mit einer Schraube M10x35-8.8 auf.

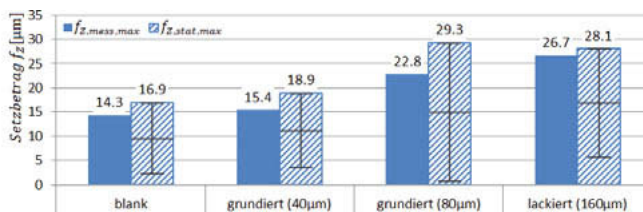


Bild 9: Gemessene und statistische maximale Setzbeträge für M10-8.8

Die Auswertung der gemessenen Setzbeträge zeigt einen Anstieg der maximalen und mittleren Setzbeträge über die Schichtdicke. Dabei wirkt sich eine Grundierung von 40 μm minimal auf das Ergebnis aus. Die Schraubenverbindungen mit grundierten Blechen von 80 μm und die mit lackierten Blechen von 160 μm weisen in der Untersuchung einen 12 μm größeren statistischen Setzbetrag als die Referenz mit Blechen ohne Beschichtung auf. Davon sind drei Trennfugen (2x Scheibenauffläche, 1x innere Trennfuge) betroffen, wodurch sich eine Erhöhung der Einzelsetzbeträge durch die Beschichtung von 4 μm ergibt. Diese Ergebnisse müssen mit weiteren Proben abgesichert werden, da vorallem die Versuche mit der Grundierung von 80 μm eine große Varianz aufweist.

6. Untersuchungsergebnisse für M10x35-10.9

Die zweite Untersuchung mit den härtesten Schrauben M10x35-10.9 zeigt ein ähnliches Verhalten, siehe Bild 10.

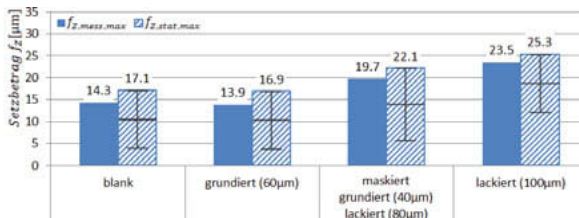


Bild 10: Gemessene und statistische maximale Setzbeträge für M10-10.9

Mit ansteigender Schichtdicke ergibt sich ein höherer Setzbetrag. Eine Ausnahme stellt die Schraubenverbindung mit den grundierten Blechen dar, die in dieser Untersuchung eine Schichtdicke von 60 μm aufweisen. Der Setzbetrag liegt geringfügig unter der Referenz mit Blechen ohne Beschichtung. Hingegen besitzen die Verbindungen mit lackierten Blechen von 100 μm einen um 8 μm größeren statistischen Setzbetrag. Dieser teilt sich wieder auf die drei Trennfugen in der Scheibenauffläche und der inneren Trennfuge zwischen den Blechen auf. Durch die zusätzliche Variante mit den grundierten Scheibenauflagen (maskiert) und den lackierten Kontaktflächen in der inneren Trennfuge können die Setzbeträge den einzelnen Bereichen zugeordnet werden. Der Unterschied von 5 μm zwischen grundiert und maskiert gibt die Erhöhung des Setzbetrags in der inneren Trennfuge $f_{z, \text{IT}}$ durch die Lackierung wieder. Die restlichen 3 μm resultieren aus den Scheibenaufflächen $f_{z, \text{Scheibe}}$.

Daraus ergibt sich folgende Gleichung für die Berechnung des Gesamtsetzbetrags der Verbindung mit lackierten Blechen:

$$\begin{aligned} f_{Z, \text{lackiert}} &= f_{Z, \text{Kopf}} + 3 \cdot f_{Z, \text{Trennfuge}} + f_{Z, \text{IT}} + f_{Z, \text{Scheibe}} + f_{Z, \text{Mutter}} + f_{Z, \text{Gewinde}} \\ &= (3 + 3 \cdot 2 + 5 + 3 + 3 + 3) \mu\text{m} = 23 \mu\text{m} \end{aligned} \quad (9)$$

7. Auswirkungen einer Schubbelastung

Um den Einfluss der Schubbelastung auf das Setzverhalten zu analysieren wurden von der zweiten Versuchsreihe (FKL 10.9) jeweils fünf Schraubenverbindungen pro Variante nach der Montage und der Ruhezeit von 3 Tagen auf Schub belastet. In der Untersuchung sollte keine Relativbewegung zwischen den verspannten Teilen auftreten. Daraus ergab sich unter den Annahmen einer minimalen Reibungszahl in der Trennfuge $\mu_{T, \text{min}}$ von 0.1 und einer Auslastung von 90 % der verbleibenden Vorspannkraft F_V folgende Prüflast:

$$F_{Q, \text{Test}} = \frac{0.9 \cdot F_V}{\mu_{T, \text{min}}} \quad (10)$$

Diese Belastung wurde über den pneumatischen Prüfzylinder KPZ-DA-200 der Firma Aventic mit einer Lastwechselzahl von 2000 Lastwechsel (Anlehnung an Entwurf DIN 25201-4 [3]) und einer Prüffrequenz von 1 Hz wechselnd aufgebracht. Das Bild 11 zeigt den Prüfsandaufbau.

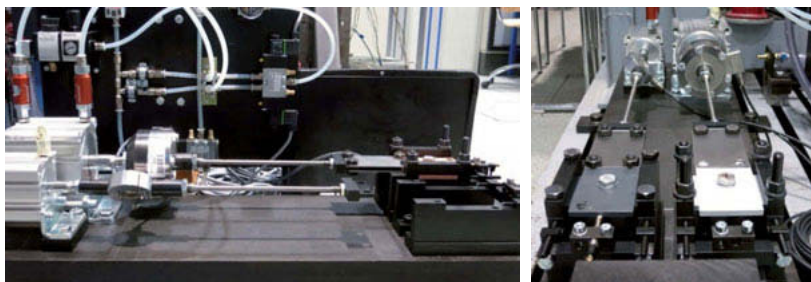


Bild 11: Prüfstand zur Schubbelastung von Schraubenverbindungen

In der Prüfung trat kein Rutschen der verspannten Teile auf. Eine Vergrößerung des Setzbetrages im Betrieb analog [1] konnte weder bei den Schraubenverbindungen mit Blechen ohne Beschichtung noch mit grundierten oder lackierten Oberflächen festgestellt werden.

8. Zusammenfassung

Das Setzverhalten von einer Schraubenverbindung mit einem kleinen Klemmlängenverhältnis l_K/d von 1.6 wurde für verspannte Bleche mit grundierten und lackierten Kontaktflächen untersucht. Als Referenz diente eine Verbindung mit Blechen ohne Beschichtung. Der Gesamtsetzbetrag wurde aus der Vorspannkraftänderung, die mit einem Bolzen-DMS direkt in der Schraube gemessen wurde, ermittelt. Die Auswertung der gemessenen Setzbeträge zeigte einen Anstieg der maximalen und mittleren Setzbeträge über die Schichtdicke. Dabei wirkte sich eine geringe Grundierungsdicke minimal auf das Ergebnis aus. Die Schraubenverbindungen mit lackierten Blechen wiesen einen um 8 - 12 μm größeren statistischen Setzbetrag als die Referenz mit Blechen ohne Beschichtung auf. Davon waren die zwei Scheibenaufflächen und die innere Trennfuge zwischen den Blechen betroffen. Der abgeleitete zusätzliche Setzbetrag durch die Lackierung in den zwei Scheibenaufflächen ergab 3 μm und der in der inneren Trennfuge zwischen den Blechen 5 μm . Infolge einer Querbelastrung resultierten keine weiteren Setzverluste.

Die Ergebnisse wurden mit 10 Proben erstellt und müssen durch weitere Proben abgesichert werden, da einzelne Versuche eine große Varianz aufweisen.

Literatur

- [1] VDI 2230, Bl. 1 (11/2015): Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubenverbindungen
- [2] Ba-Saleem, M. O.: Theoretische und experimentelle Untersuchungen der Setzverluste an Schraubenverbindungen. Dissertation Technische Universität Chemnitz, 1991
- [3] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN ISO 25201- Konstruktionsrichtlinie für Schienenfahrzeuge und deren Komponenten - Schraubenverbindungen - Teil 4: Sichern von Schraubenverbindungen, Beuth Verlag, Berlin, Entwurf.

Prüfung des temperatur- und verformungsgeschwindigkeitsabhängigen Verhaltens der Grenzflächenpressung von Bauteilwerkstoffen in Schraubenverbindungen bei erhöhter Temperatur

Kontinuierliche und diskontinuierliche Druckversuche bis 300 °C

Dipl.-Ing. **Andreas Kempf**, Dr.-Ing. **Marcus Klein**,
Prof. Dr.-Ing. **Matthias Oechsner**,
Zentrum für Konstruktionswerkstoffe (MPA-IfW), TU Darmstadt

Kurzfassung

Im Fokus des Leichtbaus stellt die Bewertung der Flächenpressung in druckbeanspruchten Kontaktflächen von Schraubenverbindungen eine Herausforderung an den Konstrukteur dar, um das Werkstoffpotential des Bauteils für eine Gewichtsreduktion optimal auszunutzen. Wirkt neben den in der Regel bei der Montage vorherrschenden Raumtemperaturverhältnissen im Betrieb zusätzlich eine thermische Beanspruchung auf die Komponenten, ist von einer veränderten Druckbeanspruchbarkeit der geklemmten Bauteile auszugehen. Im Gegensatz zur Zugbeanspruchbarkeit liegen nur begrenzt Kennwerte für die Druckbeanspruchbarkeit bei erhöhter Temperatur vor. Zudem werden Werte vorrangig an Vollzylinderproben, nicht an Proben mit einem Durchgangsloch und somit nicht an bauteilrelevanter Struktur einer Schraubenverbindung ermittelt. Dies führt in der Folge zur Verwendung von konservativen Richtwerten oder ungenauen Annahmen. In diesem Beitrag werden eine Erweiterung der in Richtlinie VDI 2230 Blatt 1, Nov. 2015 referenzierten Prüfmethoden zur Ermittlung der Grenzflächenpressung bis 300 °C vorgestellt und Ergebnisse für zwei Stahl- und einen Aluminiumwerkstoff vorgestellt. Des Weiteren werden Untersuchungen mit unterschiedlichen Prüfgeschwindigkeiten bei kontinuierlicher Versuchsführung sowie Prüfungen zur Untersuchung des Werkstoffverhaltens im diskontinuierlichen Druckversuch mit Haltezeiten bei erhöhter Temperatur vorgestellt.

1. Einleitung

Schraubenverbindungen stehen, insbesondere in der Verkehrstechnik, weiterhin im Fokus von Leichtbaubestrebungen, um einen nachhaltigen Beitrag zur Ressourceneinsparung zu ermöglichen. Für die Betriebssicherheit der Schraubenverbindungen werden Festigkeitsnachweise

nach der Richtlinie VDI 2230 [1] erbracht. Dabei ist die Schraubenvorspannkraft F_V als Kenngröße von zentraler Bedeutung. Nach der Montage können im Wesentlichen die drei Mechanismen Setzen, Fließen und Kriechen, welche durch zahlreiche Größen beeinflusst werden, zu einer Vorspannkraftreduktion führen. Im Bereich der werkstoffspezifischen Übergangstemperatur kann es zu Relaxation durch Werkstoffkriechen kommen.

Bei unvorhergesehener lokaler Überschreitung der Werkstoffelastizitätsgrenze beispielsweise infolge thermischer Ausdehnung kann sich in Abhängigkeit der Verbindungsgestaltung unter anderem durch Plastifizierung an den Kontaktflächen ein unerwünschter zusätzlicher Vorspannkraftverlust einstellen (vgl. [2]), welcher aus dem Überschreiten der Grenzflächenpressung resultiert.

2. Grundlagen der Grenzflächenpressung an Schraubenverbindungen

Im Rahmen der Auslegung darf die maximale Flächenpressung bei Montage $p_{M \max}$ aus zulässiger Montagevorspannkraft $F_{M \text{ zul}}$ bezogen auf die minimale Kreisingauflagefläche $A_{p \min}$ sowie die maximale Flächenpressung im Betrieb $p_{B \max}$ als Summe der maximalen Vorspannkraft $F_{V \max}$, maximaler axialer Schraubenzusatzkraft $F_{SA \max}$ und thermischer Zusatzkraft ΔF_{Vth} bezogen auf $A_{p \min}$ an keiner der Trennfugenkontaktflächen in der Verbindung die Grenzflächenpressung p_G überschreiten [1].

$$p_{M \max} = F_{M \text{ zul}} / A_{p \min} \leq p_G \quad [1] \quad \text{Formel 1}$$

$$p_{B \max} = (F_{V \max} + F_{SA \max} - \Delta F_{Vth}) / A_{p \min} \leq p_G \quad [1] \quad \text{Formel 2}$$

Die Namensgebung der „Grenzflächenpressung“ geht auf Junker [3] zurück. Die Grenzflächenpressung p_G beschreibt bei Schraubenverbindungen mit Flanschen ohne Dichtfunktion die Druckbeanspruchbarkeit der Komponente. Es gilt zu beachten, dass es bei vollständiger Ausnutzung von p_G in der Regel bereits zu einer bleibenden Verformung kommt. Zudem unterliegt sowohl die Ermittlung der Grenzflächenpressung aus dem Versuch, als auch der Festigkeitsnachweis nach [1] der Annahme ideal ebener Formverhältnisse der Kontaktflächen. Bei real vorkommender Außen- oder Innenträgergeometrie der Schraubenkopfauflage (vgl. [4]) kann es lokal bereits bei geringerer Belastung zu einer Überschreitung der Grenzflächenpressung kommen. Im Versuch wirkt eine rein axiale Druckbelastung auf die Ringprobenoberfläche, wohingegen bei der Montage mit kopfseitigem Anzug eine zusätzliche Schubbeanspruchung auftritt. Bei Bewertung der Gesamtbeanspruchung mittels der Gestaltänderungshypothese, dem polaren Torsionswiderstandsmoment $W_{t,p,l}$ mit vollplastischer Schubspannungsverteilung, einer Teilreibungszahl in der Schraubenkopf- oder Mutterauflagefläche μ_K von

0,08 bis 0,16 nach [5] ergibt sich eine vernachlässigbar geringere Steigerung der Probenbeanspruchung um 1 bis 3 % im Vergleich zu rein axialer Druckbeanspruchung im Versuch. Für die empfohlene Vorgehensweise bei der Auslegung nach VDI 2230-1 sind in Tabelle A9 für gängige Bauteilwerkstoffe Richtwerte der Grenzflächenpressung bei Raumtemperatur angegeben. Die Grenzflächenpressung von Bauteilwerkstoffen ist von mehreren geometrischen und versuchsbezogenen Einflussparametern abhängig.

Die Ermittlung der meisten in VDI 2230-1, Tabelle A9 angegebenen Richtwerte erfolgt nach zwei nicht genormten Prüfmethoden mit unterschiedlichen Auswertungskriterien [6, 7] (vgl. Bild 1), welche sich zudem in den angewendeten Prüfparametern unterscheiden.

Allgemein errechnet sich die Grenzflächenpressung p_G aus der Druckkraft F_D für das Auswertungskriterium (bleibende Eindrückung Δh oder Fließweg Δh_f) bezogen auf die druckbelastete Ringfläche aus dem Stempelaußendurchmesser d_w und probenseitig dem Bohrungsdurchmesser d_h bzw. dem durch eine Bohrungsfase größeren Innendurchmesser der kopfseitigen, ebenen Auflagefläche des Druckstempels auf der Probe d_{ha} .

$$p_G = F_D(\Delta h) / \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h \text{ bzw. } d_{ha}^2) \quad \text{Formel 3}$$

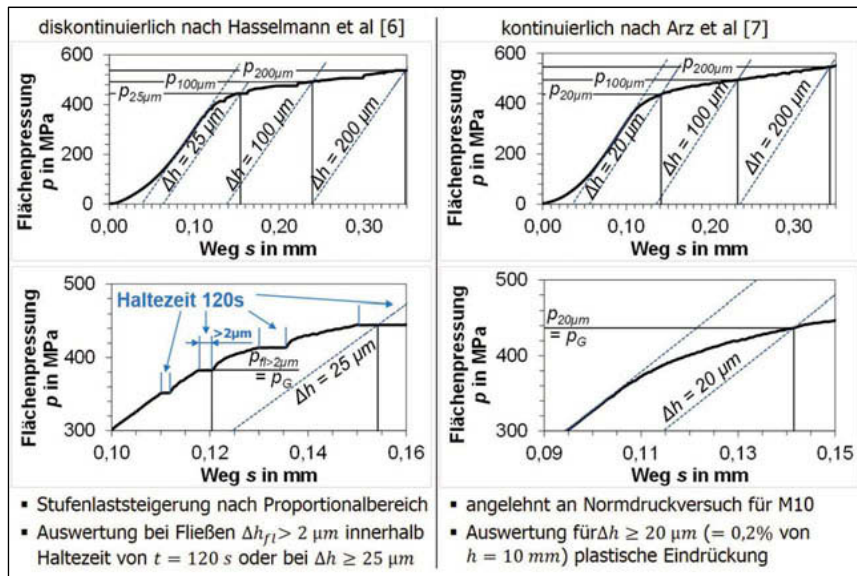


Bild 1: Diskontinuierlicher und kontinuierlicher Druckversuch an Ringproben; Auswertung der bleibenden Eindrückung bzw. des Fließwegs nach [6, 7] in [1]

In **Tabelle 1** sind einige der bisher angewendeten Methoden mit Prüfparametern aufgeführt. In Anlehnung an die 0,2 %-Stauchgrenze im genormten Druckversuch an zylindrischen Proben nach DIN 50106 wird durch Arz in kontinuierlichen Druckversuchen erstmals die Flächenpressung für eine bleibende Eindrückung von $\Delta h = 20 \mu\text{m}$ ausgewertet [7]. Der Einfluss erhöhter Temperatur auf die Grenzflächenpressung wird in Kurzzeitdruckversuchen mit angepasster Methodik untersucht [8–11]. In weiteren Untersuchungen konnten Bereiche für Korrelationsfaktoren aus Grenzflächenpressung und Brinellhärte für verschiedene Werkstoffgruppen abgeleitet werden [9, 10].

Durch Hasselmann [6] werden die Zunahme der Grenzflächenpressung bei der Ausführung der Proben mit Bohrungsfasen festgestellt sowie Ergebnisse zur Variation der Geometrie vorgestellt. Aufbauend auf den ersten Erkenntnissen durch Hasselmann bewertet Stolle in Versuchen mit konstantem $d_w = 14,6 \text{ mm}$ und konstantem $d_h = 10,5 \text{ mm}$ den Einfluss der geometrischen Parameter Probenhöhe h und Probenaußendurchmesser D_A [11]. Die Grenzflächenpressung sinkt bei konstanter Probenhöhe h mit reduziertem Außendurchmesser D_A unterhalb von 20 mm bzw. verringerter Probenwandstärke deutlich ab, da Spannungsverteilung behindert (vgl. [1]) wird und dadurch eine verringerte Stützwirkung des reduzierten äußeren Probenbereichs besteht. Die Grenzflächenpressung nimmt tendenziell mit zunehmender Probenhöhe h ab, zeigt sich aber nur bei einem geringen Probenaußendurchmesser $D_A < 20 \text{ mm}$ deutlich.

Tabelle 1: Prüfmethodeübersicht für die Ermittlung der Grenzflächenpressung an druckbelasteten Kontaktflächen in Schraubenverbindungen

Prüf-methode	Prüf-verlauf	Temperatur	Eindrücktiefe in μm	Geometrie Probe / Stempel in mm $D_A \mid d_h \mid h \mid d_w$	Prüfgeschwindigkeit	Referenz
Druckversuch an Ringprobe mit Druckstempel	kontinuierlich	RT	20	einheitliche Basis: M10 20 \mid 10,5 \mid 10 \mid 14,6	k. Angabe	Arz [7]
		bis 150 °C $\leq 60 \text{ s}$			k. Angabe $\leq 30 \text{ MPa/s}$	Arz [8] Stolle [10, 11]
		bis 300 °C			0,25 \mid 2,5 \mid 25 $\mu\text{m/s}$	Kempf
	diskontinuierlich	RT	100	Basis: M14 32 \mid 16 \mid 8 \mid 19,6	150 kp/s	Junker [3]
		RT	25	einheitliche Basis: M10 20 \mid 10,5 \mid 10 \mid 15* \mid 14,6 Abbruch: $> 2 \mu\text{m n. 120s}$	2 kN/s $\leq 30 \text{ MPa/s}$	Hasselmann* [6] Stolle [10, 11]
		bis 300 °C			2,5 $\mu\text{m/s}$	Kempf
Korrelationshärteprüfung	nach Norm	RT	-	für St: $p_G \approx 3 \text{ HB}$ 3,5 HB $< p_G < 4,5 \text{ HB}$ für Mg: $p_G < 3,5 \text{ HB}$	nach Norm	VDI2230-1 [1] Arz [9] Arz [9]

Beide Abhängigkeiten verdeutlichen die Notwendigkeit bisherige Richtwerte für p_G in einer kritischen Auslegung nicht ohne weitere Betrachtungen zu verwenden. Eine Variation der Versuchsgeschwindigkeit zwischen 0,01 mm/s und 0,0005 mm/s zeigt keinen feststellbaren Einfluss [10].

Bei den temperaturabhängigen Untersuchungen durch Duchardt [12] wird bei zyklischer Probenbelastung in Höhe der Grenzflächenpressung aus dem statischen Versuch die zusätzliche Verformung im Vergleich zu einmalig kontinuierlicher Belastung bewertet.

3. Probenmaterial

Für die Versuche werden aus Rundstangenmaterial (Ø45 mm) für drei Werkstoffe (vgl. **Tabelle 2**) ringförmige Proben mit bisher verwendeten Abmessungen Ø20 x Ø10,5 x 10 in Millimetern hergestellt. Zur weiteren Charakterisierung wird deren Druckbeanspruchbarkeit bei Raumtemperatur im Anlieferungszustand und nach Warmauslagerung untersucht.

Der kaltgezogene Baustahl zeigt in der Tendenz für Warmauslagerung eine leichte Zunahme, der Vergütungsstahl eine leichte Abnahme in der Druckfestigkeit. Für die ausscheidungsgehärtete Aluminiumlegierung zeigt sich erwartungsgemäß anfänglich eine Erhöhung der Festigkeit bis zum Maximum (T6, vgl. DIN EN 573-3) und in Abhängigkeit der Auslagerungstemperatur und der Warmauslagerungszeit aufgrund oben beschriebener Veränderungen im Gefüge eine daran anschließend Entfestigung ab.

Tabelle 2: Prüfgutübersicht

Werkstoff	S355J2C	42CrMo4	EN AW-6082
Zustand	+C	+QT	T6510
Zugfestigkeit R_m in MPa	523	969	345
0,2% bleibende Dehngrenze $R_{p0,2}$ in MPa	439	853	325
Bruchdehnung A in %	27	16	16

4. Aufbau, Durchführung und Auswertung der Versuche bei erhöhter Temperatur

Für die in Kapitel 2 beschriebenen Untersuchungen an Universal-Prüfmaschinen unter Druckbeanspruchung wird für die Wegmessung ein Wegaufnehmer auf das freie Ende des Druckstempels aufgesetzt (vgl. **Bild 2**). Zur Prüfung der Stähle bei Temperaturen bis 300 °C und geringer Verformungsgeschwindigkeit über eine längere Versuchsdauer, wird eine angepasste Wegmesstechnik in einer neu entwickelten T \wedge -Prüfvorrichtung eingesetzt.

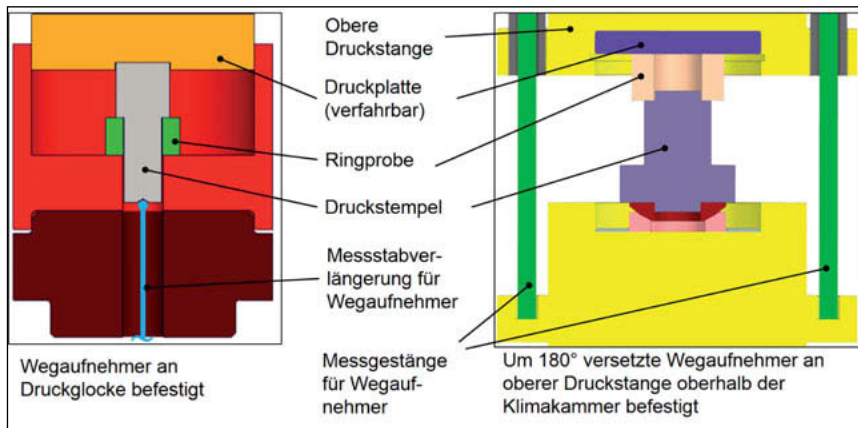


Bild 2: RT-Prüfvorrichtung links: Raumtemperatur & Kurzzeitversuch bis 150 °C nach [8];
T-Prüfvorrichtung rechts: erhöhte Temperatur bis 300 °C

Für die T-Prüfvorrichtung werden aus dem warmdruckfesten Schnellarbeitsstahl HS6-5-2C (1.3343), vergütet auf 63 HRC, der Druckstempel, die Druckplatte und ein sich flächig berührendes Kalottenscheibenpaar als hochbeanspruchte Komponenten hergestellt. Letzteres dient dem Ausgleich von Winkelfehlern und somit einer möglichst homogenen Druckbelastung der Probe über dem Umfang. Die beiden Druckstangen werden aus dem korrosionsbeständigen Stahl X20CrMoV12-1 (1.4981) gefertigt. Diese werden konstruktiv über planaufliegende Flansche biegesteif an den Aufnahmen der Universalprüfmaschine vom Typ RM 1000 der Fa. Schenck angebunden.

Im verwendeten Prüfraum kommt ein Kraftaufnehmer mit einer Maximalkraft von 200 kN des Typs Z 12 der Genauigkeitsklasse 0,03 der Fa. HBM zum Einsatz. Die Wegmessung erfolgt mittels induktiver Wegtaster des Typs MT2571 mit einer Systemgenauigkeit von $\pm 0,2 \mu\text{m}$ der Fa. Heidenhain. Die Messsignale beider um 180° versetzt positionierten Wegaufnehmer werden gemittelt. Die durchgeführten Validierungsversuche zeigen für den relevanten Bereich der Flächenpressungswerte eine geringe Abweichung (<5%), welche im Bereich der Werkstoffstreuung der bisherigen Versuche bei Raumtemperatur liegt.

Bei den Versuchen wird die Verformungsgeschwindigkeit über den Traversenweg geregelt. Als Referenzbasis dient die Prüfgeschwindigkeit von $2,5 \mu\text{m/s}$, für welche der Beginn der Abweichung vom linearen Verlauf der elastischen Drucksteifigkeit je Werkstoff und Temperatur

näherungsweise ermittelt wird. Die kontinuierlichen Druckversuche werden um den Faktor 10 in ihrer Prüfgeschwindigkeit auf 0,25 $\mu\text{m/s}$ reduziert und auf 25 $\mu\text{m/s}$ erhöht.

In den diskontinuierlichen Versuchen mit einer Prüfgeschwindigkeit von 2,5 $\mu\text{m/s}$ wird zur Steigerung der Beanspruchung die Druckkraft gestuft um nominell jeweils 5 kN für die Stahlwerkstoffe und jeweils 2,5 kN für den Aluminiumwerkstoff gesteigert und jeweils für 120 s gehalten. Die erste Stufe stellt dabei die näherungsweise ermittelte Elastizitätsgrenze des Werkstoffs in den kontinuierlichen Versuchen dar.

Vor Beginn der Prüfungen wird der komplette Prüfstrang durch eine Klimakammer vom Typ K-70/500 der Fa. Laubinger & Rickmann auf konstante Temperaturverhältnisse erwärmt. Aufgrund der Wärmeleitung aus der Klimakammer über die Druckstangen nach außen wird mittels Temperatur-Referenzmessung über ein seitlich in die Referenzprobe eingesetztes Typ K-Thermoelement die einzustellende Ofenregeltemperatur ermittelt. Die parallel ermittelte Temperatur im Inneren der Klimakammer dient als Abgleichgröße vor Versuchsbeginn.

Nach Probenwechsel wird auf Einhaltung einer ausreichenden Zeitspanne für die Erwärmung bzw. die Durchwärmung von Probe und Prüfvorrichtung geachtet.

Vor Beginn der Versuche wird durch Vermessung des äußeren Stempelauflagendurchmessers d_w und des Bohrungsdurchmessers d_h jeder Probe die tatsächlich belastete Kreisringfläche A_p ermittelt. Für die Probenzentrierung zum Druckstempel wird zu Versuchsbeginn eine Ausrichtschale, aufgesetzt. Die Probe wird anschließend mit einer geringen Kraft ($\leq 0,1$ kN) axial geklemmt. Um zusätzliche Stützwirkungseffekte bei der Prüfung durch die Ausrichtschale zu vermeiden, wird diese wieder von der Probe abgenommen. Nach Kompensation des Verlaufs um die gemessene Prüfaufbaunachgiebigkeit wird der Druckkurvenverlauf der Probe mittels Verschiebung der ermittelten elastischen Drucksteifigkeitsgeraden ausgewertet (vgl. Bild 1).

5. Temperaturabhängigkeit, Einfluss der Verformungsgeschwindigkeit und der Versuchsführungsart auf die Grenzflächenpressung

Das temperaturabhängige Verhalten der Grenzflächenpressung für den Aluminiumwerkstoff wurde durch Versuche bei 80, 120 und 150 °C, für die beiden Stähle bei Temperaturen von 80 °C, 150 °C und 300 °C untersucht. Die Ergebnisse sind in **Bild 3** dargestellt.

Der Verlauf der Grenzflächenpressung für den kaltgezogenen Baustahl S355J2C mit 0,14 Gew.-% Kohlenstoffgehalt zeigt bis 80 °C eine Reduktion und einen Anstieg im weiteren Temperaturbereich bis 300 °C, bei welcher die Werte über dem Niveau bei Raumtemperatur liegen. Dieser Verlauf stellt eine Analogie zum Verlauf der Zugfestigkeit in Abhängigkeit der Prüftemperatur für untereutektische normalisierte Kohlenstoffstähle (vgl. [13]) dar und ist auf

Reckalterungseffekte zurückzuführen. Für die Variation der Prüfgeschwindigkeit stellt sich am Baustahl bei einer Reduzierung kein signifikanter Unterschied ein. Bei einer Erhöhung der Verformungsgeschwindigkeit ist die Zunahme der Grenzflächenpressung zu höheren Temperaturen hin verzögert, wie es für das Verhalten unter Zugbeanspruchung bekannt ist (vgl. [14]). Die Auswertung der Einzelversuche unter diskontinuierlicher Versuchsführung ergibt für Raumtemperatur ein signifikant niedrigeres Niveau im Vergleich zu den kontinuierlichen Druckversuchen. Die Verringerung zwischen beiden Versuchsarten um 28 % fällt im Vergleich zu bisherigen Untersuchungen für einen Stahlwerkstoff deutlich höher aus. Bei diesem Stahlwerkstoff wurde lediglich eine Reduktion um 10 % festgestellt [11]. Für 300 °C stellt eine thermisch aktivierte, erhöhte Versetzungsbewegung im kaltverfestigten Gefüge eine Erklärung für die höhere Verformbarkeit dar.

Der Vergütungsstahl 42CrMo4 +QT zeigt bis ca. 150 °C einen Abfall der Grenzflächenpressung, welche auf diesem verringerten Niveau bis 300 °C verharrt. Für die Variation der Prüfgeschwindigkeit zeigt sich ein vergleichbares Verhalten wie für den Baustahl. Die diskontinuierliche Versuchsführung ergibt temperaturabhängig 12 bis 19 % niedrigere Grenzflächenpressungswerte über den gesamten Temperaturbereich und liegt damit im bekannten Bereich für Raumtemperatur [11].

EN AW-6082 T6510 zeigt erwartungsgemäß eine über der Temperatur nahezu lineare Abnahme der Druckfestigkeit. Aufgrund der erhöhten Anzahl von Gleitebenen wird mit zunehmender Temperatur die Versetzungsbewegung im Gefüge weniger behindert. Dies ermöglicht die Erzeugung der auszuwertenden Eindrückung durch Verdrängung des Materials hin zur Bohrungsachse bereits bei geringerer Beanspruchung. Bei Verringerung der Prüfgeschwindigkeit auf 0,25 µm/s stellen sich 3 bis 5 % geringere Werte ein. Bei Erhöhung der Prüfgeschwindigkeit auf 25 µm/s ist erst für Temperaturen oberhalb von 80 °C eine leichte Zunahme der Grenzflächenpressung festzustellen. Die Versetzungsbewegung scheint unter diesen Bedingungen erst ab Erreichen einer Temperaturgrenze an den Ausscheidungen weiter begrenzt zu werden. Das Verhalten lässt sich mit der anfänglichen weiteren Aushärtung der Legierung erklären. Im diskontinuierlichen Versuch ergeben sich temperaturabhängig um 14 bis 18 % niedrigere Werte für die zulässige Flächenpressung und liegen damit für eine ausscheidungsgehärtete Aluminiumgusslegierung vergleichsweise [11] im erwarteten Bereich.

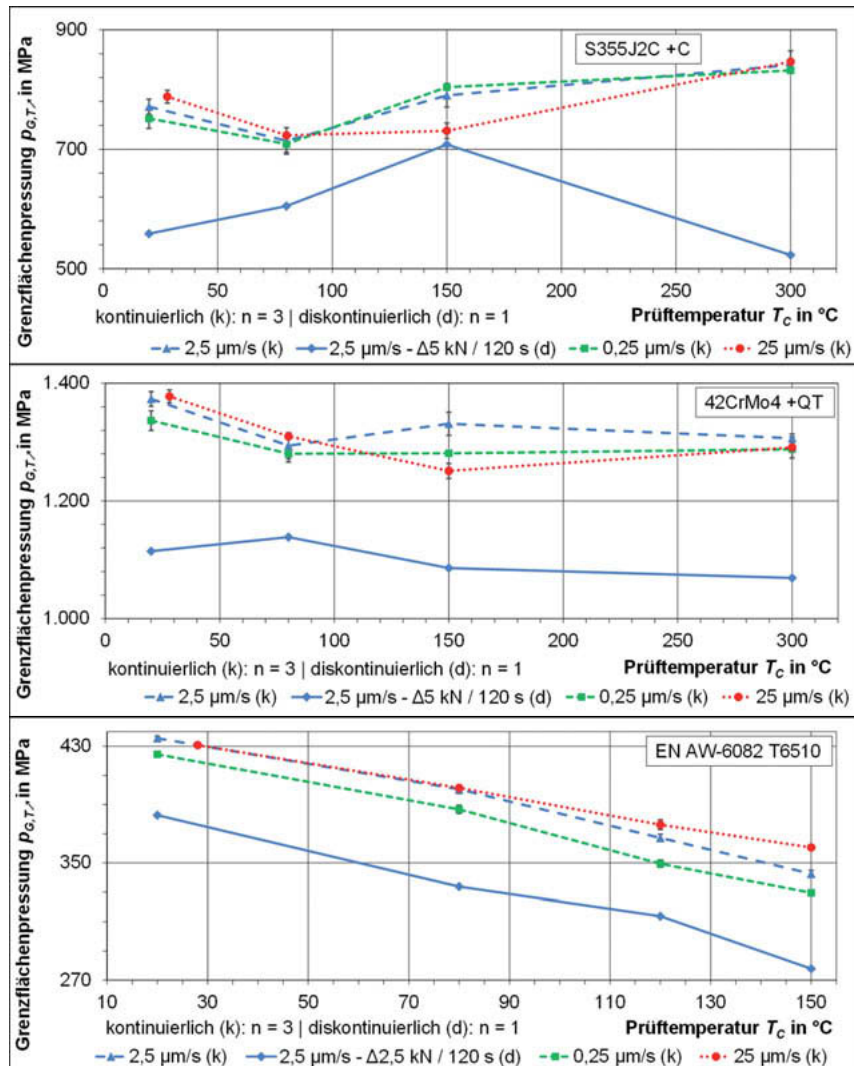


Bild 3: Grenzflächenpressung $p_{G,T}$ für S355J2C + C (oben), 42CrMo4 + QT (Mitte), EN AW-6082 T6510 (unten) in Abhängigkeit der Prüftemperatur T_c für kontinuierliche und diskontinuierliche Versuchsführung

6. Zusammenfassung und Ausblick

Aus den vorgestellten Untersuchungen können Ansätze zur verbesserten Ausnutzung des Werkstoffpotentials einzelner untersuchter Werkstoffe für die optimierte Auslegung druckbeanspruchter Kontaktflächen von Schraubenverbindungen unter Temperaturbeanspruchung durch versuchstechnische Variation der Verformungsgeschwindigkeit sowie der Erhöhung der Prüftemperatur bis 300 °C abgeleitet werden. An beiden untersuchten Stählen zeigt sich im kontinuierlichen Versuch bei moderat erhöhten Temperaturen eine Verringerung der Grenzflächenpressung, die sich für kaltverfestigten Baustahl mit weiterer Zunahme der Prüftemperatur umkehrt und beim Vergütungsstahl auf dem anfangs verringerten Niveau bis 300 °C verhardt. Die Variation der Prüfgeschwindigkeit zeigt einen geringen Einfluss. Die Ergebnisse des diskontinuierlichen Versuchs zeigen ebenfalls keine lineare Temperaturabhängigkeit.

Für kaltverfestigte Stahlwerkstoffe scheint es aufgrund der teilweise starken Verringerung der Grenzflächenpressungswerte gegenüber dem kontinuierlichen Versuch auf Basis der Einzelversuche sinnvoll zu sein, die Prüfung im diskontinuierlichen Druckversuch vorzuziehen.

Für den untersuchten Aluminiumwerkstoff zeigt sich bei kontinuierlicher Versuchsführung eine annähernd lineare Reduktion der Werte, unter gesteigerter Prüfgeschwindigkeit lässt sich dabei bei geringer Temperatur kein und bei hohen Temperaturen ein leichter Anstieg der Grenzflächenpressung erkennen.

Bei der Anwendung von Grenzflächenpressungswerten sind aufgrund von Idealisierung nicht im Druckversuch abgedeckte Aspekte wie eine Außen- oder Innenträgergeometrie der Schraubenkopfauflagefläche zu berücksichtigen. Für die Schraubmontage sind in der Regel die prüfgeschwindigkeitsabhängigen Werte bei Raumtemperatur relevant. Bei erhöhter Temperatur ist für den Betriebsfall neben der zu berücksichtigenden Reduktion der Grenzflächenpressungswerte auch die Erwärmungsgeschwindigkeit am Bauteil zu beachten.

Hinweis auf Förderung

Dieser Beitrag enthält Ergebnisse des Projekts „Rechnerische Beschreibung des Relaxationsverhaltens von Schraubenverbindungen unter leichtbaurelevanter Temperaturbelastung“. Das IGF-Vorhaben 18670 N der Forschungsvereinigung Stahlverformung e.V. wurde über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) im Rahmen des Programms zur Förderung der Industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Die Langfassung des Schlussberichtes kann bei der Forschungsgesellschaft Stahlverformung e.V., Goldene Pforte 1, 58093 Hagen, angefordert werden.

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Abkürzungs- und Formelverzeichnis

IfW Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde der Technischen Universität Darmstadt

MPA Staatliche Materialprüfungsanstalt Darmstadt

GFP Grenzflächenpressung

A_p (min)	mm ²	(minimale) ebene Kreisringauflagefläche
D_A	mm	Außendurchmesser des Modellbauteils; Außendurchmesser der Ringprobe
d_h	mm	Bohrungsdurchmesser der Ringprobe
d_{ha}	mm	probenseitig durch Bohrungsfase vergrößerter Innendurchmesser der ebenen Druckstempelauflagefläche
d_W	mm	Außendurchmesser der ebenen Kopfauf-lagefläche des Druckstempels
F_D	N	Stempeldruckkraft auf die Ringprobe
$F_{M\text{ zul}}$	N	zulässige Montagevorspannkraft
$F_{S\text{ max}}$	N	Maximale axiale Schraubenzusatzkraft
F_V	N	Schraubenvorspannkraft
ΔF_{Vth}	N	thermische Zusatzkraft
h	mm	Nennprobenhöhe der Ringprobe
Δh	mm	Ausgewertete plastische Eindrücktiefe an der belasteten Kreisringfläche A_p
Δh_{fl}	mm	Fließweg in der Haltezeit
$p_{20\mu m}$	MPa	GFP für Auswertung bei 20 μm bleiben-der Eindrückung
$p_{fl>2\mu m}$	MPa	GFP für Auswertung bei Überschreiten des Fließwegs von $\Delta h_{fl} > 2\mu m$
p_G	MPa	GFP bei Raumtemperatur
$p_{G,T,\gamma}$	MPa	GFP bei erhöhter Temperatur
s	mm	messtechnisch erfasster Verfahrensweg an der Druckprüfvorrichtung
T_C	K, °C	Prüftemperatur
t	s	Zeit, hier: Haltezeit der Kraftstufe im diskontinuierlichen Druckversuch

Literatur

- [1] Verein Deutscher Ingenieure e.V., Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, *VDI-Richtlinie 2230 Blatt 1*, **2015**
- [2] Kempf, A.; Beyer, J.; Oechsner, M. Vorspannkraftrelaxation an Schraubenverbindungen bei erhöhter Temperatur: VDI-Fachkonferenz Versagensmechanismen von Schraubenverbindungen, Darmstadt, **2017**.
- [3] Junker, G. H., Flächenpressung unter Schraubenköpfen, *Maschinenmarkt (Sonderdruck)*, **1961**, Nr. 38, S. 1–7.
- [4] Verband der Automobilindustrie e.V., VDA 235-107, Verschraubungen in Leichtmetalle, **2015**.
- [5] Verband der Automobilindustrie e.V., VDA 235-101, Reibungszahleinstellung, **2009**.
- [6] Hasselmann, U., Grenzflächenpressung verspannter Teile: Geometrieabhängige Werkstoffkennwerte zur Berechnung von Schraubenverbindungen, *5. Informations- und Diskussionsveranstaltung des DSV*, **1997**, S. 1–16.
- [7] Arz, U.; Berger, C.; Müller, H.; Westphal, K., Ermittlung der Grenzflächenpressung unter einachsialer kontinuierlicher Beanspruchung bei Raumtemperatur, *Konstruktion*, **2002**, 7/8, S. 38–42.
- [8] Arz, U.; Berger, C.; Kaiser, U.; Kremer, U., Grenzflächenpressung von Leichtmetallen unter kontinuierlicher Beanspruchung bei Temperaturen bis 150 °C, *Konstruktion*, **03.2003**, S. 63–67.
- [9] Arz, U.; Baumgart, H.; Kremer, U.; Marx, T.; Stolle, C., Grenzflächenpressung von Eisenwerkstoffen und Leichtmetallen unter kontinuierlicher Beanspruchung, *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, **2006**, Nr. 10, S. 894–899.
- [10] Stolle, C.; Berger, C.; Arz, U., Grenzflächenpressung moderner Werkstoffe, *8. Informations- und Diskussionsveranstaltung des DSV*, **2006**
- [11] Stolle, C.; Berger, C., Einflüsse auf die Veränderungen der Vorspannkraft unter Betriebsbedingungen bei Verschraubungen im modernen Leichtbau: Schlussbericht IGF 13639 N, **2005**.
- [12] Duchardt, M.; Oechsner, M., Vorspannkraftabbau in Schraubenverbindungen unter Schwingbeanspruchung mit zusätzlicher Temperaturbelastung: Schlussbericht IGF 15320 N, **2011**.
- [13] K. F. Hüttenbräucker, Das zügige Verformungsverhalten normalisierter untereutektoider Kohlenstoffstähle, Dissertation, Universität Karlsruhe, **1977**.
- [14] M. J. Manjoine, *Transactions of the ASME*, **1944**, J. Appl. Mech. 11, A211–A218.

Gebrauchstauglichkeit von Sechskant-Muttern mit Festigkeitsklassen nach ISO 898-2

Welche genormten Muttern sind tatsächlich voll tragfähig?

Dr.-Ing. V. Dünkel, FUCHS Schraubenwerk GmbH, Siegen

Kurzfassung

Für Muttern mit festgelegten Festigkeitsklassen nach ISO 898-2 stellt die Prüfkraft neben der Mutterhöhe ein wesentliches Merkmal dar. Auch die Gewindefinheit und die gepaarten Gewindetoleranzen beeinflussen die Tragfähigkeit von Gewindeverbindungen maßgeblich. Um die Geometrie der beidseitigen Senkung zu berücksichtigen, wird die Bemessungsmutterhöhe $m_{th, design}$ bei der aktuellen Überarbeitung der ISO 898-2 als neues Merkmal für Zeichnungsteile eingeführt. Bei der Bemessung einer Schraubenverbindung muss jedoch nicht nur das Abstreifen der gepaarten Gewinde, sondern auch die Flächenpressung in der Auflage und am Antrieb bedacht werden.

Abstract

For nuts with specified property classes according to ISO 898-2 proofload is an essential characteristic beside nut height. Also coarse or fine pitch thread and the mated thread tolerance classes have significant effects on resistance of the joined threads. The geometry of the countersink on both sides will be considered by introducing the design thread height $m_{th, design}$ in the present revision of ISO 898-2 as a new characteristic for parts per drawing. The design of bolted joints has not only to take care of thread stripping, but contact pressure in the bearing face as well as in the drive has to be mentioned too.

1. Gebrauchstauglichkeit von Garnituren mit Sechskant-Muttern

Die axiale Tragfähigkeit einer Schraubenverbindung ist eine Paarungseigenschaft und daher von den Eigenschaften der Mutter und des zugeordneten Außengewindes abhängig [1, 2, 3]. Drei Versagensarten können alternativ eintreten:

- Bruch der Schraube im freien belasteten Gewinde (oder bei gegenüber dem Nennspannungsquerschnitt des Gewindes vermindertem Schaftquerschnitt => Bruch im Dehnschaft),
- Abscheren des gepaarten Schraubengewindes (am Kerndurchmesser der Mutter) oder
- Abscheren des gepaarten Muttergewindes (am Außendurchmesser der Schraube).

In DIN 267-24 sind seit 1983 Härteklassen für Muttern ohne festgelegte Prüfkraften definiert. Die Härteklassen sind nach Mindesthärten (HV_{5min} : 110, 140, 170, 220) geordnet, die aber keine Rückschlüsse auf die Belastbarkeit bzw. Abstreiffestigkeit derartiger Muttern gestatten. Gemäß den Erläuterungen in Anhang A der ISO 898-2:1993 wurde dort das Ziel verfolgt, Muttern zu standardisieren, die bis zur Mindeststreckgrenze der gepaarten Schrauben belastet werden können. Demzufolge müssten alle Muttern, die mit den Kennzeichen der Festigkeitsklassen nach ISO 898-2 gekennzeichnet sind, zumindest für die „gewöhnliche Verwendung“, d. h. für drehmomentgesteuertes Anziehen im elastischen Bereich, geeignet sein.

Die heutigen Anforderungen, z. B. für ein überelastisches Vorspannen im Automobilbau oder im konstruktiven Stahlbau, orientieren sich jedoch vielfach an der Zugfestigkeit der Schrauben. Vor diesem Hintergrund wurden für Anwendungen in Tragwerken aus Metall die beiden Gebrauchseignungstests für Garnituren nach EN 15048-2 (Zugversuch an einer SB-Garnitur) und EN 14399-2 (Anziehversuch an einer HV- oder HR-Garnitur) standardisiert. Dabei muss von den gepaarten Muttern und Schrauben als Garnitur vor dem Versagen durch Bruch oder Abstreifen die jeweilige Mindestbruchkraft der Schraube erreicht werden.

Somit werden derzeit drei Klassen von Muttern mit jeweils anderen Maßstäben beurteilt:

- nur nach der Härte => Härteklassen,
- nach der Prüfkraft und für vergütete Mutter auch nach der Härte => Festigkeitsklassen,
- nach einem zusätzlichen Gebrauchseignungstest => Zusatzkennzeichen „SB“ oder „HV“.

Um eine sachgerechte Auswahl zu treffen, muss dem Anwender bekannt sein, für welchen Gebrauch die verschiedenen Ausführungen von Muttern tatsächlich tauglich sind. Letztendlich entscheidet sich der Anwender für eine spezifische Ausführung und erwartet dann, dass diese Produkte für seine jeweils vorgesehene Verwendung geeignet sind. Falls die Muttern eine höhere Tragfähigkeit aufweisen, nimmt er dies nicht als Mehrwert wahr. Aber wenn die Muttern nur geringer belastbar sind, ist die gewünschte Funktion möglicherweise eingeschränkt und diese Abweichung wird von ihm bemerkt oder auch nicht.

2. Prüfkraftversuch als Referenzprüfung für Sechskant-Muttern

Das „ideale Festigkeitsverhältnis“ von Mutter und Schraube liegt vor, wenn die Scherkräfte beim Abstreifen der Muttergewinde oder der Schraubengewinde gleich groß sind. Das ist gleichbedeutend mit der Bedingung, dass das Produkt aus Scherfestigkeit und Scherfläche jeweils für Mutter und Schraube gleich groß ist. Die Scherfestigkeiten stehen demzufolge im umgekehrten Verhältnis zu den Scherflächen.

$$R_S = (\tau_{m \text{ nut}} \cdot A_{SG \text{ nut}}) / (\tau_{m \text{ bolt}} \cdot A_{SG \text{ bolt}}) = 1$$

Thomala veröffentlichte 1991 Untersuchungen zum Abstreifverhalten von Schrauben in ungefasten Scheiben mit Innengewinde, d. h. an Muttern ohne beidseitige Senkung [4]. Für diesen

Referenzfall wurde die kritische Mutterhöhe m_{krit} bestimmt. Diese ist erreicht, wenn nicht die gepaarten Gewinde abstreifen, sondern die Schraube im freien belasteten Gewinde bricht. Demzufolge können zwei kritische Mutterhöhen (siehe Bild 1) für die Mindestzugfestigkeit oder für die maximale Zugfestigkeit einer Schraube der jeweiligen Festigkeitsklasse ermittelt werden. Um nur tragende Anteile der Mutterhöhe zu erfassen, wird die effektive Mutterhöhe m_{eff} jeweils durch Verminderung um $0,8 P$ abgeschätzt [2, 4].

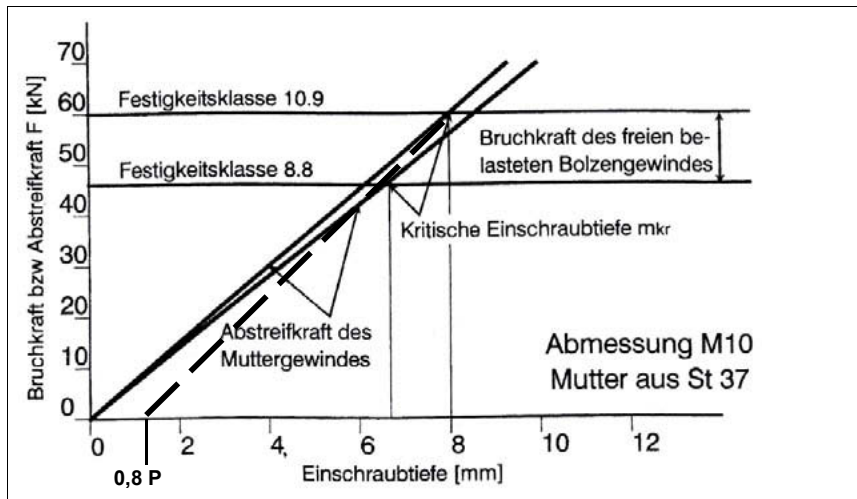


Bild 1: Versagen in Abhängigkeit von der Mutterhöhe (fälschlicherweise als „Einschraubtiefe“ benannt) [1]; die gestrichelte Linie für die effektive Mutterhöhe wurde hier ergänzt

Zur einfachen Abschätzung von Richtwerten für diese „erforderliche Einschraubtiefe“ werden normierte effektive Mutterhöhen vorgeschlagen. Zunächst war im Entwurf VDI 2230-1:1998 das Bild 5.5/3 unter Bezug auf die maximale Zugfestigkeit der Schraube enthalten, jedoch ohne darauf ausdrücklich hinzuweisen. In den späteren Ausgaben der VDI 2230-1 wurde das Bild 5.5/4 (2001 und 2003) bzw. Bild 36 (2015) dann so abgeändert, dass es für die Mindestzugfestigkeit der Schraube einer Festigkeitsklasse gilt und somit der Auslegung von Muttern gemäß ISO 898-2 entspricht. Fälschlicherweise wurde jedoch im Text der Hinweis auf die maximale Zugfestigkeit der Schraube aufgenommen, was den Kurvenverläufen aus dem ursprünglichen Bild 5.5/3 und auch der Abb. 5.26 [1] mit einer Zuordnung zu der jeweils niedrigeren Festigkeitsklasse bzw. deren Maximalwert entspricht.

Bei gegebener Höhe und Toleranz ergibt sich die erforderliche Mindesthärte der Sechskantmutter. Eine höhere Festigkeitsklasse der Mutter desselben Typs, d.h. gleicher Bemessungsmutterhöhe $m_{th, design}$, ist in praktisch ausgeführten Verbindungen zulässig, da solche Muttern eine höhere Prüfkraft ertragen.

Für Muttern mit festgelegten Festigkeitsklassen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl definiert ISO 898-2:2012 derzeit umfassend die zuvor für Regelgewinde in ISO 898-2:1992 und Feingewinde in ISO 898-6:1994 getrennt festgelegten Eigenschaften.

Die Eigenschaften von Muttern aus nichtrostenden Stählen werden ebenfalls gemeinsam für Regel- und Feingewinde in ISO 3506-2:2009 definiert. Im Rahmen der aktuellen Überarbeitung wird die bisherige Festlegung der Prüfspannung entsprechend der Nenn-Zugfestigkeit der zugeordneten Schrauben dort vermutlich beibehalten und nicht, wie in ISO 898-2 umgesetzt, für den Prüfkraftversuch mit gehärtetem Prüfdorn sachgerecht in Stufen angehoben.

Im Prüfkraftversuch kann nur die Belastbarkeit des Muttergewindes selbst zuverlässig bewertet werden. Hier kann eine zu geringe Höhe durch angehobene Härte kompensiert werden. Die Belastbarkeit des gepaarten Schraubengewindes ist jedoch von der effektiven Mutterhöhe m_{eff} abhängig, d. h. die Geometrie der beidseitigen Senkung kann sich (unbemerkt) negativ auswirken.

Für Muttern nach Typ 1 mit Feingewinde und für feuerverzinkte Muttern mit Regelgewinde müssen beispielsweise die Toleranzen geeignet eingeschränkt werden, um voll tragfähige Verbindungen zu erhalten. Für die praktische Anwendung hat sich im Stahlbau die Prüfung von Garnituren im Zugversuch DIN EN 15048-2 oder Anziehversuch DIN EN 14399-2 bewährt, da hierbei die tatsächliche Belastbarkeit der gepaarten Verbindungselemente unmittelbar nachgewiesen wird.

Auch die Flächenpressung in der Auflagefläche kann nur durch ergänzende Bewertung des Senkdurchmessers $d_{a max}$ und des äußeren Durchmessers der Auflagefläche $d_{w min}$ erfasst werden. Lediglich die Belastbarkeit des Antriebs wird beim Anziehen stets zu 100 % „geprüft“.

3. Bemessungs-Mutterhöhe

Neben dem Senkdurchmesser d_a ist der Senkwinkel Θ entscheidend für den nicht wirksamen Anteil der Mutterhöhe. Da die aus der VDI 2230 bekannte effektive Mutterhöhe m_{eff} am Mutterkörper nicht unmittelbar gemessen werden kann, soll in der ISO 898-2 künftig die Bemessungsmutterhöhe $m_{th, design}$ als neues Merkmal festgelegt werden. Dabei wird die Höhe eines idealisierten Zylinders mit dem jeweiligen Nenn Durchmesser betrachtet.

Bild 2 gibt einen Eindruck von den jeweils tatsächlich nutzbaren Bemessungsmutterhöhen der verschiedenen genormten Typen (DIN 934, ISO 4032 in Typ 1 sowie ISO 4033 in Typ 2).

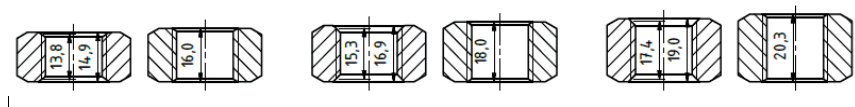


Bild 2: Jeweilige Minimal- und Maximal-Werte der Bemessungsmutterhöhe $m_{th, design}$ am Beispiel von Muttern M20 nach DIN 934, ISO 4032 und ISO 4033

Das Beispiel aus Bild 2 macht deutlich, dass die Bemessungsmutterhöhe $m_{th, design}$ und demzufolge auch die effektive Mutterhöhe $m_{eff, min}$ nicht in Abhängigkeit vom jeweiligen Typ deutlich abgegrenzt ist. Eine Mutter des Typ 2 mit beidseitigen Fasen am Größtmaß kann durchaus niedriger sein als eine optimal ausgeformte Mutter des Typ 1. Eine Mutter des Typ 1 mit beidseitigen Fasen am Größtmaß kann ebenfalls niedriger sein als eine optimal ausgeformte Mutter nach DIN 934. HV-Muttern nach EN 14399-4 mit großer Schlüsselweite können bei einer Mutterhöhe entsprechend DIN 934 so ausgeführt werden, dass selbst eine feuerverzinkte Garnitur mit Toleranzlage 6g/6AZ voll tragfähig und für das Vorspannen mittels „Kombiniertem Anziehverfahren“ durch Drehmoment plus Drehwinkel geeignet ist.

In Bild 3 wird deutlich, dass Regelgewinde und Feingewinde keine streng getrennten Gruppen darstellen, sondern große Durchmesser mit Regelgewinde durchaus ein kleineres Verhältnis P/d aufweisen können als kleine Durchmesser mit Feingewinde. Beispielsweise haben die Abmessungen M16x2, M20x2,5 und M24x3 als Regelgewinde dasselbe Steigungsverhältnis wie M8x1, M10x1,25 und M12x1,5 als Feingewinde.

An Hand von Bild 4 wird für die Abmessungen größer M39 deutlich, dass die „alten“ Muttern nach DIN 934 mit einer Senkung von „etwa 120°“ einen deutlichen Vorteil gegenüber den „aktuellen“ Muttern nach ISO 4032 mit einer Senkung von „90° bis 120°“ hatten. Für das Beispiel M20 in Bild 2 kann sich die Bemessungsmutterhöhe nach DIN 934 lediglich um 2,2 mm ändern, während nach ISO 4032 eine Differenz von 2,7 mm zwischen der bestmöglich ausgeformten Mutter und der ungünstigsten Ausführung denkbar ist.

Der Einfluss der Senkung ist für kleine Nenndurchmesser (in der Produktklasse A und B) größer. Für Muttern nach ISO 4034 in Produktklasse C gemäß ISO 4769-1 ist sogar kein maximal zulässiger Senkdurchmesser d_a festgelegt! Da diese Muttern aber auch nicht am Markt verfügbar sind, soll die Produktnorm ISO 4034 zurückgezogen werden.

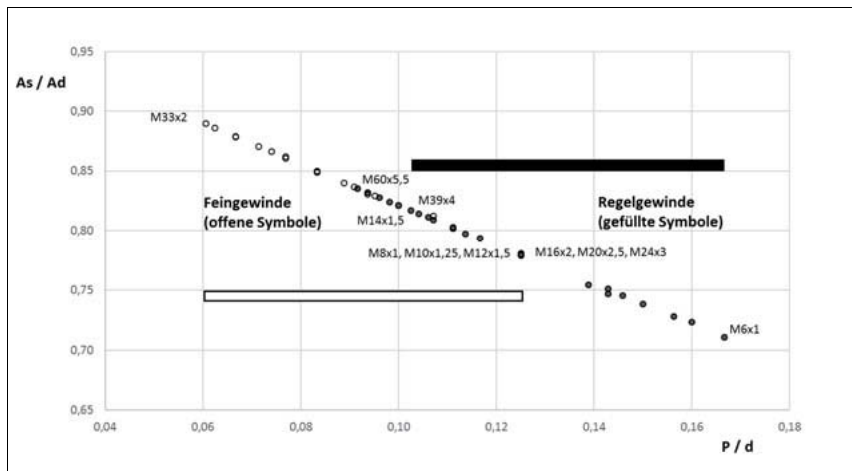


Bild 3: Flächenverhältnis A_s / A_d von Nennspannungsquerschnitt zu Nennquerschnitt in Abhängigkeit vom Steigungsverhältnis P / d für Regel- und Feingewinde

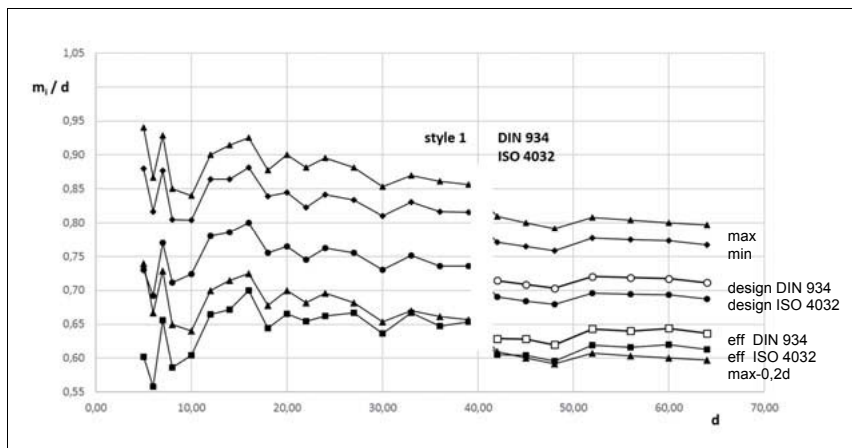


Bild 4: Mutterhöhen unter Berücksichtigung des Senkwinkels von min. 110° oder min. 90°

Auch Alexander betrachtete in seinen Untersuchungen von 1977 [5] lediglich die üblichen Geometrien der Produktklassen A und B. Aus der Mutterhöhe m ermittelt er dafür effektive Mutterhöhe m_{eff} an Hand einer anteiligen Tragfähigkeit von rd. 40 % der Gesamt-Tiefe h_c im Grundkörper der Mutter vom Außendurchmesser d_a bis zum Kerndurchmesser D_1 . Diese effektive Mutterhöhe m_{eff} ist leider einer direkten Messung nicht zugänglich.

Die VDI 2230 geht einen anderen Weg. Ausgehend von Untersuchungen an nicht gefasteten Mutter wird die kritische Mutterhöhe m_{krit} bestimmt. Die für die Tragfähigkeit maßgebliche effektive Mutterhöhe $m_{\text{eff, min}}$ ergibt sich daraus an Hand einer Abminderung um 0,8 P [2, 4]. Die Anteile der Fase außerhalb des Nenn-Durchmessers d bis zum Außendurchmesser d_a leisten grundsätzlich keinen Beitrag zur Tragfähigkeit.

Dieses Prinzip wird in der neuen Definition der Bemessungsmutterhöhe $m_{\text{th, design}}$ in ISO 898-2 aufgegriffen. Diese Bemessungsmutterhöhe $m_{\text{th, design}}$ kann mittels zweier Messzylinder beidseitig am Nenn-Durchmesser d grundsätzlich einfach erfasst werden. Analog zu Mutterhöhe m_{krit} ergibt sich die für die Tragfähigkeit maßgebliche effektive Mutterhöhe $m_{\text{eff, min}}$ daraus für Regelgewinde an Hand der Abminderung um 0,8 P [2, 4]. Die von Alexander [5] ermittelte pauschale Abminderung der Mutterhöhe einschließlich der Senkung außerhalb des Nenn-Durchmessers wird damit praktisch abgebildet.

Tabelle 1: Typische Geometrien für verschiedene genormte Sechskantmuttern

Technische Lieferbedingung	ISO 898-2	DIN 267-4	ISO 898-2	ISO 898-2
Bezeichnung	Typ 0		Typ 1	Typ 2
Beispiel einer Produktnorm	ISO 4035	DIN 934	ISO 4032	ISO 4033
Maximaler Senkdurchmesser $d_{a \text{ max}} / D$	1,08	1,08	1,08	1,08
Senkwinkel Θ	110° - 120°	$\approx 120^\circ$	90° - 120°	90° - 120°
Maximale Mutterhöhe m_{max} / D	0,55	0,8 (0,78-0,83)	0,9 (0,84-0,94)	1,0 (0,93-1,03)
Minimale Mutterhöhe m_{min} / D	0,45	0,75 (0,74-0,80)	0,8 (0,80-0,88)	0,9 (0,89-0,98)
Bemessungsmutterhöhe $m_{\text{th, design}} / D$	0,40	0,70	0,73	0,83
Minimale effektive Mutterhöhe $m_{\text{eff, min}} / D$	0,3	0,57	0,6	0,7

4. Kritische Höhe

Für Regelgewinde können zunächst zwei idealisierte Sonderfälle betrachtet werden:

$R_S = 1,0$, d. h. Festigkeitsverhältnis $\tau_{m \text{ nut}} / \tau_{m \text{ bolt}} \approx 0,8$: Mutterhöhe $m_{\text{eff min}} \approx 0,75 d$

$R_S > 2,5$, d. h. Festigkeitsverhältnis $\tau_{m \text{ nut}} / \tau_{m \text{ bolt}} \approx 2,0$: Mutterhöhe $m_{\text{eff min}} \approx 0,65 d$

Dabei sind die Toleranzen der realen gepaarten Gewinde jedoch noch nicht berücksichtigt. Die maximale Schichtdicke (entsprechend dem doppelten Wert der minimale Schichtdicke) von Korrosionsschutzüberzügen auf Verbindungselementen muss bei der Auswahl der Gewindetoleranzfeldlagen für Mutter und Schraube berücksichtigt werden. In DIN 267-10 für feuerverzinkte Verbindungselemente sowie in ISO 898-2 und -6 waren früher prozentuale Minderungen der Tragfähigkeit für Gewinde mit Abmaß benannt. Das entspricht jedoch nicht mehr dem aktuellen Stand der Technik. Dieser Sachverhalt schließt die Anwendbarkeit eines Korrosionsschutzsystems für bestimmte kleine Nenn-Durchmesser aus, wenn die volle Tragfähigkeit selbst durch die zulässige Maximalhärte nicht dargestellt werden kann.

Um den Bruch der Schraube zu bewirken, benötigt eine Paarung von Gewinde der Toleranzklassen 6g/6AZ tendenziell eine höhere Mutter als eine vergleichbare Paarung der Toleranzklassen 6az/6H mit geringerem Ist-Spannungsquerschnitt der Schraube.

Da austenitischen Stähle nach ISO 3506 im Vergleich zu Kohlenstoffstählen nach ISO 898 grundsätzlich ein höheres Scherfestigkeitsverhältnis aufweisen, genügt eine geringere Scherfläche im gepaarten Gewinde (d. h. geringere Bemessungsmutterhöhe $m_{\text{th, design}}$), um einen Bruch im freien belasteten Gewinde zu erreichen. Demzufolge kann die Mutterhöhe für Muttern aus austenitischen Stählen stets geringer gewählt werden als für Muttern nach ISO 898-2 üblich. Für austenitische Werkstoffe ist DIN 934 für Regelgewinde meist ausreichend, d. h. in der Paarung mit Schrauben der zugeordneten Festigkeitsklasse voll tragfähig.

5. Muttern mit unterkritischer Höhe

Am Beispiel von niedrigen Muttern der Festigkeitsklassen 04 oder 05 ist unmittelbar einsichtig, dass diese Muttern für zugbelastete Verbindungen auf Grund ihrer geringen Mutterhöhe zur Paarung mit Schrauben der Festigkeitsklassen 4.6 oder 5.6 ungeeignet sind, obwohl deren Prüfspannung (380 MPa und 500 MPa) jeweils der Mindest-Zugfestigkeit (400 MPa und 500 MPa) derartiger Schrauben entspricht.

Aber selbst wenn die statische Tragfähigkeit der gepaarten Gewinde ausreichend ist, hat eine geringe Eingriffslänge negative Auswirkung auf die Lastverteilung und Ermüdungsfestigkeit. Hier können z. B. genormte Muttern des Typ 1 mit Feingewinde kritisch sein.

Um den Prüfkraftversuch zu bestehen, kann die Härte bei Muttern mit unterkritischer Höhe innerhalb der zulässigen Grenzen erhöht werden. Wenn die Maximalhärte vergüteter Muttern nicht spezifisch je Festigkeitsklasse festgelegt ist, können sie mit der höchsten allgemein zulässigen Härte hergestellt und mit beliebiger Kennzeichnung (z. B. Festigkeitsklasse 8, 10 oder 12) in den Handel gebracht werden. Diese Muttern wären dann alle technisch gleichwertig.

Warmfeste Mutter und Schrauben aus Werkstoffen nach DIN 267-13 werden beide innerhalb derselben Festigkeitsspanne entsprechend EN 10269 hergestellt. Die Muttern sind also härter als für das vorgenannte Gleichgewicht $R_s = 1$ nötig. Eine „nicht ausreichende Höhe“ der Mutter wird demzufolge im Prüfkraftversuch nicht zuverlässig erkannt. Wenn derartige Muttern ($\tau_{m\text{ nut}} > 0,8 \tau_{m\text{ bolt}} \Rightarrow R_{m\text{ nut}} > 0,7 R_{m\text{ bolt}}$) mit Schrauben gepaart werden, kann somit bei Überlast auch vor Erreichen der Mindestbruchkraft der Schraube das Schraubengewinde abstreifen. Derartige Muttern entsprechen dann zwar der ISO 898-2 oder der DIN 267-13 und dürfen entsprechend gekennzeichnet werden, sie sind aber möglicherweise in Kombination mit Schrauben der entsprechenden Festigkeitsklasse als Garnitur nicht voll tragfähig. Die grundsätzliche Erwartung des Anwenders wird damit nicht zuverlässig erfüllt.

7. Überarbeitung der ISO 898-2

Die DIN 934:1982 galt für den Abmessungsbereich von M1 bis M160x6 bzw. M8x1 bis M125x4. In der letzten Ausgabe der ISO 898-2:2012 wurden Regelgewinde und Feingewinde nun auch wieder in einer Norm zusammengefasst. Deren Geltungsbereich ist jedoch auf M5 bis M39 bzw. M8x1 bis M39x3 beschränkt. Dabei wurden die folgenden vermeintlichen Widersprüche erkannt:

- Gleiche Maximalhärte für Muttern der Festigkeitsklassen 8, 10 und 12,
- Regel- und Feingewinde in der Festigkeitsklasse 8 jeweils teilweise sowie Regelgewinde in der Festigkeitsklasse 10 für Typ 2 mit gleicher Härte wie Typ 1,
- Grundsätzlich sind Regelgewinde und Feingewinde nicht in allen Typen durch eindeutig zugeordnete spezifische Härtebereiche beschrieben.

Die aktuelle Überarbeitung der ISO 898-2 hat nun folgende Ziele:

- widerspruchsfreie Festlegung der Härtebereiche für die Festigkeitsklassen und Typen,
- übereinstimmende Werkstoffzustände für 04 und 8 sowie 05 und 10,
- angepasste Maximalhärten für die Festigkeitsklassen 8, 10 und 12: Versprödungsanfälligkeit möglichst vermindern, aber ggf. nötige Sicherungswirkung darstellen.

Vor 2012 waren die folgenden Ausführungen von Muttern genormt:

- Regelgewinde in Muttern Typ 1 für die Festigkeitsklassen 5, 6, 8, 10 sowie 12 nur bis M16,
- Regelgewinde in Muttern Typ 2 nur in den Festigkeitsklassen 12 sowie 8 ab M16, 9 bis M16,
- Feingewinde in Muttern Typ 1 für die Festigkeitsklassen 5, 6, 8 sowie 10 bis M16x1,5,
- Feingewinde in Muttern Typ 2 nur in den Festigkeitsklassen 10 sowie 8 und 12 je bis M16x1,5.

Die beiden in der Vergangenheit optional vergüteten Ausführungen als Feingewinde ab M16 in den Festigkeitsklassen 5 und 6 sollen entfallen. Auch die nicht vergüten Muttern der Festigkeitsklassen 4 und 9 entfallen. Die Festigkeitsklassen 5 und 6 werden ausschließlich unvergütet und die Festigkeitsklassen 10 und 12 ausschließlich vergütet geliefert. In der Festigkeitsklasse 8 sollen beide Fertigungsverfahren grundsätzlich nebeneinander erlaubt sein, lediglich Feingewinde in Muttern Typ 1 muss weiterhin zwingend vergütet werden.

Da das Vergütungsgefüge der Mutter ein Merkmal der Festigkeitsklasse 10 nach ISO 898-2 darstellt, können unvergütete Schweißmutter nach ISO 21670 nicht mit der Festigkeitsklasse 10 nach ISO 898-2 gekennzeichnet werden. Dennoch sind sie zur Verschraubung mit Schrauben der Festigkeitsklassen bis einschließlich 10.9 nach ISO 898-1 geeignet.

Neben QT (vergütet) gibt es weitere Lieferzustände, z. B. AC (warm umgeformt), N und FP (geglüht) oder PE (zerspannt), die alle als NQT (nicht vergütet) bezeichnet werden. Lediglich für QT gelten die Anforderungen an ein homogenes Gefüge (derzeit „90% Martensit“ bzw. künftiger Formulierungsvorschlag „kein Ferrit-Anteil“) sowie die Mindest- und Maximal-Härte. Das örtliche Gefüge aller sonstigen Lieferzustände NQT ist demzufolge „undefiniert“ und lediglich der Prüfkraftversuch stellt (neben der chemischen Analyse) das alleinige Kriterium für die Kennzeichnung mit der Festigkeitsklasse nach ISO 898-2 dar.

ISO 898-2:2012 entstand durch Zusammenführung der ISO 898-2:1992 und ISO 898-6:1994. Dabei wurde die Festigkeitsklasse 8 – Typ 2 für $M5 \leq D \leq M16$ für Regelgewinde mit einer Härte von 200 bis 302 HV (entsprechend den bewährten Anforderungen für Typ 1) sowie die Festigkeitsklasse 8 – Typ 2 für $M16x1,5 < D \leq M39x3$ für Feingewinde mit einer Härte von 295 bis 353 HV (entsprechend den bewährten Anforderungen für Typ 1) zusätzlich genormt.

Da für diese beiden Fälle und auch für Regelgewinde in der Festigkeitsklasse 10 mit jetzt konservativen Festlegungen keine Berechnungen nach Alexander [5] vorlagen, wurde 2014 beschlossen, die technisch erforderlichen Mindesthärten für alle grundsätzlich möglichen Ausführungen der Muttern (Gewindeabmessung, Festigkeitsklasse, Typ, Formgebung, Wärmebehandlung) für die Toleranz 6H im Einklang mit den bisherigen Anforderungen der Norm zu berechnen und - wo möglich - weitere Lücken zu schließen.

Dabei sollen die alten Werte für die Prüfspannung und Prüfkraft sowie Mindest-Härte und Maximal-Härte beibehalten werden, wenn kein wesentlicher Widerspruch zu den aktuell auf einheitlicher Grundlage erneut ermittelten Bemessungswerten vorliegt.

Die Prüfkraft ist die führende Größe, aus der sich die Anforderungen an die Mindest-Härte ableiten. Die Prüfkraft ist von der Festigkeitsklasse, dem Nenndurchmesser und der Gewindefeinheit abhängig. Typ der Mutter, Formgebung und Wärmebehandlung haben jedoch keinen Einfluss. Die Prüfkraft soll nur dann angepasst werden, wenn dies technisch nötig ist.

Die in die Norm aufgenommenen Härte-Werte können jedoch auf Grund weiterer Anforderungen gegenüber der alleinigen Betrachtung des Gewindeabstreifens abweichend höher festgelegt werden. Neben dem Gewindeabstreifen im Prüfkraftversuch oder in der realen Verbindung als primäres Kriterium müssen auch die Flächenpressung in der Auflagefläche oder die Sicherungswirkung von Ganzmetall-Muttern bei der endgültigen Festlegung der erforderlichen Härtebereiche mit bedacht werden.

Um die Akzeptanz der Norm zu erhöhen, sollen Grenzwerte für die Härte geeignet gruppiert und vereinheitlicht werden. Damit die Hintergrundinformationen zu den Berechnungsergebnissen von Prof. Masaya Hagiwara auf der Grundlage des Berechnungsmodells von Alexander [5] für Härte und Prüfspannung aber nicht verloren gehen, soll eine detaillierte Darstellung für jeden Einzelwert in ISO/TR 16224 erfolgen.

- Für M3, M3,5 und M4 waren bislang gemäß Tabelle A.2 der ISO 898:2012 lediglich die Härtewerte angehoben. Die unveränderte Geometrie nach DIN 934 und ISO 4032 soll beibehalten werden. Von Deutschland wird angestrebt, die mechanischen Eigenschaften für diese Abmessungen an Hand von Härteklassen festzulegen.
- Für die Abmessung M5 soll die Flächenpressung vermindert werden. Dazu soll der äußere Auflagedurchmesser $d_{w\ min}$ vergrößert werden: 7,20 mm (IT15) statt 6,88 mm (IT16)
- Die großen Abmessungen außerhalb der ISO 898-2 ($M39 < D \leq M64$ oder M80) müssen gegenüber den aktuellen Abmessungen der ISO 4032 ertüchtigt werden. Dazu könnten zwei Wege gewählt werden:

a) Hauptabmessungen nach DIN 934 und ISO 4032 beibehalten, aber die Toleranzen der Fase so einschränken, dass $m_{th, design}$ dem Typ 1 entspricht:

$$d_{a\ max} = 1,03 D \text{ (statt } 1,08 D) \text{ und Winkel } 110^\circ \text{ bis } 120^\circ \text{ (statt } 90^\circ \text{ bis } 120^\circ)$$

Dieses Konzept hat sich für HV-Garnituren mit großer Schlüsselweite bewährt.

b) Analog zu Feingewinde kleiner Durchmesser auch Regelgewinde großer Durchmesser als Typ 2 in ISO 4033 aufnehmen. Diese Alternative wird derzeit international bevorzugt, um diese Produkte künftig deutlich von DIN 934 und ISO 4032 zu unterscheiden. Vorschläge für Prüfkrafts sowie Mindest- und Maximalhärten liegen dazu vor.

- [1] H. Wiegand, K.H. Kloos, W. Thomala: Schraubenverbindungen-Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York (2007)
- [2] V. Dünkel: Berechnung der Einschraubtiefe – Ergänzende Definitionen und Vergleich der Mutterhöhe; VDI-Tagung: Schraubenverbindungen 2005, Dresden, VDI-Berichte 1903
- [3] V. Dünkel: Erweiterte Methode zur Berechnung der Einschraubtiefe, Deutscher Schraubenverband und Institut für Werkstoffkunde der TH Darmstadt: 7. Informations- und Diskussionsveranstaltung: Schraubenverbindungen - Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis, DSV Darmstadt 2003
- [4] W. Thomala: Abstreiffestigkeit des Muttergewindes – Berechnung, Festigkeitswerte, 3. Informations- und Diskussionsveranstaltung: Schraubenverbindungen – Neue Ergebnisse aus Forschung und Praxis, DSV Darmstadt 1991
- [5] E. A. Alexander. Analysis and design of threaded assemblies. International Automotive Engineering Congress and Exposition Detroit (1977), Rep. Nr. 770420

Bewertung des Scherfestigkeitsverhältnisses für Schrauben festgelegter Festigkeitsklassen

Evaluation of the shearing strength ratio for bolts with defined strength grades

Dipl.-Ing. **Maik Dörre**, Fraunhofer-Einrichtung für Großstrukturen in der Produktionstechnik (IGP), Rostock;

Prof. Dr.-Ing. **Ralf Glienke**, Hochschule Wismar, Bereich Maschinenbau/Verfahrens- und Umwelttechnik, Wismar;

Dr. **Georg Berschneider**, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät für Mathematik, Magdeburg

Vorspann:

Für die Bemessung einer querkraftbeanspruchten Schraubverbindung ist die Kenntnis über die Abschertragfähigkeit der Schraube unabdingbar. Aufgrund der differenten Bemessungswerte in den verschiedenen Regelwerken wurden über 1000 Scherversuche mit ein- und zweischnittiger Anordnung sowie Zugversuche an Schrauben mit Festigkeitsklassen von 4.6 bis 10.9 und Nenndurchmessern von M8 bis M20 zur Bewertung der aktuell vorliegenden Scherfestigkeitsverhältnisse durchgeführt und statistisch ausgewertet. Diese Ergebnisse wurden zur Aufklärung der Diskrepanzen zwischen den vorliegenden Regelwerken herangezogen.

Abstract:

The knowledge of the shear capacity of bolts is essential for the design of shear joints. Due to different design values in various guidelines, more than 1000 shear tests with single and double shear arrangements as well as tensile tests on bolts of grades from 4.6 to 10.9 and nominal diameters from M8 up to M20 were carried out and statistically analyzed to evaluate the currently available shear strength ratios. These results were used to clarify the discrepancies between the existing guidelines.

1 Problemstellung

Bei Scher-/Lochleibungsverbindungen (SL-Verbindungen) handelt es sich um „handfest“ angezogene formschlüssige Schraubenverbindungen, die quer zur Schraubenachse beansprucht werden. Typischerweise kommt diese Verbindung vor allem im Stahl- und Luftfahrzeugbau zum Einsatz (Kategorie A nach), aber auch im Schienenfahrzeugbau mit Verbindungen der Risikoklasse G (gering). Im Maschinenbau sind auftretende Querkräfte in Schraubenverbindungen hingegen i.d.R. durch Reibschluss zu übertragen . Dennoch muss nach VDI 2230 – Blatt 1 im Sinne einer Sicherungswirkung bei Überbeanspruchung ein Versagen der Verbindung durch Abscheren des Schraubenbolzens oder Lochleibung ausgeschlossen werden. Der Schraubenverbindung wird folglich bei Überlastung eine eingeschränkte weitere Nutzung (Tragreserve) zugesprochen .

Im Wesentlichen kann die Abschertragfähigkeit über zwei Regelwerke bestimmt werden, die VDI 2230 – Blatt 1 für maschinenbauliche Anwendungen sowie den EUROCODE 3 nach DIN EN 1993-1-8 für den Stahlbau bzw. nach DIN EN 1993-1-3 für den Metalleichtbau ($0,75\text{ mm} \leq t \leq 3\text{ mm}$ bei der Verwendung von Schrauben). Die Nachweisführung mithilfe der charakteristischen Abschertragfähigkeit ist nach beiden Regelwerken identisch, wenn Gl. 6 in Gl. 5 eingesetzt wird, wobei Gl. 6 nicht dem EUROCODE 3 zu entnehmen ist, die Scherfestigkeitsverhältnisse aber trotzdem nach Gl. 6 berechnet wurden, Tabelle 1.

Tabelle 1: Bemessung der Abschertragfähigkeit nach verschiedenen Regelwerken

VDI 2230 – Blatt 1		DIN EN 1993-1-8 / DIN EN 1993-1-3	
$S_A = \frac{\tau_B}{\tau_{Qmax}} = \frac{\tau_B \cdot A_r}{F_{Qmax}} \geq 1,1$	Gl. 1	$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd}$	Gl. 4
$F_{QzulS} = \frac{A_r \cdot R_m \left(\frac{\tau_B}{R_m} \right)}{S_A}$	Gl. 2	$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v \cdot f_{ub} \cdot A}{\gamma_{M2}}$	Gl. 5
$F_{Qvorh} \leq F_{QzulS}$	Gl. 3	$\alpha_v = \frac{\tau_{ub}}{f_{ub}}$	Gl. 6
F_{Qmax} maximal einwirkende Querkraft F_{QzulS} zulässige Scherkraft der Schraube A_r Scherfläche bei Querbelastung R_m Zugfestigkeit der Schraube; Mindestwert nach DIN EN ISO 898-1 S_A Sicherheit gegen Abscheren τ_B Scherfestigkeit τ_{Qmax} maximale Scherspannung infolge einer Querkraft F_{Qmax}		$F_{v,Ed}$ Bemessungswert der einwirkenden Abscherkraft auf eine Schraube im Grenzzustand der Tragfähigkeit $F_{v,Rd}$ Bemessungswert der Abschertragfähigkeit einer Schraube A Querschnittsfläche einer Schraube (Brutto-Querschnitt des Schafts oder Spannungsquerschnitt des Gewindes) f_{ub} Zugfestigkeit des Schraubenwerkstoffs γ_{M2} Teilsicherheitsbeiwert (= 1,25)	
DIN EN 13001-3-1			
		$F_{v,Sd} \leq F_{v,Rd}$	Gl. 7
		$F_{v,Rd} = \frac{f_{yb} \cdot A}{\gamma_m \cdot \gamma_{sbs} \cdot \sqrt{3}}$	Gl. 8
$F_{v,Sd}$ Bemessungsscherkraft je Schraube und Schubebene $F_{v,Rd}$ Grenzwert der Bemessungsscherkraft je Schraube und Schubebene f_{yb} Fließgrenze des Schraubenwerkstoffs A Querschnittsfläche des Schraubenschaftes in der Schubebene γ_{sbs} spezifischer Widerstandsbeiwert für Schraubverbindungen $\gamma_{sbs} = 1,0$ bei mehrschnittigen Verbindungen $\gamma_{sbs} = 1,3$ bei einschnittigen Verbindungen γ_m allgemeiner Widerstandsbeiwert (= 1,1 für Fließversagen)			

Für den Nachweis geschraubter Verbindungen im Kranbau kommt hingegen die DIN EN 13001-3-1 zur Anwendung. Die Nachweisführung ist wesentlich konservativer und die Verbindung ist so zu dimensionieren, dass sich der Schaft in der Scherfuge befindet. Ein vergleichbares „Scherfestigkeitsverhältnis“ für Scherverbindungen ergibt sich für diese Norm mit $1/\sqrt{3}$ zu 0,577. Im Gegensatz zum EUROCODE 3 ist nach nur die Streckgrenze f_{yb} und damit der kleinere Widerstandsbeiwert von $\gamma_m = 1,1$ für Fließversagen (EUROCODE 3: $\gamma_{M2} = 1,25$) in Ansatz zu bringen. Ferner wird über einen zusätzlichen Sicherheitsbeiwert γ_{sbs} die Tragfähigkeit einschnittiger Schraubenverbindungen mit $\gamma_{sbs} = 1,30$ geringer als für mehrschnittige Schraubenverbindungen ($\gamma_{sbs} = 1,00$) eingestuft.

Je nachdem welches Regelwerk zur Bemessung einer Schraubenverbindung in der Praxis zugrunde gelegt wird, kann die Abschertragfähigkeit der Schraube erheblich variieren. Die Ursache für abweichende Abschertragfähigkeiten ergibt sich im Wesentlichen aus den unterschiedlichen Scherfestigkeitsverhältnissen (Verhältnis aus Scherspannung und Zugfestigkeit) der Regelwerke, Tabelle 2. Die Abweichungen zwischen EUROCODE 3 und VDI 2230 – Blatt 1 betragen dabei bis zu 24 %.

Tabelle 2: Scherfestigkeitsverhältnisse nach verschiedenen Regelwerken

Regelwerke		Gewinde/Schaft in Scherfuge	FK 4.6	FK 5.6	FK 8.8	FK 10.9	FK 12.9
DIN EN 1993-1-8 und -NA		Schaft	0,60	0,60	0,60	0,60	-
		Gewinde	0,60	0,60	0,60	0,50	-
VDI 2230 – Blatt 1		unabhängig	0,70	0,70	0,65	0,62	0,60
DIN 18800-1 ¹⁾		Schaft	0,60	0,60	0,60	0,55	-
		Gewinde	0,60	0,60	0,60	0,44	-
DIN EN 13001-3-1 ²⁾	einschnittig	Schaft	0,444	0,444	0,444	0,444	0,444
	mehrschnittig	Schaft	0,577	0,577	0,577	0,577	0,577
ISO 10721-1		Schaft	-	-	0,60	0,60	-
		Gewinde	-	-	0,50	0,50	-
¹⁾ zurückgezogen							
²⁾ berechnet mit $1/(\gamma_{\text{sbs}} \cdot \sqrt{3})$							

Die vorliegenden Scherfestigkeitsverhältnisse beruhen u. a. auf Untersuchungen aus den Jahren 1984, 1987 und 1990 und sind in vergleichend gegenübergestellt. Aus Sicht der Verfasser ist die Durchführung der Abscherversuche nach der mittlerweile zurückgezogenen DIN 50141 jedoch zu hinterfragen. Bei dem in dieser Norm beschriebenen Schergerät handelt es sich um eine zweischnittige Abschervorrichtung. Ein Problem stellt die Zweischnittigkeit dar, so können mögliche Ausreißer durch die Mittelung nicht in voller Höhe erfasst werden, wobei nach Luftfahrtnorm LN 65150 ebenfalls ein zweischnittiges Schergerät zur Schrauben- und Bolzenprüfung verwendet wird und die VDI 2230 – Blatt 1 die Prüfung des Schraubenbolzens auf Abscheren in Anlehnung an die zurückgezogene DIN 50141 oder LN 65150 empfiehlt.

Mögliche Folgen bei einer Überschätzung der Abschertragfähigkeit der Schraube sind gravierend. Ein vorzeitiges und schlagartiges Versagen des zum Teil spröden Schraubenwerkstoffes ohne Vorankündigung kann erhebliche Konsequenzen für Mensch und Maschine nach sich ziehen.

Zusammengefasst ergibt sich für die Verfasser aufgrund der teilweise starken Abweichungen der Scherfestigkeitsverhältnisse innerhalb der einzelnen Regelwerke auf Basis der durchge-

fürten Scherversuche nach z.T. bereits zurückgezogener Norm ein zwingender Untersuchungsbedarf.

2 Experimentelle Untersuchungen

Zur Beurteilung der Literaturwerte wurden eigene Untersuchungen im akkreditierten Prüflabor der Fraunhofer - Einrichtung für Großstrukturen in der Produktionstechnik (IGP) durchgeführt. Die im Versuchsplan (Tabelle 3) enthaltenen Schrauben sind nahezu alle brüniert gewesen, wobei die Schrauben der Normenreihen DIN EN 14399-4 und DIN 7990 mit feuerverzinkter Oberfläche geprüft wurden.

Tabelle 3: Versuchsplan

Norm	FK	M8	M10	M12	M16	M20
DIN EN ISO 4017	5.6	10 x AS1S	10 x AS1S	10 x AS1S	10 x AS1S 10 x LZ	10 x AS1S 10 x LZ
	8.8	10 x AS2S	10 x AS2S	10 x AS2S ¹⁾		
	10.9	10 x LZ	10 x LZ	10 x LZ		
DIN EN ISO 4014	5.6	10 x AS1S	10 x AS1S	10 x AS1S	10 x AS1S 10 x LZ	10 x AS1S 10 x LZ
	8.8	10 x AS2S	10 x AS2S	10 x AS2S ²⁾		
	10.9	10 x LZ	10 x LZ	10 x LZ		
DIN 7990 (tZn)	4.6			10 x AS1S 10 x AS2S 10 x LZ	10 x AS1S 10 x LZ	10 x AS1S 10 x LZ
DIN EN 14399-4	10.9			10 x AS1S 10 x LZ	10 x AS1S 10 x LZ	10 x AS1S 10 x LZ
AS1S – einschnittiger Abscherversuch AS2S – zweisechnittiger Abscherversuch LZ – Längszugversuch / Zugversuch ¹⁾ außer für Serie 4017–M12–5.6 ²⁾ außer für Serie 4014–M12–10.9						

Bei Schrauben nach DIN EN ISO 4017 wurde der Spannungsquerschnitt des Gewindes nach DIN 13-28 zur Berechnung der Spannung zugrunde gelegt und bei den Schaftschrauben und Zugproben wurde der Durchmesser an drei Positionen pro Schraube gemessen und anschließend auf den entsprechenden mittleren Querschnitt umgerechnet.

Einschnittige Abschersuche (AS1S):

Die Scherspannungen $\tau_{B,AS1S}$ wurden mit einer einschnittigen Abschervorrichtung ermittelt (Bild 1), welche den Vorteil bietet auch kurze, hochfeste Schrauben bei geringeren Prüfkraften abscheren zu können. Die Schrauben wurden mit Hilfe der statischen Zug-/ Druckprüfmaschine Z400E der Fa. ZWICK im weggeregelten Modus mit einer Prüfgeschwindigkeit von 1 mm/min bis zum Bruch belastet.

Um ein Aufbiegen der Scherfuge unter Last zu vermeiden, wurde die Vorrichtung monolithisch gefertigt und der Steg in dem die Schale sitzt, möglichst kurz ausgeführt. Ferner wurde der Übergang mit dem größtmöglichen Radius ausgebildet sowie zusätzlich beidseitig Aussteifungen angeschraubt.

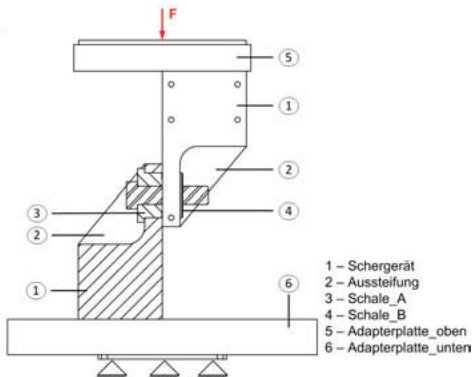


Bild 1: Einschnittige Abschervorrichtung im Halbschnitt

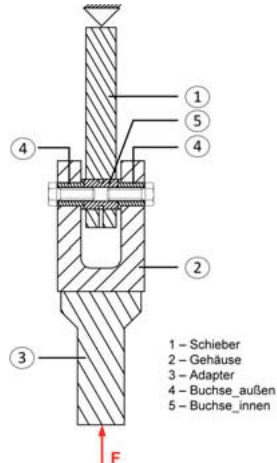


Bild 2: Zweischnittige Abschervorrichtung mit beidseitig eingeführten Schrauben

Zweischnittige Scherversuche (AS2S):

Die zweischnittigen Abscherversuche wurden begleitend durchgeführt um mögliche prüftechnische Einflüsse zu berücksichtigen, da viele Untersuchungen auf denen die derzeitigen Scherfestigkeitsverhältnisse basieren, ebenfalls mit einer zweischnittigen Abschervorrichtung durchgeführt wurden.

Zur Prüfung wurde beidseitig je eine Schraube eingeführt (Bild 2), obwohl dieses Vorgehen nach DIN 50141 nicht zulässig ist. Da aber bei anderen Untersuchungen simultan vorgegangen wurde, wurde diese Forderung nicht berücksichtigt. Nachdem die Schrauben positioniert worden sind, wurden diese in der Z400E der Fa. Zwick mit einer Druckkraft belastet und weggeregelt mit einer Geschwindigkeit von 1 mm/min bis zum Bruch geprüft. Die im Rahmen der Untersuchungen gemessenen maximalen Kräfte wurden jeweils auf den gemessenen Schaftquerschnitt bzw. den doppelten normierten Spannungsquerschnitt des Gewindes jeder Schraube bezogen.

Längszugversuche an abgedrehten Schrauben nach DIN EN ISO 898-1 (LZ):

Die Proben wurden in der Z400E der Fa. ZWICK mit 5 mm/min weggeregelt bis zum Bruch belastet. Bei dem Einbau wurde vor allem darauf geachtet, dass die Festigkeitsklasse von Schraube und Mutter aufeinander abgestimmt waren .

3 Auswertung

In Bild 3 ist ersichtlich aus welchen Versuchen welche Auswertegrößen resultieren und wie diese kombiniert werden um die unterschiedlichen Scherfestigkeitsverhältnisse zu berechnen.

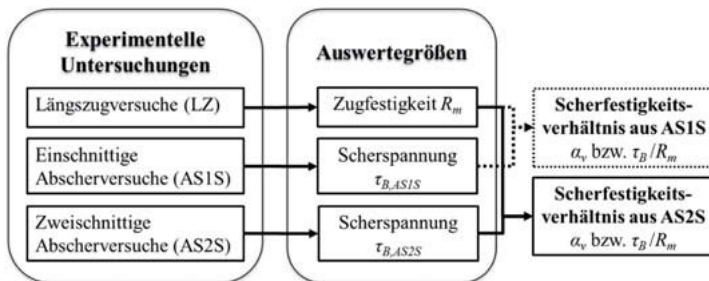


Bild 3: Übersicht zum Versuchsprogramm

Da das Scherfestigkeitsverhältnis (τ_B / R_m) der Quotient aus Scherspannung und Zugfestigkeit ist, musste überprüft werden ob die beiden Größen linear voneinander abhängig sind, um ein geeignetes Verfahren für die statistische Auswertung wählen zu können. Nimmt der Korrelationskoeffizient ρ Werte von -1 oder 1 an, besteht eine lineare Abhängigkeit.

Zur Bestimmung von ρ mit Gl. 9 (Pearson Produkt-Moment-Korrelation) muss die Zugfestigkeit eindeutig einer Scherspannung zugeordnet werden können. Dazu wurde, wie in Bild 4 gezeigt, zusätzlich je eine Zug- und Scherprobe aus ein und derselben Schraube gefertigt, da davon auszugehen ist, dass die Streuungen der Festigkeitswerte in diesem Fall vernachlässigbar klein sind. Die abgedrehten Zugproben ① wurden aus den Schaftschrauben gedreht, wohingegen bei den Schrauben mit Gewinde bis Kopf vereinfachend ein Zugversuch an ganzer Schraube ① durchgeführt wurde, Bild 4. Nummer ② stellt entsprechend die Scherprobe dar. Aufgrund der aufwendigen Probenherstellung wurden nur 8 zusätzliche Versuchsserien auf diese Weise abgeprüft. Je Versuchsserie wurden 11 Zug- und Scherverversuche durchgeführt. Gemäß Gl. 9 ergibt sich ein Korrelationskoeffizient von $\rho = 0,989$. Damit kann die in unterstellte lineare Abhängigkeit bestätigt werden und geht in die nachfolgende statistische Auswertung jeder Versuchsserie als externer Parameter mit ein.

$$\rho = \frac{s_{xy}}{s_x \cdot s_y}$$

Gl. 9



Bild 4: ① Zug- und ② Scherprobe aus ein und derselben Schraube

Für die statistische Auswertung der Versuchsdaten ergeben sich im Wesentlichen drei Problemstellungen:

1. Die einfließenden Scherspannungen und Zugfestigkeiten können nicht als statistisch unabhängige Größen aufgefasst werden.
2. Scherspannungen und Zugfestigkeiten liegen nicht als Datenpaare vor, sodass die Scherfestigkeitsverhältnisse nicht direkt als deren Quotient aus den Versuchsdaten errechnet werden können. Für die statistische Auswertung muss daher eine Beziehung von Kenngrößen der Scherfestigkeitsverhältnisse zu den entsprechenden, aus den Daten berechenbaren, Kenngrößen der Scherspannungen und Zugfestigkeiten ausgenutzt werden.
3. Es ist zu prüfen, inwiefern die in der Literatur üblichen Verfahren zur Bestimmung von kritischen Werten, meist unter Annahme von normalverteilten Daten, für den hier vorliegenden Quotienten von abhängigen Größen geeignet sind.

Das genaue Vorgehen bei der weiteren statistischen Auswertung ist in [1] beschrieben. Die Auswertung und die Ergebnisse für Schrauben mit Gewinde in der Scherfuge sind ebenfalls in [1] enthalten. Die berechneten 5 % Quantile für die Schaftschrauben sind vergleichend in Tabelle 4 und 5 aufgeführt.

Tabelle 4: Versuchsauswertung aus zweischnittigen Abscherversuchen

Versuchsreihe	Zugversuche		Scherversuche zweischnittig		Scherfestigkeitsverhältnis zweischnittig				Scherfestigkeitsverhältnisse aus Regelwerken			
	\bar{R}_m [MPa]	$X_{k(n)}$ [MPa]	\bar{T}_B [MPa]	$X_{k(n)}$ [MPa]	$\bar{\alpha}$	$X_{k(n)}$ (DIN EN 1990)	$X_{k(n)}$ FIELLER	$X_{k(n)}$ HINKLEY	VDI 2230-1	DIN EN 1993-1-3 (<M12) DIN EN 1993-1-8 (≥M12)	DIN EN 13001-3-1 ¹⁾	
											einschnittig	mehrschnittig
M8-4014-5.6	620,0	537,5	475,3	466,7	0,770	0,682	0,695	0,699	0,70	0,60	0,444	0,577
M8-4014-8.8	985,2	965,3	652,4	640,3	0,662	0,660	0,660	0,660	0,65	0,60	0,444	0,577
M8-4014-10.9	1174,0	1142,5	785,6	771,5	0,669	0,663	0,663	0,664	0,62	0,50	0,444	0,577
M10-4014-5.6	535,4	521,0	447,5	437,1	0,836	0,831	0,832	0,832	0,70	0,60	0,444	0,577
M10-4014-8.8	922,6	902,5	640,5	625,7	0,694	0,692	0,692	0,692	0,65	0,60	0,444	0,577
M10-4014-10.9	1135,4	1079,2	749,0	731,6	0,660	0,642	0,644	0,645	0,62	0,50	0,444	0,577
M12-4014-5.6	550,5	526,0	471,9	459,5	0,857	0,841	0,842	0,844	0,70	0,60	0,444	0,577
M12-4014-8.8	964,5	901,2	667,1	638,4	0,692	0,668	0,671	0,672	0,65	0,60	0,444	0,577
M12-7990-4.6	488,0	459,5	386,4	367,1	0,792	0,783	0,783	0,784	0,70	0,60	0,444	0,577
¹⁾ theoretisch ermitteltes Scherfestigkeitsverhältnis aus gegebenen Faktoren $1/(\gamma_{sbs} \cdot \sqrt{3})$												

Zur Verifizierung der bestehenden Bemessungswerte aus den Regelwerken wird der Vergleich mit den zweischnittigen Abscherversuchen angestellt, Tabelle 4. Dabei bildet das 5 % Quantil $X_{k(n)}$, welches nach DIN EN 1990 ermittelt wurde, die Basis für den Vergleich, weil dieser Wert der konservativste ist und die Abweichungen zu den exakteren Berechnungsverfahren (FIELLER, HINKLEY) klein sind. Sofern die jeweiligen Bemessungswerte sich unterhalb der ermittelten 5 % Quantile befinden, wurden die Felder grau hinterlegt. Dies markiert an dieser Stelle eine auf der unsicheren Seite liegende Bemessung und ist aus Sicht des Konstrukteurs bzw. Tragwerksplaners unerfreulich. Die Lage der Quantile aus den entsprechenden Versuchsreihen bezogen auf die nominelle Zugfestigkeit zu den Bemessungswerten der verschiedenen Regelwerke ist in Bild 5 grafisch dargestellt.

Die Bemessungswerte nach DIN EN 1993-1-3 (<M12) bzw. DIN EN 1993-1-8 (M12 – M36) können in fast allen geprüften Variationen bestätigt werden. Auffällig ist weiterhin, dass bei den niedrigsten Schrauben (FK 4.6 und 5.6) große Tragfähigkeitsreserven vorhanden sind. Das kleinste errechnete 5 % Quantil beträgt 0,682 und ist somit 13,6 % größer als der Bemessungswert von 0,6.

Im Gegensatz dazu können die Scherfestigkeitsverhältnisse der VDI 2230 – Blatt 1 gerade für die Schrauben mit Gewinde in der Scherfuge nicht plausibilisiert werden !

Tabelle 5: Versuchsauswertung aus einschnittigen Abscherversuchen

Versuchsserie	Zugversuche		Scherversuche einschnittig		Scherfestigkeitsverhältnis einschnittig				Scherfestigkeitsverhältnisse aus Regelwerken			
	\bar{R}_m [MPa]	$X_{k(n)}$ [MPa]	$\bar{\tau}_B$ [MPa]	$X_{k(n)}$ [MPa]	$\bar{\alpha}$	$X_{k(n)}$ (DIN EN 1990)	$X_{k(n)}$ FELLER	$X_{k(n)}$ HINKLEY	VDI 2230-1	DIN EN 1993-1-3 (<M12) DIN EN 1993-1-8 (≥M12)	DIN EN 13001-3-1 ¹⁾	
											einschnittig	mehrschnittig
M8-4014-5.6	620,0	537,5	434,7	425,0	0,704	0,626	0,635	0,641	0,70	0,60	0,444	0,577
M8-4014-8.8	985,2	965,3	599,8	580,5	0,609	0,601	0,601	0,602	0,65	0,60	0,444	0,577
M8-4014-10.9	1174,0	1142,5	735,2	717,6	0,626	0,623	0,623	0,624	0,62	0,50	0,444	0,577
M10-4014-5.6	535,4	521,0	405,6	399,3	0,758	0,749	0,749	0,750	0,70	0,60	0,444	0,577
M10-4014-8.8	922,6	902,5	609,9	575,4	0,661	0,638	0,638	0,641	0,65	0,60	0,444	0,577
M10-4014-10.9	1135,4	1079,2	711,7	686,3	0,627	0,617	0,618	0,619	0,62	0,50	0,444	0,577
M12-4014-5.6	550,5	526,0	418,7	399,7	0,760	0,755	0,755	0,756	0,70	0,60	0,444	0,577
M12-4014-8.8	964,5	901,2	593,7	556,1	0,616	0,609	0,610	0,610	0,65	0,60	0,444	0,577
M12-4014-10.9	1197,1	1163,0	741,5	701,3	0,619	0,603	0,603	0,605	0,62	0,60	0,444	0,577
M12-7990-4.6	488,0	459,5	338,4	316,4	0,693	0,685	0,686	0,686	0,70	0,60	0,444	0,577
M12-14399-10.9	1144,0	1133,5	707,1	689,1	0,618	0,608	0,608	0,609	0,62	0,60	0,444	0,577
M16-4014-5.6	573,5	569,5	405,5	399,9	0,707	0,702	0,702	0,703	0,70	0,60	0,444	0,577
M16-4014-8.8	943,5	930,4	607,9	594,9	0,644	0,639	0,639	0,640	0,65	0,60	0,444	0,577
M16-4014-10.9	1161,3	1111,0	690,0	666,3	0,594	0,588	0,588	0,589	0,62	0,60	0,444	0,577
M16-7990-4.6	518,1	507,4	384,2	373,6	0,742	0,736	0,736	0,737	0,70	0,60	0,444	0,577
M16-14399-10.9	1128,9	1113,0	683,5	660,9	0,605	0,594	0,594	0,595	0,62	0,60	0,444	0,577
M20-4014-5.6	577,7	575,3	403,8	399,9	0,699	0,695	0,695	0,696	0,70	0,60	0,444	0,577
M20-4014-8.8	964,4	947,9	607,8	593,7	0,630	0,626	0,626	0,626	0,65	0,60	0,444	0,577
M20-4014-10.9	1111,2	1083,5	674,1	649,1	0,607	0,599	0,599	0,600	0,62	0,60	0,444	0,577
M20-7990-4.6	477,7	470,8	333,5	328,4	0,698	0,696	0,697	0,697	0,70	0,60	0,444	0,577
M20-14399-10.9	1087,0	1058,7	649,6	631,6	0,598	0,595	0,595	0,595	0,62	0,60	0,444	0,577

¹⁾ theoretisch ermitteltes Scherfestigkeitsverhältnis aus gegebenen Faktoren berechnet mit $1/(\gamma_{sbs} \cdot \sqrt{3})$

Die Versuchsergebnisse sind für die einschnittige Versuchsanordnung in Tabelle 5 zusammengefasst. An dieser Stelle muss festgehalten werden, dass nur 5 von 21 Versuchsserien das Scherfestigkeitsverhältnis aus der VDI 2230 – Blatt 1 bestätigen! Nur innerhalb von einer Versuchsserie („M8-4014-10.9“) kann das Verhältnis (τ_B / R_m) für hochfeste Schrauben bestätigt werden. Aus 75 % aller Versuchsserien (einschließlich der Versuchsserien mit Gewinde in der Scherfuge) resultieren kleinere Scherfestigkeitsverhältnisse als nach VDI 2230 – Blatt 1. Dies trifft i.d.R. schon auf die Mittelwerte $\bar{\alpha}_v$ zu. Daher führt der Nachweis auf Abscheren nach eben dieser Richtlinie zu auf der unsicheren Seite liegenden Grenztragfähigkeiten. Hier wird seitens der Verfasser dringend eine Überarbeitung empfohlen. Für die Be-

wertung aus stahlbaulicher Sicht (EN 1993) kann festgehalten werden, dass die geprüften HV-Schrauben nach Normenreihe EN 14399-4 und die Serie „M16-4014-10.9“ den Bemessungswert nur geringfügig unterschreiten. Bei den niedrigsten Schrauben (FK 4.6 und 5.6) sind hingegen Tragfähigkeitsreserven vorhanden.

4 Bemessungsvorschlag

In Bild 5 sind die Scherfestigkeitsverhältnisse als 5 % Quantile (nach DIN EN 1990) für Schrauben mit Lage der Scherfuge im glattschaftigen Bereich des Schraubenbolzens aus ein- und zweischnittiger Versuchsanordnung über die mittlere Zugfestigkeit (\bar{R}_m) aufgetragen. Es wird deutlich, dass viele Versuchsergebnisse unterhalb der Bemessungslinie der VDI 2230 – Blatt 1 und damit zugleich auf der unsicheren Seite liegen. Demgegenüber verfehlen nur wenige Versuchsserien mit Schrauben höherer Nennzugfestigkeit (FK 10.9) die Vorgabe nach EUROCODE 3 .

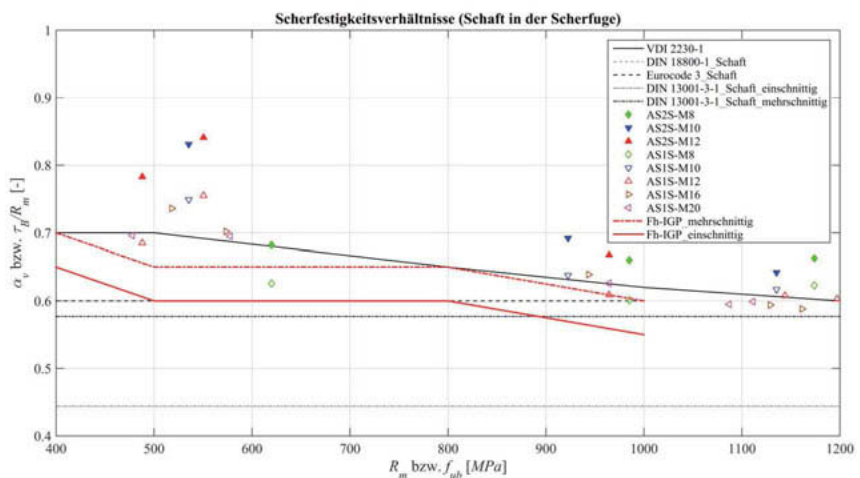


Bild 5: Scherfestigkeitsverhältnisse von Schrauben mit Schafft in der Scherfuge

Die für den Kranbau maßgebende Linie für zwei- und mehrschnittige Schraubenverbindungen über FK 4.6 bis 10.9 mit $1/(\sqrt{3} \cdot \gamma_{sbs}) = 0,444$ muss als zu konservativ angesehen werden. Vor diesem Hintergrund und der umfassenden Versuchsdaten empfehlen die Verfasser eine Anpassung oder Vereinheitlichung des Scherfestigkeitsverhältnisses mit Unterscheidung für einschnittige und mehrschnittige Anschlusskonfigurationen. Die entsprechenden Bemessungslinien sind in Bild 5 in rot eingetragen.

Für die zukünftige Bemessung schlagen die Verfasser, abgesehen von der Festigkeitsklasse, eine Unterscheidung von Gewinde und Schaft in der Scherfuge sowie von ein- und mehrschnittigen Verbindungen vor, Tabelle 6. Damit wird ein Bemessungsvorschlag unterbreitet, bei dem die Abschertragfähigkeit auf der konservativen Seite liegt und trotzdem Tragfähigkeitsreserven ausgenutzt werden. Diese Werte decken sich zumindest bei den mehrschnittigen Verbindungen sehr gut mit den Ergebnissen von KNOBLOCH.

Tabelle 6: Bemessungsvorschlag für die Scherfestigkeitsverhältnisse

Festigkeitsklasse	4.6	5.6	8.8	10.9
α – Schaft in der Scherfuge	0,7	0,65	0,65	0,6
α – Gewinde in der Scherfuge	-	0,7	0,55	0,55
Anmerkung: Bei einschnittigen Verbindungen ist das Scherfestigkeitsverhältnis α um 0,05 abzumindern				

5 Zusammenfassung

Ausgehend von der Problematik der differentiellen Scherfestigkeitsverhältnisse in den genannten Regelwerken, wurden über 1000 unabhängige Einzelversuche durchgeführt. Bei dem Vergleich der Versuchsergebnisse ist aufgefallen, dass die Scherfestigkeitsverhältnisse, welche auf Grundlage der einschnittigen Abscherversuche berechnet wurden, wesentlich kritischer sind. Vor allem bei der Gegenüberstellung mit den Scherfestigkeitsverhältnissen der VDI 2230 – Blatt 1 musste festgestellt werden, dass diese die Abschertragfähigkeit der Schrauben teilweise stark überschätzt. Die Bemessungswerte des EUROCODE 3 stimmen hingegen besser mit den Versuchswerten überein. Auf der anderen Seite sind Tragfähigkeitsreserven für die niedrigsten Schrauben (FK 4.6 und 5.6) vorhanden, welche nicht ausgenutzt werden. Die Kranbaunorm DIN EN 13001-3 ist noch wesentlich konservativer, so dass eine Anpassung der Bemessungswerte als wirtschaftlich sinnvoll erachtet wird, sofern keine Sicherheit gegen Fließen erforderlich ist. Unter Berücksichtigung der gewonnenen Erkenntnisse ist so ein eigener Bemessungsvorschlag auf Grundlage von umfangreichen experimentellen Untersuchungen und statistischen Berechnungen für die untersuchten Schrauben entstanden.

6 Literaturverzeichnis

- [1] **DIN EN 1993-1-8:2010-12:** Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1-8: Bemessung von Anschlüssen. Berlin : DIN Deutsches Institut für Normung e. V., Dezember 2010.
- [2] **VDI 2230 - Blatt 1:** Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubenverbindungen. s.l. : Beuth Verlag GmbH, Dezember 2015.
- [3] **DIN EN 1993-1-3:2010-12:** Eurocode 3: Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten - Teil 1-3: Allgemeine Regeln – Ergänzende Regeln für kaltgeformte Bauteile und Bleche. Berlin : DIN Deutsches Institut für Normung e.V., 2010.
- [4] **DIN EN ISO 898-1:2013-05:** Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl - Teil 1: Schrauben mit festgelegten Festigkeitsklassen - Regelgewinde und Feingewinde. s.l. : Beuth Verlag GmbH, 2013.
- [5] **DIN EN 13001-3-1:2013-12:** Krane - Konstruktion allgemein - Teil 3-1: Grenzzustände und Sicherheitsnachweis von Stahltragwerken. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2013.
- [6] **DIN 18800-1:2008-11:** Stahlbauten - Teil 1: Bemessung und Konstruktion. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2008.
- [7] **Knobloch, M. und Schmidt, H.:** Forschungsberichte aus dem Fachbereich Bauwesen 41: Tragfähigkeit und Tragverhalten stahlbauüblicher Schrauben unter reiner Scherbeanspruchung und unter kombinierter Scher- Zugbeanspruchung. s.l. : Universität-Gesamthochschule-Essen, 1987.
- [8] **Knobloch, M. und Schmidt, H.:** Forschungsberichte aus dem Fachbereich Bauwesen 52: Statistische Tragfähigkeitsdaten industriell gefertigter Schrauben unter vorwiegend ruhender Zug- und Abscherbeanspruchung im Gewinde. s.l. : Universität-Gesamthochschule-Essen, 1990.
- [9] **Thomala, W.:** Beitrag zur Berechnung der Haltbarkeit von Schraubenköpfen mit Kraft-Innenangriff. VDI-Z. 1984, Bd. 126, 9 - Mai.
- [10] **Dörre, M., Glienke, R. und Berschneider, G.:** Bewertung des Scherfestigkeitsverhältnisses für Schrauben festgelegter Festigkeitsklassen. Materialwissenschaft und Werkstofftechnik. angenommen, voraussichtlich 2018.

- [11] **DIN 50141:1982-01:** Prüfung metallischer Werkstoffe - Scherversuch (zurückgezogen). Berlin : Beuth Verlag GmbH, 1982.
- [12] **LN 65150:1977-11:** Prüfung metallischer Werkstoffe - Zweischnittiger Scherversuch an Schrauben und Bolzen. s.l. : Beuth Verlag GmbH, 1977.
- [13] **DIN EN 14399-4:2015-04:** Hochfeste vorspannbare Garnituren für Schraubverbindungen im Metallbau – Teil 4: System HV – Garnituren aus Sechskantschrauben und -muttern; Deutsche Fassung EN 14399-4:2015. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2015.
- [14] **DIN 7990:2008-04:** Sechskantschrauben mit Sechskantmutter für Stahlkonstruktionen. s.l. : Beuth Verlag GmbH, 2008.
- [15] **DIN EN ISO 4017:2011-07:** Sechskantschrauben mit Gewinde bis Kopf - Produktklassen A und B. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2011.
- [16] **DIN EN ISO 4014:2011-06:** Sechskantschrauben mit Schaft - Produktklassen A und B. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 2011.
- [17] **DIN 13-28:1975-09:** Metrisches ISO-Gewinde - Regel- und Feingewinde von 1 bis 250 mm Gewindedurchmesser, Kernquerschnitte, Spannungsquerschnitte und Steigungswinkel. Berlin : Beuth Verlag GmbH, 1975.
- [18] **Knobloch, M.:** Zum Tragsicherheitsnachweis scherbeanspruchter Schrauben im Stahlbau unter vorwiegend ruhender Belastung. Essen : Von Roll Schriftenreihe, 1990.
- [19] **DIN EN 1990: 2010-12:** Eurocode: Grundlagen der Tragwerksplanung. Berlin : Beuth Verlag, 2010.
- [20] **Dörre, M.:** Ein Beitrag zur Bewertung werkstofflicher und mechanischer Eigenschaften von Schrauben festgelegter Festigkeitsklassen. Masterarbeit : Universität Rostock, 2015.

Temperaturabhängiges Anzieh- und Löseverhalten von Schraubenverbindungen mit Zinklamellenüberzügen

Temperature-dependent tightening and loosening behavior of bolted joints with zinc flake coatings

A. Eberhard M.Sc., Deutscher Schraubenverband e.V., Hagen mit Sitz am Zentrum für Konstruktionswerkstoffe, TU Darmstadt, Darmstadt;
Dipl.-Ing. **M. Stähler**, DÖRKEN MKS-Systeme GmbH & Co. KG, Herdecke;
Dr.-Ing. **St. Beyer**, Deutscher Schraubenverband e.V., Hagen;
Dr.-Ing. **M. Klein**, Prof. Dr.-Ing. **M. Oechsner**,
Zentrum für Konstruktionswerkstoffe, TU Darmstadt, Darmstadt

Kurzfassung

In diesem Beitrag werden die Ergebnisse von Warmlöseversuchen nach VDA 235-203 [1] / VW 01131 [2] sowie von Anzieh- und Löseversuchen an einem Anziehprüfstand miteinander verglichen. Die Versuche werden bei Temperaturen von Raumtemperatur (RT) bis $\vartheta = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ bei Variation der Schraubenabmessung, der Schraubenkopfgeometrie, des Beschichtungssystems von Schraube und Mutter sowie des Typs der Gegenlage durchgeführt. Die Ergebnisse werden im Hinblick auf die unterschiedlichen Prüfmethoden vergleichend bewertet.

1. Einleitung

Schraubenverbindungen sind eine der wichtigsten lösbaren Verbindungen von zwei oder mehreren Bauteilen und haben damit eine sehr große Verbreitung und Bedeutung in fast allen Bereichen des konstruktiven Ingenieurwesens. Die prozess- und betriebssichere Auslegung von Schraubenverbindungen ist zur Vermeidung von Schadensfällen (Dauerbruch oder selbsttätiges Losdrehen) von entscheidender Bedeutung. Hierzu ist es notwendig, dass bei der Auslegung definierte Montagebedingungen festgelegt werden, um die erforderliche Vorspannkraft F_V sicher zu erreichen. Die Schraubenverbindung muss später den Betriebs- und Umgebungsbedingungen standhalten, auch wenn die Betriebseinflüsse bei der Auslegung nicht vollständig bekannt sind. In diesem Zusammenhang kommt der gewählten Beschichtung bzw. dem Beschichtungssystem von Schraube und Mutter eine große Bedeutung zu. Neben einem ausreichenden Korrosionsschutz wird im deutschen Automobilbereich übli-

cherweise eine geringe Gesamtreibungszahlspanne von $\mu_{\text{tot}} = 0,09$ bis $0,14$ [3] beim Anziehvorgang zugelassen, um die Streuung der Vorspannkraft F_V ebenfalls gering zu halten. Geringfügige Abweichungen von dieser Gesamtreibungszahlspanne sind in Werksnormen wie [4], [5] und [6] zu finden. Weiterhin soll bei temperaturbelasteten Schraubenverbindungen kein temperaturabhängiges selbsttätiges Losdrehen auftreten. Hierzu wird in [2] für eine Temperatur von $\vartheta = 150\text{ °C}$ ein Grenzwert der Gesamtreibungszahl für die Selbsthemmungsgrenze von $\mu_{\text{tot}} := 0,06$ angegeben.

2. Die Schraubenverbindung als tribologisches System

Reibung und Verschleiß bei einer Schraubenverbindung können als tribologisches System dargestellt werden (Bild 1). Die Struktur des Systems wird aus dem Grundkörper wie Schraube und Mutter, dem Gegenkörper wie verspannte Bauteile, Scheiben unterschiedlicher Härte oder Leisten und dem Zwischenmedium sowie dem Umgebungsmedium gebildet. Das Zwischenmedium wird durch eine Beschichtung der Verbindung, ein zusätzliches Schmiermittel oder gegebenenfalls durch die Rückstände aus einer vorherigen Reinigung des Gegenkörpers bestimmt.

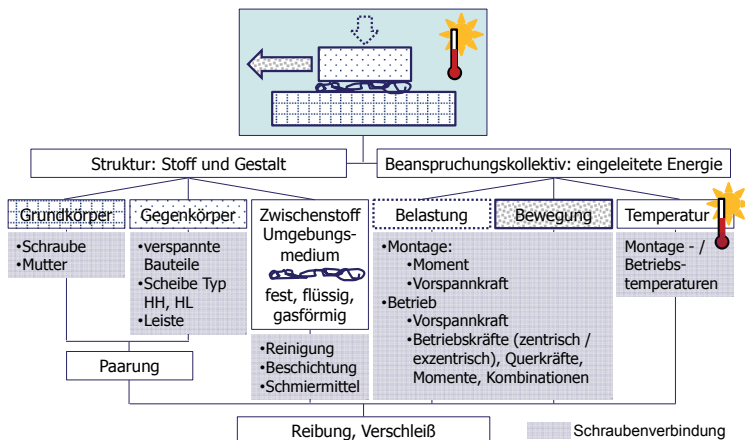


Bild 1: Allgemeines tribologisches System [nach 7], angewendet auf Schraubenverbindungen

Auf die Struktur der Verbindung wirkt ein Beanspruchungskollektiv ein, das sich aus Belastung, Bewegung und Temperatur zusammensetzt und auf Schraubenverbindungen übertragen werden kann. Beim Anziehvorgang führt ein steigendes Anziehdrehmoment T zu einer steigenden Vorspannkraft F_V , die im Betrieb durch axiale oder exzentrische Kräfte, Querkräften

te, Momente oder eine kombinierte Belastung überlagert werden kann. Eine zusätzliche Beeinflussung entsteht durch Unterschiede bei den Montage- und Betriebstemperaturen. Hieraus wird ersichtlich, dass sich die Reibungszahlen beim Anzieh- und Lösevorgang ändern können, sobald es zu einer Variation des Grundkörpers, des Gegenkörpers, des Zwischenstoffs / Umgebungsmediums, der Belastung, der Bewegung oder der Temperatur kommt.

3. Prüfgut

Für einen Vergleich der beiden Prüfmethode zur Untersuchung der Temperaturabhängigkeit auf die Gesamtreibungszahl μ_{tot} und des Verhältnisses von Losdreh- zu Anziehdrehmoment T_{LG} / T wurde Prüfgutvariante P5 herangezogen (Tabelle 1), die mit den folgenden Beschichtungen vorliegt:

- Zinklamelle
 - nur Basisschicht (B1)
 - Basisschicht und organische Deckschicht mit integriertem Schmiermittel (B2)
 - Basisschicht und silikatische Deckschicht mit integriertem Schmiermittel (B3)
- Zinknickel
 - Basisschicht (passiviert) und anorganische Versiegelung mit integriertem, organischem Schmiermittel (B4)

Tabelle 1: Versuchsmatrix zur vergleichenden Untersuchung der Prüfgutvarianten P1 bis P5 mit zwei Prüfmethode bezüglich der Temperaturabhängigkeit auf die Gesamtreibungszahl μ_{tot} und das Verhältnis von Losdreh- zu Anziehdrehmoment T_{LG} / T

	Prüfgutvariante		Prüfmethode	
	Schrauben, Muttern und Gegenlagen	Beschichtung	1 Anzieh- prüfstand	2 Warmlöseversuche nach VDA 235-203 [1] / VW 01131 [2]
P1	Kombischrauben M6x55-8.8 Muttern M6-10 [8]	B1 bis B4 blank	-	X
P2	Kombischrauben M6x55-8.8 Muttern M6-10 [9]	B2 verzinkt	-	X
P3	Schrauben M6x55-8.8, außentragend [10] Muttern M6-10 [9] Scheiben Typ HL [11]	B2 verzinkt blank	-	X
P4	Schrauben M6x55-8.8, außentragend [10] Muttern M6-10 [8] Scheiben Typs HL [11]	B2 blank blank	-	X
P5	Flanschschrauben M10x65-10.9 Muttern M10-10 [8] Scheiben Typs HL [11] Stahlleiste	B1 bis B4 blank blank KTL	X - -	X

In den Warmlöseversuchen nach VDA 235-203 [1] / VW 01131 [2] werden zusätzlich der Einfluss der Schraubenabmessung, der Schraubenkopfaufgabe, der Gegenlage und der Mut-

ternbeschichtung betrachtet (Prüfgutvarianten P1 bis P5). Hierbei liegen die Prüfgutvarianten P2 bis P4 nur in der Zinklamellenbeschichtung B2 vor.

Um einen Einfluss der Reinigung der Referenzteile auf die Ergebnisse auszuschließen, werden die Muttern und die Scheiben des Typs HL [11] zentral gereinigt und vor dem Versand luftdicht eingeschweißt. Des Weiteren kommen die Schrauben jeweils aus einem Fertigungs- und Beschichtungslos.

3. Anzieh- und Löseversuche an einem Anziehprüfstand

An einem Anziehprüfstand der Fa. Schatz AG wurden mit Prüfgutvariante P5 Anzieh- und Löseversuche bei unterschiedlichen Temperaturen (RT, $\vartheta = 80\text{ °C}$ und $\vartheta = 150\text{ °C}$) durchgeführt. Bei diesem Prüfstand befinden sich der Mehrkomponenten-Messwertaufnehmer (Vorspannkraft und Gewindemoment) in einer Wärmekammer und der Motor mit Antrieb und Drehmomentaufnehmer außerhalb der Wärmekammer. Der temperaturkompensierte Mehrkomponenten-Messwertaufnehmer wird somit für die Versuche unter Temperatur zusammen mit der Wärmekammer aufgeheizt.

Beim Anziehvorgang wurde mit einem Anziehdrehmoment von $T = 55\text{ Nm}$ und einer Drehzahl von $n = 20\text{ min}^{-1}$ montiert. Anschließend folgte eine Wartezeit in Abhängigkeit der Temperatur. Die Verbindung wurde schließlich mit einer Drehzahl von $n = 5\text{ min}^{-1}$ wieder gelöst. Jede Schraube, Mutter und Scheibe des Typs HL wurde nur einmal verwendet. Ausgewertet wurden die Gesamtreibungszahlen μ_{tot} bei einer Vorspannkraft von

- $F_V = 11\text{ kN}$ für Schrauben mit Zinklamellenbeschichtung B1
- $F_V = 20\text{ kN}$ für Schrauben mit Zinklamellenbeschichtung B2 und B3 sowie Zinknickelbeschichtung B4.

Während der Aufheizzeit von RT auf $\vartheta = 80\text{ °C}$ ($t = 2,5\text{ h}$) bzw. auf $\vartheta = 150\text{ °C}$ ($t = 4\text{ h}$) kommt es unabhängig von der Beschichtung zunächst zu einem Setzen der Verbindung. Hierbei stellt sich ein Vorspannkraftverlust infolge Setzens von durchschnittlich $\Delta F_Z = 0,5\text{ kN}$ (B2 und B3) bzw. $0,7\text{ kN}$ (B4) ein. Der Mehrkomponenten-Messwertaufnehmer dehnt sich beim Aufheizen in der Wärmekammer auf $\vartheta = 80\text{ °C}$ stärker aus als die Schraube, so dass sich der Vorspannkraftverlust F_Z infolge Setzens für die Prüfgutvariante P5 mit den Beschichtungen B2, B3 und B4 am Ende der Aufheizzeit aufhebt und sich gemittelt die gleiche Vorspannkraft einstellt, wie unmittelbar nach dem Anziehen. Hingegen kommt es während der Aufheizphase von RT auf $\vartheta = 150\text{ °C}$ bei den Beschichtungen B2, B3 und B4 nach dem Setzvorgang und dem Vorspannkraftanstieg zu einer temperaturbedingten Vorspannkraftrelaxation. Direkt vor dem Lösevorgang liegt ein Vorspannkraftverlust von gemittelt 1 kN vor (ca. 4 % für B2 und B3 sowie 3 % für B4).

Bei der Zinklamellenbeschichtung B3 zeigen sich beim Anzieh- und Lösevorgang für identische Temperaturen im Mittel ähnliche Gesamtreibungszahlen $\phi_{\mu_{\text{tot}}}$ (Bild 2). Für die Zinklamellenbeschichtung B2 ergeben sich geringfügig höhere gemittelte Gesamtreibungszahlen $\phi_{\mu_{\text{tot}}}$ bei den Lösevorgängen, verglichen mit den Anziehvorgängen bei gleichen Temperaturen.

Dieses Verhalten von ähnlichen gemittelten Gesamtreibungszahlen $\phi_{\mu_{\text{tot}}}$ beim Anzieh- und Lösevorgang ergibt sich auch bei RT für Schrauben mit der Zinklamellenbeschichtung B1. Jedoch können bei dieser Beschichtungsvariante für höhere Temperaturen ($\vartheta = 80\text{ °C}$ und $\vartheta = 150\text{ °C}$), die konstant über den Versuch gehalten werden, keine Gesamtreibungszahlen beim Lösevorgang μ_{totL} berechnet werden, da es zu Stick-Slip-Effekten kommt. Das Auftreten von Stick-Slip kann unter anderem von der Drehzahl n , der Verlängerung zwischen dem Antrieb und dem Steckschlüsseinsatz am Schraubenkopf sowie von der Beschichtung abhängig sein [12]. Da die Versuche in Anlehnung an VW 01131 [2] durchgeführt wurden, konnte die Drehzahl n nicht variiert werden. Auf Grund der Konstruktion der Wärmekammer war es auch nicht möglich, die Verlängerung zwischen dem Antrieb und dem Steckschlüsseinsatz am Schraubenkopf zu verringern.

Mit steigender Temperatur beim Anziehvorgang ergibt sich eine Erhöhung der gemittelten Gesamtreibungszahlen $\phi_{\mu_{\text{tot}}}$ bei Schrauben, die nur eine Basisschicht (B1) aufweisen ($\phi_{\mu_{\text{totA RT}}} = 0,23$, $\phi_{\mu_{\text{totA } 80\text{ °C}}} = 0,26$ und $\phi_{\mu_{\text{totA } 150\text{ °C}}} = 0,35$). Hingegen fallen bei Schrauben mit Zinklamellenbeschichtung B2 die gemittelten Gesamtreibungszahlen stärker ab ($\phi_{\mu_{\text{totA RT}}} = 0,17$, $\phi_{\mu_{\text{totA } 80\text{ °C}}} = 0,12$ und $\phi_{\mu_{\text{totA } 150\text{ °C}}} = 0,08$) als bei Schrauben mit Zinklamellenbeschichtung B3 ($\phi_{\mu_{\text{totA RT}}} = 0,17$, $\phi_{\mu_{\text{totA } 80\text{ °C}}} = 0,15$ und $\phi_{\mu_{\text{totA } 150\text{ °C}}} = 0,16$).

Für den Lösevorgang von Schrauben mit Zinklamellenbeschichtung B3 ergibt sich weiterhin, dass die gemittelte Gesamtreibungszahl für Versuche mit Anziehen bei RT und Lösen bei einer Temperatur von $\vartheta = 80\text{ °C}$ um 17 % abfällt. Bei Versuchen mit Anziehen bei RT und Lösen bei $\vartheta = 150\text{ °C}$ konnte lediglich ein Abfall um weitere 3 % ermittelt werden. Somit zeigt die Beschichtung (B3) bereits eine Temperatursensitivität für die Gesamtreibungszahl beim Lösevorgang in einem Bereich, der laut VW 01131 [2] definierten Standardtemperaturen von bis zu $\vartheta = 90\text{ °C}$.

Bei den Versuchen mit Zinklamellenbeschichtung B2 kommt es beim Anziehen bei RT und Lösen bei $\vartheta = 80\text{ °C}$ zu einem Abfall der gemittelten Gesamtreibungszahlen $\phi_{\mu_{\text{tot}}}$ von 27 %. Dieser Abfall nimmt weiter zu, wenn erst bei $\vartheta = 150\text{ °C}$ gelöst wird (48 %). Somit können diese Untersuchungen die hohe Temperaturempfindlichkeit einer organischen Beschichtung bestätigen [1] und quantifizieren.

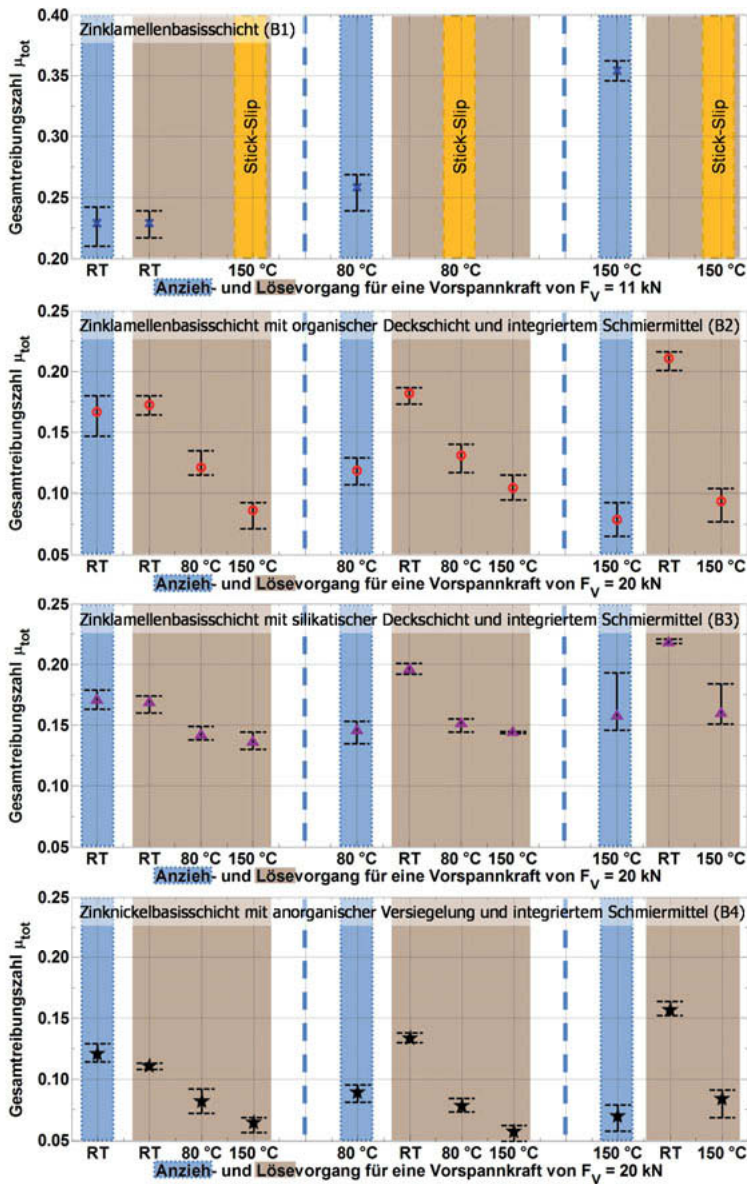


Bild 2: Gesamtreibungszahlen μ_{tot} (Gleiten) der Anzieh- und Löseversuche, ermittelt an einem Anziehprüfstand mit Schrauben der Abmessung M10 (Prüfputvariante P5)

Dass die Temperaturabhängigkeit nicht nur bei den hier exemplarisch verwendeten Zinklamellenbeschichtungen (B1, B2 und B3) besteht, kann durch die beispielhaft verwendete Variante der Zinknickelbeschichtung B4 verdeutlicht werden. So fällt die Gesamtreibungszahl bei Versuchen mit Anziehen bei RT und Lösen bei $\vartheta = 80\text{ °C}$ um 32 % sowie Lösen bei $\vartheta = 150\text{ °C}$ um 47 % ab. Dadurch liegen bei dieser Versuchsreihe mit Anziehen bei RT und Lösen bei $\vartheta = 150\text{ °C}$ nicht alle Ergebnisse über der in [2] definierten Selbsthemmungsgrenze von $\mu_{\text{tot}} := 0,06$.

4. Warmlöseversuche nach VDA 235-203 / VW 01131

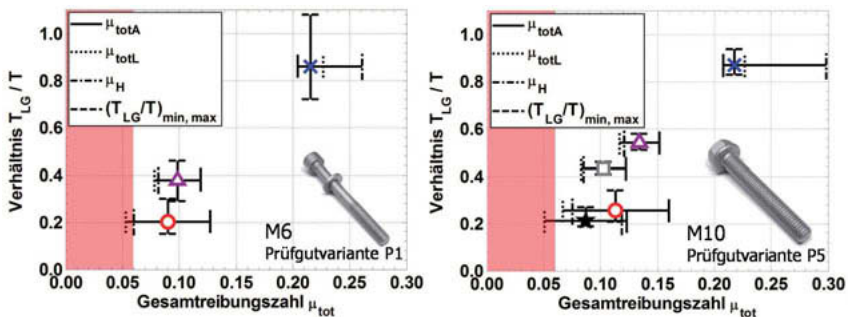
Zur Untersuchung des Temperaturverhaltens von Beschichtungen auf Schrauben kann der genormte Warmlöseversuch nach VDA 235-203 [1] / VW 01131 [2] angewendet werden. In diesem Versuch wird die Schraubenverbindung in einem Prüfkörper verschraubt und später nach Temperaturbelastung wieder gelöst. Hierbei ist die tatsächliche Vorspannkraft F_V des Systems nicht bekannt. Mittels der gemessenen Größe Anziehdrehmoment T , dem ggf. graphisch ermittelten Losdrehmoment T_{LG} [1, 2] und einem geschätzten prozentualen Vorspannkraftverlust durch Setzen wird auf eine Gesamtreibungszahl μ_{tot} beim Gleiten geschlossen.

Bei den hier durchgeführten Versuchen mit den Prüfgutvarianten P1 bis P5 wurden die Schrauben der Abmessung M6 mit einem Anziehdrehmoment von $T = 8\text{ Nm}$ und die Schraubenabmessung M10 mit $T = 55\text{ Nm}$ jeweils bei RT sowie einer Drehzahl von $n = 20\text{ min}^{-1}$ angezogen. Die Wartezeit bis zum Erreichen einer Temperatur von $\vartheta = 150\text{ °C}$ betrug 1,5 h (M6) bzw. 2,5 h (M10). Gelöst wurde die Verbindung mit einer Drehzahl von $n = 5\text{ min}^{-1}$. Für die Vorspannkraft wurde ein Setzbetrag von 5 %, wie in VW 01131 [2] definiert, angenommen.

Für die Zinklamellenbeschichtung B1 ergeben sich für die Abmessungen M6 und M10 ein ähnliches gemitteltes Verhältnis von Losdreh- zu Anziehdrehmoment T_{LG} / T sowie ähnliche gemittelte Gesamtreibungszahlen μ_{tot} beim Anzieh- und Lösevorgang (

Bild 3). Bei allen anderen untersuchten Zinklamellenbeschichtungen (B2 und B3) liegen stets das Momentenverhältnis T_{LG} / T sowie die Gesamtreibungszahlen μ_{tot} der Schraubenabmessung M10 über denen der Abmessung M6. Bei der Zinklamellenbeschichtung B2 für die Schraubenabmessung M6 und bei der Zinknickelbeschichtung B4 der Schraubenabmessung M10 wird sogar die für alle Schraubenabmessungen festgelegte Selbsthemmungsgrenze von $\mu_{\text{tot}} := 0,06$ unterschritten [2].

Gründe für diese Unterschiede können allgemein in der Geometrie (Steigung P , Flankendurchmesser d_2 , Auflagereibdurchmesser D_b), der maximalen Vorspannkraft (Flächenpressung) oder der Komponenten an sich liegen (Kapitel 2), auch wenn bei der Ermittlung der Reibungszahlen die Geometrie Größen berücksichtigt werden. Im Allgemeinen ist der Steigungswinkel für eine Schraube der Abmessung M6 mit Regelgewinde ($\varphi = 3,40^\circ$) größer als bei einer Schraube der Abmessung M10 mit Regelgewinde ($\varphi = 3,03^\circ$). Ein größerer Steigungswinkel φ bedeutet für die entsprechende Abmessung eine höhere Selbsthemmungsgrenze des Gewindes ($\mu_{M6} = 0,052$, $\mu_{M10} = 0,046$). Somit sind Schrauben der Abmessung M6 stets losdrehgefährdeter als Schrauben der Abmessung M10. Zusätzlich liegt die Schraube der Abmessung M6 als Kombischraube vor (Schraube mit verliersicher aufgerollter Scheibe). Das heißt, dass zum einen die Schraubenkopfauflage und zum anderen auch die Scheibe beschichtet sind. Bei einer solchen Paarung ist üblicherweise die Auflagereibung kleiner als bei (üblicher) nur einseitiger Beschichtung. Weiterhin kann es hier in Abhängigkeit der Scheibengeometrie während der Montage zu einem Wechsel der Relativbewegungen zwischen Schraubenkopfauflage, Scheibe und zu verspannendem Bauteil kommen. Bei der Flanschschraube der Abmessung M10 kommt es stets zu einer Relativbewegung zwischen der beschichteten Schraubenkopfauflage und der unbeschichteten Scheibe des Typs HL, da die Scheibe über eine Nut gegen Verdrehen gesichert ist.



Zinklamellenbeschichtung mit: \times Basisschicht (B1), \circ Basisschicht und organischer Deckschicht mit integriertem Schmiermittel (B2), \triangle Basisschicht und silikatischer Deckschicht mit integriertem Schmiermittel (B3), \square Basisschicht und silikatischer Deckschicht mit integriertem Schmiermittel (B3) auf KTL
 Zinknickelbeschichtung mit: \star Basisschicht (passiviert) und anorganische Versiegelung mit integriertem organischem Schmiermittel (B4)

Bild 3: Verhältnis von Losdreh- zu Anziehdrehmoment T_{LG}/T über der Gesamtreibungszahl μ_{tot} beim Anzieh- (RT) und Lösevorgang ($\vartheta = 150^\circ\text{C}$) für Schrauben der Abmessung M6 (Prüfgutvariante P1, links) und M10 (Prüfgutvariante P5, rechts)

Ein Vergleich der Haftreibungszahlen μ_H beim Lösevorgang¹ verdeutlicht, dass diese für die Zinklamellenbeschichtungen B2 und B3 nur geringfügig oberhalb der ermittelten Gesamtreibungszahlen μ_{totL} beim Gleiten liegen. Anders ist dies bei der Zinklamellenbasisschicht B1 sowie der Zinknickelbeschichtung B4. Hier liegt die Haftreibungszahl μ_H weit oberhalb der Gesamtreibungszahl μ_{totL} beim Gleiten und führt daher zu einem sogenannten Losbrechen. In wie weit ein solches Verhalten bei Temperaturen von $\vartheta = 150\text{ °C}$ eine generelle zusätzliche Sicherheit gegen selbsttätiges Losdrehen darstellt, ist umstritten und wird daher z. B. in [1] und [2] nicht zur Auswertung des Temperaturverhaltens herangezogen.

Eine Variation der Mutternbeschichtung (P1 und P4: blank; P2 und P3: verzinkt) bei gleich beschichteter Schraube der Abmessung M6, jedoch unterschiedlicher Schraubengeometrie (P1 und P2: Kombischraube; P3 und P4: Außenträger) verdeutlicht auch hier die Abhängigkeit der Gesamtreibungszahlen beim Lösevorgang (Bild 4). Einzig Prüfgutvariante P4 mit außentragerender Schraube und blanker Mutter kann den Warmlöseversuch mit einer gemittelten Gesamtreibungszahl von $\emptyset\mu_{totL} = 0,063$ bestehen.

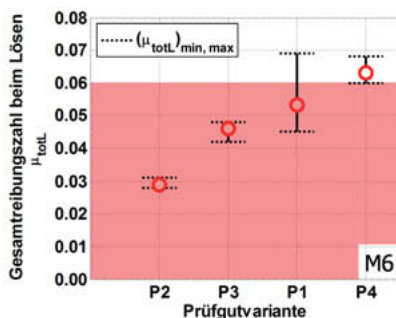


Bild 4: Gesamtreibungszahlen beim Lösevorgang μ_{totL} für eine Temperatur von $\vartheta = 150\text{ °C}$ bei Schrauben der Abmessung M6, beschichtet mit Zinklamellenbasisschicht, organischer Decksicht und integriertem Schmiermittel (B2) für Prüfgutvariante P1 bis P4 [13]

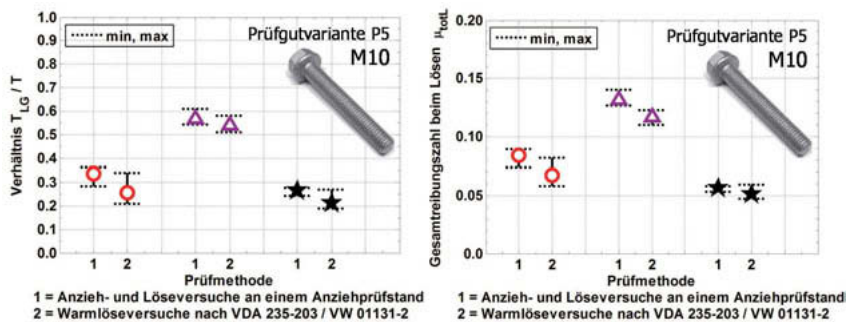
¹ Die Haftreibungszahl μ_H kann beim Lösevorgang aus dem Losbrechmoment T_{LH} , den Geometriegrößen und der angenommenen Restvorspannkraft bestimmt werden.

5. Vergleich der Prüfmethoden

Für den Vergleich der Prüfmethoden: Anzieh- und Löseversuche an einem Anziehprüfstand (1) und Warmlöseversuch nach VDA 235-203 [1] / VW 01131 [2] (2) werden die Ergebnisse der Schraubenabmessung M10 herangezogen (Prüfgutvarianten P5,

Bild 5). Es wird ersichtlich, dass die beiden Prüfmethoden für das Verhältnis von Losdreh- zu Anziehdrehmoment T_{LG} / T sowie die Gesamtreibungszahlen μ_{totL} zu ähnlichen Ergebnissen führen. Hierbei zeigen sich systematische Abhängigkeiten: Die ermittelten Momentenverhältnisse T_{LG} / T und Gesamtreibungszahlen μ_{totL} liegen bei Prüfmethode 1 stets oberhalb der Ergebnisse von Prüfmethode 2. Diese Abweichungen können im Versuchsaufbau und der Prüfmethode selbst begründet sein, auch wenn ähnliche Klemmlängenbereiche vorlagen (Prüfmethode 1: $l_{K M10} = 42 \text{ mm}$; Prüfmethode 2: $l_{K M10} = 43 \text{ mm}$). Bei Prüfmethode 1 ergibt sich gegenüber Prüfmethode 2:

- eine höhere Nachgiebigkeit des Mehrkomponenten-Messwertaufnehmers als bei dem starren Prüfkörper, so dass es beim Setzen der Schraubenverbindung im Messwertaufnehmer zu einem geringeren Vorspannkraftverlust kommt.
- umgekehrt aber auch eine größere Anzahl an Trennfugen beim Mehrkomponenten-Messwertaufnehmer, die zu einem höheren Vorspannkraftverlust führen können
- eine längere Wartezeit von $t = 4 \text{ h}$ bis zum Erreichen der Solltemperatur von $\vartheta = 150 \text{ °C}$ gegenüber einer Wartezeit von $t = 2,5 \text{ h}$ bei Prüfmethode 2, die in Abhängigkeit der Paarung ggf. zu einem höheren Vorspannkraftverlust führen kann
- nicht die Notwendigkeit Annahmen vorzunehmen.



Zinklamellenbeschichtung mit: ○ Basisschicht und organischer Deckschicht mit integriertem Schmiermittel (B2),
 △ Basisschicht und silikatischer Deckschicht mit integriertem Schmiermittel (B3)
 Zinknickelbeschichtung mit: ★ Basisschicht (passiviert) und anorganische Versiegelung mit integriertem organischem Schmiermittel (B4)

Bild 5: Vergleich des Verhältnisses von Losdreh- zu Anziehdrehmoment T_{LG} / T sowie der Gesamtreibungszahl beim Lösevorgang μ_{tot} für eine Temperatur von $\vartheta = 150\text{ °C}$ in Abhängigkeit der Prüfmethode (Prüfgutvariante P5), Schraubenabmessung M10

6. Zusammenfassung

Die Ergebnisse in diesem Beitrag haben gezeigt, wie stark die Gesamtreibungszahlen μ_{tot} beim Anzieh- und Lösevorgang vom tribologischen System der Schraubenverbindung abhängen. Sobald eine Komponente variiert wird, ergeben sich andere Gesamtreibungszahlen μ_{tot} . Dies kann dazu führen, dass die festgelegte Selbsthemmungsgrenze bei einer Temperatur von $\vartheta = 150\text{ °C}$ unterschritten wird und die Schraubenverbindung nicht den Warmlöseversuch nach VDA 235-203 [1] / VW 01131 [2] besteht. Es lässt sich schlussfolgern, dass in Abhängigkeit der gewählten Schraubenverbindung Warmlöseversuche an Originalbauteilen durchgeführt werden müssen, da ein genauer Übertrag der Ergebnisse von einer Variante zu einer anderen Variante nicht möglich ist.

Weiterhin konnte mit den exemplarisch gewählten Beschichtungen B1 bis B4 verdeutlicht werden, dass je nach Beschichtungssystem eine mehr oder weniger starke Abhängigkeit der Gesamtreibungszahl von der Temperatur vorliegt. Die Gesamtreibungszahl kann dabei mit zunehmender Temperatur steigen oder fallen. Versuche mit beiden Prüfmethode haben gezeigt, dass eine große Temperaturabhängigkeit sowohl bei der Zinklamellenbeschichtungen B2 als auch bei der Zinknickelbeschichtungen B4 durch organische Bestandteile gegeben ist. Die zusätzliche Untersuchung der Haftreibungszahl μ_H lässt erkennen, dass diese ggf. nur dann als weitere Sicherheit gegenüber dem selbsttätigen Losdrehen betrachtet wer-

den kann, wenn sie weit oberhalb der Gesamtreibungszahl beim Lösevorgang μ_{totL} liegt. Die Ergebnisse verdeutlichen, dass geringe Gesamtreibungszahlen μ_{totL} beim Lösevorgang nicht pauschal auch zu niedrigen Haftreibungszahlen μ_H führen müssen. Jedoch stellt eine Betrachtung der Gesamtreibungszahlen beim Gleiten ohne die Haftreibungszahlen eine konservative Sichtweise dar.

Eine Gegenüberstellung der beiden Prüfmethoden: Warmlöseversuche nach VDA 235-203 [1] / VW 01131 [2] oder Anzieh- und Löseversuche an einem Anziehprüfstand zeigen eine grundsätzliche Vergleichbarkeit der Ergebnisse auf. Hierbei sind die Ergebnisse von Prüfmethode 2 stets kritischer bezüglich der Selbsthemmungsgrenze als die von Prüfmethode 1.

Hinweis

Die in diesem Beitrag mitgeteilten Ergebnisse und Ausführungen beziehen sich ausschließlich auf das exemplarisch ausgewählte Prüfgut sowie die beispielhaft verwendeten Beschichtungen. Andere Spezifikationen von Beschichtungen mit organischer, anorganischer oder silikatischer Deckschicht sowie Versiegelung können sich bezüglich der Temperaturabhängigkeit der Reibungszahlen anders verhalten und bedürfen einer gesonderten Untersuchung.

Danksagung

Dieser Beitrag wurde von der Firma Walter Hillebrand GmbH & Co. KG in Form von Beschichtungen unterstützt, wofür sich die Autoren herzlich bedanken.

Symbolverzeichnis

d_2	mm	Flankendurchmesser	T_{LH}	Nm	Losbrechmoment
l_k	mm	Klemmlänge	ϑ	°C	Temperatur
n	min ⁻¹	Drehzahl	μ_H	-	Haftreibungszahl
t	s	Zeit	μ_{tot}	-	Gesamtreibungszahl
D_b	mm	Reibdurchmesser	μ_{totA}	-	Gesamtreibungszahl beim Anziehen
F_V	kN	Vorspannkraft	μ_{totL}	-	Gesamtreibungszahl beim Lösen
ΔF_Z	kN	Vorspannkraftverlust infolge Setzens	φ	°	Steigungswinkel
P	mm	Steigung	\varnothing		Durchschnitt
T	Nm	Anziehdrehmoment			
T_{LG}	Nm	Losdrehmoment			

Literaturverzeichnis

- [1] Verband der Automobilindustrie e. V.: VDA 235-203 VDA-Prüfblatt Verschraubungsverhalten / Reibungszahlen; Praxis- und montageorientierte Prüfung, Frankfurt, August 2005.
- [2] Volkswagen Aktiengesellschaft: VW 01131 Ermittlung von Reibungszahlen, Wolfsburg, März 2018.
- [3] Verband der Automobilindustrie e. V.: VDA 235-101 VDA-Prüfblatt Reibungszahleinstellung von mechanischen Verbindungselementen mit metrischem Gewinde, Frankfurt, November 2009.
- [4] BMW Group Standard: GS 90010-1 Oberflächenschutzarten für metallische Werkstoffe, Februar 2010.
- [5] Mercedes-Benz: DBL 9440 Verbindungselemente mit metrischem Gewinde Oberflächenschutz und ergänzende Technische Lieferbedingungen, Oktober 2012.
- [6] Volkswagen: VW 01129 Grenzwerte der Reibungszahlen, Februar 2012.
- [7] Sommer, K., Heinz, R., Schöfer, J.: Verschleiß metallischer Werkstoffe, Erscheinungsformen sicher beurteilen, 1. Auflage, Vieweg + Teubner Verlag, Wiesbaden, 2010.
- [8] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN ISO 4032 Sechskantmuttern Typ 1 – Produktklassen A und B, Beuth Verlag, Berlin, April 2013.
- [9] Volkswagen Aktiengesellschaft: VW 60449 Vierkant-Schweißmutter Hohe Ausführung, Wolfsburg, Juli 2007.
- [10] Ford Global Technologies, LLC: WA 100 Bolts – Hexagon Flange Head Fully Threaded, Dearborn, February 2004.
- [11] DIN Deutsches Institut für Normung e. V.: DIN EN ISO 16047 Verbindungselemente – Drehmoment / Vorspannkraft-Versuch, Beuth Verlag, Berlin, Januar 2013.
- [12] Födisch, F., Hörnig, T., John, V., Friedrich, Ch., Füssel, U.: Maßnahmen zur Vermeidung von Stick-Slip-Ereignissen in der Schraubmontage, 10. Workshop Industrielle Schraubmontage, Deutscher Schraubenverband e. V., Dresden, 2017.
- [13] Eberhard, A., Stähler, M., Beyer, St., Beyer, J., Oechsner, M.: Anzieh- und Löseverhalten von Schraubenverbindungen unter Temperatur bei unterschiedlicher Versuchsmethodik, 12. Workshop Industrielle Schraubmontage, Deutscher Schraubenverband e. V., Dresden, 2017.

Großverschraubungen im Dampfturbinenbau

Montage, Gestaltung und Auslegung nach VDI 2230

Dipl.-Ing. **Florian Brahm**, MAN Energy Solutions, Werk Hamburg

Kurzfassung

Es werden ein Einblick in die Anforderungen an Schraubenverbindungen im Dampfturbinenbau und ein Überblick über die Normung von thermisch belasteten Verbindungselementen gegeben. Insbesondere der Effekt der Relaxation wird dabei betrachtet. Darüber hinaus wird ein Vergleich angeführt, bei dem zwei torsionsfreie Anzugsverfahren in ihrer Auswirkung auf die Bauteilgestaltung betrachtet werden.

1. Einleitung

Das Portfolio von MAN Energy Solutions bildet eine Vielzahl an Maschinen für die Antriebstechnik und Energieerzeugung ab. Im Bereich Turbomaschinen werden neben Gasturbinen und verschiedenen Verdichtern auch Dampfturbinen von MAN entwickelt und vertrieben. Somit bewegt sich MAN zu großen Teilen im Bereich des „thermischen Maschinenbaus“. Dieser ist gekennzeichnet durch hohe Bauteiltemperaturen, die an vielen Stellen der Anlagen die Auslegung und den Betrieb wesentlich beeinflusst. Dies kann durch stark herabgesetzte Festigkeitswerte, große Wärmedehnungen oder auch nachlassende Vorspannungen und andere Alterungserscheinungen bedingt sein.

2. Verschraubung im Dampfturbinenbau

Die Turbomaschine „Dampfturbine“ findet ihre häufigste Anwendung bei der Stromerzeugung in Kraftwerken in Kombination mit einem Generator und als Antrieb für Arbeitsmaschinen wie Verdichtern (z.B. bei der Öl- und Gas-Förderung). Beide Einsatzgebiete bedingen einen Dauerbe-

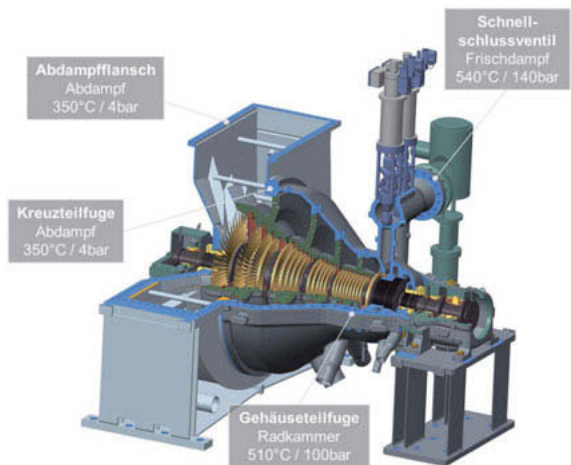


Bild 1: Viertelschnitt einer MAN Dampfturbine

trieb mit wenigen Stillständen. Wartungsintervalle von mehreren Jahren (Zigtausend Stunden) sind die Regel. In dieser Zeit sind die Bauteile den resultierenden Belastungen des heißen Dampfes ausgesetzt.

In *Bild 1* findet sich ein beispielhafter Überblick zu Dampfparametern an den wesentlichen Schraubenverbindungen an einer MAN-Dampfturbine der MARC Baureihe. Die am höchsten belastete Verbindung ist dabei die horizontale Gehäusesteifuge im Bereich der Radkammer, da hier hohe Dampfparameter auf relativ große Bauteilabmessungen wirken.

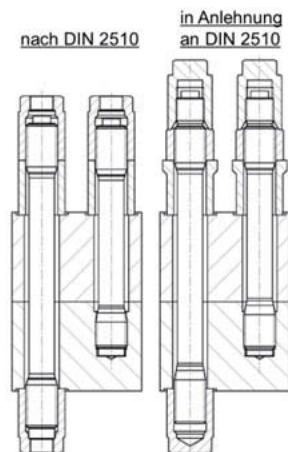
Der Aufbau einer Dampfturbine sieht die Verbindung unterschiedlicher Bauteile vor. Neben unterschiedlichen Gehäuseteilen (Hoch- / Niederdruckteil, Ober- / Unterteile) werden Ventile, Deckel und Rohrleitungen miteinander verbunden. Zum Teil sind diese Bauteile schweißtechnisch, häufig jedoch durch eine Schraubenverbindung gefügt.

Um den besonderen Anforderungen des thermischen Maschinenbaus (hohe Temperaturen, lange Belastungsdauern) gerecht zu werden gibt es Besonderheiten bei der Gestaltung der Schraubenverbindungen gegenüber dem Maschinenbau im Allgemeinen.

Folgende Darstellungen geben einen Überblick über die Schrauben, die im Dampfturbinenbau von MAN Energy Solutions in der MARC-Baureihe in den thermisch hochbelasteten Schraubenverbindungen eingesetzt werden:

a) **Schraubentypen** (s. *Bild 2*)

- Dehnschrauben nach DIN 2510
 - Thermisch gelängt
 - Stiftschrauben (ESV) / Schraubenbolzen (DSV)
 - Dehnhülse
 - Kapselmuttern
- Dehnschrauben in Anlehnung an DIN 2510
 - Hydraulisch gelängt
 - Stiftschrauben (ESV) / Schraubenbolzen (DSV)
 - Dehnhülse
 - Rundmuttern / Schutzmuttern



b) **Schraubengröße:** Montagevorspannkkräfte und (theoretische) Anzugsdrehmomente

Bild 2: Schraubentypen

- M42 → ca. 300kN; 2.000Nm
- M72 → ca. 1.500kN; 15.000Nm
- M110 → ca. 4000kN; 60.000Nm

c) **Werkstoffe:** warmfest nach DIN 10269, keine Festigkeitsklassen (10.9...)

- Schraube: 21CrMoV5-7 (1.7709); Mutter: 25CrMo4 (1.7218)
- Schraube: X19CrMoNbVN11-1 (1.4913); Mutter: X22CrMoV12-1 (1.4923)

In Bezug auf die Normung stellt die DIN 2510 die Basis für die Gestaltung und Ausführung der Verbindungselemente von thermisch hochbelasteten Schraubenverbindungen der MARC-Baureihe dar. Zusätzlich zu geometrischen Beschreibungen der Bauteile (Bolzengevinde, Schrauben, Muttern, Dehnhülse, Einschraublöcher) gibt die DIN 2510 Gestaltungshinweise zu thermisch belasteten Schraubenverbindungen. Außerdem spannt die Norm über entsprechende Verweise den Normenverbund auf, über den Werkstoffe, Toleranz- und Güteklassen sowie Werkstoff- und Bauteilprüfungen zu definieren sind. *Tabelle 1* stellt einen Überblick zu den wichtigsten Teilen des Normenverbunds dar.

Tabelle 1: Normenverbund für Schrauben nach DIN2510

Norm	Inhalt
DIN 2510	Schraubenverbindung mit Dehnschaft
DIN 13	Mutterngewinde
DIN 267-13	Technische Lieferbedingungen für Verschraubung mit Einsatz bei -200 bis +700°C
DIN 267-29	Produktklasse (Fertigungstoleranzen) für Verschraubung mit Einsatz bei -200 bis +700°C
DIN EN 10269	Werkstoffe und deren Eigenschaften für Befestigungselemente mit Einsatz bei erhöhten und/oder tiefen Temperaturen
DIN EN 10308	Zerstörungsfreie Prüfung – Ultraschallprüfung von Stäben und Stählen
DIN EN ISO 26157-3	Oberflächenfehler bei Schrauben mit spezieller Anforderung
DIN EN ISO 6157-2	Oberflächenfehler bei Muttern

3. Montageverfahren und Bauteilgestaltung

Bei einer vergleichenden Betrachtung zweier Montageverfahren wurde unter Anderem untersucht, in wie weit sich der von Werkzeugen beanspruchte Bauraum auf die Güte der Schraubenverbindung und die Bauteilgestaltung und Kosten auswirkt. Dabei wurde weniger ein rein theoretischer Ansatz gewählt, sondern vielmehr eine Vergleichsbasis aus der Praxis herangezogen. Führend war die Frage: Wie muss der Flansch als Schnittstelle zwischen dem Bauteil (Turbinengehäuse) und der Verschraubung gestaltet sein, um dem Verschraubungsverfahren gerecht zu werden?

Bei dem Vergleich wurden folgende im thermischen Maschinenbau gängige torsionsfreie Montagverfahren gegenübergestellt:

thermische Längung (Variante 1):

- Fügen der Bauteile mit geringer Vorspannung (z.B. Teil-Drehmoment, -Längung)
- Aufheizen der Schraube mit Hilfe eines elektr. Heizstabes über eine zentrale Heizbohrung im Schraubenschaft (s. *Bild 4* und *Bild 3*)
- Verdrehen der thermisch entlasteten Mutter um den zuvor angetragenen Drehwinkel
- Vorspannkraftaufbau während des Abkühlens der Schraubenverbindung
- Regelgröße: Drehwinkel
- Bauraumbedarf: gering, aufgrund kleiner Werkzeugdurchmesser (Schlagring-schlüssel)



Bild 4: Heizbohrung in Stiftschraube



Bild 3: Stiftschraube mit elektr. Heizstab

Hydraulische Längung (Variante 2):

- Längung der Schraube über eine hydraulische Spannvorrichtung (hydr. SSV) in mehreren Schritten
- Die SSV greift an einem verlängerten Teil des Muttergewindes oder an einem separatem, im Durchmesser reduzierten Zuggewinde an (s. *Bild 5*)
- Regelgröße: hydr. Druck (Montagevorspannkraft)
- Bauraumbedarf: erhöht, aufgrund großer Werkzeugdurchmesser

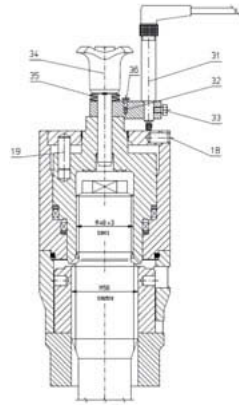


Bild 5: beispielhafte hydr. Schraubenspannvorrichtung im Schnitt [4]

Direkter Vergleich:

Im Rahmen des Vergleichs der beiden genannten Montageverfahren wurde die Schale (Wandung) eines ausgeführten Gehäuses herangezogen und der Flansch auf die Anforderungen des jeweiligen Verschraubungsverfahrens angepasst. Folgende Vergleichsbasis ist festzuhalten:

1. Gehäuseabschnitt mit 770mm Innenmaß
2. Parameter 55bar / 460°C
3. Auslegungsrechnung nach VDI2230
4. Numerischer Dichtigkeitsnachweis (FEM) über den Kontaktdruck

Werden die beiden Verfahren auf dieser Basis direkt miteinander verglichen, so ergibt sich zum einen, dass der erhöhte Platzbedarf der hydr. SSV zu einem größeren Abstand der Schrauben zueinander (Teilung) führt. Somit kann bei gleicher Schraubengröße weniger Schraubenkraft pro Flanschlänge aufgebracht werden. Um dies zu kompensieren muss die Schraubengröße erhöht werden.

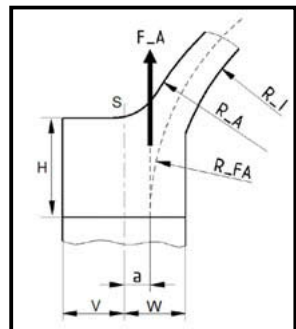


Bild 6: Abmaße im Gehäuseflansch

Zum anderen bedingt die Betrachtung der minimalen Gehäusewandstärke, dass diese bei der Variante 2 (mit hydr. SSV) nur dann eingehalten werden kann, wenn die Flanschhöhe (H) vergrößert und die Schraubenlinie über das Maß „w“

(s. Bild 6) weiter rausgerückt wird. Damit vergrößert sich der Hebelarm „a“ als Abstand zwischen Schraubenachse „S“ und dem Punkt der Einleitung der axialen Betriebskraft „F_A“. Dies hat einen negativen Einfluss auf das Tragbild in der Dichtfläche und macht eine weitere Anpassung des Hebelverhältnis v/w und somit einen breiteren Flansch notwendig.

In Bild 7 sind die beiden betrachteten Geometrievarianten veranschaulicht. Es sind lediglich die jeweiligen Gehäuseoberteile dargestellt.

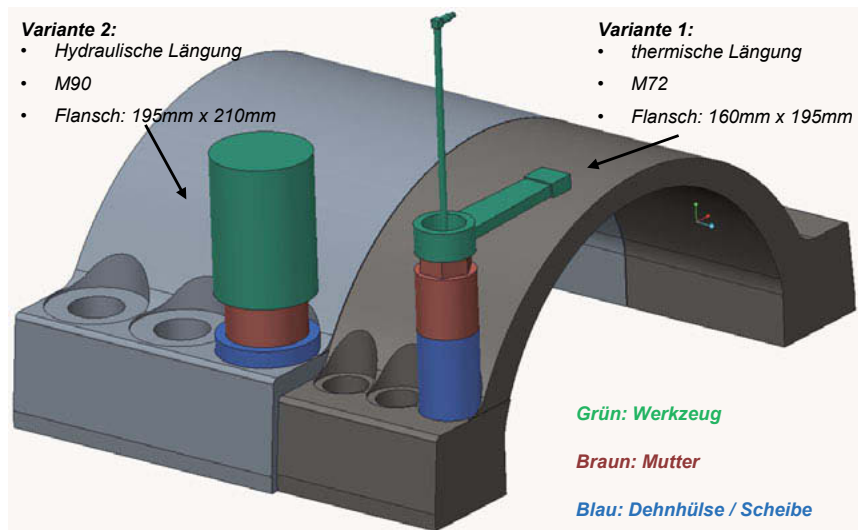


Bild 7: Vergleich zweier unterschiedlich verschraubten Gehäuseoberschalen

Die durchgeführte numerische Bewertung der Dichtigkeit der Gehäuseteiluge per FEM bestätigt dann das, was über die analytische Schraubenauslegung nach VDI 2230 Blatt1 gefunden wurde:

1. Die Gehäusedichtigkeit ist in beiden Varianten gegeben
2. Die Schraubenposition bei der Variante 1 (mit thermischer Längung) bewirkt ein gleichmäßiges Tragbild in der Dichtfläche. Außerdem ist in den Auswertungen zu er-

kennen, dass die Flanscbreite im Rahmen einer Optimierung ohne negativen Einfluss auf die Dichtigkeit des Flansches weiter reduziert werden könnte.

- Die Schraubenposition der bei der Variante 2 (mit hydr. SSV) bewirkt ein ungleichmäßiges Tragbild um die Verschraubung herum: Außen hoher und innen niedriger Kontaktdruck; Gefahr einer klaffenden Innenkante

Abschließend lässt sich die Auswirkung der Montageverfahren auf das Bauteil in einem ersten Ansatz über einen einfachen Vergleich der Querschnittsflächen wie folgt beziffern. In *Bild 8* sind zum einen die Gehäuseoberteile der beiden Varianten hintereinander dargestellt (Variante 2 hinter Variante 1). Zum anderen sind die Querschnittsflächen der Flansche ($A_{F1/2}$) und des ganzen Turbinengehäusequerschnitts ($A_{TG1/2}$) gezeigt.

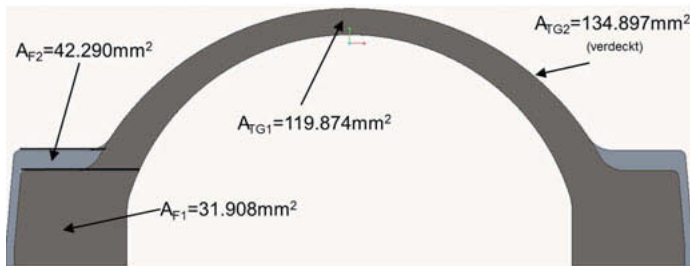


Bild 8: Vergleich der Querschnittsflächen

Daraus ergeben sich folgende Flächenverhältnisse:

$$\text{Flansch} = \frac{A_{F2}}{A_{F1}} = 133\% \quad \text{Gehäuse} = \frac{A_{TG2}}{A_{TG1}} = 113\%$$

Somit führt bei dieser spezifischen Betrachtung der Einsatz einer hydr. SSV zu einer um ca. 33% größeren Materialanhäufung im Flansch. Bezogen auf den gesamten Gehäusequerschnitt macht dies ca. 13% zusätzliche Querschnittsfläche und damit Gehäusemasse aus. Aus Erfahrung mit beiden Verfahren die bei MAN gemacht wurden sind Mehrkosten durch die größeren Schraubendurchmesser und die erhöhten Werkzeugkosten des komplexeren Montageverfahrens zu erwarten.

4. Herausforderungen bei der Schraubenauslegung im thermischen Maschinenbau

Wie in der Einleitung erläutert soll der Begriff „thermischer Maschinenbau“ alle Bereiche des Maschinen- und Anlagenbau zusammenfassen, in denen hohe Bauteiltemperaturen die Auslegung der Bauteile maßgeblich beeinflusst.

Ist eine Maschine oder Anlage hohen Temperaturen ausgesetzt hat dies eine Vielzahl an Folgen, die bei der Konzipierung, Auslegung, Fertigung und Betrieb berücksichtigt werden müssen.

An dieser Stelle soll lediglich die Relaxation näher betrachtet werden, da diese in Bezug auf die Schraubenauslegung den größten Einfluss hat.

Durch Relaxation wird bei einer konstanten Dehnung die Bauteilspannung in Abhängigkeit von der Bauteiltemperatur und Belastungsdauer abgebaut. Dabei wird elastische Dehnung in plastische Verformung umgesetzt [1]. Eine „verspannte Schraube“ mit einer durch die Montagevorspannkraft aufgeprägte Anfangsdehnung stellt hierzu einen klassischen Versuchsaufbau dar.

Im Gegensatz dazu wird das Kriechen, bei der eine konstante Last auf ein Bauteil wirkt und eine fortschreitende Dehnung bewirkt, sehr gut durch einen „Behälter unter anhaltendem innerem Druck“ beschrieben. Beide Modelle sind im Bereich der Turbinengehäuseauslegung anzuwenden, wobei die Teilgelenksverschraubung (Schraube, Mutter, Dehnhülse und Flansch) vor allem durch das Relaxationsverhalten beeinflusst wird.

Literaturangaben:

Für warmfeste Werkstoffe liefert die DIN EN 10269 [2] Werkstoffeigenschaften. In *Bild 9* sind Relaxationskurven (Spannung über Belastungsdauer) für den Schraubenwerkstoff 21CrMoV5-7 dargestellt. Für die gezeigten Temperaturen liegt die Differenz der resultierenden Anfangsspannungen bei 0,2%-Anfangsdehnung (0h) in einem Bereich von ca. 30N/mm². Nach 30.000h jedoch unterscheiden sich die Restspannungen schon um ca. 200N/mm². Dies zeigt die starke Temperaturabhängigkeit der Relaxation.

Weiter ist zu erkennen, dass bezüglich der Belastungsdauer die ersten 1.000h am stärksten zur Spannungsreduktion beitragen. Für Verschraubungen im Dampfturbinenbau sind die Werte für 30.000h von großer Relevanz, da diese dem Zeitraum bis zur ersten großen Revision nahekommmt, bei der die Schrauben demontiert bzw. nachgezogen werden können.

Die *Bild 10* zeigt unter anderem den Restspannungsverlauf nach DIN EN 10269, aufgetragen als Restspannung über der Temperatur nach 30.000h für den Werkstoff 21CrMoV5-7. Es ist zu erkennen, dass für diesen Werkstoff lediglich Werte ab 300°C vorliegen und unterhalb nicht angegeben sind. Für den ebenfalls üblichen Schraubenwerkstoff X19CrMoNbVN11-1 beginnen die Angaben sogar erst ab 400°C. Die Annahme, dass Relaxationseffekte erst mit einer bestimmten Temperatur spontan einsetzen ist sicher nicht zu treffend. Daher gilt es eigenständig sinnvolle Ergänzungen der Relaxationskurven zu finden.

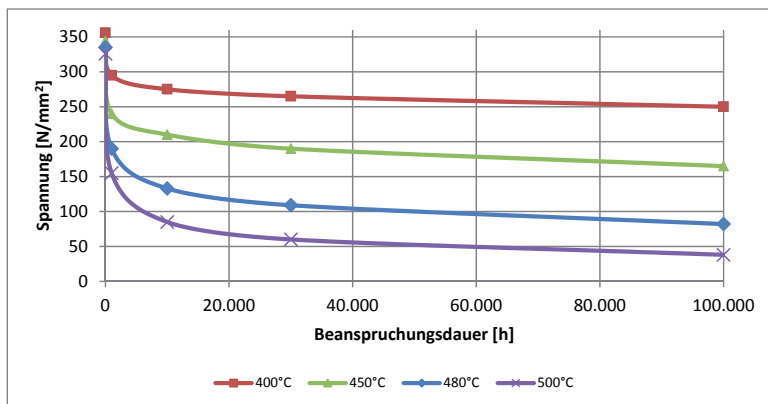


Bild 9: Relaxationsverläufe für den Werkstoff 21CrMoV5-7 [2]

Nur so lassen sich die Werkstoffeigenschaften realitätsnah abbilden und Schraubenauslegungen umsetzen, die über die Temperatur betrachtet stetige Ergebnisse liefern.

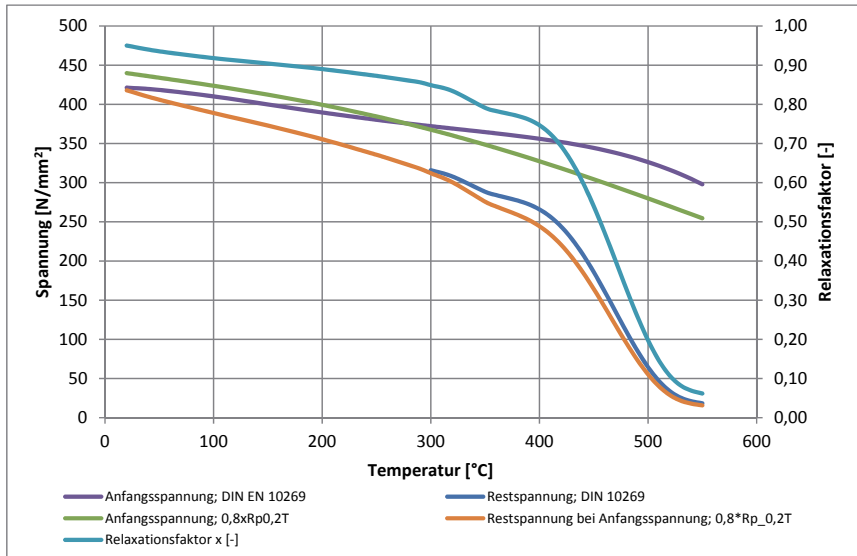


Bild 10: Anfangs-, Restspannungen und Relaxationsfaktor für den Werkstoff 21CrMoV5-7 nach 30.000h Belastungs-dauer [2]

Zusätzlich zum Temperaturbereich ist in der DIN EN 10269 auch die Aussage zur Anfangsspannung beschränkt. Diese ist für die meisten Werkstoffe lediglich mit 0,2%-Anfangsdehnung ($0,2\% \times E_T$) angegeben. In der Praxis wird die Vorspannung von Schrauben üblicherweise bezogen auf ihre (Warm-) Streckgrenze $R_{p0,2(T)}$ ermittelt. Typisch sind dabei Werte zwischen $0,7 \times R_{p0,2T}$ und $0,9 \times R_{p0,2T}$. Im Fall vom 21CrMoV5-7 ähneln sich die Verläufe von Anfangsdehnung nach DIN EN 10269 und der MAN-Vorgabe $0,8 \times R_{p0,2T}$ (s. Bild 10). Somit kann für den 21CrMoV5-7 statt der Anfangsspannung nach DIN EN 10269 ohne weiteres der Ausnutzungsgrad von $0,8 \times R_{p0,2T}$ angesetzt werden.

Für hochlegierte Werkstoffe wie dem X19CrMoNbVN11-1 liegt ein Ausnutzungsgrad von $80\% R_{p0,2T}$ jedoch deutlich oberhalb der Anfangsspannungen der Werkstoff-Norm. Ob sich durch höhere Anfangsspannungen auch im gleichen Maße höhere Restspannungen ergeben, bleibt bisher aufgrund von widersprüchlichen Angaben in der Literatur ungeklärt und scheint Abhängig vom betrachteten Werkstoff zu sein [1].

Relaxationsfaktoren:

Um den Verlust an Schraubenkraft F_S über der Belastungsdauer bei Betriebstemperatur zu beschreiben bietet es sich an das Verhältnis von Anfangsspannung zu Restspannung als

Relaxationsfaktor $x = \frac{\sigma_{Anf}}{\sigma_{Rest}}$ zu betrachten (s. *Bild 10*).

Aus der VDI2230 [3] folgt:

$$F_S = F_{KR} + F_A$$

Da die Axialkraft der Belastung F_A innerhalb der Verschraubung über die Betriebsdauer als konstant anzunehmen ist, wirkt die Reduzierung der Schraubenkraft F_S nicht proportional auf die Reduzierung der Restklemmkraft F_{KR} . Somit ist ein zweiter Relaxationsfaktor y zu bestimmen, um diese Reduzierung zu beschreiben.

$$F_S \times x = F_{KR} \times y + F_A$$

$$\Rightarrow y = \frac{F_S \times x - F_A}{F_{KR}} \text{ mit } F_{KR} = F_S - F_A$$

$$\underline{\underline{y = \frac{F_S \times x - F_A}{F_S - F_A}}}$$

Mit den beschriebenen Relaxationsfaktoren ist es möglich den Einfluss der Relaxation auf die thermisch belastete Schraubenverbindung zu berücksichtigen und sowohl die Schraubenkraft F_S als auch die Restklemmkraft F_{KR} entsprechend der Angaben der DIN EN 10269 anzupassen und gegen die erforderliche Restklemmkraft F_{KRef} zu prüfen.

Um eine Einschätzung zu geben wie sich die Relaxation auf die Schraubenauslegung im Dampfturbinenbau praktisch auswirkt, wird im Folgenden ein Beispiel beschrieben und so die oben aufgeführten Herangehensweise veranschaulicht.

Für eine typische Schraubenauslegung einer Radkammerverschraubung von einer Dampfturbine der MARC Baureihe ergeben sich dazu folgende Randbedingungen:

Gewindegröße:	M72
Schraubenlänge:	485mm
Dehnhülslänge:	150mm

Flanschhöhe:	160mm
Schraubenwerkstoff:	21CrMoV5-7
Schraubentemperatur:	440°C

In den Verspannungsdiagrammen der *Bild 11* und *Bild 12* wird die betrachtete Schraubenverbindung unter Anfangsspannung bzw. nach 30.000 Betriebsstunden beschrieben.

Dabei sind für den relaxierten Zustand (s. *Bild 12*) die Kräfte $F_{S,x}$ und $F_{KR,y}$ gegenüber dem Anfangszustand (s. *Bild 11*) um die Relaxationsfaktoren $x=0,598$ bzw. $y=0,408$ reduziert. Der anzunehmende Verlust an Schraubenkraft beträgt also ca. 40% und der Verlust an Restklemmkraft ca. 60%. Mit zunehmender Bauteiltemperatur werden diese Verhältnisse extremer. So sind für den Werkstoff X19CrMoNbVN11-1 bei Temperaturen von 500°C Relaxationsfaktoren von $x=0,45$ bzw. $y=0,27$ anzuwenden.

Für das Erreichen einer ausreichenden Restklemmkraft über lange Betriebszeiten bei hoher Temperatur, ist es also notwendig initial ein Vielfaches an Schraubenkraft F_S gegenüber der Axialkraft F_A vorzuhalten.

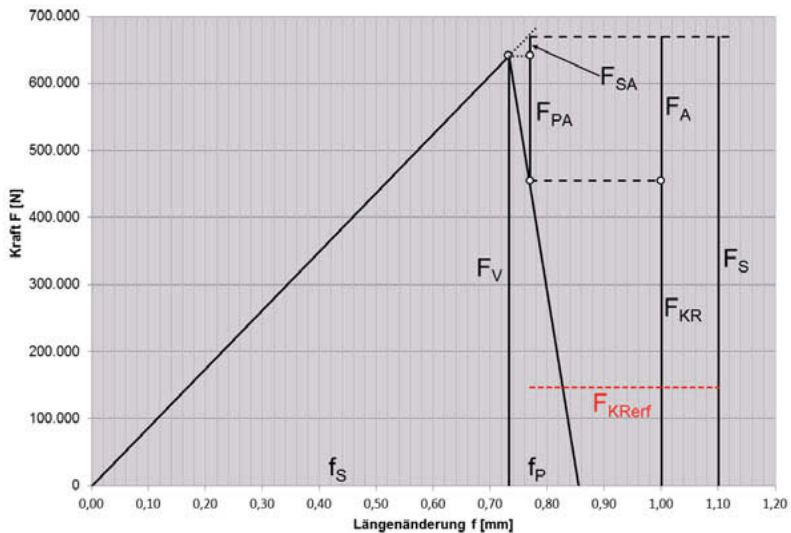


Bild 11: Verspannungsdiagramm einer M72 unter Anfangsspannung

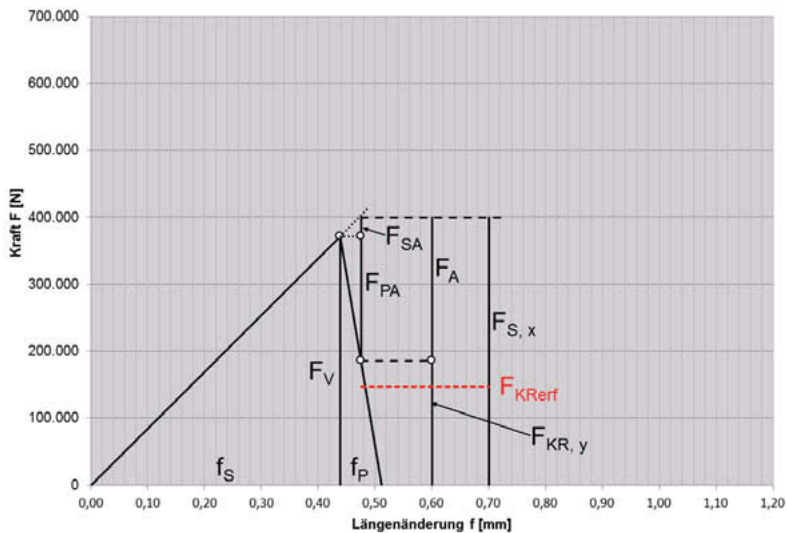


Bild 12: Verspannungsdiagramm einer M72 nach 30.000h (relaxiert)

Literatur:

- [1] Wiegand, H, Kloos, K.-H., Thomala, W.: Schraubenverbindungen – Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung; 5. Aufl. 2007; ISBN: 978-3-540-21282-9
- [2] DIN EN 10269: 2014-02: Stähle und Nickellegierungen für Befestigungselemente für den Einsatz bei erhöhten und/oder tiefen Temperaturen
- [3] VDI 2230 Blatt 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrischer Einschraubenverbindungen, 11/2015
- [4] Schaaf GmbH & Co.KG, Auszug aus einer Montagezeichnung einer hydr. Spannvorrichtung, die bei MAN bei der MARC-Baureihe eingesetzt wird

Herausforderungen einer thermisch-transient belasteten Schraubverbindungen größer M39 am Beispiel der Außengehäuse-Verschraubung einer stationären Gasturbine

Uwe Lohse, Kai Stockhausen, Burkhard Voss,
Siemens AG, Mülheim an der Ruhr;
Anton Enns, ITB Dortmund

Kurzfassung

Die aktuelle Marktsituation im Bereich der Energieerzeugung führt zu einer höheren Auslastung, längeren Serviceintervallen, schnelleren Startzeiten bei gleichzeitiger Erhöhung der Zuverlässigkeit der Schraubverbindung und Minimierung der Kosten bei stationären Gasturbinen. Die aktuell vorhandenen Regelwerke wie z.B. VDI 2230 oder EN 13445 sind nur bedingt anwendbar, um diese Ziele zu erreichen.

Die vorhandenen nationalen und internationalen Regelwerke sind nur gültig für <M39 oder betrachten keine transiente Belastung der Schraubverbindung. Aus diesem Grunde musste für die Auslegung des Außengehäuses einer stationären Gasturbine eine neue Bewertungsstrategie entwickelt werden. Diese basiert auf [1] und [2] auf der Basis der Auslegung von Dampfturbinen. Diese werden hier kombiniert mit der Methode der Finiten Elemente(FEM).

Die Bewertung wird abgesichert durch interne Messungen, Versuche und Anlagenerfahrungen.

In diesem Vortrag werden die Herausforderungen und das Konzept am Beispiel des Außengehäuses einer stationären Gasturbine vorgestellt.

Abstract

The current market situation in the field of energy generation leads to higher utilization, longer service intervals, faster load ramps while increasing the reliability of the screw connection and minimizing the costs of stationary gas turbines. The currently existing regulations such as VDI 2230 or EN 13445 are only conditionally applicable to achieve this.

Existing national and international regulations are only valid for <M39 or do not consider the transient thermal loading of the screw connection. For this reason, a new evaluation strategy had to be developed for the outer casing of a stationary gas turbine. This is based on [1] and [2] on the basis of steam turbines. These are combined here with the finite element method (FEM).

The assessment is backed up by internal measurements, tests and plant experience.

In this lecture, the challenges and the concept are presented using the example of the outer housing of a stationary gas turbine.

1 Randbedingungen für Außengehäuseverschraubungen



Bild 1: SGT5-8000H in der Montage im Berliner Gasturbinenwerk

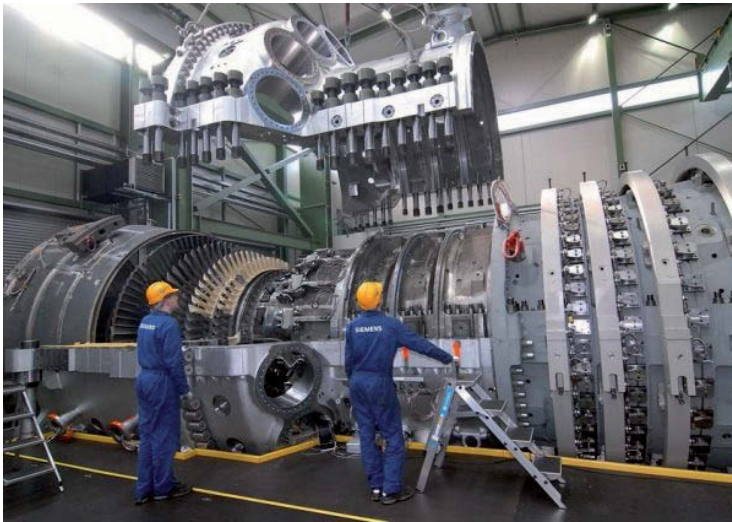


Bild 2: SGT5-8000 während der Montage im Berliner Gasturbinenwerk

Die Belastung der Außengehäuseverschraubung resultiert im Wesentlichen. aus Innendruck und transients thermischer Belastung. Bild 3 zeigt ein Beispiel einer Temperaturtransiente von 35M W/min von Raumtemperatur auf ca. 500 °C. Der Innendruck steigt proportional.

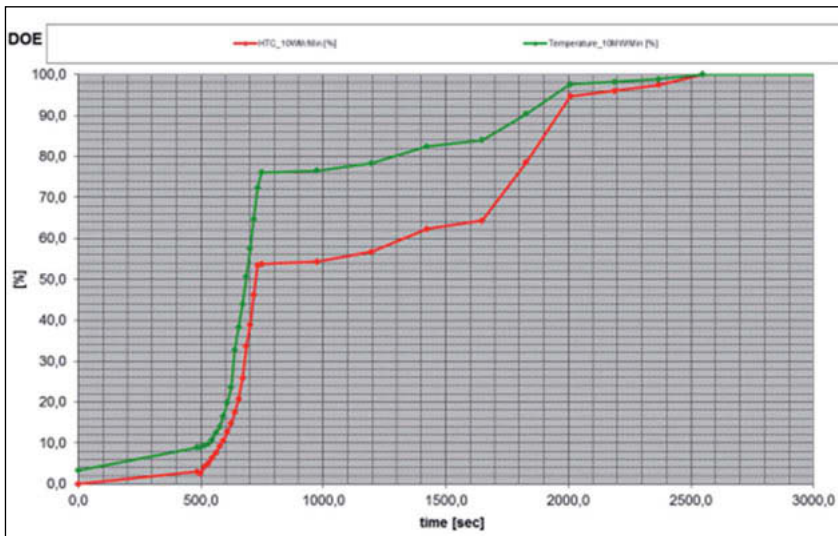


Bild 3: Exemplarischer Verlauf von Temperatur und Druck während des Anfahrens einer Gasturbine

Bei einem Innendurchmesser von ca. 5000 mm und einem Innendruck von ca. 20 bar ergeben sich Schraubenabmessungen, welche den Einsatz von Schraubenwerkstoffen auf Basis von Nickel erfordern, wie z.B. IN718.

Dies zeigte sich als extrem teuer und widerspricht den Marktanforderungen an ein kostengünstiges Produkt. Aus diesem Grunde werden kostengünstigere Schraubenwerkstoffe, wie z.B. 40CrMoV4-6 eingesetzt. Diese haben den Nachteil, dass die Vorspannkraft bei der auftretenden Temperatur durch Relaxation innerhalb des Intervalls bis zur nächsten Möglichkeit des Nachspannens reduziert wird. Bild 4 zeigt exemplarisch den Relaxationsverlauf der Vorspannung.

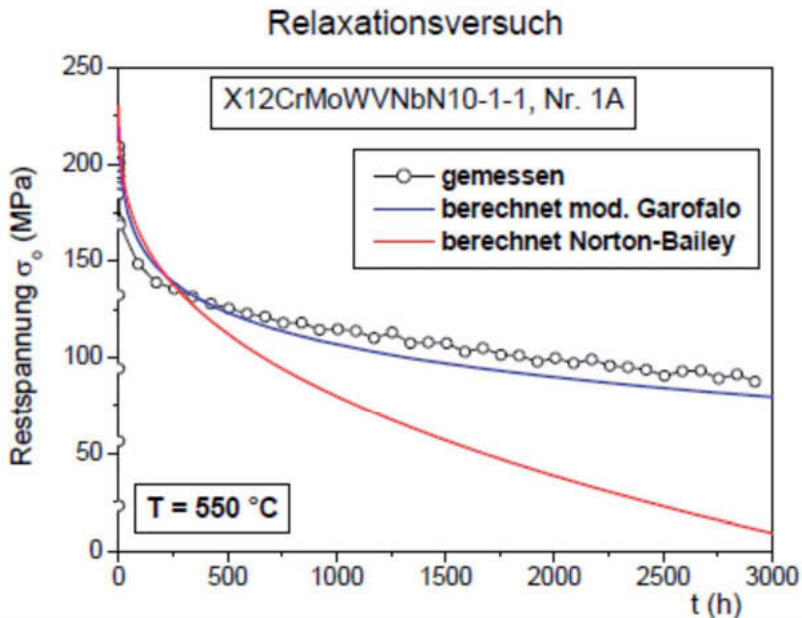


Bild 4: Beispiel für Vorspannungsverlust eines Schraubenwerkstoffes und seiner Beschreibung mit verschiedenen Kriechgesetzen

Daten zur Relaxation von verschiedenen Schraubenwerkstoffen findet man in DIN EN 10269 oder in firmeneigenen Werkstoffdatenbanken aus internen Versuchen.

Es ist hier zu beachten, dass der Vorspannkraftverlust abhängig von der Ausgangsvorspannung ist.

2 Vorhandene Regelwerke und deren Begrenzungen

Wie schon im Titel dieses Vortrages angedeutet, gibt es für die transienten thermischen Belastungen nur unvollständige Regelungen.

Die VDI 2230 [3] und die EN 13445 [4] regeln strenggenommen nur Schrauben bis M39 unter stationärer Temperaturbelastung. Ebenso ist die durch hydraulisches Recken aufgebraachte Vorspannung nicht detailliert geregelt. Das hydraulische Recken hat sich bei Turbinen in diesem Temperaturbereich als sehr erfolgreich gezeigt.

Dies gilt auch für die Berücksichtigung von Vorspannverlust durch Relaxation, [1] und [2] geben dazu einige sehr wertvolle Hinweise.

2.1 Abmessungen

Hydraulisches Recken als Vorspannmethode erfordert aktuell die Verwendung von Werksnormen, da zurzeit keine Industrienormen (z.B. ISO-Norm) vorhanden sind. Am Schraubenbolzen ist hierzu eine Verlängerung des Gewindes an einer Seite der Schraube erforderlich, damit der Hydraulikzylinder sicher angreifen kann. Je nach Hersteller der Werkzeuge ist eine Verlängerung des Gewindes zwischen 0,8D und 1,0D erforderlich. Ebenso ist ein größer Außendurchmesser der Unterlegscheibe gegenüber Normunterlegscheiben erforderlich. Dies ist erforderlich damit die Aufstandsfläche des Werkzeuges sicher gewährleistet ist. Auch hat sich eine vergrößerte Gewindetoleranz nach DIN 2510-2 bei den in Turbinen auftretenden Temperaturen, Umgebungsbedingungen und Betriebszeiten zwischen dem Lösen und Wiederanspannen als sehr erfolgreich gezeigt.

Aktuell ist die Schraubengeometrie als Werksnorm oder als Zeichnung in der Produktdefinition eingebunden.

An dieser Stelle ist es aus der Sicht der Industrie wünschenswert, die Schrauben und Unterlegscheiben als ISO-Norm bereitzustellen. Dies vereinfacht die weltweite Beschaffung und erlaubt mit dem herstellspezifischen Druck-Kraft Diagramm eine eindeutige Zuordnung der verschiedenen Vorspannverfahren.

2.2 Methoden zur Aufbringung der Vorspannung

Generell unterscheidet man bei der Vorspannung von Schraubverbindungen zwei generelle Vorgehensweisen:

- a) Drehend, bei der die Reibung eine wesentlich Rolle bei der erreichbaren Vorspannkraft spielt (Drehmomentschlüssel bzw. hydraulisches Werkzeug)
- b) Ziehend, bei der die Vorspannung ohne Drehung aufgebracht wird (Heizen oder hydraulisches Recken)

Wobei sich oft im Sprachgebrauch eine Verwirrung der Begriffe zwischen hydraulischem Drehmomentschlüssel und Spannzylinder für hydraulisches Recken zeigt. Dies kann zu er-

heblichen Problemen führen durch die unterschiedlichen Schraubengeometrie oder durch den Einfluss der Reibung in der erreichbaren Vorspannkraft.

2.3 Belastungen

Das Anziehen mit Drehmomentschlüssel ist ausreichend in der VDI 2230 geregelt. Aus diesem Grunde wird hier nur auf Heizen bzw. hydraulisches Recken näher eingegangen.

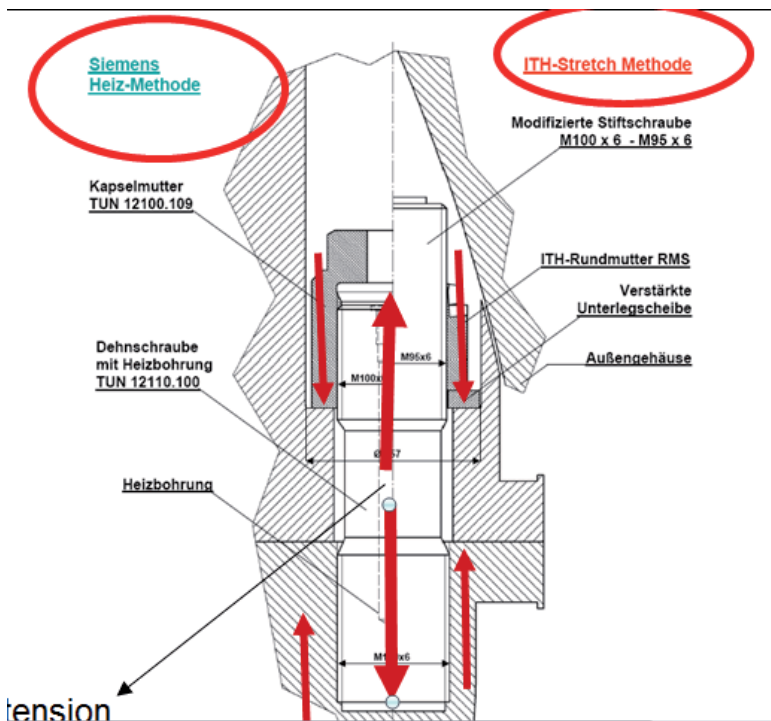


Bild 5: Diese Bild zeigt links das klassische Heizen und rechts das hydraulische Recken

Bild 5 zeigt exemplarisch die geometrischen Unterschiede zwischen dem Aufbringen der Vorspannkraft mittels Heizen und hydraulischem Recken.

Es gibt in diesem Fall drei gravierende Unterschiede in der Schraubengeometrie:

- a) Heizen benötigt eine zentrale Bohrung für das Heizelement
- b) Hydraulisches Recken benötigt den Gewindeüberstand für den Spannzylinder
- c) Hydraulisches Recken benötigt einen vergrößerten Durchmesser gegenüber der Standard Unterlegscheibe, um ein sicheres Einbringen der Vorspannung durch den Spannzylinder zu gewährleisten

Beim hydraulischen Recken ist noch zu berücksichtigen, dass es nach dem Lösen des Spannzylinders zu der sogenannten Rückfederung kommt, die die resultierende verbleibende Klemmkraft verringert. Bild 6 zeigt das Verhalten exemplarisch. Dies ist im Wesentlichen von der Beschaffenheit der Klemmflächen und dem Klemmlängenverhältnis abhängig. Grob kann man feststellen, je kleiner l_k/d umso grösser die Rückfederung. Dies zeigt sich analog im Vorspannverlust durch Setzen. Bild 7 zeigt dies am Beispiel verschiedener Siemens internen Messungen der Rückfederung.

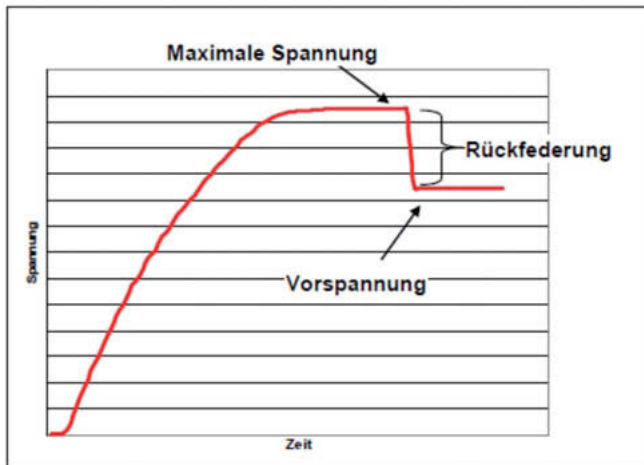


Bild 6: Exemplarisches Verhalten der Vorspannung bei hydraulischem Recken und Definition der Rückfederung

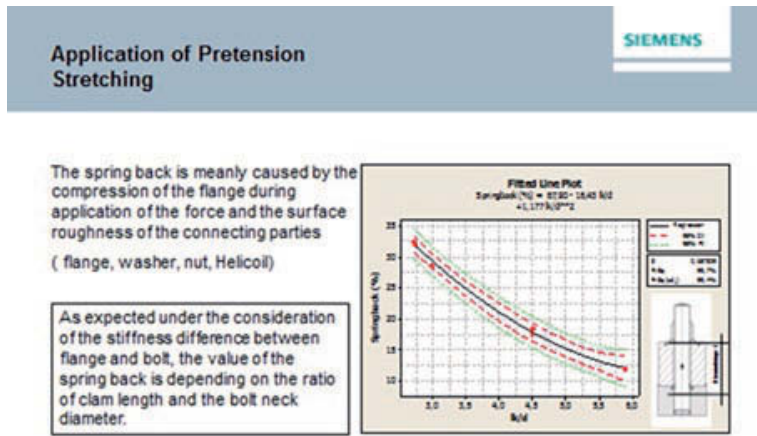


Bild 7: Exemplarischer Verlauf der Rückfederung aus verschiedenen Siemens internen Messungen

Basierend auf dem nicht auftretenden Torsionsanteil durch Reibung beim drehenden Anziehen können die hydraulisch gereckten Schrauben bis an ihre Steckgrenze vorgespannt werden. Damit ergibt sich als Ausgangsbedingung für den Vorspannverlust durch Relaxation eine Vorspanndehnung von 0,2%.

2.4 Berechnungsmodell

Durch die hohe mögliche Auslastung der Schraubverbindung nahe der Streckgrenze, der transienten Belastungen und der Interaktion mit der Verformung des Flansches ist es nicht mehr möglich dies analytisch zu bewerten. Im Berechnungsmodell ist die Modellklasse III der VDI 2230 Blatt 2 [4] ohne Detailmodellierung des Gewindes gewählt worden.

Mit dieser Modellierung kann der Vorspannverlust durch kurzzeitiges Überrecken bei der transienten Belastung, die realen Steifigkeitsverhältnisse von Flansch und Schraube bei Membran- und Biegebelastung und das Kontaktverhalten in der Verbindungsfuge der Schraubverbindung realistisch berücksichtigt werden.



Bild 8: NX CAD Model des Außengehäuses mit Schrauben als Ausgang für FEA

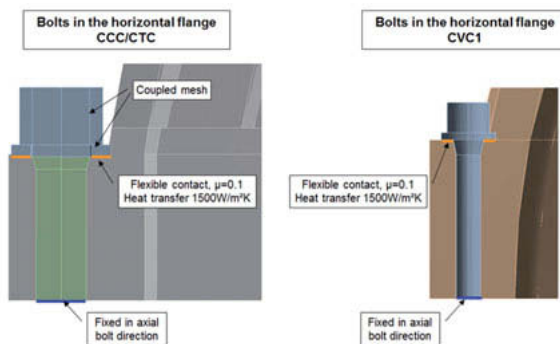


Bild 9: Exemplarische Kontaktmodellierung und thermischen Randbedingungen für die Schraubenverbindung

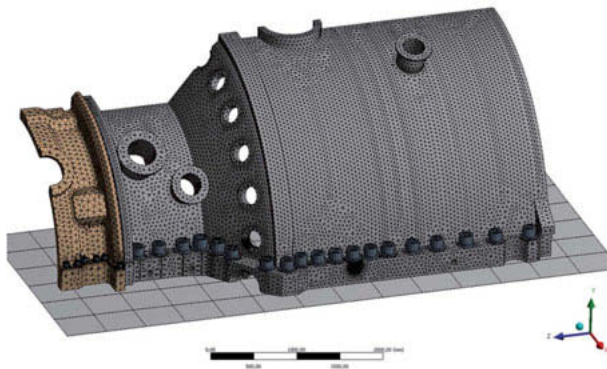


Bild 10: Finite Element Netz des Außengehäuses

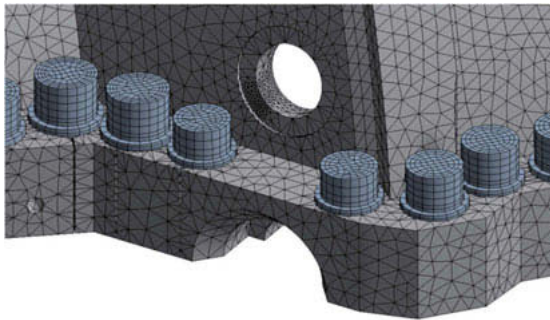


Bild 11: Detail der Schraubenmodellierung nach VDI 2230 Blatt 2 Modelklasse III [4]

Die Bilder 8 bis 11 zeigen exemplarisch das verwendete Elementnetz und Randbedingungen der Schraubverbindung am Beispiel des Außengehäuses einer stationären Gasturbine.

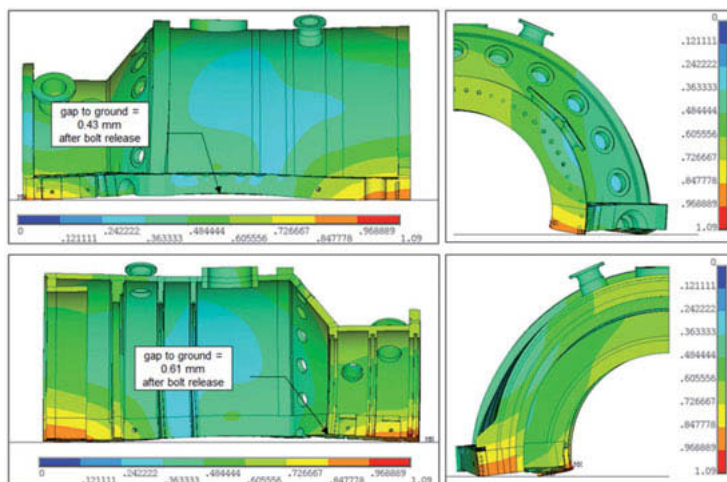


Bild 12: Beispiel des verformten Gehäuses die bei der Interaktion zwischen Flansch und Schraube berücksichtigt werden muss. Ohne dies kann die Dichtheit nicht ausreichend bewertet werden

Außerdem erlaubt dieses Modell die Berücksichtigung verschiedener nicht-linearer Materialmodelle zur Bewertung des Vorspannkraftverlustes durch transientes Überrecken bei Belastung, Vorspannungsverlust durch Relaxation und plastischer bzw. visko-plastischer Verformung des Flansches.

3 Beispiel Verifizierung thermischer Randbedingungen

Kritisch sind die Randbedingungen für den transienten Wärmeübergang. In der Literatur findet man experimentell ermittelte Wärmeübergänge an den Kontaktstellen. Diese werden meist als Funktion der Kontaktpressung dargestellt. Eine Validierung des thermischen Modells mit Anlagenmessungen zeigt eine deutliche Abweichung, die nicht zu vernachlässigen ist. Da die Torsion infolge Reibung nicht berücksichtigt werden muss kann die Schraube bis nahe der Streckgrenze vorgespannt werden.

Dieses Kapitel zeigt ein Beispiel einer Verifizierung mit Hilfe des Programmes OptiSlang und Ansys mit dem Ziel, ein realistischeres thermisches Modell zu erstellen.

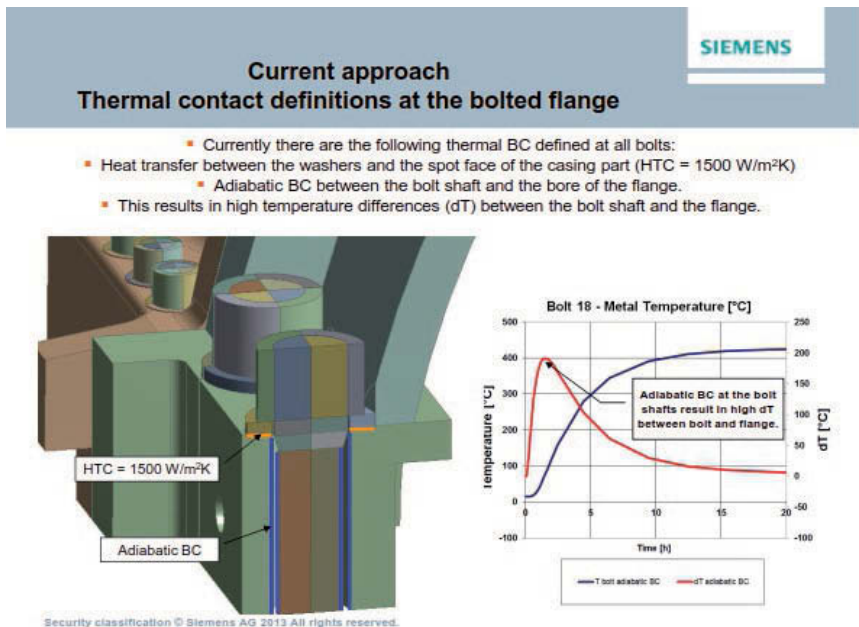


Bild 13: Beispiel des thermisch transienten Modells der Schrauben und des Flansches für verschiedene thermische Randbedingungen

Da sich ein gravierender Unterschied in der thermischen Belastung der Schrauben- Flansch-Verbindung bei den verschiedenen möglichen thermischen Randbedingungen zeigt (Bild 13), wurde ein DOE (design of experiment) mit einem parametrischen Modell der thermischen Randbedingungen erstellt. Dazu wurden folgende Schritte durchgeführt:

1. Erstellung eines parametrischen FE-Modells
2. Festlegung des Parameterraumes
3. Durchführung des DOE, um ein Meta-Modell zu ermitteln
4. Aus- und Bewertung des Meta-Modells, um das Modell zu vereinfachen unter Berücksichtigung der relevanten Parameter
5. Kalibrierung des FE-Modells und der Randbedingungen an Messungen des realen Bauteils

Bild 14 beschreibt den generellen Workflow des DOE, Details sind [5] zu entnehmen.

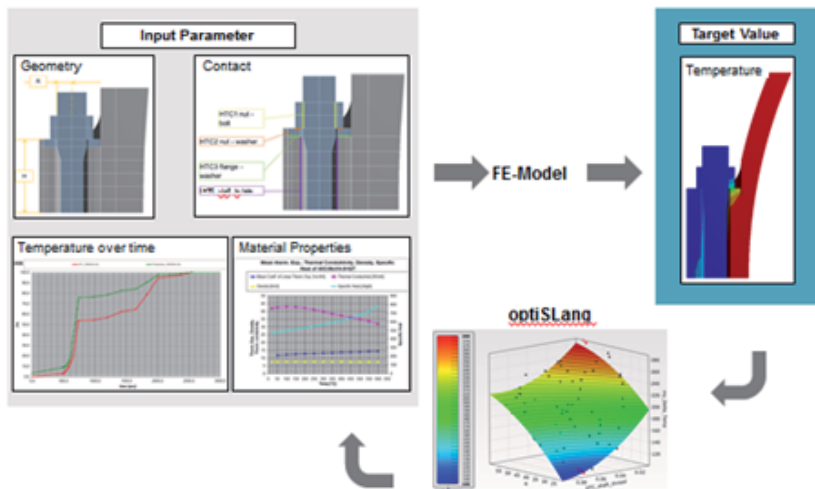


Bild 14: Genereller Ablauf des DOE aus [5]

Beim Vergleich der DOE Ergebnisse mit Messdaten von einer Anlage zeigte sich, dass der Wärmeübergang am Schraubenschaft maßgebend für die thermische Belastung ist. In einem weiteren Schritt wurde mittels OptiSlang der Wärmeübergang an den Messwerten kalibriert.

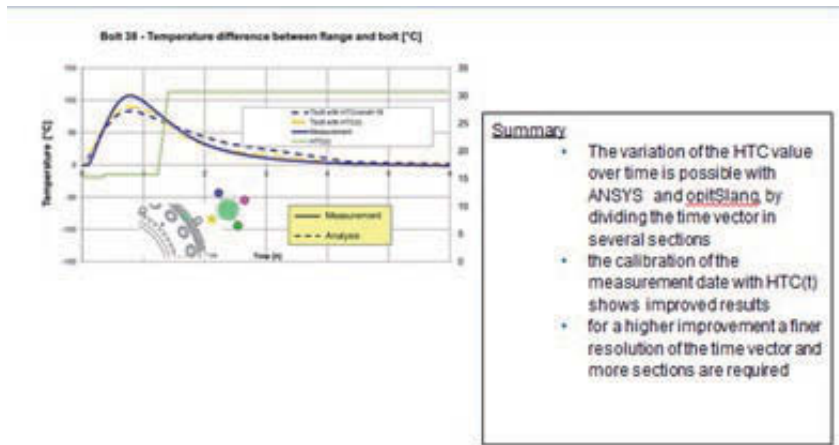


Bild 15: Ergebnis der Kalibrierung des parametrischen Modells an den Messdaten der Anlage aus [5]

Aktuell arbeiten wir daran, die Naturkonvektion in dem Spalt zwischen Flansch und Schraube mit Hilfe von CFD theoretisch zu beschreiben.

1 Zusammenfassung

Das Beispiel der Schraubenverbindung des Außengehäuses zeigt die sinngemäße Anwendung der VDI 2230. Es zeigt einen Weg auch die nichtlinearen Effekte dieser Schraubenverbindung im erhöhten Temperaturbereich einschließlich der Interaktion zwischen Flansch und Schraube zu bewerten.

Dieser Vortrag zeigt aber auch die Notwendigkeit, die ziehenden Vorspannverfahren, besonders das hydraulische Vorspannen großer Schrauben durch Recken, in einem internationalen Regelwerk zu regeln. Dazu gehört z.B. der erforderliche Gewindeüberstand für das Vorspannwerkzeug, besonders für die Schraubengrößen bis M200.

Auch zeigt dieses Beispiel die Notwendigkeit, die Rückfederung allgemeingültig in einem Standard wie VDI 2230 zu regeln.

Abschließend wäre es wünschenswert, die bei den Anwendungen des hydraulischen Reckens auftretenden hohen Auslastungen der Schraubverbindung (z.B. Überrecken mit zuge-

hörigem Vorspannverlust) und Vorspannungsverlust durch Relaxation bei erhöhten Temperaturen in einer Richtlinie mehr allgemeingültig zu beschreiben.

2 Referenzen

[1] K. H.Kloss W.Thomala

Schraubenverbindungen

Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften , Handhabung

5. Auflage

ISBN-13 978-3-540-21282-9 Springer Berlin Heidelberg New York

[2] VGB-R-505-M

Richtlinie für Schrauben im Bereich hoher Temperaturen

Fünfte Auflage 2004

[3] VDI 2230 Blatt 1 „Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen – Zylindrische Einschraubenverbindungen“

[4] VDI 2230 Blatt 2 "Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Mehrschraubenverbindungen"

[5] RDO-JOURNAL ISSUE 1/2016

Feasibility study of large gas turbine outer casing bolts

Potential improvements are identified with the help of optiSlang for optimization of large gas turbines

Über die Berücksichtigung radial aufweitender Lasten an stirnseitigen Mehrschraubenverbindungen

Consideration of radial widening loads on front mounted bolt joints

Dipl.-Ing. **Sebastian Hofmann**,
ABM Greiffenberger Antriebstechnik GmbH, Marktedwitz;
Prof. Dr.-Ing. **Armin Lohrengel**,
Fritz-Süchting-Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal

Kurzfassung

Stirnseitige Mehrschraubenverbindungen von zwei Maschinenelementen, von denen mindestens eines radial aufweitend belastet ist, können infolge ungleichmäßiger Aufweitung der beiden Flanschseiten von radialen Zusatzkräften belastet werden. Dieser Beitrag beschreibt die zu diesem Effekt führenden Mechanismen anhand eines elastomechanischen Modells, welches die miteinander verbundenen Kontaktpartner als Schalenkörper annähert. Hierzu wird das Vorgehen bei der zur Modellbildung erforderlichen Vereinfachung und Zerlegung der Kontaktpartner in einzelne Schalenelemente und anschließend die Lösung des entstandenen elastomechanischen Modells über das Kraftgrößenverfahren gezeigt. Weiterhin wird mit Hilfe des Modells eine konstruktive Optimierung hinsichtlich der radial aufweitenden Lasten am Beispiel einer Flanschverschraubung eines Rohrs unter Innendruck vorgenommen und ein allgemeines Ablaufdiagramm zur Anwendung des Abschätzverfahrens gegeben.

Abstract

Front mounted multi bolted joints can be exposed to additional loads if at least one of the two joined machine parts bears a radial widening load and thereof or furthermore an unsymmetrical radial expansion of the two front mounted sides results. This article explains the mechanisms behind this effect by using an elasto-mechanical model which approximates the joined contact partners by shell bodies. Thus showing the necessary simplifications for the modeling and the dissection of the contact partners in individual shell bodies. Subsequently the solution of the elasto-mechanical model by using the flexibility method is shown. Further on a design optimization is conducted at the example of a flange joint of tubes under internal pressure and a general flowchart is given for the use of this estimation method.

1. Einleitung

Stirnseitige Mehrschraubenverbindungen im Sinne dieses Beitrags sind rotationssymmetrische Schraubenfelder, sogenannte Kreisflansche, mit einem Schraubenkreis. Werden nun zwei rohrförmige Körper über eine solche Verbindung stirnseitig miteinander verbunden, von denen einer oder auch beide eine radial aufweitende Last erfährt, so können unter bestimmten Voraussetzungen radiale Zusatzlasten entstehen, die von der Schraubenverbindung übertragen werden müssen bzw. diese zusätzlich belasten. Radial aufweitende Lasten können hierbei nach außen gerichtete Radialkräfte am Innendurchmesser oder ein vorhandener Innendruck sein.

Ein anschauliches Beispiel für eine derartige Verbindung stellt eine Flanschverbindung an einem Rohr unter Innendruck (Bild 1) oder auch die Deckelverschraubung eines Druckbehälters (Bild 2) dar. Ein weiteres Beispiel für eine derartige Verbindung ist ein stirnseitig befestigter Freilauf mit radialem Kraftschluss, wie er in Bild 3 schematisch dargestellt ist. Bei diesem wirken durch die Klemmelemente hohe radiale Normalkräfte auf den stirnseitig verschraubten Freilaufaußenring. Dieser wird demnach ähnlich, wie unter einem partiell angreifenden Innendruck radial aufgeweitet.

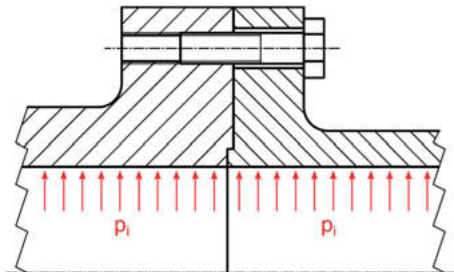


Bild 1: Flanschverbindung an einem Rohr unter Innendruck (schematisch)

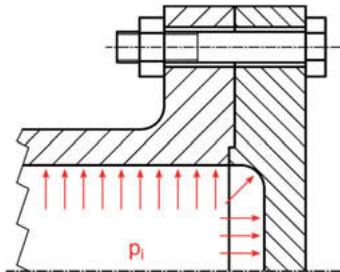


Bild 2: Deckelverschraubung an einem Druckbehälter (schematisch)

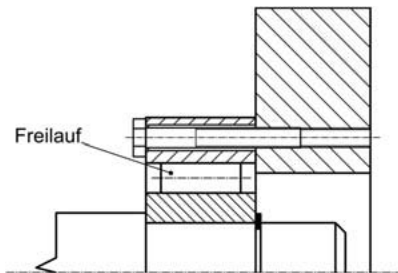


Bild 3: Stirnseitig befestigter Freilauf (schematisch)

Ursächlich für die zusätzliche Kraftkomponente an der Schraubenverbindung ist die ungleiche radiale Verformung der beiden stirnseitig miteinander verschraubten Maschinenelemente. Diese kann zum einen durch eine ungleiche Lastverteilung auf die beiden miteinander verbundenen Teile hervorgerufen werden, wie dies z.B. bei einem stirnseitig befestigten Freilauf der Fall ist, oder durch eine unterschiedliche radiale Nachgiebigkeit/Steifigkeit der beiden miteinander verbundenen Teile, wie dies bei Flanschverbindungen von Rohren unter Innendruck der Fall sein kann. Ebenso ist eine Kombination beider Ursachen möglich, was den ungünstigsten Fall darstellt, da in diesem Fall die größten radialen Zusatzlasten für die Schraubenverbindung entstehen.

2. Elastomechanisches Modell

Die radiale Zusatzkraft kann über ein elastomechanisches Modell der stirnseitig miteinander verbundenen Körper rechnerisch abgeschätzt werden. Hierzu werden die beiden stirnseitig miteinander verbundenen rotationssymmetrischen Körper als einfache Zylinderschalen modelliert. Zylinderschalen sind den Flächentragwerken zuzuordnen und zeichnen sich dadurch

aus, dass in der Regel die Wandstärke gegenüber den weiteren Abmessungen vernachlässigbar ist. Dies erlaubt eine analytisch lösbare Beschreibung des Spannungszustands innerhalb der rotationssymmetrischen Körper.

Der Spannungszustand von Zylinderschalen bzw. Schalen im Allgemeinen kann durch zwei Zustände beschrieben werden. Dies ist zum einen der sogenannte *Membranspannungszustand*, welcher frei von Biegemomenten und Querkräften ist, weshalb nur Normal- und Schubspannungen in der Schalenfläche auftreten, und zum anderen der sogenannte *Biegespannungszustand*, welcher durch in der Schale wirkende Querkräfte und Biegemomente gekennzeichnet ist.

Bild 4 zeigt eine Zylinderschale im Membranspannungszustand. Eine Zylinderschale wird hierbei über ihre Mittelfläche mit dem Mittelflächenradius a , der Wandstärke h und der Länge bzw. Breite des Zylinders l geometrisch beschrieben. Im Fall der rotationssymmetrischen Zylinderschale treten keine Schubspannungen innerhalb der Schalenfläche auf, sodass der Membranspannungszustand der rotationssymmetrischen Zylinderschale allein durch die Normalspannungen n_x in Längs- und n_θ in Umfangsrichtung beschrieben wird.

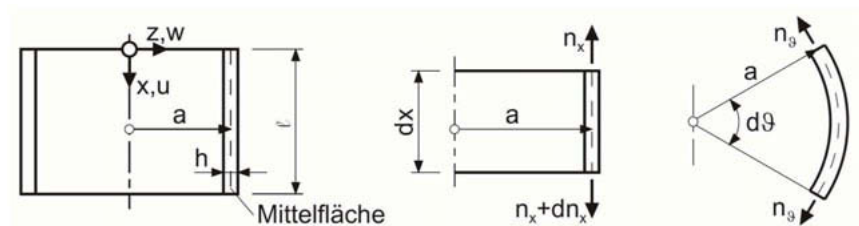


Bild 4: Zylinderschale im Membranspannungszustand [1]

Laut [1] wirkt ein Membranspannungszustand in einer Zylinderschale, wenn die folgenden Bedingungen erfüllt sind:

- Die Schalendicke und deren erste Ableitung über die Schalenlänge sind stetig.
- Die Belastungsfunktion und deren erste Ableitung über die Schalenlänge sind stetig.
- Linienlasten und Auflagerkräfte an den Schalenrändern müssen zentrisch und tangential eingeleitet werden.

Trifft eine dieser Bedingungen nicht mehr zu, so wird der Membranspannungszustand in der Schale gestört und es treten Biegemomente m_x und m_θ und Querkräfte q in der Schale auf. Die sogenannten *Randstörungen* können über die *Biegetheorie der Zylinderschale* berücksichtigt werden. Eine rotationssymmetrische Zylinderschale im Biegespannungszustand zeigt

Bild 5. Weiterhin sind in Bild 5 die radiale Aufweitung Δr bzw. w und die Verdrehung der Schalenmittelfläche ψ dargestellt.

Bei der Biegetheorie der Zylinderschale bzw. von Schalen allgemein werden zwei Fälle unterschieden, die sich aus der Differentialgleichung der radialen Aufweitung w ergeben. Die allgemeine Form dieser Differentialgleichung kann z.B. nach [2] folgendermaßen geschrieben werden, wobei ν die Querkontraktionszahl ist.:

$$\frac{d^4 w(x)}{dx^4} + \frac{12 \cdot (1 - \nu^2)}{a^2 \cdot h^2} \cdot w(x) = -\gamma \quad (1)$$

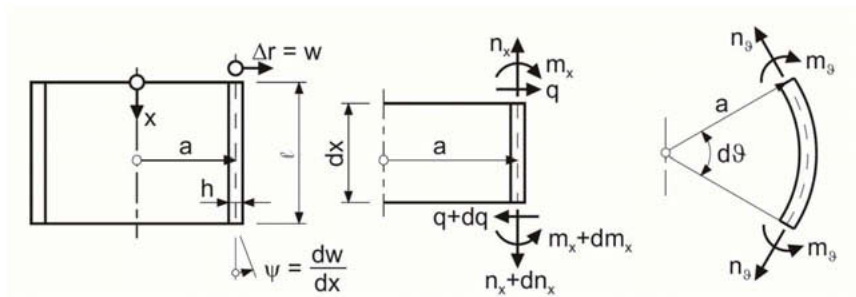


Bild 5: Zylinderschale im Biegespannungszustand [1]

Der Wert γ stellt das Belastungsglied dar und die entsprechende partikuläre Lösung der Differentialgleichung entspricht (in der Regel) dem Membranspannungszustand. Mit dem Kehrwert λ der charakteristischen Länge der Schale kann Gleichung (1) auch geschrieben werden als:

$$\frac{d^4 w(x)}{dx^4} + 4 \cdot \lambda^4 \cdot w(x) = -\gamma \quad (2)$$

Der Kehrwert λ der charakteristischen Länge bezeichnet das Verhalten des Schalenkörpers an seinen beiden Rändern. Bei einer Länge der Schale von

$$\lambda \cdot l = \frac{\sqrt[4]{3 \cdot (1 - \nu^2)}}{\sqrt{a \cdot h}} \cdot l \geq 4 \quad (3)$$

sind die durch die Randstörungen hervorgerufenen Aufweitungen und Verdrehungen der Schalenmittelfläche bereits soweit abgeklungen, dass sie den gegenüberliegenden Rand nicht mehr beeinflussen. Dementsprechend wird von einer *langen* Schale gesprochen. Dementsprechend wird bei Schalen für deren Länge gilt

$$l < \frac{4}{\lambda} \quad (4)$$

von *kurzen* Schalen gesprochen, da sich in diesem Fall beide Ränder der Schale gegenseitig beeinflussen. Die Lösungen der Biegedifferentialgleichung der rotationssymmetrischen Zylinderschale sowie die Partikulärlösungen für den Membranspannungszustand sind für die gängigsten und für das in diesem Beitrag angewendete elastomechanische Modell der gängigen Fachliteratur zu entnehmen. Wegen seiner anschaulichen Beschreibungen sei hierzu auf [1] verwiesen.

Um die radialen Zusatzlasten für die Schraubenverbindung nun rechnerisch abschätzen zu können, werden die stirnseitig miteinander verschraubten Körper an der Reibfuge und allen weiteren Querschnitten an denen eine der eingangs dieses Abschnitts benannten Bedingungen verletzt werden aufgetrennt und in Einzelkörper zerlegt. An den dadurch entstandenen Schalenrändern (Schnittkanten) werden anschließend statisch unbestimmte Schnittlasten (Rand- bzw. Radialkräfte und Rand- bzw. Kreppelmomente) angetragen.

Im Folgenden soll dieses Vorgehen am Beispiel der Flanschverschraubung aus Bild 1 erläutert werden. Vor der Zerlegung des stirnseitigen Verbunds der beiden Ringflansche werden noch einige Vereinfachungen an der Geometrie vorgenommen, um einfach beschreibbare rotationssymmetrische Hohlzylinder zu erhalten. Diese können anschließend wiederum als Zylinderschalen analytisch beschrieben werden. Die erste Vereinfachung betrifft die Verschraubung selbst. Die Bohrungen und Schrauben werden vernachlässigt und die Ringflansche als Vollkörper angenommen. Weiterhin werden der Radius zwischen Flanschblatt und Rohrabschnitt sowie der Zentrierbund vernachlässigt. Durch das Auftrennen der Abschnitte stetiger Belastung und stetiger Querschnittsänderung bzw. in diesem Fall konstanten Querschnitts und Antragen der zu bestimmenden Schnittlasten an den Schalenmittelflächen, ergibt sich das in Bild 6 dargestellte Schalen-Scheibenmodell. Dem Modell liegt in diesem Fall auch die Annahme zugrunde, dass die Rohrabchnitte das Kriterium für lange Zylinderschalen nach Gleichung (3) erfüllen, weshalb nur der der Verschraubungsstelle zugewandte Rand betrachtet werden muss.

Es ist wohl direkt ersichtlich, dass es infolge der Querschnittsübergänge auch zu einem Sprung der Kraftangriffsradien zwischen den benachbarten Hohlzylindern kommt. Dies bedeutet, dass z.B. die unbekannte Randkraft X_1 und das unbekannte Randmoment X_2 am rechten und linken Körper nicht auf demselben Radius innerhalb des Modells wirken. Um dieser Fehlerquelle in der Modellbildung zu begegnen, sollte an jedem Querschnittsübergang eine schmale Kreisringscheibe (mit einer Dicke kleiner 0,1 mm) ergänzt werden. Diese kann aufgrund ihrer Eigenschaften als „Kraftübersetzungsglied“ genutzt werden, um den Effekt des springenden Kraftangriffsradius abzufedern. Die notwendigen Gleichungen zur Berechnung der Verformungen einer schmalen Kreisringscheibe können wiederum z.B. [1] entnommen werden.

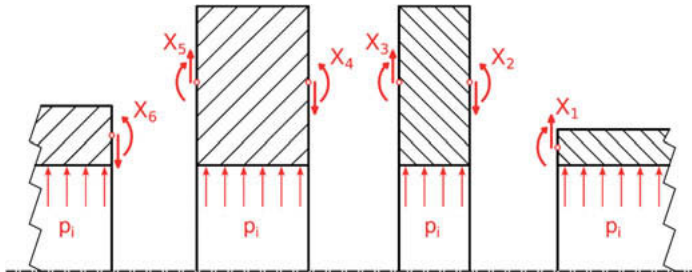


Bild 6: Schalen-Scheibenmodell der Flanschverbindung an einem Rohr unter Innendruck

Um die nun immer noch unbekannten Schnittlasten, in denen auch die zu bestimmende radiale Zusatzkraft X_3 enthalten ist, zu bestimmen, wird das sogenannte *Kraftgrößenverfahren* genutzt. Dieses Verfahren ist auch bekannt als *Prinzip der virtuellen Verschiebungen* oder Prinzip der virtuellen Arbeit und besagt anschaulich, dass die Verschiebungsarbeit an einem linear-elastischen System, welches von der Last X_1 am Ort der Last X_2 geleistet wird, gleich der von der Last X_2 am Ort von X_1 geleisteten Verschiebungsarbeit ist. Für ein entsprechend zu betrachtendes System von miteinander verbundenen Körpern ist demnach das folgende lineare Gleichungssystem zu lösen:

$$\delta_{j0} + \sum_{f=1}^k X_f \cdot \delta_{jf} = 0 \quad (5)$$

In diesem Gleichungssystem stellen die Größen δ_{jf} die sogenannten *Formänderungswerte* dar. Diese entsprechen den Verformungen (Aufweitung und Verdrehungen) an den jeweiligen Kraftangriffspunkten von X_f durch die unbekannte Schnittlast X_f . Die lastabhängigen Verformungen δ_{j0} berücksichtigen die infolge des Innendrucks entstehenden (Membran-)Verformungen (in diesem Fall eine reine Aufweitung ohne Verdrehung der Schalenränder).

Das Gleichungssystem kann auch mit Matrizen formuliert werden, wobei sich folgende Schreibweise ergibt:

$$\begin{bmatrix} \delta_{11} & \cdots & \delta_{1k} \\ \vdots & & \vdots \\ \delta_{k1} & \cdots & \delta_{kk} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} X_1 \\ \vdots \\ X_k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \delta_{10} \\ \vdots \\ \delta_{k0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

Dieses Gleichungssystem kann nach den unbekannten Schnittlasten X_f durch Invertierung der Matrix der Formänderungsgrößen einfach gelöst werden.

3. Anwendungsmöglichkeiten des elastomechanischen Modells

Mit dem beschriebenen elastomechanischen Modell lassen sich nun relativ einfach verschiedene Konstruktionsvarianten bezüglich der auf die Schraubenverbindung wirkenden radialen

Zusatzkräfte an der Verbindungsstelle vergleichen. Eine entsprechende Aussage ist natürlich auch mit einem FE-Modell möglich, aber in der Regel mit höherem Aufwand bei der Modellerstellung und längeren Rechenzeiten verbunden.

Aus der dem elastomechanischen Modell zugrunde liegenden Analytik kann die Aussage getroffen werden, dass die radialen Zusatzkräfte in der Reibfuge eine Folge der unsymmetrischen Aufweitung der beiden Flanschkörper sind. Dementsprechend sollte z.B. für die Flanschverschraubung aus Bild 1 – falls möglich und unter der Annahme gleicher Werkstoffe der beiden Flanschkörper – ein symmetrischer Aufbau bezüglich der Trennfuge gewählt werden, um die Belastungen auf die Schraubenverbindung zu minimieren. Eine mögliche konstruktive Verbesserung der Verbindung aus Bild 1 ist in Bild 7 gezeigt. Die beiden Flanschkörper haben einen (bis auf den Zentrierbund) annähernd symmetrischen Aufbau bezüglich der Reibfuge. Ist dies nicht möglich, so sollte der Zentrierbund an der Flanschkälfte vorgesehen werden, die die größere Aufweitung durch den Innendruck erfährt. Somit kann die Reibfuge durch den Zentrierbund von der Wirkung der radialen Zusatzkräfte entlastet werden.

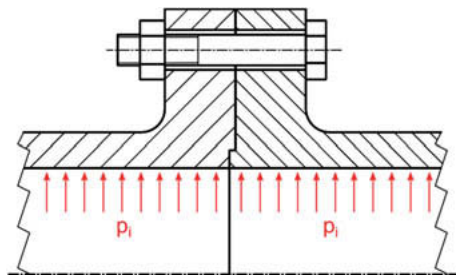


Bild 7: Bezüglich der radialen Aufweitung optimierte Flanschverbindung an einem Rohr unter Innendruck (schematisch)

Natürlich kann das elastomechanische Modell auch für eine Abschätzung der aus den radial aufweitenden Lasten entstehenden Zusatzkräfte für die Berechnung der Schraubenverbindung genutzt werden. Hierbei ergeben sich jedoch bei Querschnitten, welche als *dicke Schalen* zu betrachten sind, größere Abweichungen. Eine sehr gute Ergebnisgüte wird bei Querschnitten erreicht, die mit einem Verhältnis von Wandstärke zu mittlerem Radius ($\frac{h}{a}$) von kleiner 0,2 den *dünnen Schalen* zugeordnet werden können. Dennoch kann das beschriebene Verfahren – mit Abstrichen bei der Genauigkeit der Abschätzung – auch bei Querschnitten angewendet werden, die deutlich größere Wandstärkenverhältnisse aufweisen. Hierzu sei auf die Arbeiten von ROSEMEIER [3] und [4] verwiesen. In diesen wurde gezeigt, dass die grundlegenden Mechanismen dünner Schalen auch auf dicke Schalen übertragen werden können.

Die sich dabei ergebenden systematischen Abweichungen stehen einer vergleichenden Bewertung von verschiedenen Konstruktionsvarianten jedoch nicht im Wege.

4. Zusammenfassung

Mit dem beschriebenen elastomechanischen Modell, das die Verbindung zweier radial aufgeweiteter Körper als Verbund von Kreisringscheiben und Kreiszyinderschalen beschreibt, kann der Einfluss der radial aufweitenden Lasten auf stirnseitige Mehrschraubenverbindungen abgeschätzt werden.

Für die Entstehung von radialen Zusatzkräften ist die unsymmetrische Aufweitung der beiden durch die stirnseitige Mehrschraubenverbindung miteinander verbundenen Körper ursächlich. Dementsprechend kann über das in Bild 8 dargestellte Ablaufdiagramm entschieden werden, ob eine Berücksichtigung dieses Effekts an einer entsprechenden Schraubenverbindung erforderlich ist.

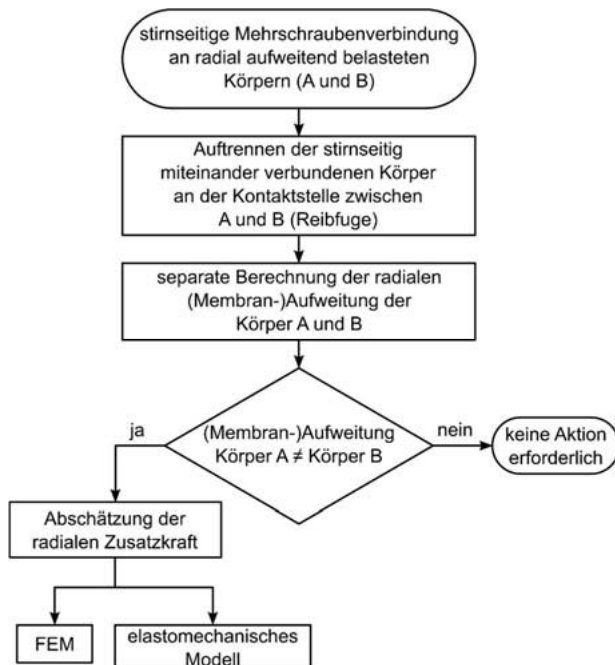


Bild 8: Ablaufdiagramm zur Entscheidung, ob radiale Zusatzkräfte an einer stirnseitigen Mehrschraubenverbindung infolge radial aufweitender Lasten zu berücksichtigen sind

Zur Einordnung der Größenordnungen der radialen Zusatzkräfte sei gesagt, dass diese bei Flanschverbindungen an Rohren unter Innendruck rechnerisch in der Regel keine Größenordnung annehmen, die für die Schraubenverbindung kritisch werden. Jedoch sollten die Zusatzkräfte bei hoch ausgelasteten Schraubenverbindungen berücksichtigt werden. Anders sieht es bei stirnseitig befestigten Freiläufen aus. Bei diesen können die radialen Zusatzkräfte unterstützt durch den Umstand, dass nur einer der stirnseitig miteinander verbundenen Körper (nämlich der Freilaufaußenring) eine aufweitende Belastung erfährt, Größenordnungen annehmen, die die der Hauptbelastungen für die Mehrschraubenverbindung (im Fall des Freilaufs das stirnseitig zu übertragende Sperrmoment bzw. die damit verbundenen Umfangskräfte) erreichen.

5. Literaturhinweise

- [1] Hake, E.; Meskouris, K.: Statik der Flächentragwerke. Berlin: Springer, 2001
- [2] Pflüger, A.: Elementare Schalenstatik. 5. Aufl. Berlin: Springer, 1981
- [3] Rosemeier, G.-E.: Zur Biegetheorie der dicken Kreiszyinderschale. In: Beton- und Stahlbetonbau (1973), Nr. 12, S. 288-296.
- [4] Rosemeier, G.-E.: Eine verschärfte Biegetheorie der dicken Kreiszyinderschale. In: Beton- und Stahlbetonbau 78 (1983), Nr. 10, S. 270-273.

Systematische Berechnung von Ein- und Mehrschraubenverbindungen im Einflussfeld der Systemparameter

Dipl.-Ing. **Jan Hebig**, DriveConcepts GmbH, Dresden;
Dr.-Ing. **Denis Polyakov**, Tedata GmbH, Bochum

Kurzfassung

Bei der Berechnung von Mehrschraubenverbindungen führt der Weg über die Lastverteilungsberechnung (VDI 2230 Blatt 2), zur Einschraubenberechnung (VDI 2230 Blatt 1) der höchstbelasteten Schraube. Die mitunter großen Streuungen unterliegenden Eingangsparameter (Reibwerte, Anzugsmoment) sowie thermische Effekte, führen zu stark variierenden Verspannungszuständen. In der Berechnung nach VDI 2230 Blatt 1 werden die Streuungen beim Anziehen über den Anziehungsfaktor α berücksichtigt. Zur Abbildung eines Temperaturbereiches, sind dagegen mindestens zwei Berechnungen, zur Sicherstellung der Funktionalität, notwendig. Die Arbeit präsentiert die erweiterte Möglichkeit, Systemparameter als Bereichsvariablen in die Berechnung und Ergebnisdarstellung, einzubeziehen. In den durchgeführten Untersuchungen wurde mit Hilfe parametrierter FE-Modelle der Einfluss der vorspannkraftverändernden Systemparameter, auf die Ermittlung der Schraubenkräfte (Lastverteilung) in der FE-Berechnung, ermittelt. Ausgehend von den Ergebnissen wird ein Weg skizziert, der den Anwender von der Lastverteilungsberechnung im FE-System zum Nachweis nach VDI 2230 Blatt 1, bis hin zu erweiterter Ergebnisdarstellung („Schraubenfunktionalitätsdiagramm“) begleitet. Hauptaugenmerk wird dabei auf die Techniken der Auswertung im FE-System und die Wahl der Übergabeparameter an die Einschraubenberechnung gelegt. Insbesondere die Ermittlung der Plattenentlastungskraft über die Auswertung der Trennfuge, stellt besondere Herausforderungen an den Anwender. Hier gilt es die richtigen Auswertebereiche zu erfassen, auch bei sich überschneidenden Wirkungsbereichen benachbarter Schrauben. In dieser Arbeit wird das „Voronoi-Diagramm“, eine Methode aus der Geometrie vorgeschlagen, um eine mathematische Lösung zur Unterteilung der Auswertebereiche im standardisierten Berechnungsablauf zu realisieren. Erstmals wird somit eine detaillierte Methodik zur Auswertung der Trennfuge von Schraubenfeldern im FE-System beschrieben.

1. Einleitung

Zur Berechnung von Schraubenverbindungen steht seit vielen Jahren die VDI 2230 Blatt 1 als etablierte Berechnungsgrundlage zur Verfügung. Kaum eine andere europäische Norm bzw.

Richtlinie findet dabei eine so breite internationale Anwendung, wie die VDI 2230. Dies ist maßgeblich in der detaillierten Betrachtung der Schraube im Einflussfeld der Wirkparameter begründet. Kein anderes genormtes Berechnungsverfahren bildet den komplexen Verspannungszustand einer vorgespannten Schraube rechnerisch so detailliert ab, wie die VDI 2230. Der tatsächliche Verspannungszustand der Schraubenverbindung hängt stark davon ab, welche exakten Werte einzelne Eingangsgrößen im Toleranzfeld annehmen. Für einzelne Eingangsgrößen können die Toleranzfelder hohe Ausmaße annehmen, was sich entsprechend auf ein großes Ergebnisfeld durchschlägt. Die VDI 2230 wird dem gerecht, indem immer die Randextrema der Eingangsgrößen Berücksichtigung finden. Im Sinne der sicheren Dimensionierung, erhält man somit immer die minimalen Sicherheiten, also ebenfalls die Randextrema der Ergebnisfelder. Somit geht aber die Bandbreite der möglichen Ergebnisse im Ergebnisfeld verloren. Im Folgenden werden daher Möglichkeiten einer erweiterten Ergebnisdarstellung vorgestellt. Im zweiten Schritt soll außerdem untersucht werden, inwiefern tolerierte Eingangsgrößen Einfluss auf die Lastverteilung in einer Mehrschraubenverbindung haben.

2. Schraubenberechnung mit den Extremwerten der Eingangsgrößen

Die folgende schematische Darstellung soll die Vorgehensweise der VDI 2230 veranschaulichen, um eine sichere Dimensionierung der Schraubenverbindungen zu gewährleisten. Die für die Streuung der Montagevorspannkraft verantwortlichen Wertebereiche der Eingangsgrößen, werden im Anziehungsfaktor α zusammengefasst. Die Berechnung der Sicherheiten erfolgt über die Betrachtung der Grenzwerte der Montagevorspannkraft (Max/Min). Die Berechnung wird für einen Temperaturzustand durchgeführt.

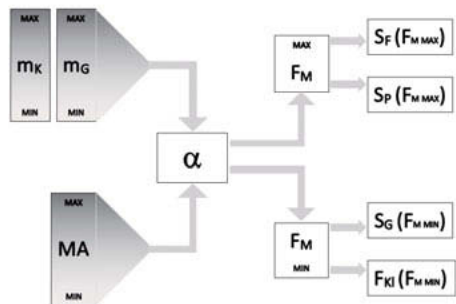


Bild 1: Schema Schraubenberechnung mit Anziehungsfaktor

3. Schraubenberechnung im Toleranzfeld der Eingangsparameter

Alternativ ist eine Berechnung mit den kompletten Wertebereichen aller Eingangs- und Ausgangsgrößen denkbar. Große Vorteile, sind bei der Anwendung mit vorgegebenen Temperaturbereich zu finden, da alle Zustände in einer Berechnung abgedeckt werden können. Die Ausgabe der Ergebnisgrößen (Sicherheiten und Klemmkraft) als Ergebnisfeld bietet eine umfassende Aussage zur Funktionalität der Schraubenverbindung. Insbesondere bei der minimalen Restklemmkraft (Sicherheit Gegen Gleiten) ergeben sich oft sehr breite Ergebnisfelder mit einem vielfachen Maximum des Minimums. Das Potential eines genaueren Anzugsverfahrens auf die Erhöhung der minimalen Restklemmkraft ist sofort präsent.

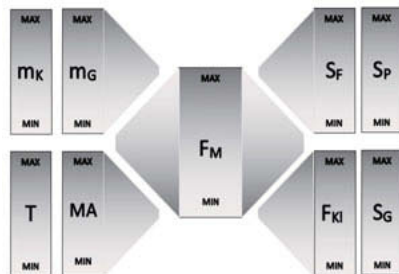


Bild 2: Schema Schraubenberechnung im Toleranzfeld

3.1. Ergebnisdarstellung im Schraubenfunktionalitätsdiagramm

Die Funktionalität einer Schraubenverbindung ist in einem Bereich gewährleistet, der nach oben hin durch den Fall begrenzt wird, dass die max. Klemmkraft + Schraubenzusatzkraft zum Versagen (SF, SP) der Schraube führen. Die untere Begrenzung, ergibt sich durch die erforderliche Klemmkraft für die Funktionalität der Schraubenverbindung (Verhindern Klaffen, Gleiten, Abheben). Der Entscheidungsparameter für die Funktionalität einer Schraubenverbindung ist die Klemmkraft und die maximale Schraubenkraft. Eine Darstellung aller Ergebnisse über dem Toleranzfeld der Klemmkraft und Schraubenkraft ist daher naheliegend. Die beiden Kraftgrößen leiten sich aus dem Verspannungsdiagramm einer Schraubenverbindung ab. Das Funktionalitätsdiagramm leitet sich somit aus den beiden Verspannungsdiagrammen ab, die das Toleranzfeld der Klemmkraft begrenzen. Beide Grenzzustände „volle Klemmkraft Max (FMzul)“, und „kleinste Klemmkraft Min (FMzul) bzw. FMzul/α“ werden in einem Diagramm dargestellt. Die Restklemmkraft und die Schraubenkraft werden aus den Verspannungsdiagrammen in den „Kraftbalken“ als Toleranzfeld übertragen. Die Größe beider Felder hängt stark von der Genauigkeit des Anzugsverfahren und der thermischen Last ab. Die Funktionalität der Schraube wird durch die beiden roten Bereiche begrenzt. Die Begrenzung nach oben hin erfolgt durch die zulässige Sicherheit gegen Fließen und Überschreitung der zulässigen

Flächenpressung unterm Kopf. Die untere Begrenzung des funktionalen Bereiches wird durch die erforderliche Klemmkraft realisiert.

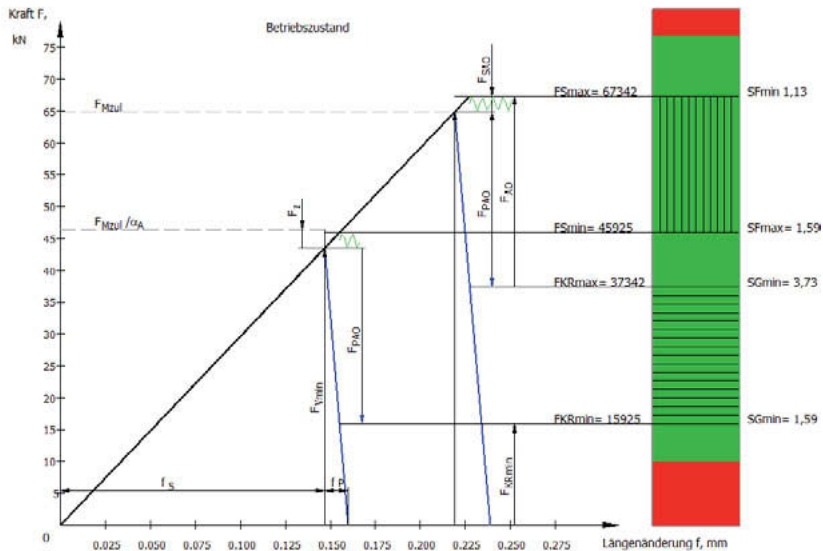


Bild 3: Schraubenfunktionalitätsdiagramm

Die Vorteile einer grafischen Ergebnisdarstellung liegen maßgeblich in der Kompaktheit und im Umfang der Präsentation der Ergebnisse. Die Bewertung der Schraubenverbindung erfolgt anhand der angezeigten Sicherheiten, und der maßgebenden Grenzen der Verbindung, die durch die Gegenüberstellung der Ist- und Sollwert auf einen Blick ersichtlich sind. Aus der Darstellung lassen sich sofort gezielte Maßnahmen zur Optimierung der Schraubenverbindung ableiten, deren Einfluss dann wiederum dargestellt werden kann

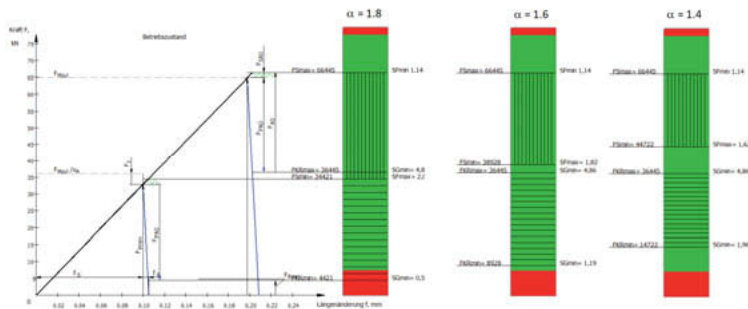


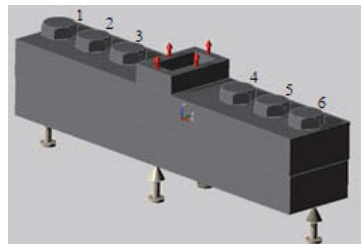
Bild 4: Funktionalitätsdiagramm mit Optimierung des Anzugsverfahrens

4. Einfluss der Vorspannkraft auf die Lastverteilung

Für die Berechnung von Mehrschraubenverbindungen, insbesondere für die Ermittlung der Lastverteilung in der Mehrschraubenverbindung empfiehlt sich, gerade bei auf Biegung belastete Mehrschraubenverbindung, die FE-Analyse mit Anwendung der Modellklassen 2 und 3 nach VDI 2230 Blatt 2. Bei beiden Modellklassen ist eine Modellierung mit Vorspannung zwingend. In der FE-Modellierung stellt sich die Frage, inwiefern die Streuung der Vorspannkraft Einfluss auf die Berechnung hat. Ist für eine Analyse des Klaffens in der Trennfuge noch recht klar, dass die minimale Vorspannung Ausgangspunkt der Berechnung sein muss, stellt sich die Frage inwiefern sich die Vorspannkraft auf die Lastverteilung im Schraubenverbund auswirkt. Im Falle einer Abhängigkeit auf die Verteilung, ist die Betrachtung über dem Toleranzfeld bereits bei der Ermittlung der Lastverteilung im Schraubenfeld notwendig. Da die thermischen Effekte ebenfalls Vorspannkraft beeinflussend sind, wäre deren Berücksichtigung schon bei der Ermittlung der Lastverteilung im FE-System notwendig. Bei den folgenden Parameterstudien wird mittels Serienrechnung, die Verteilung der Last auf die Schrauben im Mehrschraubenverbund, für die möglichen Vorspannfälle im Toleranzfeld der Vorspannkraft ermittelt.

4.1. Balkenverbindung (6 Schrauben)

Untersucht wird eine symmetrische Balkenverbindung mit mittigen Kraftangriff. Es gilt herauszufinden, wie groß der Einfluss der Vorspannkraft auf die Schraubenbelastungen und auf die Verteilung der Kräfte ist.

Bild 5: 3D – Darstellung
Balkenverbindung

In dem linken und mittleren Diagramm sind die Schraubenzusatzkräfte und Biegemomente der Schrauben 1-3 dargestellt. Die Schraube 3 ist erwartungsgemäß die Schraube, mit der höchsten Belastung.

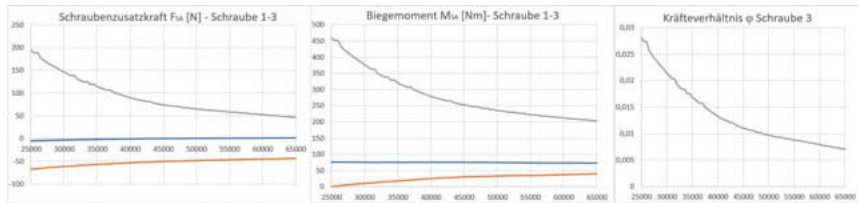


Bild 6: Auswertung Balkenverbindung

Mit einer sinkenden Vorspannkraft geht ein deutlicher Anstieg der Schraubenzusatzkräfte einher. Betrachtet man zusätzlich das Kräfteverhältnis, sieht man das der Anstieg aber maßgeblich durch ein veränderliches Kräfteverhältnis bestimmt wird. Das Kräfteverhältnis φ sollte eigentlich konstant bleiben, wird aber wie hier im Beispiel bedingt durch anfängliches Klaffen bei großen Trennfugenflächen im unteren Vorspannbereich, deutlich steigen.

4.2. Flanschverbindung (10 Schrauben)

4.3. Fazit

Beide Beispieluntersuchungen kommen zum gleichen Ergebnis. Es zeigt sich ein deutlicher Anstieg der Schraubenbelastung mit sinkender Vorspannkraft. Dieser Anstieg ist aber maßgeblich dem steigenden Kräfteverhältnis φ zuzuordnen. Das bestätigt den Ausschluss von klaffenden Verbindungen nach VDI 2230 Teil 1. Viele Mehrschraubenverbindungen in der Praxis fallen aber bei genauer Analyse in diese Kategorie. Unter zu Hilfenahme der FE-Methode können diese Verbindungen in Anlehnung an die VDI 2230 Blatt1 berechnet werden. Die Ergebnisse der beiden Beispielberechnungen zeigen, dass hierfür zwingend der untere Grenzwert der Verspannung herangezogen werden muss. Insbesondere für den dynamischen Nachweis ist das von enormer Bedeutung. Die Sicherheit gegen Dauerbruch sinkt mit abfallender Vorspannkraft mitunter um ein Vielfaches. Das Diagramm der axialen Last F_A der Schrauben 4-6 der Flanschverbindung zeigt einen recht konstanten Verlauf, so dass der Einfluss der Vorspannkraft auf die Lastverteilung als gering zu bewerten ist. Für die Ermittlung der Lastverteilung und Schraubenbelastungen genügt in der Regel die FE-Berechnung für den unteren Vorspannfall. Bei Mehrschraubenverbindungen mit verschiedenen Betriebs-temperaturen sollte zunächst geprüft werden, welche Temperatur zum unteren Vorspannfall führt (z.B.: T_{\min} bei

Kombination Aluminiumplatte-Stahlschraube). Bei kritischen Verbindungen ist dennoch eine Berechnung des unteren und oberen Verspannungszustandes ratsam.

5. Plattenentlastungskraft in der FE-Umgebung

Die Funktionalität jeder Schraubenverbindung wird, wie im Funktionalitätsdiagramm dargestellt, nur innerhalb der oberen und unteren Begrenzung gewährleistet. Für die Bewertung der oberen Grenze über die maximale Schraubenkraft sind verschiedene Auswertmethoden möglich. Neben den im Blatt 2 der VDI 2230 vorgestellten Methoden über die axiale Verformung oder Spannung der Schraube, ist auch die Auswertung der Kopfauflagefläche denkbar. Die Differenz aus Betriebszustand und Montagezustand ergibt die Schraubenzusatzkraft. Weniger Informationen findet man zur Ermittlung der Plattenentlastungskraft bzw. der minimalen Restklemmkraft. Bei bekannter Axialkraft an einer Schraube im Mehrschraubenverbund, oder bekannter Plattennachgiebigkeit, kann die Plattenentlastungskraft mit Hilfe des Kräfteverhältnisses aus Blatt 1 berechnet werden. Bei komplexen Mehrschraubenverbindungen ist aber oft weder das Eine noch das Andere bekannt, so dass in vielen Fällen nur eine Auswertung der Trennfuge eine praktikable Methode zur Bestimmung der Plattenentlastungskraft darstellt. Die Druckdifferenz zwischen Betriebszustand und Montagezustand ergibt die Druckänderung und bei Einbeziehen der Auswertfläche die Plattenentlastungskraft. Die Wahl der richtigen Auswertfläche spielt somit eine wichtige Rolle. In dem vorliegenden Beitrag wird ein Ansatz für die Dekomposition einer Mehrschraubenverbindung, basierend auf der geometrischen Aufteilung der Trennfuge in ebene Wirkbereiche einzelner Schrauben entsprechend ihrer Positionen, vorgestellt. Dabei ist für jeden Punkt des einzelnen Wirkbereiches der Abstand zur eigenen Schraubenachse kleiner oder gleich dem Abstand zu anderen Schraubenachsen (siehe Bild 4).

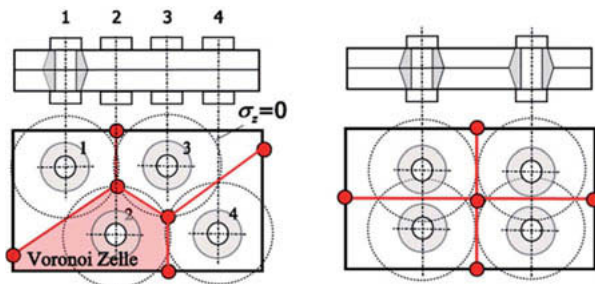


Bild 10: Unterteilung der Trennfugebene in die Wirkbereiche

Als Ergebnis der Unterteilung bekommt man eine geometrische Zellenstruktur, welche durch eigene Bereichskanten der Trennfugenebene begrenzt ist. Eine solche Zellenstruktur nennt man in der Geometrie „Voronoi-Diagramm“, benannt nach dem ukrainischen Wissenschaftler Georgi Fedosejewitsch Woronoi. Diese geometrische Struktur wird auch geschlossenes Voronoi-Diagramm genannt [3]. Die Einführung dieser geometrischen Struktur ermöglicht es jeder Schraube in einer Mehrschraubenverbindung einen eigenen Wirkbereich zuzuordnen. Bild 6 zeigt ein Beispiel der Aufteilung der Trennfuge in Voronoi-Zellen entsprechend der Koordinaten der Schraubenachsen. Dabei sind:

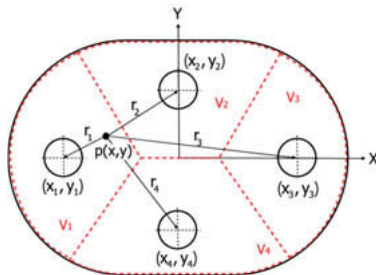


Bild 11: Beispiel für Unterteilung

$V_i = V_i(x, y)$ – Wirkbereiche (Voronoi-Zellen) der einzelnen Schrauben, (x_i, y_i) – Koordinaten der Schraubenachsen in der Trennfugenebene, r_i Abstand zwischen der Schraubenachse und dem Punkt $p(x, y)$. Der Wirkbereich der j -ten Schraube wird als Bereich $\Omega_j(x, y)$ in der Trennfuge bezeichnet, in dem die kleinste Änderung der Schraubenkraft der j -ten Schraube die maximale Auswirkung auf die Änderung der Pressung, im Vergleich zu den betragsgleichen Änderungen der Schraubenkraft anderer Schrauben, in diesem Bereich der Trennfuge ausübt. Gleichung 1 definiert dabei die Grenze zweier Wirkbereiche der benachbarten Schrauben.

[1]

$$\left| \frac{\partial \sigma(x, y)}{\partial F_j} \right| = \left| \frac{\partial \sigma(x, y)}{\partial F_i} \right|_{i \neq j}$$

Die kleinste Änderung der Vorspannkraft an der j -ten Schraube kann über die Ableitung der Spannung nach Kraft beschrieben werden, was im Endeffekt der Wirkfunktion dieser Schraube entspricht:

$$\frac{\partial \sigma_z(x, y)}{\partial F_j} = \psi_j(s_j, r_j, h) \quad (2)$$

Somit ist der Funktionswert der Wirkfunktion umgekehrt proportional zu dem Abstand des Punktes von der Schraubenachse. Das heißt: Je größer der Abstand r zwischen dem Punkt P und der Schraubenachse i ist, desto kleiner ist in diesem Punkt auch der Druck p in der Trennfuge, hervorgerufen durch die Vorspannung der i -ten Schraube. Bei der Verkürzung der Abstände zwischen den Schrauben oder einer Erhöhung der Anzahl der Schrauben, bei konstanter Kontaktfläche der zu verschraubenden Bauteile, nähern und schneiden sich die Grundflächen der Druckkegel. Die Kontaktfläche außerhalb der Grundflächen von Druckkegeln verkleinert sich und schließlich bildet sich in der Trennfugenebene die Struktur, welche dem klassischen Voronoi-Diagramm entspricht (siehe Bild 12).

Eine analoge Situation kann man bei der Vergrößerung der Plattendicke h beobachten, da sich die Grundfläche des Druckkegels, proportional zur Erhöhung der Plattendicke, vergrößert (siehe Bild 8). Besonders für dicke Platten könnten somit die Verschraubungen mit einer geringeren Anzahl der Schrauben realisiert werden. In einer Voronoi-Zelle können zwei Bereiche unterschieden werden. Der erste entspricht der

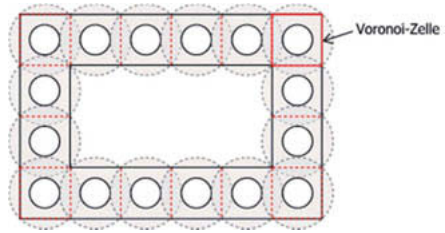


Bild 12: Transformation der Grundflächen von Druckkegeln in das Voronoi-Diagramm

Grundfläche des Druckkegels, in der die Druckspannungen in der Trennfuge immer positiv sind und der zweite Bereich, welcher außerhalb der Grundfläche des Druckkegels liegt und damit nur äußerst geringe Kontaktspannungen beinhaltet (siehe Bild 4). Die Wahrscheinlichkeit des lokalen Klaffens oder Gleitens der Verbindungen in dem zweiten Bereich ist somit höher als im ersten. Eine besonders wichtige Rolle spielen in dem Voronoi-Diagramm die Eckpunkte der einzelnen Zellen, da diese am weitesten von den Zentren der Zellen (Schraubenachsen) entfernt sind. Wenn in diesen Punkten keine ausreichenden Druckspannungen vorkommen, kann es zu einem lokalen Klaffen der Verbindung kommen. Diese Eigenschaft besitzen auch die Eckpunkte der Kontaktfläche von verschraubten Bauteilen. Die Gefahr des Klaffens kann im Vorfeld vermieden werden, wenn man zum Beispiel die Schrauben dicht genug zu einander verteilt, so dass der äußere Kreis der Grundfläche des Druckkegels immer die Randpunkte der Voronoi-Zelle umschließt (siehe Bild 12). Eine optimale Verteilung der Schrauben kann erreicht werden, wenn die Randpunkte jeder Zelle auf den Spannungskurven (Kreisen) mit $\sigma_Z = \sigma_{Z0} = 0$ liegen (siehe Bild 10). Wenn alle Randpunkte einer Zelle innerhalb der Spannungskurve σ_{Z0} liegen, kann es nicht zum lokalen Klaffen der Verbindung kommen. Umschließen die Spannungskurven σ_{Z0} nicht alle Umrisspunkte der Kontaktfläche, dann kann es zum Klaffen in den Eckbereichen der Trennfuge kommen, so dass eine konstruktive Änderung der Verbindung notwendig sein kann (z.B.: größere Schraube, Neuverteilung der Schrauben oder Geometrieänderung der Bauteile).

Ein weiterer, wichtiger Sicherheitsaspekt bei einer Schraubenverbindung ist die Gefahr des Gleitens der Verbindung in der Trennfuge. Gleiten in der Trennfuge kann analog mit Voronoi-Diagramm nach Widerstand gegen die äußere Querkraft differenziert werden. Mathematisch kann es dann folgendermaßen ausgedrückt werden:

$$\mu \sum_i \int_{V_i} p \cdot ds > \left| \sum_i \int_{V_i} \vec{p} \cdot ds \right| \quad (3)$$

Mit μ – Reibungszahl, $p = p(x, y)$ – Druck in der Trennfuge im Punkt $P(x, y)$ in, $\vec{p} = \vec{p}(x, y)$ – Schubspannungsvektor in der Trennfugenebene, i – Nummer der Voronoi-Zelle. Für die einzelne Zelle gilt die Ungleichung (4):

$$\mu \int_{V_i} p \cdot ds > \left| \int_{V_i} \vec{p} \cdot ds \right| \quad [4]$$

Wenn diese Bedingung in einer Zelle nicht erfüllt ist, kann es zum lokalen Gleiten in diesem Bereich kommen. Somit können Schrauben mit unzureichender Vorspannung, sowie die die im Gegenteil den maximalen Widerstand gegen die Querkraft ausüben, identifiziert werden. Bei der numerischen Modellierung erfolgt die Integration auf Basis des Finite-Elemente-Netzes.

5.1 Fazit

Das Voronoi-Diagramm bietet die Möglichkeit die Einflüsse der einzelnen Schrauben auf die funktionalen Eigenschaften der Trennfuge im Betriebszustand, so wie auch im Vorgespannten Zustand, zu analysieren. Jede Voronoi-Zelle bestimmt den Bereich der maximalen Wirkung einer Schraube auf die Druckänderungen in der Trennfuge.

Die Sicherheit gegen Klaffen kann durch die Berücksichtigung der Bedingung, dass die Umrisspunkte der Voronoi-Zellen innerhalb der Druck-Nullkurve liegen, beeinflusst werden. Diese Nullkurve kann unter Betriebsbedingungen eine andere Form als einen Kreis einnehmen. Die Sicherheit gegen Klaffen in der Trennfuge wird durch die Sicherheit gegen Klaffen in den einzelnen Voronoi-Zellen definiert. Analog erfolgt auch die Beurteilung der Sicherheit gegen Gleiten einer Mehrschraubenverbindung. Die Gesamtsicherheit ergibt sich aus den Sicherheiten der einzelnen Schrauben.

Die Einführung der Voronoi-Diagramme in die numerische Berechnung der Schraubenverbindung bietet eine präzise Analyse und Beurteilung der funktionalen Eigenschaften der Schraubenverbindung und erleichtert somit auch Optimierungen im Hinblick auf die Sicherheit.

Literaturverzeichnis

- [1] VDI-Richtlinie 2230, Blatt 1: Systematische Berechnung hochvorgespannte SV, 2015
- [2] VDI-Richtlinie 2230, Blatt 2: Mehrschraubenverbindungen, 2014
- [3] Aumann G, Spitzmüller K.: Computerorientierte Geometrie, Wissenschaftsverlag, Mannheim Leipzig Zürich, 1993, S. 545.
- [4] Berechnung von Mehrschraubenverbindungen mittels FEM unter Verwendung von Voronoi-Diagrammen, Dipl.-Ing. D. Polyakov, DMK 2017
- [5] Dahlhoff, P., Dombowski, A., Lehmann, D.: Berechnung großer Flanschverbindungen von Windenergieanlagen; VDI-Berichte 1426, VDI Verlag, Düsseldorf, 1998

Analytisches Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Schraubenzusatzkräfte von beliebig rechtwinklig brandeten Mehrschraubenverbindungen unter Betriebslast

Prof. Dr.-Ing. **Udo Petersen**, Hochschule Kempten

Zusammenfassung

Dieser Beitrag behandelt ein erweitertes analytisches Berechnungsmodell zum mechanischen Verhalten von beliebig rechtwinklig brandeten Mehrschraubenverbindungen (MV) auf Grundlage des Berechnungsmodells aus [1]. Es werden die Modellvoraussetzungen, -einschränkungen, Theorie und Ergebnislage vorgestellt. Dazu werden die Ergebnisse des analytischen Berechnungsmodells den Ergebnissen der numerischen Untersuchungen gegenübergestellt.

1. Einleitung

Das hier dargestellte Berechnungsmodell ist die Weiterführung des Modells, das bereits in [1] und [2] vorgestellt wurde. Das dort dargestellte Modell beruht auf zwei Teilen: einmal einem Plattenmodell und zweitens einem Schraubenmodell, das im Wesentlichen auf der Arbeit von [3] aufsetzt. Auf die dort vorgestellte Theorie wird nur kurz eingegangen. Dazu wird bezüglich auf [2] sowie generell auf [1] verwiesen. Mit dem erweiterten Berechnungsmodell können die im Bild 1 gezeigten Geometrien berechnet werden.

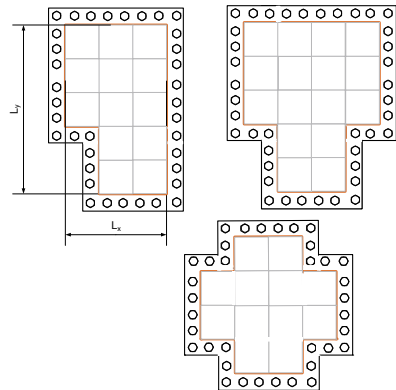


Bild 1: Geometrien, die mit dem erweiterten analytischen Modell berechnet werden können

Folgende Gesichtspunkte stehen in diesem Beitrag im Vordergrund:

- Voraussetzungen und Annahmen für das Berechnungsmodell,
- Vorstellung des zugrundeliegenden Ansatzes und der analytischen Umsetzung
- Validierung des analytischen Verfahrens mit FEM sowie
- Einsatzbereich und Grenzen des Berechnungsmodells

Im folgenden Kapitel wird zuerst auf eine Methode, die „modifizierte Superposition“ getauft wird, eingegangen; sie ist ausschlaggebend für die Erweiterung des Berechnungsmodells.

2. Methode der modifizierten Superposition

Häufig werden Lastkollektive in der Technik so bestimmt, dass die Einzellasten jeweils separat berechnet sind und zum Schluss alle Berechnungsergebnisse überlagert, also superpositioniert, werden.

Hier wird das Verfahren der Superposition abgewandelt. Die Geometrien aus Bild 1 werden in rechteckige Platten aufgeteilt und die jeweils wirkenden Betriebskräfte den entsprechenden Platten zugeordnet. Die entstandenen Platten und somit auch die Betriebskräfte überlappen sich nicht vollständig, sondern nur teilweise, wie Bild 2 zeigt.

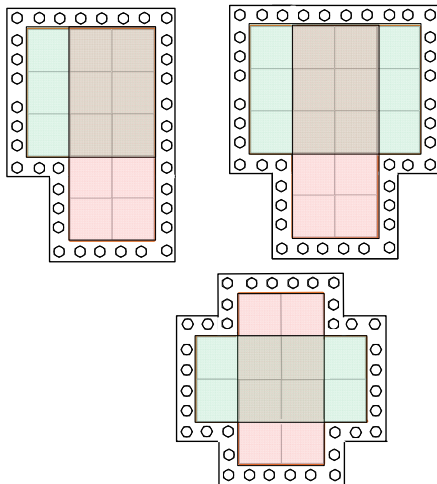


Bild 2: Abgewandeltes Superpositionsprinzip: Die entstandenen Platten (rot und grün im Bild) überlappen sich nicht vollständig, sondern nur teilweise im grauen Bereich

Somit hat jede Platte mit der Vorherigen bzw. Nachfolgenden immer einen Bereich, der hinsichtlich der Belastung identisch ist, wie in Bild 3 mit dem grauen Bereich verdeutlicht wird.

Es entsteht eine Art Kette, mit der beliebig komplizierte Bauteile (gemeint sind die Anschlusskörper bei MV) abgebildet werden können. Voraussetzung ist lediglich, dass sie einen „Plattencharakter“ besitzen, d.h. die eine Raumkoordinate z.B. z wesentlich kleiner ist als die beiden anderen Raumkoordinaten x und y.

Mit der Methode „modifizierte Superposition“ wird das Berechnungsmodell aus [1], wie nachfolgend gezeigt, erweitert.

3. Darstellung des Berechnungsmodells

Das analytische Berechnungsmodell aus [1], mit dem ausschließlich rechteckförmige MV berechnet werden können, wird so erweitert, dass nun beliebig rechtwinklig berandete MV, entsprechend Bild 1, behandelt werden. Man kann Geometrien mit dem analytischen Modell berechnen, indem man den Anschlusskörper in einzelne Rechteckplatten aufteilt. Am Beispiel einer γ -Platte (siehe Bild 2) sollen die Vorgehensweise bei dem Modell sowie die Untersuchungsergebnisse vorgestellt werden:

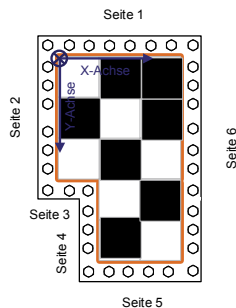


Bild 3: γ -Platte mit Schrauben und die Belegung mit Lastsegmenten (schwarz)

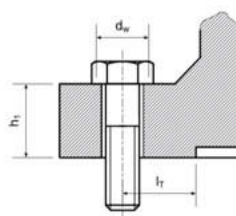


Bild 4: Schnitt durch die SV mit Darstellung der Maße d_w , h_1 und l_T , angelehnt an [4]

Das in Bild 3 orange umrandete Gebiet stellt die γ -Platte dar, und die schwarzen Felder (Lastsegmente) symbolisieren die Angriffsflächen der Betriebskraft, also die Betriebskraftbelegung. Zudem ist das Koordinatensystem angegeben. Jede schräg angreifende Betriebskraft kann man in zwei senkrecht zueinander stehende Komponenten F_{B-} und $F_{B|}$, aufteilen. Die Komponente $F_{B|}$ in z-Richtung entspricht einer reinen Zug- oder Druckkraft. Die Kraftkomponente F_{B-} in der xy-Ebene bewirkt ein Biegemoment (Querkraftbiegung) an der Platte. Diese Kraft F_{B-} kann über ein Verschiebemoment in die Plattenmittelfläche verschoben werden. Damit wirkt nur noch ein Biegemoment M_b auf die Platte, welches für die Plattenrandkräfte mit einer Lösung nach *Pilkey* [5] berechnet wird. Die verbliebene Schubbetriebskraft F_{B-} wird über die Reibkräfte in der Trennfuge, hervorgerufen über die Schraubenvorspannungen, aufgenommen.

Das analytische Berechnungsmodell besteht aus den folgenden zwei Teilmodellen, die in Bild 5 und nachfolgend erklärt werden:

- Plattenmodell: Mit dem Plattenmodell wird die Kraftverteilung am Rand des Anschlusskörpers aufgrund der wirkenden Betriebslast berechnet. Es bildet die Verhältnisse am

Anschlusskörper ab, die Plattenränder bilden die Schnittstelle zwischen Anschluss- und Grundkörper. Die speziellen Annahmen und Grenzen für das Plattenmodell sind aus [1] zu entnehmen.

- b) Schraubenrahmenmodell → Schraubenrahmensegment: Der Betriebskraftanteil je Schraubensegment aus dem Plattenmodell wird als Eingangsgröße für ein modifiziertes Berechnungsmodell nach der Dissertation von *Seidel* [3] verwendet. In diesem Beitrag wird darauf nicht weiter eingegangen und auf [1] verwiesen, worin die Validierung mit Messergebnissen erfolgte.

Wie Bild 5 zeigt, wird aus der Flanschverbindung (FLV) entlang der Schraubenreihe mit Durchsteckschraubverbindungen (DSV) circa im Abstand vom Maß l_T (siehe Bild 4) die γ -Platte gedanklich herausgeschnitten. Die γ -Platte wird wiederum in zwei rechteckförmige Platten, die im Bild 5 grün und rot markiert sind, entsprechend Abschnitt 3.1 aufgeteilt.

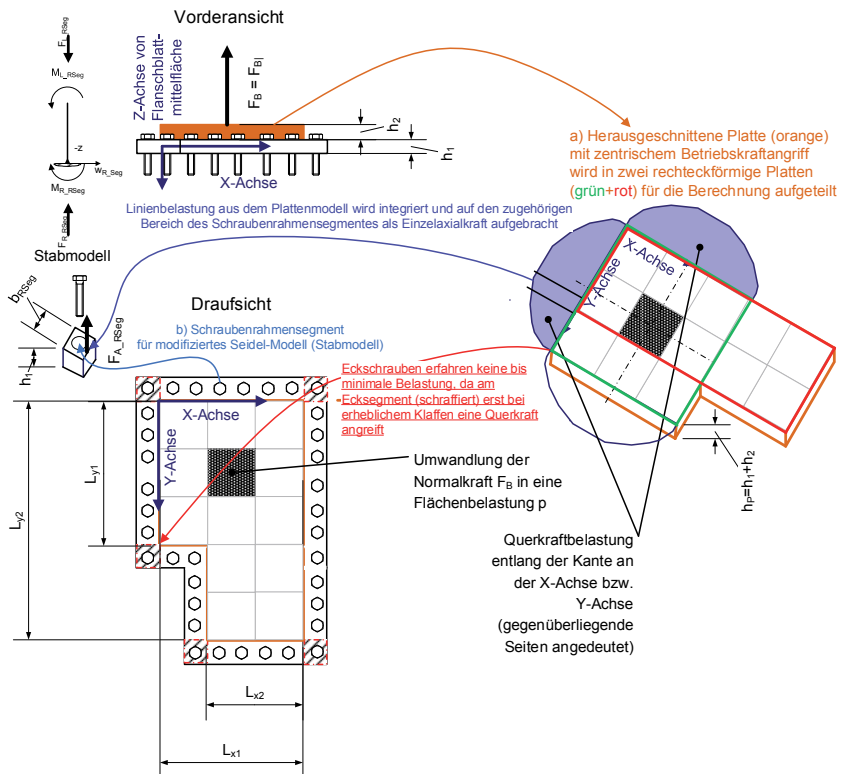


Bild 5: Skizze des erweiterten Berechnungsmodells (Stabmodell detailliert dargestellt in [1])

Da bei den experimentellen Untersuchungen in [1] nur Normalkräfte F_B (Zug/Druck) = F_B eingeleitet werden, wird das Plattenmodell mit diesem Lastfall besprochen. Die weiteren Voraussetzungen und Annahmen für das Berechnungsmodell sind in [1] dargestellt.

3.1 Plattenberechnungsmodell

Mit dem Plattenberechnungsmodell wird die Kraftverteilung am inneren Rand des Schraubenrahmens aufgrund der wirkenden Betriebslast ermittelt. Die Schrauben bzw. die Schraubenvorspannkkräfte werden im zweiten Schritt mit dem modifizierten Stabmodell nach Seidel [3] berücksichtigt. Das der Berechnungsmethode zugrundeliegende Formelwerk für eine rechteckförmig Platte wurde bereits in [2] vorgestellt und wird hier nicht nochmals aufgeführt. Wie bereits in Bild 5 gezeigt, wird die γ -Platte in zwei rechteckförmigen Platten (grün und rot in Bild 5) aufgeteilt und mit jeweils dem Berechnungsmodell nach [1] für rechtwinklige Platten berechnet. Bei der γ -Platte müssen sechs Seiten berechnet werden; die Bezeichnung der Seiten ist in Bild 3 wiedergegeben. Dabei sind die Berechnungsergebnisse der grünen Platte für die Seiten 1-3 und die der roten Platte für die Seiten 4-6. Die grün umrandete Platte wird im Folgenden Platte 1 und die rot umrandete Platte mit Platte 2 bezeichnet. Die Vorgehensweise fasst nachfolgendes Bild 6 zusammen:

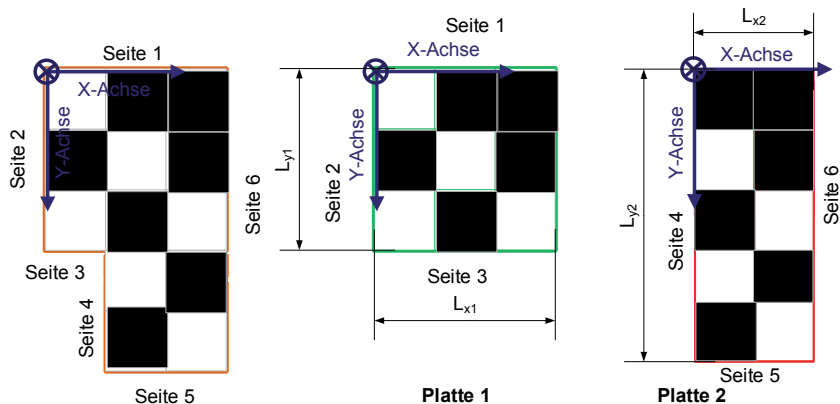


Bild 6: γ -Platte (links) wird für die Berechnung aufgeteilt in zwei rechteckförmige Platten

Bei dieser Aufteilung ist weitgehend gewährleistet, dass je Platte nur die Ränder verwendet werden, die „weit genug“ von den nicht realen Lagerungen an den verlängerten Randseiten (Seite 3 und 4) bzw. verkürztem Rand (obere Seite bei Platte 2) entfernt sind. Von Interesse

dürften die Ergebnisse bei den Seiten 3 und 4 der Finite-Elemente-Analyse (FEA) zu der analytischen Berechnung sein, da das innere Eck im Modell nicht berücksichtigt wird und daher zu größeren Abweichungen führt. Jedes schwarze Feld in Bild 6 ist in diesem Beispiel gleichmäßig mit 30 kN belastet, und die Plattenmaße betragen in der analytischen sowie der FE-Berechnung: $h_p = 38$ mm, $L_{x1} = 199$ mm, $L_{y1} = 199$ mm, $L_{x2} = 136$ mm und $L_{y2} = 335$ mm.

3.2 Korrekturfunktion für die Plattenecken

Aufgrund der Navier'schen Randbedingungen, die das reale Verhalten einer in einer Ebene frei aufliegenden Platte ermöglichen sollen, ergeben sich an den Ecken Abweichungen zur Realität. Wie die Erfahrung zeigt, heben sich die Ecken einer liegenden Blechtafel bei zentrischer Druck-Belastung an. *Timoshenko* [6] wies bereits darauf hin, dass dies lokale Fehler der Theorie sind, die sich nur auf die Ecken beschränken; d.h. in ausreichender Entfernung von den Ecken stimmen die Ergebnisse der Kirchhoff'schen Plattentheorie wieder mit der Realität (Messergebnisse) überein. *Szilard* [7] schlägt einen Einflussbereich der Eckenverformung in Form einer Fläche mit der Kantenlänge von 1/5 der jeweiligen Plattenseite vor. Mit diesen Informationen und Vorschlägen wird eine Korrekturfunktion für die Eckbereiche (Ecken-Korrekturfunktion) empirisch mit einer Polynomfunktion an Hand der FE-Berechnungsergebnisse entwickelt. In den Bildern in Abschnitt 5 ist der mit einer 2D-FE-Plattenanalyse berechnete Lastfall entsprechend Bild 6 grafisch den Ergebnissen des analytischen Berechnungsmodells gegenübergestellt. Es sind drei Kurven in den Diagrammen im Abschnitt 5 abgebildet.

4. Bemerkungen zum FE-Modell

Die Berechnungen werden mit dem FE-Programm Abaqus (Simulia) in der Version 6.16 durchgeführt. Wie z.B. in [8] erwähnt, ist bei der FE-Methode bei Geometrien mit Kerbwirkungsstellen Vorsicht geboten, da an diesen Stellen auf Grund der angewendeten Theorie schnell falsche Ergebnisse ermittelt werden können. Es ist deshalb an den Kerbstellen auf eine ausreichend feine Vernetzung zu achten bzw. mit Konvergenzbetrachtungen (Iterationen) an diesen Stellen zu arbeiten. Dies ist in der Regel mit hohem Aufwand verbunden. Auch bei der γ -Platte gibt es eine Kerbwirkungsstelle, wie das berechnete FE-Modell für die Kräfte in z-Richtung in Bild 7 zeigt.

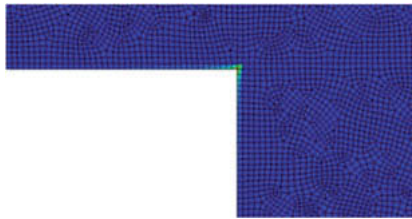


Bild 7: FE-Modell der T-Platte mit Kerb-
stelle an der inneren Ecke

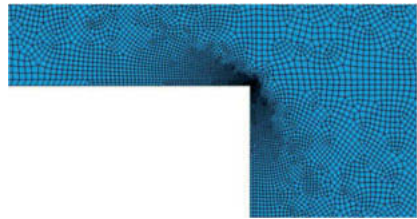


Bild 8: FE-Modell der T-Platte mit feiner
vernetzter innerer Ecke

Bei den Untersuchungen musste etwas Aufwand betrieben werden, um an der innere Ecke der Platte realistische Werte zu erhalten. Dort wurde deshalb das Netz stärker verfeinert, wie Bild 8 zeigt. An einer realen Platte würde in der Praxis zur Entschärfung der Kerbe im Eckpunkt z.B. eine Bohrung gesetzt werden. Zudem ist darauf zu achten, mit welchem Element die Platte vernetzt wird. Um korrekte Ergebnisse an den Plattenrändern zu erhalten, wurden die Elemente „S3R“ (Δ -Element) und „S4R“ (\square -Element) für die Untersuchungen aus der Abaqus-Elementbibliothek verwendet.

5. Überprüfung der Berechnungsergebnisse: Gegenüberstellung der FEA- mit den analytischen Berechnungsergebnissen

Wie bereits in Abschnitt 3.2 erläutert, sind in den nachfolgenden Diagrammen drei Kurven dargestellt:

- Rot (Volllinie): analytische Kurve ohne Korrekturfunktion für die Ecken
- Rosa (Strichpunktlinie): analytische Kurve mit Korrekturfunktion für die Ecken
- Blau (Punktlinie): Regressionskurve aus den Werten der FE-Analyse

Der Umweg über die Regressionskurve wird gewählt, um die FE-Werte, die ausschließlich mit den S4R-Elementen ermittelt wurden, in einer mathematischen Funktion mit Einheiten zu erhalten. Nachfolgend werden die Ergebnisse für die einzelnen Seiten vorgestellt, wobei das Icon rechts bzw. links oben im Bild die jeweils betrachtete Seite in der Farbe Rot anzeigt.

5.1 Ergebnisse für die Linienlast bei Seite 1 und Seite 2

Die Seiten 1 und 2 zeigen in Bild 9 eine gute Übereinstimmung zwischen Analytik und FEA mit einer Abweichung von max. $|6|$ % bezogen auf die FE-Berechnung.

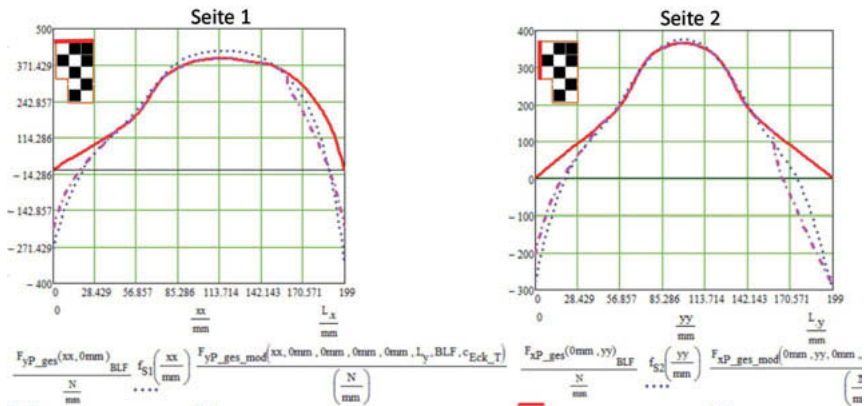


Bild 9: Links ist die Gesamtplattenscherkraft der Seite 1, rechts die von der Seite 2 zu sehen

5.2 Ergebnisse für die Linienlast bei Seite 3 und Seite 4

Wie Bild 10 zeigt, sind hier die größten Abweichungen zwischen der FEA und dem analytischen Berechnungsmodell festzustellen. Seite 3 zeigt Abweichungen von max. |14|% und Seite 4 max. |30|% bezogen auf die FE-Berechnung. Dies ist zum einen der Kerbstelle am Eckpunkt von Seite 3 mit Seite 4 und zum anderen der Korrekturfunktion (rosa Strichpunktlinie) geschuldet. Wegen der Kerbstelle werden deshalb die FE-Ergebnisse bei den beiden Seiten jeweils bis zu einem Abstand von 4 mm vom Eckpunkt dargestellt. Bei der Korrekturfunktion (siehe Abschnitt 3.2) wird bisher immer 1/5 von der jeweiligen Plattenseite berücksichtigt, d.h. bei der zweiten Platte ist das die Länge $L_{y2} = 335$ mm für die Seite 4. Wird die η -Platte betrachtet, so hat die Seite 4 eine Länge von 156 mm. Bei Seite 4 zeigt sich deshalb rechts im Diagramm ein Verbesserungspotential hinsichtlich der Korrekturfunktion durch Berücksichtigung einer geringeren Seitenlänge, da die rote Kurve und die blaue gepunktete Kurve relativ gut übereinstimmen. Links im Diagramm der Seite 4 ist ersichtlich, dass die Netzverfeinerung ausbaufähig ist.

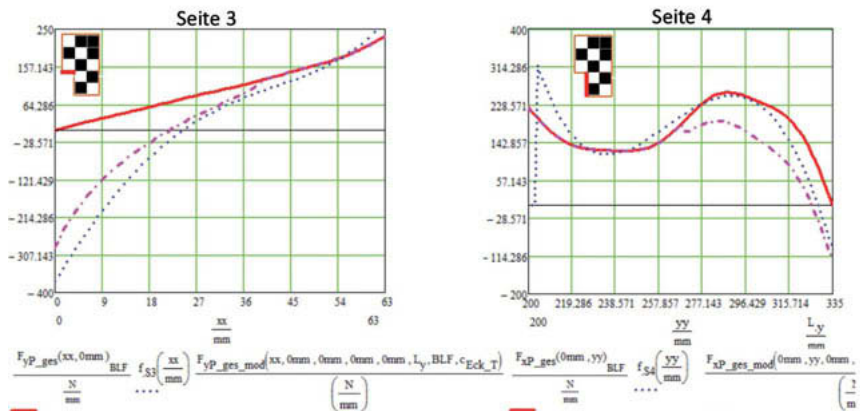


Bild 10: Links ist die Gesamtplattenscherkraft der Seite 3, rechts von der Seite 4 zu sehen

Bei der Netzverfeinerung sind durch die Akademische Softwarelizenz aber Grenzen gesetzt, da die Knotensgesamtzahl im Modell auf 250.000 begrenzt ist.

5.3 Ergebnisse für die Linienlast bei Seite 5 und Seite 6

Die Seite 5 zeigt in Bild 11 zwischen Analytik und FEA eine Abweichung von max. |17|% bezogen auf die FE-Berechnung. Bei Seite 6 eine Abweichung von max. |21|% bezogen auf die FE-Berechnung.

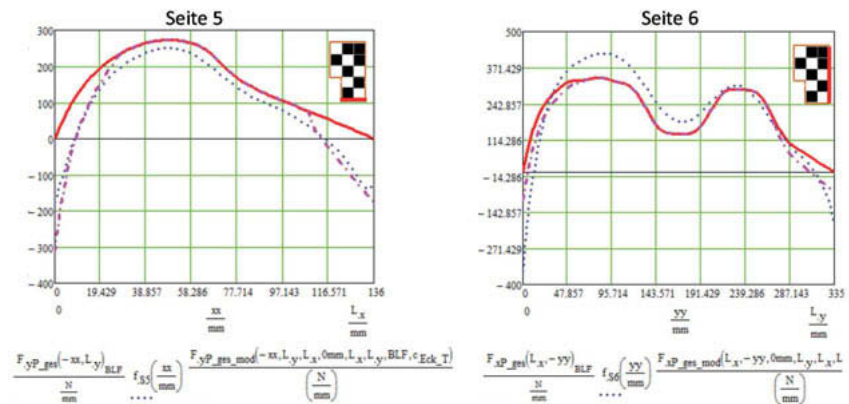


Bild 11: Links ist die Gesamtplattenscherkraft der Seite 5, rechts von der Seite 6 zu sehen

Wahrscheinlich würde eine Kombination der analytischen Berechnungsergebnisse von Platte 1 und Platte 2 für den Bereich der Seite 6 zu einer geringeren Abweichung hinsichtlich der FEA führen.

6. Fazit

Auf Grundlage des in [1] und [2] vorgestellten Konzepts der Digitalisierung der Betriebskraftverteilung und des analytischen Berechnungsmodells für rechteckförmige MV wird dieses Modell mit der Methode „modifizierte Superposition“ auf beliebig rechteckig berandete MV erweitert. Das Berechnungsmodell aus [1] besteht aus zwei Teilmodellen, dem Platten- und dem Rahmensegmentmodell, wobei sich die Erweiterung nur auf das Plattenmodell bezieht. Dem Plattenmodell liegt die Kirchhoff'sche Plattentheorie mit den Navier'schen Randbedingungen zugrunde, wobei die Ecken durch eine empirische Eck-Korrekturfunktion an die Realität angepasst werden. An dem Beispiel der γ -Platte wird gezeigt, wie die Aufteilung in rechteckförmige Platten erfolgt und bei welcher Platte jeweils welche Seiten zum Ergebnis verwendet werden. Die analytischen Ergebnisse zeigen im Vergleich mit der FEA eine größtenteils befriedigende bis ausreichende Übereinstimmung. An den Seiten 4 und 6 gibt es größere Abweichungen, die eventuell auf eine zu geringe Netzverfeinerung im FE-Modell zurückzuführen sind bzw. bei der Seite 4 auch auf ein Verbesserungspotential hinsichtlich der Korrekturfunktion, z.B. durch Berücksichtigung einer kleineren Seitenlänge, hindeuten. Die Werte des analytischen Berechnungsmodells liegen, ohne Betrachtung der Ecken, innerhalb von max. 17%-Abweichung zu den Werten aus der FEA, lediglich bei Seite 6 zeigen sich größere Abweichungen von bis zu 21%. Wahrscheinlich müsste bei Seite 6 eine Kombination der Berechnungsergebnisse von Platte 1 und Platte 2 erfolgen, um eine geringere Abweichung zu erhalten. Damit zeigt die Validierung größtenteils eine befriedigende bis ausreichende Gültigkeit des erweiterten analytischen Berechnungsmodells.

7 Formelzeichenverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
F_{A_RSeg}	N	axialer, d.h. in Schraubenachse gerichteter, Betriebskraftanteil der auf ein Schraubenrahmensegment wirkt
F_B	N	beliebig gerichtete Betriebskraft an einer MV
$F_{B }$	N	Senkrechte Komponente der beliebig gerichteten Betriebskraft
F_{B-}	N	Waagrechte Komponente der beliebig gerichteten Betriebskraft
F_{L_RSeg}	N	vorhandene Schraubenkraft reduziert um F_{A_RSeg}
F_{R_RSeg}	N	Reaktionskraft zu F_{L_RSeg} ; Kontaktkraft in der Berührungsebene der Flanschblätter
F_{xP_ges} , F_{yP_ges}	N/mm	Gesamtplattenscherkraft ermittelt durch Superposition der Einzelscherkräfte F_{xp} bzw. F_{yp}
$F_{xP_ges_mod}$, $F_{yP_ges_mod}$	N/mm	Gesamtplattenscherkraft F_{xP_ges} bzw. F_{yP_ges} mit Korrektur an den Plattenecken
L_x , L_{x1} , L_{x2}	mm	Plattenberechnung: Gesamtlänge in x-Richtung, des Plattenteils allgemein, der Platte 1, der Platte 2
L_y , L_{y1} , L_{y2}	mm	Plattenberechnung: Gesamtlänge in y-Richtung, des Plattenteils allgemein, der Platte 1, der Platte 2
M_{L_RSeg}	Nm	Lastmoment auf ein Schraubenrahmensegment
M_{R_RSeg}	Nm	Reaktionsmoment zu M_{L_RSeg}
b_{RSeg}	mm	Breite eines Segmentes des Schraubenrahmens
d_w	mm	Außendurchmesser der ebenen Kopfauflagefläche der Schraube; allgemein Auflageaußendurchmesser
$f_{s1}, f_{s2} \dots f_{s6}$	-----	Regressionskurve aus den FE-Scherkraftlinienlastwerten von Seite 1, Seite 2,...Seite 6 des FE-Plattenmodells
h_1	mm	Höhe des Flansches im Schraubenbereich der Versuchskörper bzw. des Schraubenrahmens
h_2	mm	Höhe der Zugsegmente
h_p	mm	Plattenhöhe für das Plattenberechnungsmodell = $h_1 + h_2$
l_T	mm	Abstand Schraubenachse zu Trennfugenaussparung
x , y , z	mm	Raumkoordinaten, allgemein
xx , yy	mm	Laufvariablen für die Mathcad-Diagramme

8 Literaturverzeichnis

- [1] Petersen, U.: Beitrag zum Übertragungsverhalten von rechteckförmigen Mehrschraubenverbindungen. Dissertation TU Chemnitz, 2012. Shaker Verlag, 2013.
- [2] Petersen, U.: Vorstellung eines analytischen Berechnungsverfahrens zur Bestimmung der Schraubenzusatzkräfte einer rechteck-förmigen Mehrschraubenverbindung unter Betriebslast; VDI-Berichte 2239 Schraubenverbindungen, S. 65-78, 2014
- [3] Seidel, M.: Zur Bemessung geschraubter Ringflanschverbindungen von Windenergieanlagen. Dissertation, Schriftenreihe des Institutes für Stahlbau der Universität Hannover Heft 20, Shaker Verlag, 2001.]
- [4] Beitz, W.; Grote, K.-H.: Dubbel interativ 2.0, Das elektronische Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2002.
- [5] Pilkey, W. D.: Formulas for stress, strain and structural matrices. Second Edition, John Wiley&Sons, Inc., S. 1085-1087, 2005.
- [6] Timoshenko, S.; Woinowsky-Krieger, S.: Theory of plates and shells. Second Edition, McGraw-Hill international editions (reprint 1976), 1959.
- [7] Szilard, R.: Theory and analysis of plates: classical and numerical methods. Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1974.
- [8] Martin Mayr; Ulrich Thalhofer: Numerische Lösungsverfahren: FEM-BEM-FDM. Carl Hanser Verlag München Wien, 1993.

Berechnung von Flanschverbindungen nach der Finite-Elemente-Methode

Vergleich der numerischen mit analytischen Berechnungen

Peter Thomsen, ®flangevalid - Lanneweher + Thomsen GmbH & Co. KG, Bremen

Kurzfassung

Flanschverbindungen sind Mehrschraubenverbindungen. Die üblichen analytischen Berechnungsfahren für Flanschverbindungen und Apparate sind reine Festigkeitsberechnungen. Sie sind in der Regel ohne verfahrenstechnische Analysen und Nachweise. Üblicherweise werden sie den Anforderungen an einen realistischen Nachweis nicht gerecht. Wichtige Elemente, wie z.B. Plattierungen, Auskleidungen, Kräfte an Mutterauflageflächen werden nicht nachgewiesen. In allen Fällen werden die auftretenden Kräfte in eigentlich unrealistischer Weise gleichmäßig auf die Flächen verteilt. Die relative Ungenauigkeit der Berechnungen führt, aus Sicherheitsgründen, zu Überdimensionierung und damit unnötig schweren Bauteilen. Die Berechnung nach VDI 2230 Blatt 2 für Mehrschraubenverbindungen rechnet keine Flanschverbindung mit Dichtungen im Kraft Hauptschluss. Im Apparatebau werden bereits seit Jahren erfolgreich Berechnungen nach der Finite-Elemente-Methode durchgeführt.

Es wird ein Vergleich der auf ANSYS basierenden Finite-Elemente-Berechnung ®flangevalid zu üblichen Festigkeitsberechnungen nach AD 2000-Regelwerk (Merkblatt B7/B8), DIN EN 1591-1, ASME Section VIII Div.1 App.2 und VIII Div.2 App.4.16, VDI 2230 Blatt 2 durchgeführt und der Nutzen der numerischen Berechnung aufgezeigt.

1. Flanschberechnungen und ihre Einsatzgrenzen

Flanschberechnungen liefern nicht zu allen wichtigen Fragen Ergebnisse. Die folgende Übersicht (Bild 1) zeigt eine vergleichende Übersicht.

Die für Flanschverbindungen üblicherweise genutzten analytischen Berechnungen geben immer Hinweise auf die Festigkeit, berechnen die Dichtheitsklasse (dieses stimmt oft nicht mit den Anforderungen zur Minimierung schädlicher Emissionen überein, siehe TA Luft), geben Hinweise auf die Erfüllung der Anforderungen nach der TA Luft (wenn die Forderung an die Minimierung schädlicher Leckagen gemäß der Industrieemissionen-Richtlinie 2015/75/EU (IE-RL, früher IVU-Richtlinie berücksichtigt wird).

Flanschberechnungsverfahren und ihre Einsatzgrenzen (© flangevalid)							
Norm	Dichtung		Prüfnorm Kennwerte	Nachweis			
	Kraft- haupt- schluss KHS	Kraft- neben- schluss KNS		Festigkeit	Dichtheit	TA Luft	Verfahrens- technik
EN 1591-1	X	-	EN 13555	X	X	X ¹⁾	-
CEN/TS 1591-3 ²⁾	-	X	-	X	X	X ¹⁾	-
KTA 3211.2	X	-	DIN 28091-1	X	X	X ¹⁾	-
	-	X	MPA/VBG ³⁾	X	X	X ¹⁾	-
AD 2000- Regelwerk	X	-	Merkblatt B 7	X	X ⁴⁾	-	-
EN 13445-3 Ab. 11	X	-	-	X	-	-	-
FEA Finite Elemente Analyse	X	X	EN 13555 + erweiterte Auswertung	X	X	X	X

¹⁾ nur in Verbindung mit Bauteilversuch nach VDI 2440 und 2200 und einer qualifizierten Montage
²⁾ Vornorm seit 2007
³⁾ VBG ist der Verband der Großkraftwerksbetreiber
⁴⁾ nur in Verbindung mit EN 1591 (Ergänzung aus Vortrag von M.Schaaf, AMTEC, XVII Dichtungskolloquium)

Quelle: VDI 2290:2012-06, Tabelle 1, ergänzt und aktualisiert, Stand August 2018

Bild 1: Vergleich der Einsatzgrenzen üblicher Flanschberechnungen

Die Beachtung verfahrenstechnischer Einflüsse findet man nur in numerischen Berechnungen.

2. Analytische Berechnungen

Die üblichen, analytischen Festigkeitsberechnungen nach AD 2000-Regelwerk (Merkblatt B7/B8), DIN EN 1591-1, ASME Section VIII Div.1 App.2 und VIII Div.2 App.4.16, VDI 2230 Blatt 2 berechnen nicht alle Bauteile. Wesentliche Einflüsse auf die Festigkeit der Flanschverbindungen, wie Mutternauflagefläche, ggfs. Unterlegscheiben, Plattierungen (z.B. Titan oder Edelstahl) und Auskleidungen (z.B. Gummi, PTFE, Emaille) werden nicht berechnet. Rechteckige Flanschverbindungen und Flanschverbindungen aus Werkstoffen wie Kunststoffen werden ebenfalls nicht gerechnet.

Auch realistische Anforderungen aus Systemkräften, wie z.B. Torsion, Biegemomente aus Rohrleitungen finden keine Berücksichtigung. Ganz wichtige Einflüsse wie Flanschbiegemomente aus Druck und Temperatur werden gar nicht betrachtet. Das folgende Bild 2 gibt eine Übersicht der nach der DIN EN 1591-1 [1] beachteten und nicht betrachteten Einflüsse.

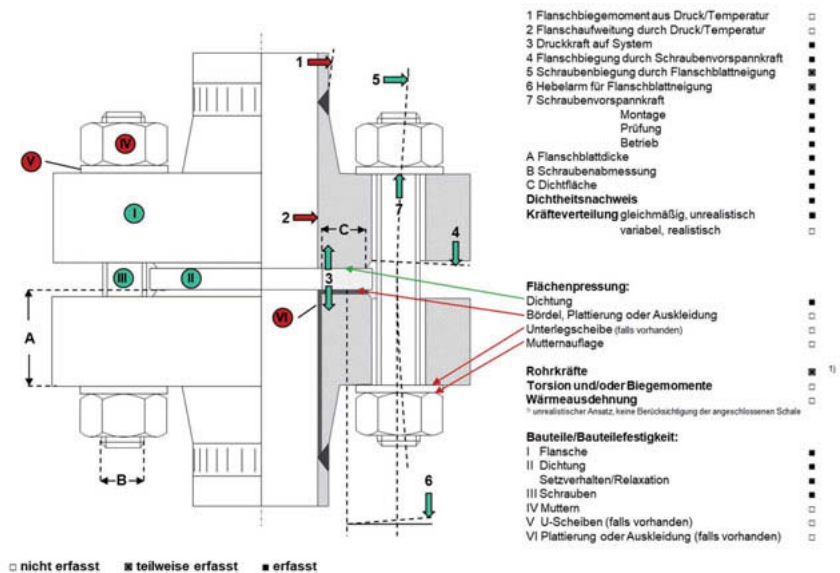


Bild 2: Übersicht der nach DIN EN 1591-1 berechneten, bzw. nicht berechneten Flansch-
 teile

Deutlich merkwürdiger erscheint die Vorgehensweise, wenn die Berechnung für Apparatflansche, z.B. an Wärmetauschern herangezogen wird. Die DIN EN 1591-1 gibt diese Berechnung ausdrücklich nicht her. Bild 3 zeigt das verwendete Ersatzmodell, welches keine Vergleichbarkeit zur gebauten Flanschverbindung hat.

Wichtige Einflüsse auf das Verhalten, wie Biegebehinderung, wie der angeschweißte Klöpperboden, angeschlossene Rohrstutzen oder eingeschweißte Trennbleche, werden nicht betrachtet. Sie führen aber zu extremen Unterschieden bei den Einflüssen auf das verschraubte System.

Etwas abenteuerlich mutet der Ersatz von Rohrbündelplatten durch verlängerte Schrauben mit Dehnhülsen an. Mit dieser Maßnahme soll der Einfluss, auch der Relaxation der Dichtung (P_{QR} -Wert nach DIN EN 13555), abgebildet werden.

Das durch tatsächlich vorhandene zwei Dichtungen sich der Wert des Setzverhaltens verdoppelt und das einseitig in der Vorkammer verwendete Dichtungen Stege haben, die die Dichtfläche deutlich vergrößern, bleibt ebenfalls unverständlich.

Die Abbildung in Bild 3 zeigt die starke Abweichung zwischen der gebauten und der berechneten Mehrschraubenverbindung.

DIN EN 1591-1 (rechnet keine Apparateflansche)

So wurde gerechnet:

- kein Klöpperboden
- kein Trennblech
- keine Flanschstützen für Ein- und Auslass
- keine Rohrbündelplatte
- nur ein Flansch mit Rücksprung
- keine Dichtung mit Mittelsteg (hätte 28 % mehr Dichtfläche)
- Dehnhülsen als Ersatz für Schraubenlängen



So wurde tatsächlich gebaut:



Dichtung oder Wahrheit?

Bild 3: Unterschied der gebauten zur nach DIN EN 1591-1 gerechneten Flanschverbindung.

Diese Art der Verbindung, mit Dichtungen im Krafthauptschluss, wird nach der VDI 2230 Blatt 2 [2] nicht gerechnet.

Eine Flanschverbindung, besonders die vielfältigen Einflüsse auf die Vorspannkraft der Schrauben ist zu komplex, als das sie sinnvoll nach analytischen Berechnungsmethoden nachgewiesen werden kann.

Man möge dem Verfasser die provokante Frage nach Dichtung und Wahrheit verzeihen.

3. Finite-Elemente-Methode

Der Nachweise so hoch komplexer Systeme wie Flanschverbindungen, scheint sinnvoll nur nach der Finite Elemente Methode zu sein. Das folgende Bild 4 zeigt, dass alle Bestandteile der Flanschverbindung mit ihrem Einfluss auf das geschraubte System betrachtet werden.

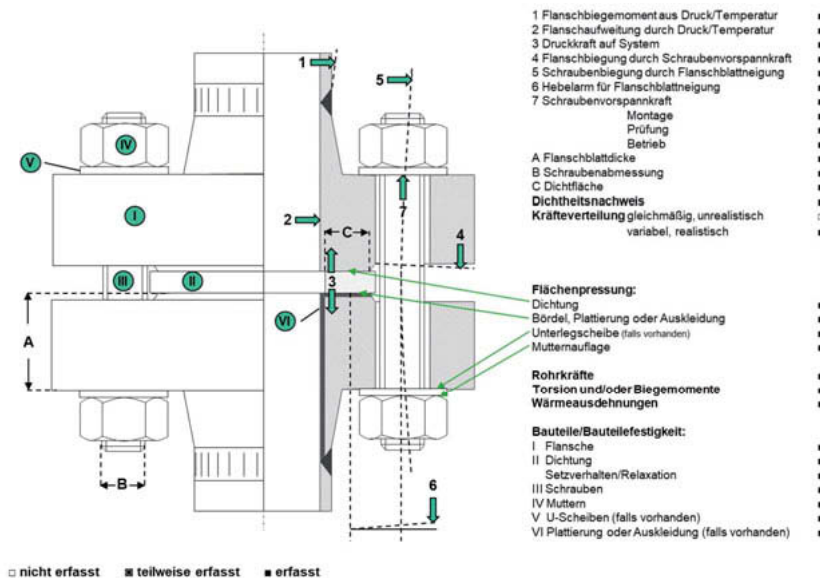


Bild 4: Die Finite-Elemente-Methode beachtet alle Einflüsse beim Nachweis einer Flanschverbindung

Das größte Problem stellt die Ermittlung der richtigen Kennwerte für die Dichtungen dar. Besonders bei der Berechnung mit Weichstoffdichtungen werden, wegen des Verhaltens der Werkstoffe, vermutlich Schwierigkeiten bestehen. Durch das Verhalten der Werkstoffe, durch Relaxation oder chemische Veränderung, während des Betriebes des Systems, einen starken (negativen) Einfluss auf das geschraubte System auszuüben, sollten diese Dichtungswerkstoffe vermieden werden. Die Verwendung solcher Dichtungswerkstoffe entspricht nicht dem Stand der Technik [3], mit ihnen kann kein auf Dauer technisch dichtes System erstellt werden.

Besser ist es, die Weichstoffdichtungen durch Metall-Weichstoff-Dichtungen wie Kammprofil- oder Wellringdichtungen zu ersetzen. Bei diesen Dichtungen kann das Verhalten besser eingeschätzt werden.

Metalldichtungen sind bereits heute, wegen ihres bekannten Verhaltens hervorragend rechnerisch nachweisbar. Bild 5 zeigt den Nachweis einer metallischen Linsendichtung.

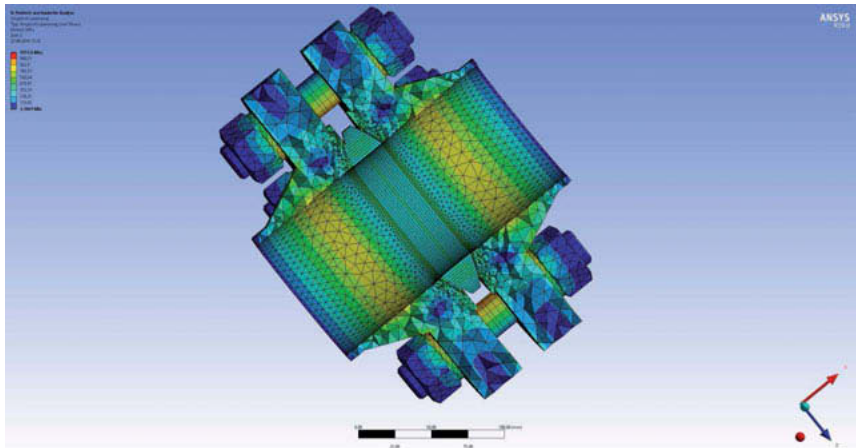


Bild 5: Berechnung einer Linsendichtung

Die Spannungen in einer Flanschverbindung sind nicht, wie in der analytischen Berechnung gleichmäßig verteilt, sondern schon zwischen den Schrauben stark unterschiedlich. Bild 6 vermittelt einen Eindruck über die realistischen ungleichverteilten Spannungen in einer Flanschverbindung.

Besonders interessant ist das Verhalten der Flanschverbindung und die daraus resultierenden Folge für die Schrauben. Bei den üblichen hebelnden Flanschen führen die Biegungen zu extremer Belastung der Schrauben. Besonders der erste Gewindegang in der Mutter wird extrem stark belastet. Tatsächlich führen größere Biegungen zu Plastifizierung, logischerweise besonders zur Seite des Rohres oder des Behälters. Bild 7 vermittelt einen Eindruck über die tatsächliche Belastung der Schrauben.

Das tatsächliche Verhalten von Schrauben müsste bis ins Gewinde nach der Finite-Elemente-Methode nachgewiesen werden. Wohl wegen der Komplexität, ist vom Verfasser bisher noch kein Tool gefunden worden, was umfänglich rechnet.

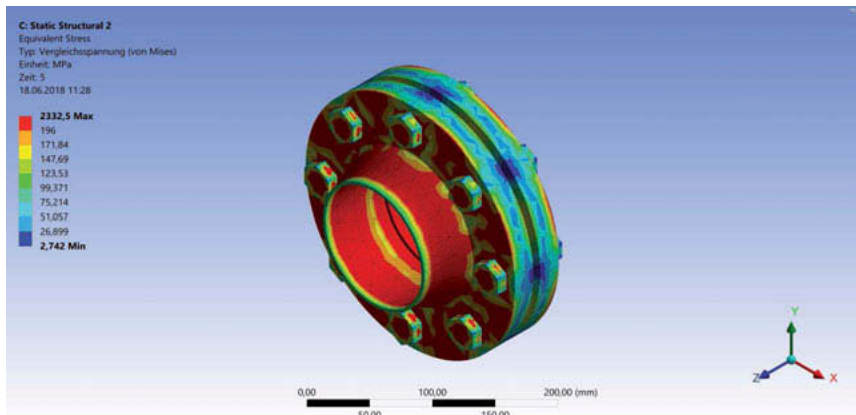


Bild 6: Darstellung der Spannungsverteilung in einer Flanschverbindung

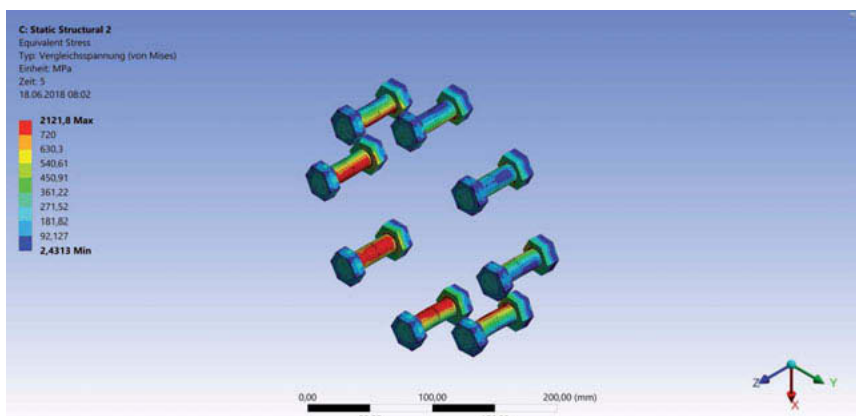


Bild 7: Darstellung der Belastung der Schrauben

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Finite-Elemente-Methode zu einer realistischen Betrachtungsweise führt.

4. Zusammenfassung

Analytische Berechnungen bilden für Flanschverbindungen nur ein sehr unzureichendes grobes Modell. Der Nachweis einer Flanschverbindungen nach der Finite-Elemente-Methode führt zu realistischen Einschätzungen über das tatsächliche Verhalten.

Das Schließen der Lücken im genauen Nachweis der Dichtungen und der Schrauben führt zu einer deutlichen Verbesserung.

Die Anforderungen an den Umweltschutz, die Betriebssicherheit und zur Reduzierung der Kosten, verlangen einen realitätsnahen Nachweis von geschraubten Flanschverbindungen.

Um zukünftige Aufgaben zur Reduzierung des Werkstoffverbrauchs, Verbesserung der Geometrien und damit der Erzeugung sicher funktionierender, optimierter, kompakter geschraubter Flanschverbindungen, müssen vorhandene Lücken geschlossen werden.

5. Quellenverzeichnis

- [1] DIN EN 1591-1:2014-04, Flansche und ihre Verbindungen - Regeln für die Auslegung von Flanschverbindungen mit runden Flanschen und Dichtung - Teil 1: Berechnung
- [2] VDI 2230 Blatt 2:2014-12, Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Mehrschraubenverbindungen
- [3] ®flangevalid - Lannewehr + Thomsen GmbH & Co. KG, Übersicht zur Regelkonformität verschiedener Dichtungsarten für den Einsatz in genormten Flanschverbindungen, [www.flangevalid.com/ Downloads/ Poster](http://www.flangevalid.com/Downloads/Poster)

Der Drehwinkel in der Montage, Kontrolle und Prüfung von Schraubverbindungen

Dipl. Wirt.-Ing. (FH), Schraubfach-Ing. (DSV) **Markus Fischer**,
Atlas Copco Tools Central Europe GmbH, Essen

Kurzfassung:

Der Drehwinkel in der Schraubtechnik ist allgemein im Bereich der Montage bekannt. Aktuelle technische Veränderungen bieten nun die Möglichkeit zum breiteren Einsatz dieses Anziehverfahrens im elastischen wie im überelastischen Bereich. Von nicht minderer Relevanz ist der Drehwinkel als Kontroll- bzw. Überwachungsgröße in der industriellen Schraubtechnik. Hier ist er häufig als Mindestanforderung für den Nachweis sicherer Montage und damit Produkte in verschiedenen Normen und Richtlinien gefordert, jedoch ist er auch unverzichtbar als Informationsgeber im Zeitalter von Industrie 4.0 und Big-Data. Eher ein Schattendasein führte der Drehwinkel im Bereich der Schraubfallanalyse, bzw. gab es zwar normativ vorgegebene Verfahren, die aber bisher nur selten angewandt wurden. Der wachsende Fokus hinsichtlich des Hebens von Kosteneinsparpotentiale rückt aber nun entsprechende Verfahren in den Vordergrund. Dies gilt auch im Bereich der Prozessfähigkeitsuntersuchung. Aktuelle Neuauflagen, wie die des VDA Band 1 zur technischen Dokumentation in der Schraubtechnik, zwingen Anwender sich wieder mit der Maschinen- und Prozessfähigkeitsuntersuchung in der Schraubtechnik mehr auseinander zu setzen, in dem sie u.a. Archivierungszeiträume von mindestens 30 Jahre hierfür in der Automobilindustrie festlegen. Aktuelle Richtlinienarbeiten im VDI, wie die zur VDI/VDE 2645-1 im Bereich der Messgerätefähigkeit, wird Anwender in der Schraubtechnik wohl auch weiterhin dazu bewegen sich mit der vermeintlich trivialen Thematik des Drehwinkels auch in Zukunft zu beschäftigen.

Bericht:

Als Montagestrategie genießt der Drehwinkelanzug mit einem niedrigen Alpha α einen allgemein guten Ruf. Jedoch schrecken viele Anwender gerade in der Serienfertigung noch davor zurück ihn breiter einzusetzen. Ein Grund dafür mag darin liegen, dass die Montagevorgaben nicht vermeintlich trivial berechnet werden können sondern meist auf Basis von Schraubversuchen bzw. Schraubfallanalysen ermittelt werden müssen wie in Bild 1 beispielhaft dargestellt.

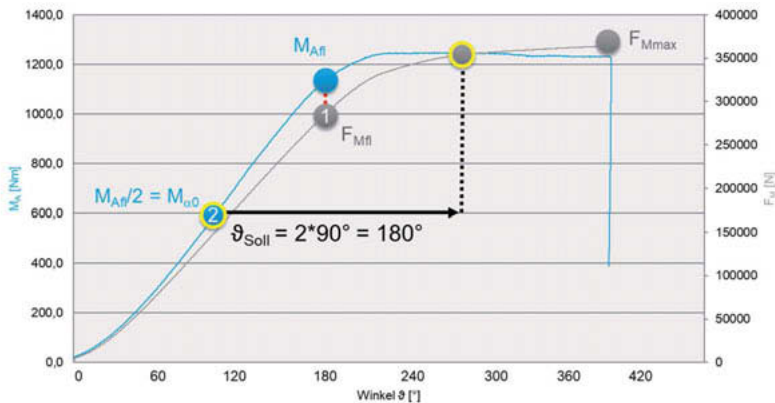


Bild 1: Beispiel zur Ermittlung der Montageparameter für einen Drehwinkelanzug für einen M24 x 130. Basis hierfür ist eine Schraubfallanalyse, bei der drehwinkelsynchron das Drehmoment und die Vorspannkraft ermittelt wurden.

Da jedoch Schraubfallanalysen auch bei anderen Strategien in den Fokus geraten, verliert dieses Argument zunehmend an Relevanz. Schraubfallanalysen werden in der VDI 2230:2015 und in der Vorgängerversion unter „1. Anwendungsbereich“ grundsätzlich empfohlen, aber insbesondere bei kritischen Verbindungen. Hinzu kommt, dass in den beiden Teilen der VDI/VDE 2862, welche die Mindestanforderungen an Montagewerkzeuge und -prozesse beschreibt, für Funktions- und Sicherheits- bzw. Umweltkritische Schraubverbindungen eine Prozessfähigkeitsuntersuchung (PFU) welche eine Schraubfalluntersuchung als Grundlage bedingt. Diese Forderung ist ohnehin in Übereinstimmung mit geltenden Produkthaftungs- bzw. Produktsicherheitsanforderungen.

Ein weiterer Grund für den aktuell noch relativ seltenen Einsatz des Drehwinkelanziehverfahrens, mag darin liegen, dass in der Vergangenheit bei der Verwendung von motorischen angetriebenen Schraubsystemen für die Winkelmontage, auch bei kleineren Drehmomenten, eine Fixierung des Systems notwendig war, um die Rotation des Werkzeugabtriebs direkt und ohne signifikante Verluste aufgrund von Handhabungsfehlern in die Schraubverbindung einleiten zu können. Wurden die Werkzeuge nicht abgestützt oder fixiert, so konnte es vorkommen, dass das Bedienpersonal beim Anstieg des Drehmoments nach Erreichen der Kopfauf-lage den auftretenden Kräften nachgegeben haben. Dies führte dazu, dass die vom Werkzeug gemessene Rotation des Abtriebs zwar stattfand, jedoch zu einem gewissen Anteil in der Rotation des Gesamtwerkzeugs in Montagerichtung verloren ging. Dieser Verlustwinkel ging

dann der Montage der Schraube verloren und führte zu teils signifikant reduzierten Montagewinkel bzw. zu einer Erhöhung des Montageunsicherheitsfaktors Alpha α in der Praxis. Moderne Schraubensysteme sind jedoch in der Lage die Eigenrotation zu erfassen und mit Bezug auf den Montagedrehwinkel zu kompensieren. Damit sind auch handgehalten, also Montagen ohne raumgreifende Drehmomentabstützungen möglich.

Für viele Anwendungen, gerade im Bereich der Direktverschraubung, ist zudem die Drehwinkelmontage aufgrund von speziellen Drehwinkelstrategien, wie zum Beispiel der adaptiven Fügepunkterkennung (AFE) plus Drehwinkel auch im elastischen Bereich der Schraube sehr interessant geworden. AFE-Strategien machen sich meist den signifikanten Anstieg der Drehmomentrate (Quotienten aus Delta Drehmoment zu Delta Drehwinkel) am Fügepunkt des Drehmoment-Drehwinkelverlaufs einer Schraubenmontage zu nutze. Hierfür wird das entsprechende Steigungsdreieck über eine Schraubfallanalyse ermittelt. Diese Zielsteigung wird nun durch das Schraubensystem kontinuierlich während des Montageprozesses auf Erreichung überprüft. Wenn diese im Kurvenverlauf erkannt wurde, wird automatisch im Folgenden überprüft ob es x-mal (abhängig von den Vorgaben, die sich aus der Analyse ergeben haben) erzielt wurde. Vom detektierten Fügepunkt wird dann der noch durchzuführende Drehwinkel ermittelt und fertig montiert (Siehe Bild 2).

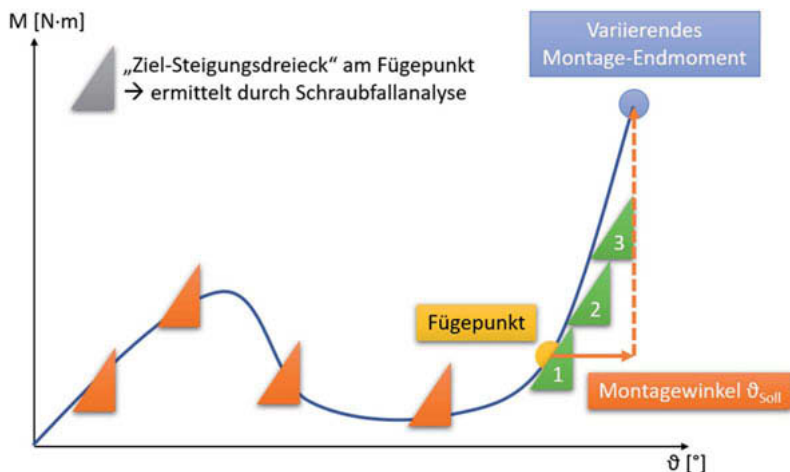


Bild 2: Prinzipdarstellung des Anziehverfahrens adaptive Fügepunkterkennung plus Drehwinkel am Beispiel einer gewindeformenden Durchschraubverbindung in Blech.

Dies geschieht alles in der Regel ohne Verzögerung und im laufenden Montageprozess. Montagevorgaben müssen bei solchen Montagestrategien durch die Konstruktion in Zusammenarbeit mit dem Versuch bzw. entsprechenden verantwortlichen Bereichen ermittelt und validiert werden. Zudem ist darauf zu achten, dass es für die mindestens geforderte schraubstellenbezogenen Maschinenfähigkeitsuntersuchung (Siehe VDI/VDE 2862-1 und 2 „Mindestanforderungen zum Einsatz von Schraubsystemen und -werkzeugen“), entsprechend fähiges Messequipment zur Verfügung steht, welches in der Lage ist einen solchen Schraubfall zu simulieren. Solche und weitere Aspekte sind grundsätzlich bei der Auswahl von Montageverfahren im Rahmen der Auslegung einer Schraubverbindung (siehe Tabelle A7, VDI 2230-1:2015) zu berücksichtigen. Da dies aber durch die Konstruktion bzw. Berechnung kaum ableistbar ist, kann auch hier nur die Empfehlung sein einen Kommunikationskreis, wie in der VDI/VDE 2637-1:2018 beschreiben aufzubauen und zu nutzen (Siehe Bild 3). Nur so können die realen Kosten einer Schraubverbindung bzw. Montagetechnik im Vorfeld betrachtet und berücksichtigt werden.



Bild 3: Beispielhafte Darstellung eines Kommunikationskreises, den es für das Fügeverfahren Schrauben in einem Unternehmen sinnvoller Weise geben sollte. (In Anlehnung an die in der VDI/VDE 2637-1 beschriebenen Regel-/Kommunikationskreise)

Grundlage ist natürlich in jedem Fall immer noch, dass eine robuste Konstruktion vorliegt und bei den Montagevorgaben zum Beispiel auch realistische Vorgaben hinsichtlich der zulässigen Winkeltoleranzen gemacht werden. Hier geben aktuelle VDI-Richtlinien, wie die VDI/VDE 2645-2:2014 den Konstrukteuren eine gute Hilfestellung. Diese technischen Regelwerke bie-

ten zudem auch noch Vorgaben wie die entsprechenden Fähigkeitsnachweise für die Schraubwerkzeuge erzielt werden können – für den Drehwinkel als Steuer- aber auch Kontrollgröße. Letzteres bedarf, da der Winkel z.B. auf Basis der VDI/VDE 2862 Blätter als Mindestanforderungen für kritische Schraubfälle gilt, auch eines regelmäßigen Fähigkeitsnachweises.

Empfohlene Toleranzgrenzen:	
Drehmoment	$\leq \pm 7\%$
Drehwinkel 40°	$\pm 5^\circ$
Drehwinkel 180°	$\pm 10^\circ$
C_m (50 Messwerte)	$\geq 2,00$
C_{mk} (50 Messwerten)	$\geq 1,67$

Bild 4: Beispiel für in der VDI 2645 Blatt 2 empfohlene und aktuell marktübliche Fähigkeiten bzw. Toleranzen eines sensorgesteuerten, elektrisch angetriebenen Schraubwerkzeugs. Dies ist auf einen Referenztest bezogen. Prozess- also Schraubstellenbezogen müssen gegebenenfalls höhere Toleranzen berücksichtigt und häufig von der Konstruktion freigegeben werden.

Als Konstrukteur ist man in der Regel auch bei der System- bzw. Schraubfall-FMEA von Produkten mit eingebunden. Wird hier ein Schraubfall zum Beispiel als sicherheits- bzw. umweltkritisch bewertet, so ist die Anwendung von schraubtechnischen Maßnahmen nach VDI/VDE 2862 oder DIN 25201 zur Reduzierung der Auftretenswahrscheinlichkeit aber auch zur Erhöhung der Entdeckungswahrscheinlichkeit unabdingbar und längst etablierter Stand der Technik. Bei drehmomentgesteuerten Montagestrategien kommt hier oft der Drehwinkel als Kontrollparameter ins Spiel. Jedoch wurde dieser in der Vergangenheit oft stiefmütterlich behandelt oder als lästige Pflicht und nicht als valides Mittel zur Erhöhung der Sicherheit und Qualität in der Montage betrachtet. Aktuelle Normen, aber auch Big-Data und Industrie 4.0 verhelfen diesem Kontrollparameter zu neuem Glanz. Auch hier darf jedoch nicht vergessen werden, dass diese Daten lediglich mit einem Nachweis der fähigen Systeme und Prozesse tatsächlich von Nutzen sind.

Moderne Schraubsysteme sind aktuell in der Lage auch während der laufenden Montage einer Schraube bereits umfangreiche Analysen des aktuellen, aber auch des zurückliegenden Drehmoment-Drehwinkelverlaufs durchzuführen.

Eine lange schon existierende Systematik zur Analyse von Drehmoment-Drehwinkelkurven zumeist nach Abschluss des Schraubvorgangs, ist das sogenannte Neuner-Feld (Siehe Bild 5).

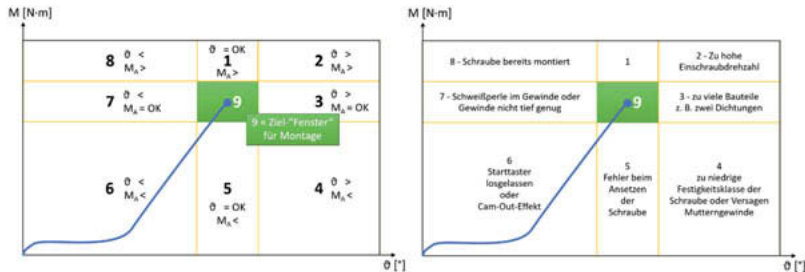


Bild 5: Schematische Darstellung der „Neuner-Feld“-Analyse einer Drehmoment-Drehwinkel-Kurve aus der Montage. Wird das parametrisierte neunte Feld nicht „getroffen“ so ergeben sich aus dem Erreichen der entsprechend anderen Felder ein Ansatz oder sogar direkte Maßnahme zur manuellen und/oder automatischen Fehlerkorrektur.

Um zum einen die richtigen Schlüsse aus dem Erreichen der unterschiedlichen Felder zu ziehen, aber vor allem aber für die Festlegung der n.i.O.-Montage (nicht in Ordnung) folgenden Reparaturmaßnahmen bzw. Nacharbeitsmaßnahmen, bedarf es Vorgaben oder zumindest, im Kommunikationskreis der beteiligten Bereiche, einen Beitrag der Konstruktion. Fragen, wie zum Beispiel ob mit demselben Verbindungselement bzw. Schraubstrategie überhaupt Mehrfachmontagen durchgeführt werden dürfen, oder müssen Schraube und/oder etwaiges Sicherungselement gewechselt bzw. die Montagestrategie gewechselt werden, um nur ein Beispiel zu nennen, können nur durch qualifiziertes Personal aus den Bereichen Versuch und/oder Konstruktion beantwortet werden.

Unerkant bleibt der Drehwinkel als wichtige Größe oft im Bereich der Prüfung von bereits montierten Schraubverbindungen. Zum Beispiel bei der Bestimmung der Drehfestigkeit von Schraubensicherungssystemen wird in den spezifischen Normen häufig eine Analyse der Drehmoment-Drehwinkel-Lösekurve beschrieben. Aber auch bei Verfahren zur Schraubfallauditierung wird der Winkel z.B. bei der Methode Back-to-mark (lösen und wieder anziehen) verwendet. Früher wurde hier recht umständlich mit Markierungen an der Schraube und Bauteil oder mit Winkelscheiben gearbeitet. Heutzutage ist der Anwender selbst mit einfachen, zumeist digitalen Messschlüssel, in der Lage dies deutlich einfacher und präziser umzusetzen als noch vor einigen Jahren.

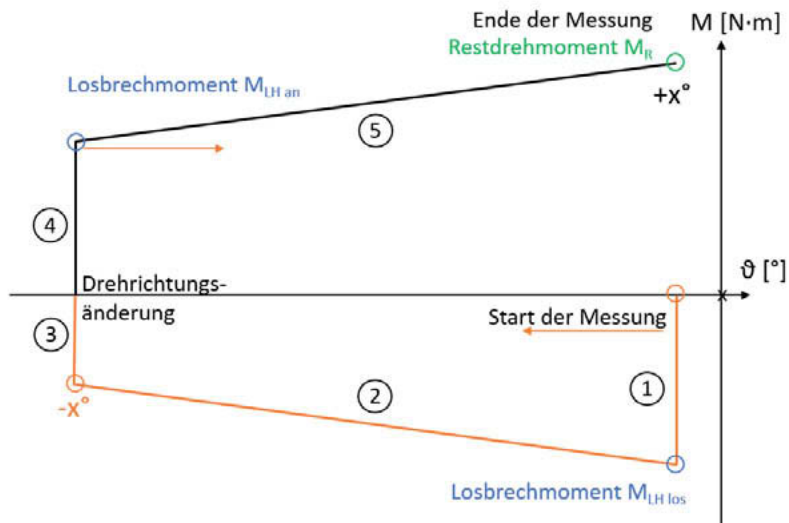


Bild 6: Schematische Darstellung der Methode Back-to-mark (lösen und wieder anziehen) zur Schraubfallauditierung.

Besonderen Stellenwert aber hat der Drehwinkel im Bereich der Prozessfähigkeitsanalyse (PFU) in der Schraubtechnik, welche gerade für die technische Dokumentation der Produktsicherheit nahezu unerlässlich und weit verbreitet ist. Hier wird sehr häufig das Weiterdrehmoment an einer Drehmoment-Drehwinkel-Kurve ermittelt. Der Drehwinkel wird hier entweder im Zusammenspiel mit dem Drehmoment in Form der Steigungsänderung benötigt, oder aber auch bei speziellen Strategien wie der Drehmomentmessung an einem spezifischen Weiterdrehwinkel.

Es ist in diesem Zusammenhang von besonderer Wichtigkeit scharf zwischen der Analyse des Weiter- bzw. Losbrechmoments für die Schraubfallanalyse (z.B. zur Validierung eines Schraubfalls und der Ermittlung von Setzbeträgen beim Zerlegeaudit) und der Ermittlung von Daten zum Beleg der Langzeitfähigkeit des Montageprozesses, sprich der PFU. Dabei ist die Schraubfallanalyse zumeist unerlässliche Grundvoraussetzung für die PFU im Allgemeinen und die Ermittlung des für den Schraubfall am besten geeigneten Analyseverfahrens im Besonderen. Bei der Schraubfallanalyse ist der dedizierte Wert des Losbrechmoments M_{LG} wichtig. Bei der PFU ist dieser Wert bzw. seine explizite Höhe zunächst von nachgeordneter Relevanz. Vielmehr ist es wichtig, dass der aus der Analyse, der wiederum durch weiterziehen der

montierten Schraubverbindung ermittelten Drehmoment-Drehwinkelkurven, ermittelte Weiterdrehmomentwert möglichst stabil und reproduzierbar durch das Prüfpersonal am spezifischen Schraubfall ermittelt werden können. Dabei ist zu beachten, dass bei Anwendung der unterschiedlichen PFU-Analyseverfahren oft nicht davon ausgegangen werden darf, dass das ermittelte Weiterdrehmoment dem Montagedrehmoment entspricht. Nicht nur ist es, z.B. aufgrund von Setzbeträgen möglich, dass das Prüfdrehmoment niedriger ist als das Montage-drehmoment, sondern auch signifikant höher.

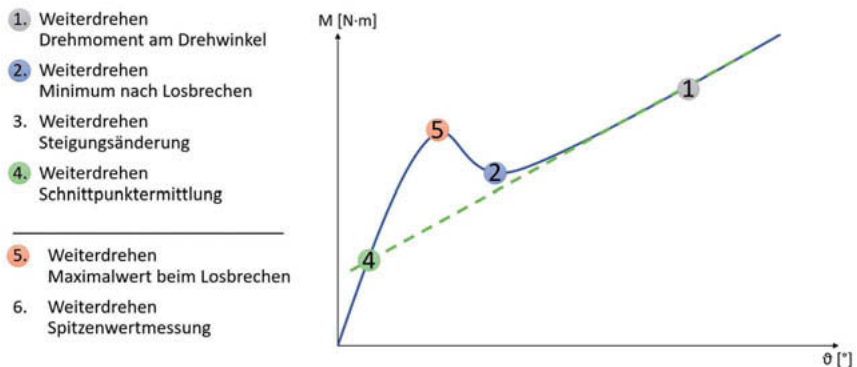


Bild 7: Die schematische Darstellung der wesentlichen PFU-Auswerteverfahren nach VDI/VDE 2645-3:2016 zeigt, dass je nach Verfahren der ermittelte Drehmomentwert deutlich unterschiedlich sein kann. Methoden 5 und 6 sind zwar noch weit verbreitet sind aber für PFU und Schraubfallanalyse gänzlich ungeeignet.

Auch hier gibt es, zum Teil erst kürzlich veröffentlichte Normen, als Hilfestellung für den Anwender (siehe zum Beispiel VDI/VDE 2645-3 oder VDA Band 5.2). Für den Konstrukteur jedoch erweitert sich mit dem Feld der Prüfung von Schraubverbindungen zum einen zwar auch die Möglichkeiten der Absicherung seines Konstruktion, zum anderen erhöht sich die Anforderung an seine Kompetenz, da er entsprechende Methoden, aber vor allem die Ergebnisse interpretieren und einordnen können muss.

Literatur:

VDA Band 5.2 (2013): Prüfprozesseignung für das Drehmoment von Schraubverbindungen; Qualitätsmanagement in der Automobilindustrie. Verband der Automobilindustrie e.V. (VDA), Qualitäts Management Center (QMC) Berlin

VDI 2230, Bl. 1 (2015): Systematische Berechnung von hochbeanspruchten Schraubverbindungen; Zylindrische Einschraubenverbindungen. Beuth Verlag Berlin

VDI/VDE 2637, Bl. 1 (2018): Qualifikation in der Schraubtechnik; Bedarfsgerechte Qualifikation für Mitarbeiter und Führungskräfte.

VDI/VDE 2645, Bl. 2 (2014): Fähigkeitsuntersuchung von Maschinen in der Schraubtechnik; Maschinenfähigkeitsuntersuchung – MFU. Beuth Verlag Berlin

VDI/VDE 2645, Bl. 2 (2016, Entwurf): Fähigkeitsuntersuchung von Maschinen in der Schraubtechnik; Prozessfähigkeitsuntersuchung – PFU. Beuth Verlag Berlin

VDI/VDE 2862, Bl. 1 (2012): Mindestanforderungen zum Einsatz von Schraubsystemen und -werkzeugen; Anwendungen in der Automobilindustrie. Beuth Verlag Berlin

VDI/VDE 2862, Bl. 2 (2015): Mindestanforderungen zum Einsatz von Schraubsystemen und -werkzeugen; Anwendungen im Anlagen- und Maschinenbau sowie für Flanschverbindungen and drucktragenden Bauteilen. Beuth Verlag Berlin

DIN 25201, Bl. 7(2007): Konstruktionsrichtlinie für Schienenfahrzeuge und deren Komponenten – Schraubenverbindungen; Montage. Beuth Verlag Berlin

Eine qualitative Untersuchung der Reibungsverhältnisse und des Oberflächenverschleißes in schlagend angezogenen Schraubenverbindungen

Univ.-Prof. Dr.-Ing. **Sven Matthiesen**, M.Sc. **Andreas Wettstein**,
M.Sc. **Carolin Sturm**, IPEK – Institut für Produktentwicklung,
Karlsruher Institut für Technologie (KIT), Karlsruhe

Kurzfassung

Die Reibungsverhältnisse sind maßgeblich für die Qualität von Schraubenverbindungen und werden durch das verwendete Anziehverfahren beeinflusst. Phänomenologische Reibmodelle, welche auf einem tiefergehenden Verständnis für die Vorgänge in der Gewindepaarung aufbauen, sind für den schlagenden Anziehprozess aktuell noch nicht erforscht.

In diesem Beitrag wird ein Prüfaufbau und ein Vorgehen zur Bestimmung des dynamischen Gewindereibkoeffizienten von Schraubenverbindungen vorgestellt. Anhand erster Versuchsergebnisse wird gezeigt, dass die hochdynamische Erfassung des Gewindereibmoments, welches während der einzelnen Schläge auftritt, möglich ist. In den Versuchen konnte qualitativ gezeigt werden, dass der dynamische Gewindereibkoeffizient maßgeblich vom Gewindereibkoeffizienten beim Lösen abweicht. Die Ergebnisse der Versuche konnten durch eine Analyse der Gewindeoberflächen mit auftretenden Verschleißmechanismen in Verbindung gebracht werden. Eine fortführende Untersuchung zur Quantifizierung der Ergebnisse soll durchgeführt werden, um eine Berücksichtigung der Erkenntnisse bei der Auslegung von Anziehverfahren zu ermöglichen.

Abstract

The friction conditions are decisive for the quality of bolted joints and are influenced by the tightening process used. Phenomenological friction models, which are based on a deeper understanding of the processes involved in thread pairing, have not yet been researched for the impact tightening process.

This paper presents a test setup and a procedure for determining the dynamic thread friction coefficient of bolted joints. Based on initial test results, it is shown that the highly dynamic recording of the thread friction torque, which occurs during the individual impacts, is possible. In the tests it was shown qualitatively that the dynamic thread friction coefficient deviates from

the thread friction coefficient during loosening. The results of the tests could be associated with wear mechanisms by an analysis of the thread surfaces. A further investigation to quantify the results is to be carried out in order to enable the findings to be taken into account in the design of tightening processes.

1. Einleitung

Das präzise Anziehen von Schraubenverbindungen ist eine Grundvoraussetzung, um hohe Tragfähigkeiten zu gewährleisten. In industriellen Applikationen werden entsprechend der Anforderungen unterschiedliche Anziehwerkzeuge- und Verfahren ausgewählt [1]. Abseits von Montagelinien kommen fast ausschließlich drehmomentgesteuerte Verfahren zum Einsatz. Der Hauptnachteil dieser drehmomentgesteuerten Schraubvorgängen ist eine vergleichsweise ungenaue Vorspannung der Schraubenverbindung. Da nur ca. 10 % des aufgetragenen Drehmoments in Vorspannkraft und fast 90 % des Drehmoments in Reibung umgesetzt werden, führen schon geringe Abweichungen des Reibmoments zu großen Vorspannkraftverlusten [2]. Die vorliegenden Reibungsverhältnisse in Schraubengewinden und unter der Kopfauflage wirken sich also direkt auf das Montageergebnis aus. Dabei muss zwischen den Reibungsverhältnissen vor, während und nach dem Anziehprozess differenziert werden, da es in Abhängigkeit vom gewählten Anziehwerkzeug zu Veränderungen der Reibungsverhältnisse kommt. Ein Grund ist zum Beispiel die zunehmende Flächenpressung, welche zwar eine Einebnung der Oberflächenrauheiten bewirkt, zugleich aber auch die Ausbildung von Adhäsionskräften begünstigt. Auftretende Verschleißmechanismen, welche durch Temperatur, Gleitgeschwindigkeit, Schmierzustand und Flächenpressung beeinflusst werden, können zu Veränderungen der Oberflächen führen. Besonders beim Einsatz von Schlagschraubern als Werkzeug zur Montage von Schraubenverbindungen kommt es zu Veränderungen der Reibungsverhältnisse. Ursache hierfür ist die Diskontinuität im Anziehprozess, welche zu häufigen Übergängen zwischen Haft- und Gleitreibung führt [3].

Das Prinzip des Schlagschraubers basiert auf einer mechanischen Entkopplung des Antriebsstrangs. Der Motor beschleunigt eine Hammermasse, die auf die Ambosswelle trifft und durch den mechanischen Schlag einen Drehmomentimpuls erzeugt. Dieser Mechanismus lässt sich in sechs Phasen unterteilen, in denen verschiedene Parameter, wie z. B. die Reibung in der Schraubverbindung, das Systemverhalten und damit den Anziehvorgang bestimmen [4]. Trotz der mechanischen Entkopplung treten Schlagschrauber auch in Wechselwirkung mit dem Hand-Arm-System des Menschen [5, 6], welches den Anziehprozess der Schraube beeinflusst [7]. Im Gegensatz zu den kontinuierlich anziehenden Elektrowerkzeugen sind bei Schlag-

schrauben direkt gesteuerte Prozesse nicht möglich. Eine zusätzliche elektronische Steuerung des Antriebs ist notwendig und muss für jede Schraubverbindung eingestellt werden. Diese basieren laut einer Patentstudie entweder auf einer Drehmomentmessung oder auf einer Zeit- bzw. Schlaganzahlerfassung zur Energiebilanzierung [8]. Unabhängig vom eingesetzten Steuerungsverfahren werden Schraubenverbindungen häufig nach dem eigentlichen Anziehprozess mit einem Drehmomentschlüssel manuell überprüft. Untersuchungen zeigen, dass die vorliegenden Reibungskoeffizienten auf eine Energiebilanzierung des schlagenden Anziehprozesses [9] und auf das notwendige Prüfmoment [3] einen großen Einfluss haben. Reibmodelle, welche die Reibung in schlagend angezogenen Schraubenverbindungen sowohl während dem Anziehprozess als auch danach beschreiben, sind bislang noch unerforscht. Allerdings sind diese notwendig, um Anziehverfahren auszulegen und Prüfmomente definieren zu können. Auch in der Entwicklung von Schlagwerken werden Modelle, welche die Anwendung abbilden, benötigt [10]. Zur Entwicklung eines solchen Anwendungsmodells bzw. Reibmodells ist es notwendig die betrachteten Bewertungsgrößen des Modells mit einer hohen Genauigkeit erfassen zu können und die Eingangsgrößen zu kontrollieren. Eine besondere Herausforderung bei der Untersuchung von schlagenden Anziehprozessen ist die hochdynamische Erfassung des Gewindemoments.

In diesem Beitrag wird gezeigt, wie das Gewindemoment während dem schlagenden Anziehen erfasst und anhand der gemessenen Daten der dynamische Gewindereibkoeffizient bestimmt werden kann. Einem exemplarischen Verlauf wird der Gewindereibkoeffizient gegenübergestellt. Außerdem werden die Gewindeflächen von schlagend und manuell angezogener Schrauben mit einem Mikroskop analysiert und die Ergebnisse in Relation zu den Versuchsergebnissen gesetzt.

2. Bestimmung des dynamischen Gewindereibkoeffizienten

Es wurde ein an die ISO 16047 [11] und dem Split-Hopkinson-Torsion-Bar [12] angelehnter Versuchsaufbau entwickelt und eingesetzt. Der Versuchsaufbau ermöglicht es die Schraubenvorspannkraft und das Gewindereibmoment zu messen. Die Erfassung des Gewindereibmoments kann aufgrund des Messprinzips hochdynamisch (>500 kHz) erfolgen. Bild 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Messsystems.

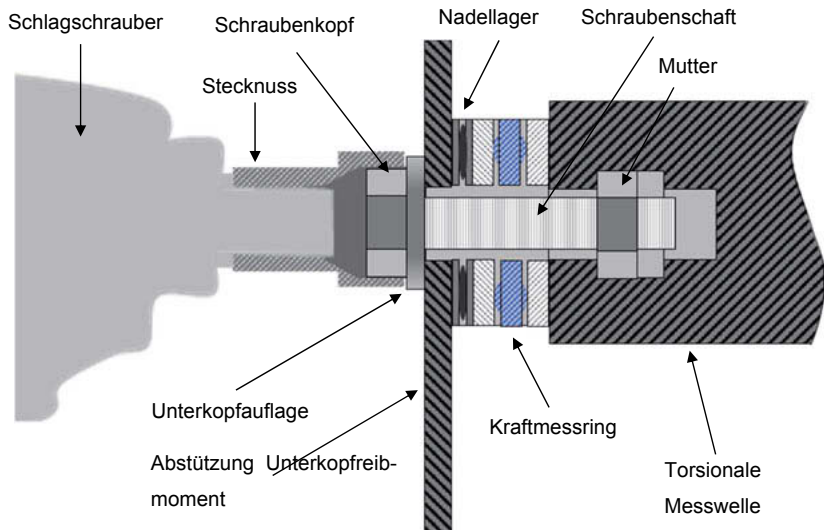


Bild 1: Schematischer Aufbau des Prüfstands

Der vom Schlagschrauber erzeugte Drehmomentimpuls wird von der Stecknuss auf den Schraubenkopf übertragen. Die Drehmomentabstützung für das Kopfreibmoment bietet die Möglichkeit die Unterkopfauflage nach jedem Versuchsdurchgang zu ersetzen. Das verbleibende Drehmoment wird über den Schraubenschaft zum eingreifenden Gewinde in der Mutter, welche in der torsionalen Messwelle spielfrei und formschlüssig eingespannt ist, übertragen und anschließend in die Messwelle eingeleitet. Auf der Messwelle sind DMS in Vollbrückenschaltung zur Messung von Schubspannungen appliziert. Zur Entkopplung von Kopf- und Gewindedrehmoment wird ein Axialnadellager verwendet. Die resultierende Vorspannung wird mit einem DMS-basierten Kraftmessring gemessen (Hersteller: HBM, Produkt: KMR/100kN). Die Versuche in diesem Beitrag wurden mit einem modifizierten Schlagschrauber Typ SIW 22-A der Firma HILTI durchgeführt, welcher durch eine Kopplung mit dem Prüfaufbau das präzise Abschalten bei einer gewählten Vorspannkraft ermöglicht. Eine vollständige Akkuladung, die Einstellung des Schraubers auf Stufe 2 und ein vollständig gedrückter Trigger wurde über alle Versuche konstant gehalten. Die Daten wurden mit 40 kHz abgetastet, um hochfrequentes Rauschen zu reduzieren. Zur Vereinfachung der weiteren Datenverarbeitung, wurden alle Daten durch ein Bessel-Tiefpassfilter 5. Ordnung mit einer Grenzfrequenz von 10 kHz gefiltert.

Bild 2 zeigt den Verlauf des Gewindemoments und der Vorspannkraft beim Anziehen einer M10 8.8 Schraube der Länge 55 mm ohne zusätzliche Schmierung.

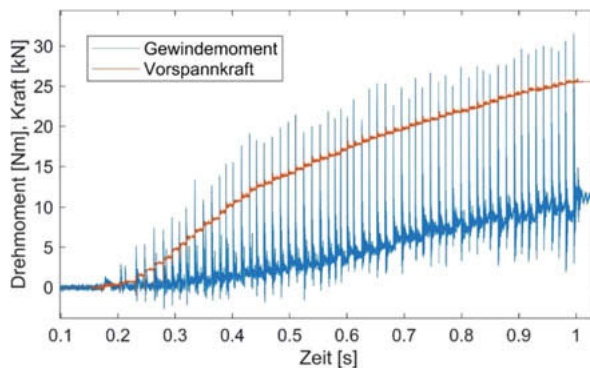


Bild 2: Verlauf des Gewindemoments und der Vorspannkraft während dem schlagenden Anziehen

Mit dem Ansteigen der Vorspannkraft ist ein Ansteigen des statischen Anteils des Gewindereibmoments aufgrund der Torsion der Schraube, wie es auch für kontinuierliche Verfahren in der VDI 2230 [13] beschrieben ist, zu beobachten. Ebenso nimmt die Höhe der Impulse im Gewindereibmoment zu. Die Berechnung des Gewindereibkoeffizienten basiert auf der Gleichung zur Berechnung des Gewindemoments nach ISO 16047 [11] auf Grundlage von Kellermann und Klein [14], die sich aus den geometrischen und mechanischen Beziehungen ergibt:

$$\mu_{\text{Gewinde}} = \frac{\frac{T_{\text{Gewinde}}}{F} - \frac{p}{2\pi a}}{0.578 * d_2} \quad (1)$$

Abweichungen in den effektiven Radien, gemäß den Untersuchungen von Nassar et al. [15], werden in diesem Beitrag vernachlässigt und könnten in der zukünftigen Untersuchungen berücksichtigt werden. Die für die Berechnung notwendigen Größen T_{Gewinde} , Gewindereibmoment, und F , Vorspannkraft, müssen für jeden Schlag individuell identifiziert werden. Für das Gewindereibmoment wird die Spitze des Impulses (rote Markierung), wie in Bild 3 zu sehen, verwendet.

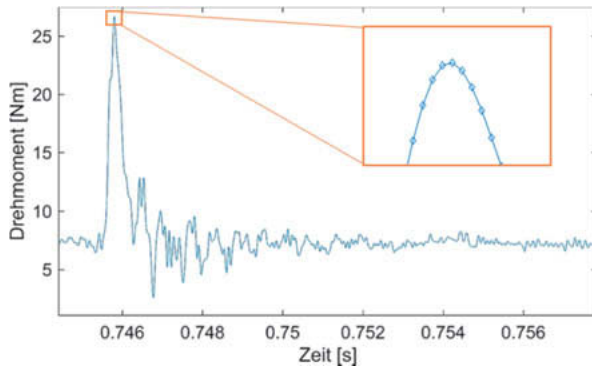


Bild 3: Verlauf des Gewindemoments während einem Drehmomentimpuls

Der statische Anteil des Reibmoments, aus der Verdrehung der Schraube zwischen Schraubenkopf und Schraubenmutter, wird vom Maximalwert des Impulses abgezogen. Im gezeigten Verlauf kann das Maximum des Gewindereibmoments hinreichend genau bestimmt werden, da die Verlaufsspitze durch zwei Messpunkte abgebildet ist. Für eine weitere Analyse der genauen Impulsform ist die bestehende Abtastfrequenz nicht ausreichend. Zur Bestimmung der relevanten Vorspannkraft für die Berechnung des dynamischen Gewindereibkoeffizienten wird der relative Vorspannkraftanstieg pro Schlag in Bild 4 betrachtet.

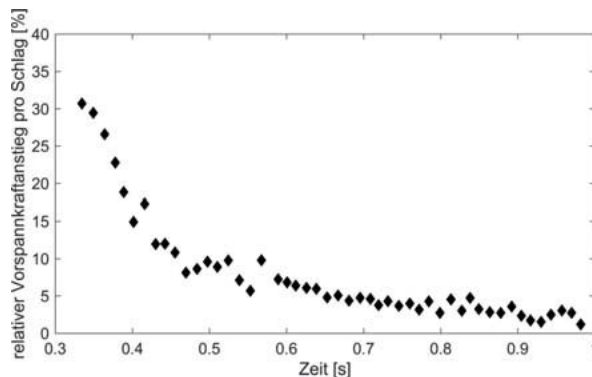


Bild 4: Verlauf des relativen Vorspannkraftanstiegs pro Schlag während dem schlagenden Anziehen

Bild 4 zeigt, dass bereits nach wenigen Schlägen der relative Kraftanstieg unter 10 % liegt, da mit dem aktuellen Messverfahren nur eine Kraftmessung bis 10 kHz möglich ist, wird für die

Berechnung des dynamischen Gewindereibkoeffizienten die Vorspannkraft unmittelbar vor je-
dem Schlag verwendet.

3. Gewindereibung während des schlagenden Anziehprozesses

Der dynamische Gewindereibkoeffizient kann bei jedem Schlag des Anziehprozesses berech-
net werden, wodurch sich ein zeit- bzw. kraftabhängiger Verlauf ergibt. Bild 5 zeigt diesen
Verlauf von drei Versuchen mit gleichbleibenden Versuchsparametern über zunehmender Vor-
spannkraft.

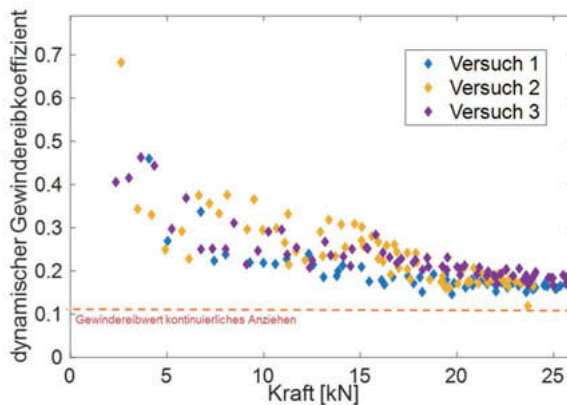


Bild 5: Verlauf des Gewindemoments über der Vorspannkraft während dem schlagenden Anziehen

Bild 5 zeigt im Vergleich zu Vorversuchen am Institut, dass der dynamische Gewindereibkoeffizient wesentlich höher als der Gewindereibkoeffizient bei kontinuierlich anziehenden Verfahren ist. Außerdem ist eine große Streuung innerhalb und zwischen den Versuchen bei niedrigen Vorspannkraften erkennbar. Mit steigender Vorspannung bzw. wachsender Schlaganzahl nimmt diese Streuung ab. Auch insgesamt nimmt der dynamische Gewindereibkoeffizient mit steigender Vorspannkraft ab. Es ist beobachtbar, dass ab 20 kN nur noch kleine Veränderungen sichtbar sind. Der Mittelwert von Versuch 1 liegt hier bei 0,1625. Dieser soll im folgenden Kapitel in Relation zum Gewindereibkoeffizient beim Lösen der Schraubenverbindungen gesetzt werden.

Der in Bild 5 dargestellte Verlauf stellt die Grundlage für die Entwicklung eines Reibmodells für schlagend angezogene Schraubenverbindungen dar. Eine statistische Beschreibung die-

ses Verlaufs kann in folgenden Versuchsreihen erfolgen. Zusätzlich sollten verschiedene Einflussparameter, wie zum Beispiel der Schmierzustand oder die Oberflächenbeschaffenheit, untersucht werden.

4. Gewindereibung während des LöSENS

Die vorab mit dem Schlagschrauber angezogenen Schraubenverbindungen wurden mit einem handelsüblichen Steckschlüssel von Hand gelöst. Zusätzlich wurden Querkräfte durch eine geeignete Abstützung reduziert. Bild 6 zeigt den Verlauf von Vorspannkraft und Gewindereibmoment.

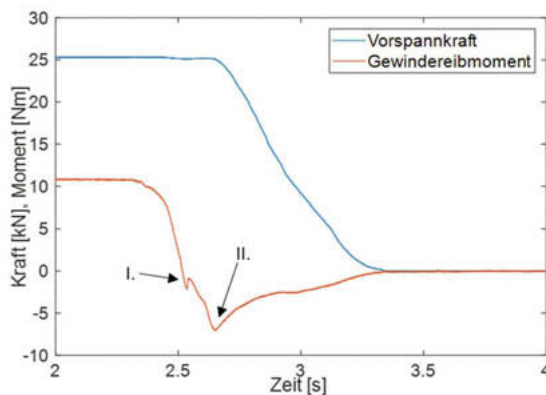


Bild 6: Verlauf von Gewindereibmoment und Vorspannkraft beim Lösen einer M10 Schraubenverbindung

Der Verlauf des Gewindereibmoments beginnt bei ca. 11 Nm statischer Torsion im vorgespannten Zustand. Mit zunehmendem Lösemoment nimmt das Gewindereibmoment ab. An Pos. I ist eine Unregelmäßigkeit zu erkennen, welche mit dem Übergang von Haft- zu Gleitreibung unter dem Schraubenkopf zusammenhängen könnte. An Pos. II tritt das Minimum des Gewindereibmoments auf. Ab hier fängt das Gewinde an zu gleiten, die Vorspannkraft fällt und die Schraube ist damit gelöst. Bild 7 zeigt den Verlauf des Gewindereibkoeffizienten über der Vorspannkraft.

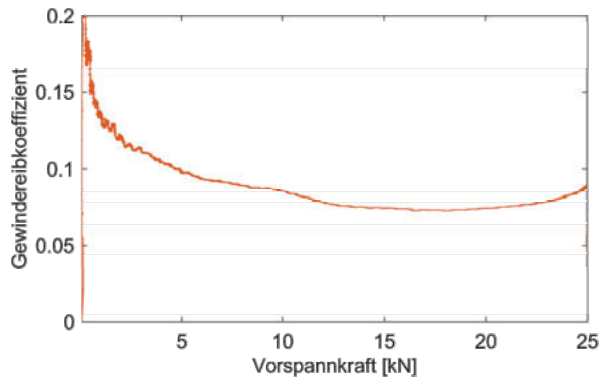


Bild 7: Verlauf des Gewindereibkoeffizienten beim Lösen einer M10 Schraubenverbindung

Während des Lösens der Schraubenverbindung sinkt die Vorspannkraft stetig. Der dabei aus den in Bild 6 gezeigten Verläufen von Gewindereibmoment und Vorspannkraft berechnete Gewindereibkoeffizient nimmt zunächst mit sinkender Vorspannkraft ab und dann wieder zu. Der geringere Reibkoeffizient im Bereich großer Vorspannkräfte lässt eine lokale Glättung der Oberfläche beim Anziehvorgang vermuten. Die Stärke solcher Glättungseffekte hängt im Wesentlichen von der vorliegenden Oberflächenpressung und der Gleitgeschwindigkeit ab [16]. Neben Glättungseffekten können in gleitenden Wirkflächenpaaren unter hohen lokalen Flächenpressungen weitere Mechanismen auftreten. Ein Beispiel für solche Mechanismen sind die Schädigung und Delamination der Oxidschicht, die Ausbildung lokaler Oxidinseln und zunehmende Adhäsionskräfte bis hin zu lokalen Kaltverschweißungen [16]. Um mögliche Ursachen für die Unterschiede im tribologischen Verhalten von schlagend und manuell angezogenen Schraubenverbindungen zu identifizieren ist eine mikroskopische Betrachtung der Gewindeflächen notwendig.

5. Mikroskopische Betrachtung der Gewindeflächen

Für die weitere Untersuchung der Gewindeflächen wurden mit dem Auflichtmikroskop THX 6000 der Firma Keyence exemplarisch Schraubengewinde der Versuchsreihe untersucht. Nach Anziehen und Lösen der Schraubenverbindungen wurden die Schrauben in einem Ult-

raschallbad mit Aceton für 60 Sekunden gereinigt. Bild 8 zeigt die Ergebnisse der Untersuchung einer kontinuierlich per Hand angezogenen Schraube.

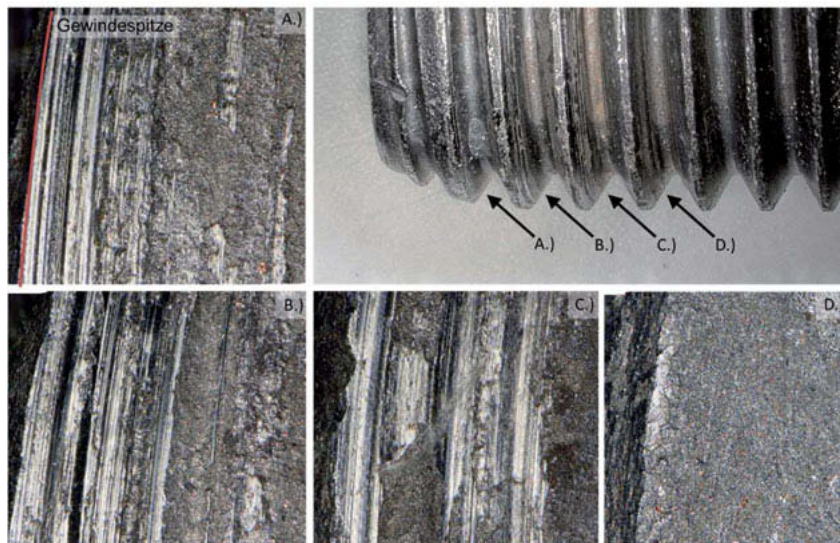


Bild 8: Gewindeoberfläche einer manuell angezogenen Schraube

Die Übersichtsdarstellung oben rechts in Bild 8 zeigt die Blickrichtung und Position für die Darstellungen der Gewindeflankenoberflächen A.) bis D.). In A.), B.) und C.) sind deutliche Riefen zu erkennen. Dabei sind die Riefen und damit der Verschleiß in der Nähe der Gewindespitze deutlicher als am Flankengrund. Die metallisch glänzenden Riefen sind in B.) vollkommen frei von der ursprünglichen Metalloxidschicht. In A.) und C.) sind in der verbleibenden Metalloxidschicht Ansätze von Riefen zu erkennen. In D.) sind keine Verschleißspuren zu erkennen, da es hier zu keinem Eingriff kam. Die auftretenden Riefen können aufgrund der kontinuierlichen Bewegungen der Abrasion zugeordnet werden [17]. Bild 9 zeigt die Gewindeoberfläche einer nach dem schlagenden Anziehen gelösten Schraube.

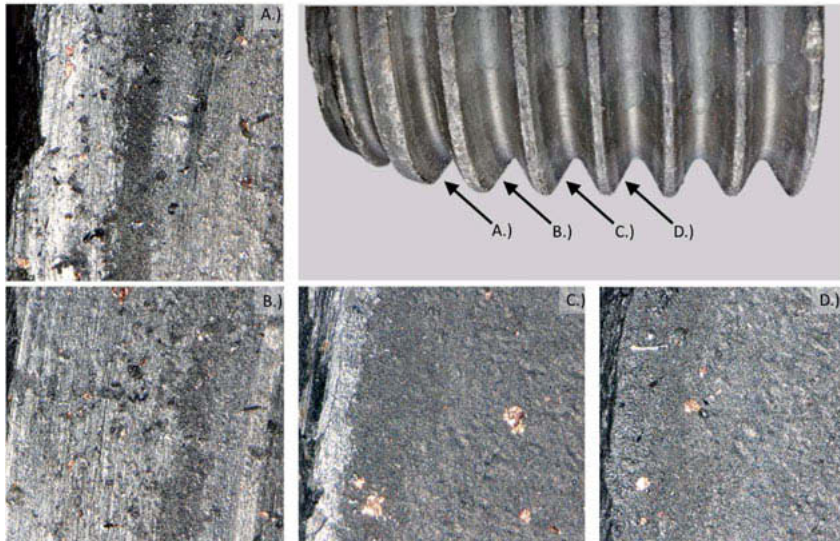


Bild 9: Gewindeoberfläche einer schlagend angezogenen Schraube

Analog zu Bild 8 zeigt die Übersichtsdarstellung oben rechts in Bild 9 die Blickrichtung und Position für die Darstellungen der Gewindeflankenoberflächen A.) bis D.). Im Vergleich zu Bild 8 lässt sich in Bild 9 erkennen, dass zwar ebenfalls Riefen vorhanden sind, diese aber wesentlich feiner und flächiger sind. Dadurch ergibt sich ein homogeneres Verschleißbild, welches vor allem in B.) erkennbar ist. Ein stärkerer Verschleiß und damit auch eine höhere Beanspruchung sind auch hier im Bereich der Gewindespitze zu sehen, dies ist vor allem in A.) und C.) sichtbar. Der Grund für die Ausbildung der homogenen Flächen könnte der Wechsel zwischen Haften und Gleiten sein. Aufgrund der hohen Gleitgeschwindigkeiten und den damit verbundenen lokalen Temperaturerhöhungen treten ebenso tribochemische Reaktionen auf [17], welche den Oberflächenzustand verändern.

Die in Bild 8 und 9 identifizierten Unterschiede deuten auf ein grundlegend abweichendes Verschleißverhalten der Schraubengewinde in Abhängigkeit des Anzugsverfahren hin. Dies stützt die in den vorangegangenen Kapiteln beschriebenen Ergebnisse der Versuche. Für eine genauere Identifikation der Verschleißmechanismen und zur Quantifizierung ist es notwendig detailliertere Untersuchungen der Oberflächen durchzuführen, sowie die Oberflächenrauheiten zu messen und Partikelwerkstoffe zu bestimmen. Weiterhin muss in Betracht gezogen

werden, dass auch durch den Lösevorgang der Schrauben Veränderungen in den Oberflächen auftreten können.

6. Zusammenfassung

Im Rahmen der Arbeit wurde ein Prüfaufbau und ein Vorgehen zur Bestimmung des dynamischen Gewindereibkoeffizienten von Schraubenverbindungen vorgestellt. Dabei wurde Gleichung (1) nach ISO 16047 [11] erweitert, um eine Bestimmung von μ_{Gewinde} für jeden einzelnen Schlag zu ermöglichen.

Anhand erster Versuchsergebnisse wurde gezeigt, dass der bestimmte dynamische Gewindereibkoeffizient größer als der in quasistatischen Versuchen bestimmte Gewindereibkoeffizient ist. Bei der Analyse des Lösevorgangs konnten Indizien für unterschiedliche auftretende Verschleißmechanismen festgestellt werden, welche im Anziehprozess entstehen können. Auch in der Analyse der Gewindeflankenoberflächen konnten diese Änderungen gezeigt werden. Weiterhin konnten Unterschiede zwischen den Oberflächen schlagend und manuell angezogener Schrauben gezeigt werden, welche die Ergebnisse der Versuche stützen. Insgesamt führen die Ergebnisse zu folgenden zwei Hypothesen:

1. Der dynamische Gewindereibkoeffizient ist größer als der quasistatische Gewindereibkoeffizient.
2. Beim schlagenden Anziehprozess von Schraubenverbindungen treten andere Verschleißmechanismen auf als beim manuellen Anziehprozess.

In fortführenden Untersuchungen sollen diese Hypothesen auf Basis statistischer Versuchspläne verifiziert und quantifiziert werden. Als Teil dieser Untersuchungen werden auch die Einflüsse verschiedener Oberflächenbeschichtungen und Schmierzustände betrachtet. Weiterführend werden die Erkenntnisse in einem phänomenologischen Modell zusammengeführt und anschließend in ein numerisches Modell für die Simulation überführt.

Literaturangaben

- [1] Kirschner, S. u. Müller, E.: Angewandte Anziehverfahren für Schrauben in der Automobilindustrie. Applied tightening procedures for fasteners in the automotive industry. In: Schraubenverbindungen, DVM-Tag, 2004. DVM-Bericht. Berlin: Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung (DVM) 2004, S. 149–160
- [2] Steinhilper, W. u. Sauer, B.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2012
- [3] Junker, G.: Reihenuntersuchungen über das Anziehen von Schraubenverbindungen mit motorischen Schraubern. In: Draht-Welt
- [4] Matthiesen, S., Wettstein, A. u. Grauberger, P.: Analysis of dynamic system behaviour using sequence modelling with the C&C-Approach – a case study on a power tool hammer mechanism. Proceedings of NordDesign 2018, Linköping, S, August, 14-17, 2018
- [5] Matthiesen, S., Mangold, S., Bruchmüller, T. u. Marko, A.-M.: Der Mensch als zentrales Teilsystem in Wechselwirkung mit handgehaltenen Geräten - Ein problemorientierter Ansatz zur Untersuchung dieser Schnittstelle. In: Design for X, DfX-Symposium, 25. Hamburg: TuTech Verlag 2014, S. 193–204
- [6] Matthiesen, S. u. Germann, R.: Meaningful Prediction Parameters for Evaluating the Suitability of Power Tools for Usage. In: CIRP Design Conference, 28. Procedia CIRP. 2018, S. 241–246
- [7] Matthiesen, S., Mangold, S. u. Bruchmueller, T.: The influence of varying passive user interactions on power tools in the context of product development. Forschung im Ingenieurwesen 82 (2018) 2, S. 157–168
- [8] Wallace, P.: Energy, Torque, and Dynamics in Impact Wrench Tightening. Transactions of the ASME, Journal of Manufacturing Science and Engineering 137 (2015) 2, 024503/1-024503/8
- [9] Sieling, P.: Untersuchungen zum Drehschlagschrauben. Forschungsberichte des Landes Nordrhein-Westfalen, Fachgruppe Maschinenbau / Verfahrenstechnik, Bd. 2644. Wiesbaden: VS Verlag für Sozialwissenschaften 1977
- [10] Matthiesen, S., Schäfer, T., Mangold, S. u. Durow, W.: X-in-the-Loop in der Gerätebranche - Ein ganzheitliches Validierungsframework unter Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Anwender, Gerät und Anwendung. In: SSP, Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung, 2013. Stuttgart: Fraunhofer-Verlag 2013, S. 1–10
- [11] DIN: DIN EN ISO 16047. Verbindungselemente - Drehmoment/Vorspannkraft-Versuch (ISO 16047:2005 + Amd 1:2012); Deutsche Fassung EN ISO 16047:2005 + A1:2012

- [12] Espinosa, H. D., Patanella, A. J. u. Fischer, M.: Dynamic Friction Measurements at Sliding Velocities Representative of High-Speed Machining Processes. *Journal of Tribology* 122 (2000) 4, S. 834–848
- [13] VDI-Gesellschaft Produkt- und Prozessgestaltung: VDI 2230. Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen Zylindrische Einschraubenverbindungen. Berlin: Beuth 2015
- [14] KELLERMANN, R. u. KLEIN, H.-C.: über den Einfluß der Reibung auf Vorspannung und Anzugsmoment von Schraubenverbindungen
- [15] Nassar, S. A., Matin, P. H. u. Barber, G. C.: Thread Friction Torque in Bolted Joints. *Journal of Pressure Vessel Technology* 127 (2005) 4, S. 387–393
- [16] Childs, T.H.C.: The sliding wear mechanisms of metals, mainly steels. *Tribology International* 13 (1980) 6, S. 285–293
- [17] Czichos, H. u. Habig, K.-H. (Hrsg.): *Tribologie-Handbuch: Tribometrie, Tribomaterialien, Tribotechnik*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden 2015

Impulsschraubtechnik in der industriellen Praxis

Prozess- und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung von Impulsverschraubungen

Dr.-Ing. **Norbert Schneider**, **Michael Sikora**, Dr.-Ing. **Jens Kunert**,
SEW-Eurodrive GmbH & Co KG, Bruchsal

Kurzfassung

In den letzten Jahrzehnten wurden in der hiesigen Industrie die mit druckluftbetriebenen Impulsschrauber zunehmend durch kontinuierlich drehende Montagewerkzeuge ersetzt. Dies ist wesentlich durch zunehmende Anforderungen an die Qualität einer Verschraubung getrieben. Im Rahmen dieser Arbeit werden die Vor- und Nachteile von Impulsschraubern mit denen von kontinuierlich drehenden Montagewerkzeugen untersucht. Betrachtet werden hierbei der Montageprozess und die Wirtschaftlichkeit der unterschiedlichen Methoden.

1. Einleitung

In der industriellen Praxis werden neben kontinuierlich drehenden Montagewerkzeugen auch Impulsschrauber eingesetzt. Bei Impulsschraubern erfolgt der Montageprozess nicht kontinuierlich, sondern unterbrochen durch impulsartiges Aufbringen des Drehmomentes. Beispielhaft sind der Drehmoment- und Vorspannkraft-Zeit-Verlauf eines Impulsschraubprozesses und eines kontinuierlichen Montageprozesses in **Bild 1** gegenübergestellt.

Mit zunehmenden technischen Anforderungen an die Produkte steigen unter anderem auch die Anforderungen an den Montageprozess. Dies wird deutlich durch die Kategorisierung der Schraubfälle in Kategorie A (Gefahr für Leib und Leben), Kategorie B (Funktionsausfall) und Kategorie C (unkritisch) gemäß VDI/ VDE 2862 [1], die einen direkten Einfluss auf den Montageprozess und deren Überwachung und Dokumentation haben. Aufgrund dieser steigenden Anforderungen an die Maschinen- und Prozessfähigkeit werden Impulsschrauber zunehmend durch kontinuierlich drehende Montagewerkzeuge ersetzt.

In wie weit die Verwendung von Impulsschraubprozessen dennoch relevant ist für die industrielle Praxis wird nachfolgend betrachtet. Der Fokus liegt hierbei auf der vergleichenden Betrachtung des Montageverhaltens und der Wirtschaftlichkeit von Impulsschraubprozessen und der kontinuierlichen Montage.

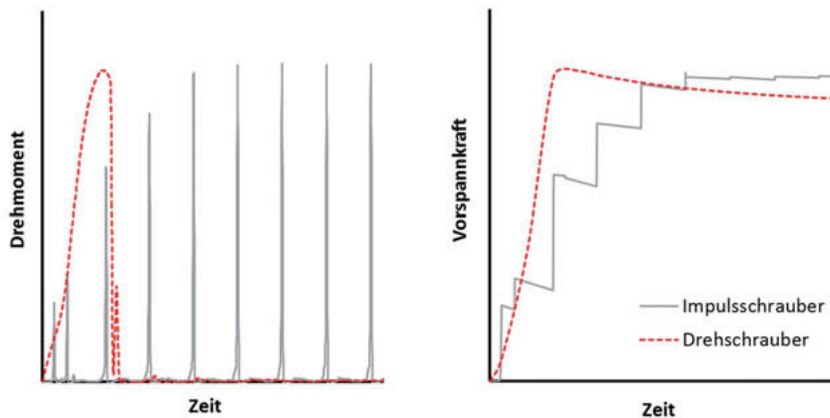


Bild 1: Drehmoment- und Vorspannkraft-Zeit-Verlauf ab Kopfauflage eines Impulsschraubprozesses und eines kontinuierlichen Montageprozesses, schematisch

2. Betrachtungen zur Prozessstreuungen

Die eigentliche Aufgabe an den Montageprozess ist es die Vorspannung der Schraubenverbindungen in einem definierten Streubereich aufzubringen. Rechnerisch wird die Streuung über den Anziehfaktor α_A abgebildet, welcher sich aus dem Verhältnis von maximaler Vorspannkraft $F_{M \max}$ zu minimaler $F_{M \min}$ nach Gleichung

$$\alpha_A = \frac{F_{M \max}}{F_{M \min}} \quad \text{Gl. 1}$$

berechnet bzw. sich aus der Prozessstreuung p_{ges} ergibt:

$$\alpha_A = \frac{1 + p_{\text{ges}}}{1 - p_{\text{ges}}} \quad \text{Gl. 2}$$

Die Prozessstreuung setzt sich dabei aus der Streuung des Anziehdrehmoments p_S und der Streuung infolge Reibung p_μ über die Gleichung

$$p_{\text{ges}} = \sqrt{p_S^2 + p_\mu^2} \quad \text{Gl. 3}$$

zusammen. Nachfolgend werden die Prozessstreuungen und die sich daraus ergebenden Anziehfaktoren bei Impulsschraubprozessen betrachtet.

Die **Streuungen des Anziehdrehmoments** werden neben Einflüssen, die sich nach [2] allgemein aus den Kategorien Mensch, Material, Methode und Mitwelt ergeben, im Wesentlichen über das Montagewerkzeug selbst hervorgerufen. Deshalb ist die durch das Montagewerkzeug hervorgerufene Streuung bzw. dessen Fähigkeit bei einer definierten Streuung nachzuweisen. Für kontinuierlich drehende Montagewerkzeuge sind die Anforderungen zur Ermittlung der Maschinenfähigkeit in VDI 2645-2 hinterlegt [3]. In dieser Richtlinie wird für die Fähigkeitsuntersuchung von Impulsschraubern auf die VDI 2649 „Leistungsmessung von hydraulischen Impulsschraubern“ verwiesen [4].

In der industriellen Praxis erfolgt dennoch häufig der Nachweis der Fähigkeit von Impulsschraubern mittels Referenzverschraubungen auf statischen Messaufnehmern. Für einen nicht abschaltenden, einen abschaltenden und einen gesteuerten Impulsschrauber sind die mit solchen statischen Messaufnehmern ermittelten Werte sowie die Ausgleichgerade in **Bild 2a** bis **c** beispielhaft dargestellt. Die Messwerte wurden dabei auf eine relative Summenhäufigkeit von 50 % normiert, da die hierbei ermittelten Drehmomente aufgrund des impulsartigen Aufbringens keine Aussagen über die tatsächlich vorliegenden Anziehdrehmomente liefern sondern nur über deren Streuung. Für den in der VDI 2649 geforderten C_p -Wert von 2,0 liegen die hier ermittelten Ergebnisse bei ± 54 % für den nicht abschaltenden Schrauber, bei ± 27 % für den abschaltenden und bei ± 21 % für den gesteuerten Schrauber.

Vergleichend zu dem oben beschriebenen Verfahren zur Ermittlung der Fähigkeit mittels statischer Messaufnehmer wurden Untersuchungen gemäß dem Leistungsvergleich nach VDI 2649 für den gesteuerten Impulsschrauber durchgeführt. Hierbei erfolgt die Bewertung der Fähigkeit an einen Referenzschraubfall mit möglichst konstanter Reibung im Gewinde und unter Kopf bei Verschraubung mit einem Impulsschrauber und einer vergleichenden Messung mit einem kontinuierlich drehenden Montagewerkzeug. In **Bild 2d** sind die Messwerte mit der Ausgleichgerade dargestellt. Bei einer gemäß VDI 2649 geforderten Streuung von ± 15 % liegt der C_p -Wert hier bei 2,0. Hiermit liegen die hier gemessenen Streuungen mit dem Leistungsvergleich nach VDI 2649 etwa 29 % geringer als diejenigen, die mit dem statischen Messaufnehmer erhalten wurden.

Unabhängig von den deutlich besseren Ergebnissen und der besseren Nachvollziehbarkeit der Messung nach VDI 2649 werden für die nachfolgende Bewertung der Prozessstreuungen hier die ermittelten Streuungen aus den Messungen mittels des statischen Messaufnehmers zugrunde gelegt.

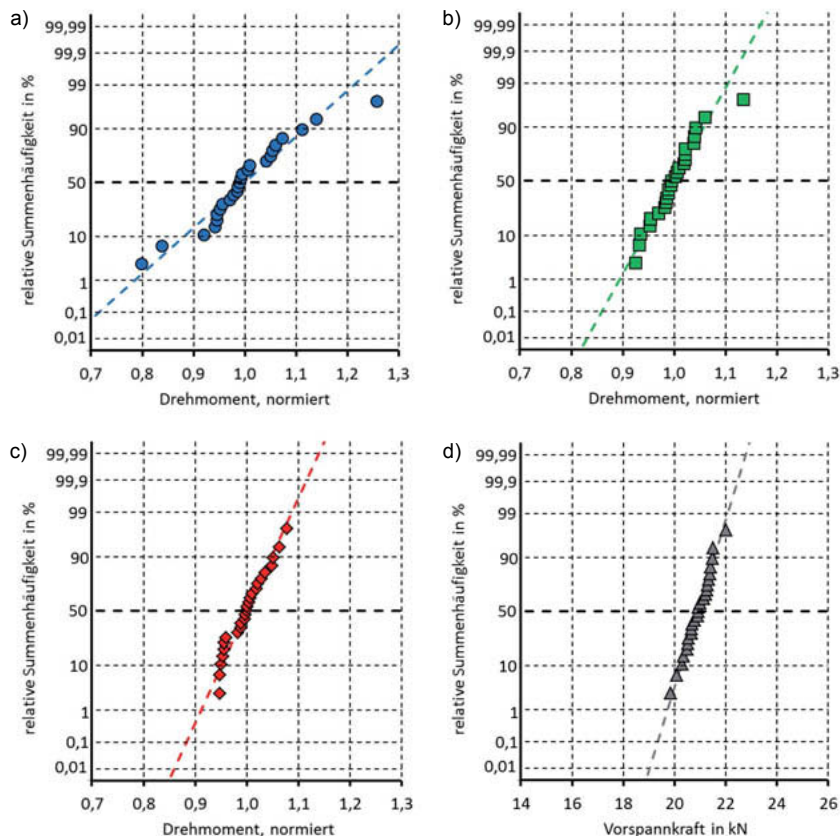


Bild 2: Messungen der Maschinenstreuung von Impulsschraubern mittels statischem Messaufnehmer, a) nicht abschaltend, b) abschaltend, c) gesteuert sowie d) gemäß VDI 2649 bei dem gesteuerten Impulsschrauber

Bei nichtabschaltbaren Impulsschraubern wird die Streuung des Anziehdrehmoments zusätzlich durch Schwankungen im Betriebsdruck und durch die Abschaltzeit beeinflusst. Die Abhängigkeit der erreichten Vorspannkraft vom Betriebsdruck ist beispielhaft für eine M8er Verschraubung in **Bild 3 (links)** dargestellt. Zu beobachten ist, dass die Vorspannkraft um ca. 13 % pro bar abnimmt. Der Einfluss der Abschaltzeit auf die Vorspannkraft ist in **Bild 3 (rechts)** dargestellt. Bezogen auf eine sehr lange Abschaltzeit von 10 s liegt die erreichte Vorspannkraft nach ca. 0,5 s bei 75 % und nach ca. 2 s bei etwa 90 %.

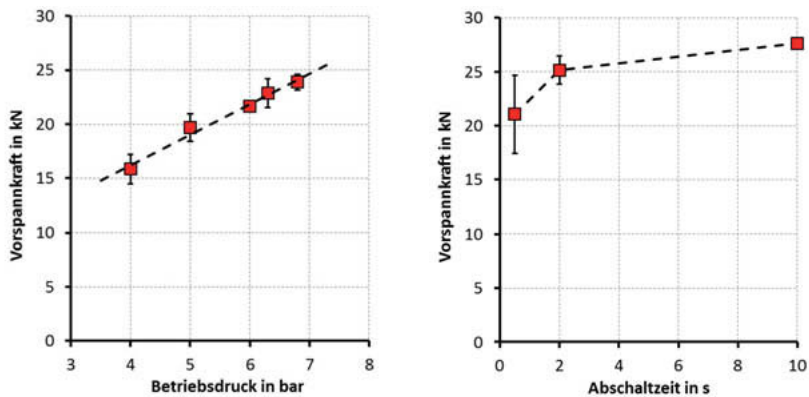


Bild 3: Abhängigkeit der Vorspannkraft von Betriebsdrucks (links) und Abschaltzeit (rechts)

Beim Einschrauben wird das aufgebrachte Anziehdrehmoment in eine Vorspannkraft umgesetzt. Bedingt durch die hierbei auftretende **Streuung infolge Reibung** kommt es zu einer weiteren Erhöhung der Prozessstreuung gemäß Gl. 3. Zur Untersuchung des Reibwerteinflusses wurden Anziehversuche im geschmierten und nicht geschmierten Zustand mit einem kontinuierlich drehenden Montagewerkzeugen und Impulsschrauber durchgeführt, siehe **Bild 4**. Hierbei ist festzustellen, dass der Reibwerteinfluss bei Verschraubung mit dem Impulsschrauber deutlich geringer ist als bei kontinuierlich drehender Montage. Ähnliches wurde auch in [5] beobachtet.

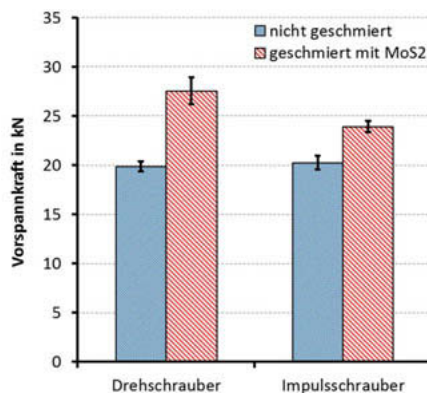


Bild 4: Abhängigkeit der Vorspannkraft von der Kopf- und Gewindereibung bei Montage mittels eines Impuls- und Drehschraubers

Basierend auf den durchgeführten Untersuchungen zur Streuung des Anziehdrehmoments und der Streuung infolge Reibung wurden, gemäß Gl. 2 und 3, für die verschiedenen Typen von Impulsschraubern Anziehungsfaktoren berechnet, siehe **Bild 5**. Die Streuung der Justage wurde dabei mit einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ angesetzt. Mit angegeben sind dort die Streubereiche aus der VDI 2230 für nicht abschaltende, gesteuerte Impulsschrauber und Drehschrauber. Die ermittelten Anziehungsfaktoren liegen dabei im oberen Streubereich der Vorgabe der VDI 2230 und im Bereich der drehmomentgesteuerten Montage.

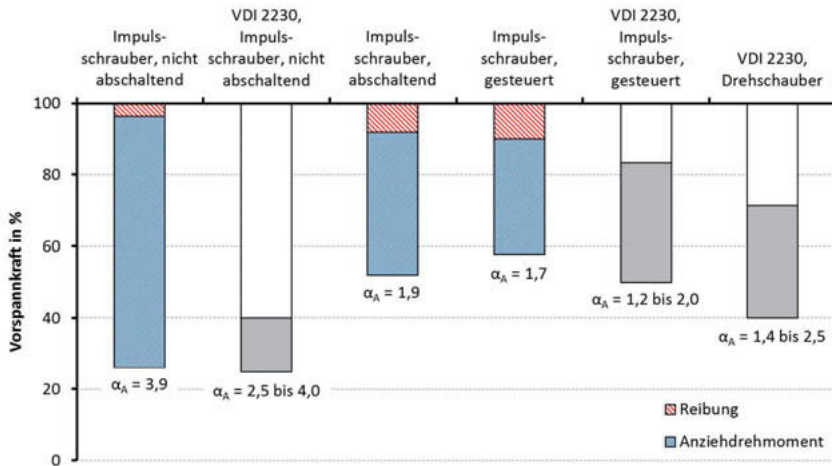


Bild 5: Anziehungsfaktoren des nicht abschaltbaren, abschaltbaren und gesteuerten Impulsschraubers

3. Betrachtung zur Wirtschaftlichkeit

Ein wesentliches Kriterium für die Auswahl der Montagewerkzeuge ist die Wirtschaftlichkeit. Dementsprechend soll eine Montage möglichst kostengünstig erfolgen, aber auch die gemäß der Auslegung geforderte Qualität erreichen.

Bei einer allgemeinen Betrachtung setzen sich die anfallenden Gesamtkosten für den Montageprozess aus den Kosten folgender Bereiche zusammen:

- **Anschaffung** (Kosten ergeben sich aus der Abschreibung des Montagewerkzeugs pro Jahr),
- **Montage** (Personalkosten, die sich durch die für das Einbringen der Schraube benötigten Montagezeit, den Handhabungskosten von Werkstück, Schraube und Schrauber ergeben sowie den Energiekosten) und

- **Instandhaltung** (Kosten, die sich aus der Wartung des Schraubers und den zur Qualitätssicherung erforderlichen Maßnahmen ergeben).

Ein Großteil der Gesamtkosten der Verschraubung geht von den Personalkosten und somit von der Montagezeit aus. Daher wird diese zunächst detaillierter betrachtet. Hierzu erfolgten Probeverschraubungen mittels eines Impuls- und Drehschraubers, siehe **Bild 6**. Für die Untersuchungen wurden ein Impulsschrauber mit einer Nenndrehzahl von 8.000 min^{-1} und ein Drehschrauber von 510 min^{-1} verwendet. Variiert wurden bei den Versuchen die Einschraubtiefe und die Schraubfallhärte.

Der Impulsschrauber zeigt hierbei abhängig von der Einschraubtiefe eine um mindestens den Faktor zwei verringerte Montagezeit bezogen auf den Drehschrauber. Zudem ist festzustellen, dass der Einfluss der Einschraubtiefe auf die Montagezeit beim Impulsschrauber im Vergleich zum Drehschrauber gering ist. Die Ursache ist in der hohen Einschraubgeschwindigkeit (impulsfrei) zu suchen. Dem gegenüber zeigt der Impulsschrauber – bezogen auf die Montagezeit – einen höheren Einfluss der Schraubfallhärte, was in der geringen Geschwindigkeit beim Anzug der Schraube (impulsbehaftet) im Vergleich zur drehmomentgesteuerten Montage begründet ist, siehe **Bild 1**.

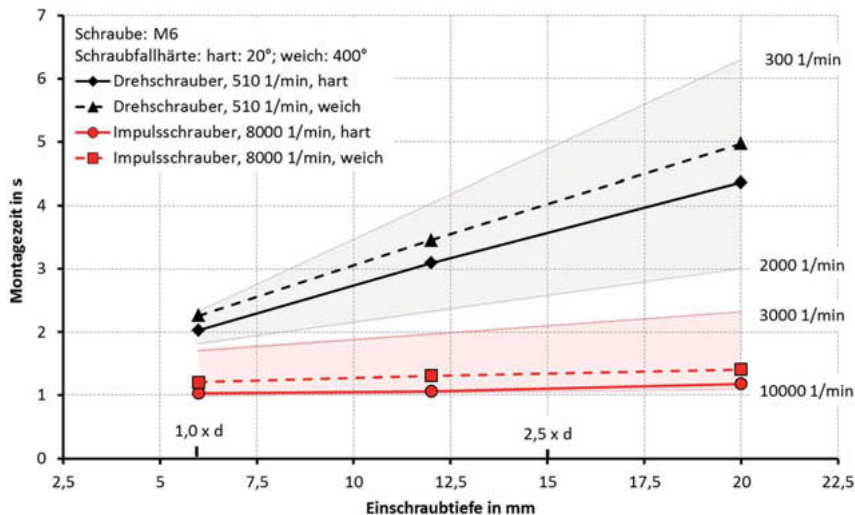


Bild 6: Montagezeit in Abhängigkeit der Einschraubtiefe und Schraubfallhärte eines Impuls- und Drehschraubers am Beispiel einer M6er Schraube

Die nachfolgenden Betrachtungen zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit erfolgen beispielhaft an einer Verschraubung eines Abtriebsflansches. Dieser wird im Standard mit vier Schrauben der Abmessung M6x16 und einer Einschraubtiefe von 7 mm an einem Getriebegehäuse befestigt. Die angenommenen Montagebedingungen entsprechen einer ganzjährigen Fertigung im Zweischichtbetrieb.

Zur Bewertung der Anschaffungskosten für die unterschiedlichen Typen von Montagewerkzeugen wurden Angebote bei verschiedenen Anbietern angefragt und Mittelwerte gebildet. Die Berechnung der Abschreibung erfolgte gemäß der AfA-Tabelle des Bundesministeriums der Finanzen [6].

Bei der Bewertung der Montagekosten werden die Personal- und die Energiekosten getrennt betrachtet. Die Personalkosten ergeben sich über die Montagezeit und dem bei SEW-Eurodrive vorliegenden Stundenlohn. Nicht betrachtet wurden hierbei zusätzliche Handhabungskosten für das Werkstück. Impulsschrauber können auch bei höheren Drehmomenten noch mit einer Hand geführt werden, wodurch mit der anderen Hand problemlos die Fixierung des Werkstücks erfolgen kann. Im Vergleich hierzu muss der Drehschrauber häufig mit beiden Händen gehalten bzw. abgestützt werden, wodurch ein zusätzliches Klemmen des Werkstücks erforderlich wird.

Für die Bewertung der Energiekosten wurden der mittlere Strom- und Druckluftverbrauch der unterschiedlichen Schraubertypen ermittelt und entsprechend auf den Schraubfall umgerechnet.

Die Kosten für die Instandhaltung wurden auf Grundlage der Kenntnisse aus bestehenden Montageprozessen ermittelt und auf den betrachteten Schraubfall übertragen.

Zusammengefasst sind die Kosten für die Montage des Abtriebsflansches mit den verschiedenen Impulsschraubertypen und eines Drehschraubers in **Bild 7 (oben)** aufgetragen. Normiert wurden die Kosten dabei auf die des Drehschraubers. Hierbei zeigen die unterschiedlichen Typen von Impulsschrauber weniger als halb so hohe Kosten wie der Drehschrauber. Dies liegt an der deutlich kürzeren Montagezeit obwohl die Instandhaltungskosten höher liegen. Etwas höher sind die Abschreibungskosten beim gesteuerten Impulsschrauber, dieser bietet aber zudem die Möglichkeit der Weiterverarbeitung der Schraubparameter zwecks Qualitätssicherung.

Bei der vorangegangenen Betrachtung wurden die Montagekosten am Beispiel eines Abtriebsflansches betrachtet. Die geforderte Qualität der Verschraubung – beschrieben über den Anziehfaktor – wurde dabei vernachlässigt. In **Bild 7 (unten)** sind die Kosten für die Verschraubung bei gleicher minimaler Vorspannkraft der Verbindung aufgetragen. Berücksichtigt wurden hierbei zusätzliche Aufwände für die Herstellung und mechanische Bearbei-

tung der zu verschraubenden Komponenten durch das zusätzliche Einbringen von Verschraubungsstellen. Deutlich erhöhte Kosten sind hier beim nicht abschaltbaren Impulsschrauber gegenüber dem Drehschrauber mit einem Faktor von ca. 1,5 festzustellen. Hingegen sind beim abschaltbaren und gesteuerten Impulsschrauber die Kosten weniger als halb so hoch wie beim Drehschrauber.

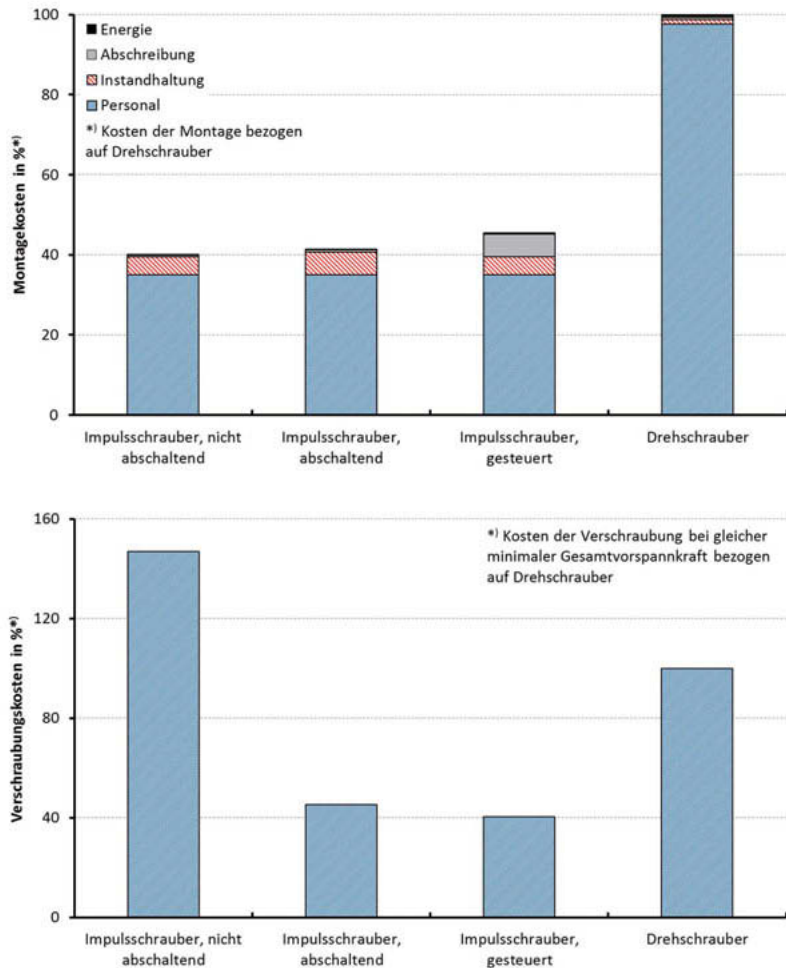


Bild 7: Montagekosten (oben) und Verschraubungskosten (unten) für eine Abtriebsflansch-verbinding

4. Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund der steigenden Anforderungen an die Qualität der Verschraubungen wird zunehmend der Einsatz von Impulsschraubprozessen in der industriellen Praxis infrage gestellt. Um dies genauer zu untersuchen wurden in der vorliegenden Arbeit der Montageprozess und dessen wirtschaftliche Vorteile betrachtet.

Bedingt durch die Streuung des Anziehdrehmoments und der infolge Reibung kommt es zu einer Gesamtstreuung des Montageprozesses. Die wesentlichen Größen, die sich auf die Streuung des Prozesses auswirken, wurden betrachtet und darauf basierend Anziehungsfaktoren für einen nicht abschaltenden, einen abschaltenden und einen gesteuerten Impulsschrauber abgeleitet. Diese liegen für den abschaltenden und gesteuerten Impulsschrauber im Bereich der drehmomentgesteuerten Montage.

Im Vergleich zum kontinuierlich drehenden Schrauber weisen Impulsschrauber höhere Einschraubgeschwindigkeiten auf. Dies führt zu einer deutlichen Reduzierung von Montagezeit und -kosten. Die Kosten von impuls gesteuerten Prozessen können dabei um mehr als den zweifachen Faktor geringer sein als bei kontinuierlich drehenden Montagen – und das bei gleicher Qualität.

Die Untersuchungen zeigen das Potential und die technischen Herausforderungen von Impulsschraubprozessen. Eine besondere Bedeutung im Bereich der Montage kommt daher weiteren Forschungsvorhaben wie dem Projekt „QS Impulsschraubprozess“ [7] zu.

- [1] VDI/VDE 2862 Blatt 2, Mindestanforderungen zum Einsatz von Schraubsystemen und -werkzeugen, Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf 2015
- [2] VDI/VDE 2645 Blatt 3, Fähigkeitsuntersuchung von Maschinen der Schraubtechnik, Prozessfähigkeitsuntersuchung, Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf 2016
- [3] VDI/VDE 2645 Blatt 2, Fähigkeitsuntersuchung von Maschinen der Schraubtechnik, Maschinenfähigkeitsuntersuchung, Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf 2014
- [4] VDI/VDE 2649, Drehende Werkzeuge für Verbindungen mit Schraubgewinde, Verein Deutscher Ingenieure e.V., Düsseldorf 2011
- [5] M. Loosen, E. Behm, M. Tiede, M. Merten, Welche Rolle spielt das Anziehdrehmoment wenn die Vorspannkraft stimmt? 11. Informations- und Diskussionsveranstaltung des Deutschen Schraubenverbands e. V., Darmstadt 2015
- [6] Bundesministerium der Finanzen, AfA-Tabelle für den Wirtschaftszweig "Maschinenbau", juris GmbH, 2001
- [7] S. Karsch, V. Johne, U. Füssel, Grundlagen für die Qualitätssicherung von Impulsschraubprozessen, laufendes Forschungsvorhaben, TU Dresden 2017

Anforderungen an Schwarz-Weiß- und Isolierflanschverbindungen

Wie passt man ein System an die Anforderung der Schraube auf hohe Streckgrenzauslastung an?

Peter Thomsen, ®flangevalid - Lanneweher + Thomsen GmbH & Co. KG, Bremen

Kurzfassung

Isolierflanschverbindungen und -kupplungen sind seit vielen Jahren als Verbindungen im Kathodischen Korrosionsschutz im Einsatz. Immer wieder kommt es zu Undichtigkeiten.

Die technischen Anforderungen, die sie erfüllen müssen, kommen aus der Druckgeräterichtlinie (ArbSchG, BetrSichV, TRBS), der Industrieemissionen-Richtlinie (BImSchG), der Rohrfernleitungsverordnung (TRFL), dem DVGW-Regelwerk und den aktuellen Normen. Die unterschiedlichen Anforderungen werden aufgezeigt.

Übliche Isolierflanschsysteme sind mit Isolierscheiben unter der Unterlegscheiben der Schrauben ausgerüstet. Diese Schränken die maximal zulässige Belastung der Schraubverbindung auf max. 20% ein. Die Systeme sind mechanisch nicht gegen Rohrzusatzkräfte widerstandsfähig, müssen regelmäßig kontrolliert und nachgezogen werden. Hierbei kommt es immer wieder, wie zuletzt 2008 in einem petrochemischen Werk in Köln-Worringen [1], zu schweren Unfällen.

Die Lösung dieser Probleme wird aufgezeigt, ein betriebssicheres und auf Grund der Konstruktion auf Dauer technisch dichtes System vorgestellt, welches die Schrauben optimal mit 70% auslastet und alle Anforderungen erfüllt.

1. Hintergründe

Oft ist es erforderlich, einen Übergang von einer „weißen“ Rohrleitung aus Edelstahl zu einer Leitung aus „schwarzem“ Werkstoff zu erstellen. Es gilt die unterschiedlichen Wärmeausdehnungen, wie auch das entstehende Spannungspotenzial zu berücksichtigen. Es sind so wenig wie möglich Werkstoffe zu paaren.

Die Stahlbaunorm DIN EN 1090-2, Kapitel 5.6, Absatz 5.6.2 untersagt das „Mischen“ und verlangt, wenn es nicht zu verhindern ist, den Einsatz von Isolierelementen und genaue Festlegung der Einsatzdetails.

Sollten sich Mischverbindungen nicht vermeiden lassen, sind besondere Vorkehrungen zu treffen. Oft ist es sinnvoll, eine Gefährdungsanalyse nach TRBS 1111 durchzuführen und zu dokumentieren. Nach DIN EN 13480-3, Metallische Industrielle Rohrleitungen, müssen Mischverbindungen grundsätzlich gesondert nachgewiesen werden, wenn die Berechnungstemperatur über 120°C und/oder die Wärmeausdehnungsbeiwerte der Werkstoffe mehr als 10% voneinander abweichen.

Jede Art von Korrosion findet immer in Verbindung mit einem Ladungstransport vom Metall in Richtung Elektrolyt statt, das heißt, es tritt ein Strom in positiver Richtung aus der Metallstruktur in den Elektrolyt aus. Durch den Ladungstransport werden Metallionen aus der Metallstruktur herausgelöst und es entsteht Korrosion.

Zur Spannungsentkopplung von Rohrleitungen, z.B. bei Schwarz-Weiß-Verbindungen oder beim Kathodischen Korrosionsschutz (KKS), werden isolierende Dichtungen und Schrauben oder besser spezielle Isolier-Sets verwendet. Bei Schwarz-Weiß-Verbindungen wird häufig, vermutlich wegen des Aufwandes oder der Kosten, auf die Anwendung verzichtet und damit die durch das Spannungspotential zwischen den Werkstoffen auftretende Korrosion in Kauf genommen.

2. Übliche Vorgehensweise (Standard)

Die Flansche werden durch eine isolierende Scheibe, Dichtung und mit isolierenden Hülsen versehenen Schrauben miteinander verbunden (Bild 1). Die Isolierenden Bauteile sind aus Kunststoffen. Durch die Isolierung entsteht eine Entkopplung.



Bild 1: Marktübliches System

Bei marktüblichen Konstruktionen wird die gesamte Schraubenkraft durch die isolierende Scheibe unter der Mutter übertragen. Der Werkstoff der isolierenden Scheibe, üblicherweise

Thermo- oder Duroplaste, kann aber keine Flächenpressungen wie Stahl ertragen, was nur eine reduzierte Vorspannkraft in den Schrauben erlaubt oder zum Setzen/Fließen führt.

Bereits 1962 schrieben Prof. Dr.-Ing. H. Wiegand und Dr.-Ing. K. Illgner [2] zur Herstellung sicherer Schraubenverbindungen, dass mitverspannte Unterlegscheiben keinesfalls aus plastischen oder quasi-elastischen Stoffen, z.B. Kunststoffen bestehen dürfen.

Die Schraubenverbindungen müssen, wegen der sich durch die Relaxation der Kunststoffunterlegscheiben lösenden Schrauben, regelmäßig nachgezogen werden.

3. Verbesserte isolierende Verbindungen (Good Practice)

Um die Schrauben so hoch wie möglich zu verspannen und die Schraubenspannung auf hohem Niveau halten zu können, ist es erforderlich die Auflageflächen der ISO-U-Scheibe so groß wie möglich auszulegen und die Flanschflächen auszunutzen. Durch eine starke Stahl-U-Scheibe wird die Belastung gleichmäßig auf die ganze Fläche der ISO-U-Scheibe verteilt. Die Bolzenisolierung ragt mind. 15, besser 20 mm in die ISO-U-Scheibe hinein, um Stromüberschläge sicher zu vermeiden. Die Auflageflächen werden zwar vergrößert, damit eine höhere Schraubenvorspannkraft erreicht, jedoch die Schrauben auch nicht mit mehr als ca. 30 bis 40% ihrer Streckgrenze ausgelastet. Dieses System stellt eine Verbesserung, nicht aber eine Problemlösung dar.

4. Optimale Isolierverbindungen (High Performance)

Eine weitere deutliche Verbesserung stellen Systeme dar, in denen die Schrauben hoch ausgelastet werden [3]. Mit der von uns patentierten Geometrie (Bild 2) können die Schrauben bis an die Streckgrenze ausgelastet werden und es kommt zu keinem Setzverhalten, dass heißt die Verbindung gilt als auf Dauer technisch dicht und ist wartungsfrei, betriebssicher, mechanisch widerstandsfähig und entspricht dem Stand der Technik.

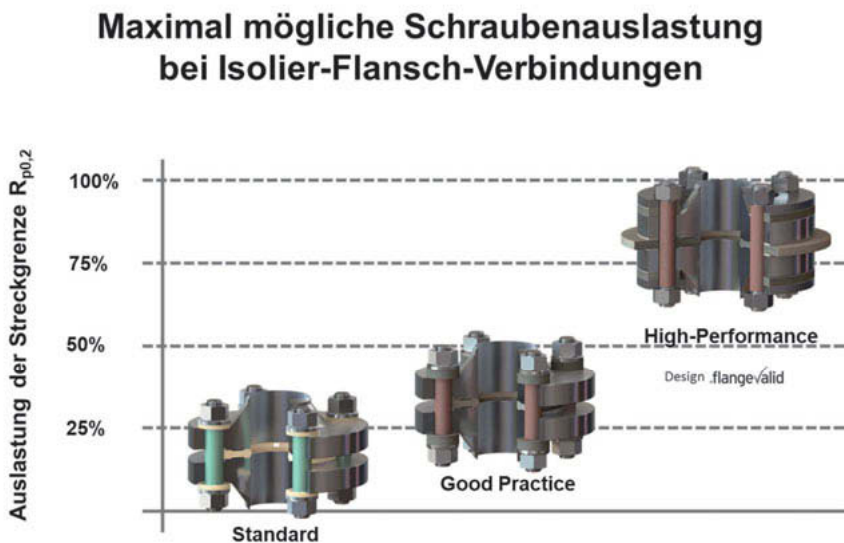


Bild 2: Optimiertes System

Mittels Isolierringen und Druckringen in der Form von Losflanschen, wird die Fläche gegenüber der üblichen Isolierscheibe sehr stark vergrößert. Dadurch kann eine deutlich höhere Schraubenkraft übertragen und eine hohe Vorspannkraft der Schrauben erreicht werden.

5. Vergleich der isolierenden Systeme

Bei den Systemen mit Isolierunterlegscheiben, wird die maximal übertragbare Schraubenkraft durch die Größe der isolierenden Unterlegscheibe bestimmt. Die Darstellung in Bild 3 zeigt die üblicherweise erreichbaren Schraubenauslastungen.



Somit bringt die Isolierverbindung „System High-Performance“ eine deutliche Erhöhung der Betriebssicherheit. Das Isolierelement zwischen den Flanschen wird optimalerweise so ausgelegt, dass es die gesamte Flanschfläche abdeckt und zur Abdichtung 2 Dichtelemente im Kraftnebenschluss nutzt. Sehen Sie hierzu auch die technische Information zur Untersuchung von Kunststoffflanschverbindungen auf unserer Homepage www.flangevalid.com. Alle Bauteile werden so hoch wie möglich ausgelastet und damit die Forderungen der Richtlinien, Gesetze und Verordnungen z.B. der Betriebssicherheitsverordnung BetrSichV, des Wasserhaushaltsgesetzes WHG, des Bundesimmissionsschutzgesetzes BImSchG (TA-Luft), der Rohrfernleitungsverordnung (RohrFLtGV), der Gashochdruckleitungsverordnung (GasH-DrltGV), der technischen Regel für Rohrfernleitungen (TRFL) und der VDI 2290 eingehalten.

Fazit: Sichere isolierende Schraubenverbindungen sind nur mit dem System High-Performance zu erreichen.

6. Literaturangaben

- [1] Dipl.-Ing. Wolfgang Wick: Leckage an einer Ethylen-Pipeline löst Störfall in einem Tanklager aus - Untersuchungsergebnisse und Konsequenzen. TÜ Bd.50, 2009, Nr. 9 - September, Seite 30 - 34
- [2] Prof. Dr.-Ing. H. Wiegand und Dr.-Ing. K.-H. Illgner: Berechnung und Gestaltung von Schraubenverbindungen, Dritte Auflage. Springer Verlag 1962
- [3] P. Thomsen und Co-Autoren: Dichtungsvademecum - Wissen und Grundlagen zur statischen Dichtungstechnik. PP PUBLICO Publications 2012

Vorteile des Streckgrenzgesteuerten Anziehens für den Großmaschinenbau

Anziehfaktor $\alpha_A=1$ (rechnerisch) und max. Vorspannkraft auch bei kleinen Losgrößen und Normverbindungselementen

Dipl. Ing. (FH) **Ulrich Oehms**, HYTORC-Seis GmbH, Dörth

Kurzfassung:

Das Streckgrenzgesteuerte Anziehen mit hydraulischen Drehmomentwerkzeugen erlaubt es dem Maschinenbau Schrauben größer M16 auf einfachem Weg zu optimieren. Kein anderes Verfahren ist in der Lage auch bei Stückzahl 1 die Schraube maximal Vorzuspannen ohne Gefahr einer Überlastung. Neben der Maximierung der Vorspannkraft entfällt bei diesem Verfahren auch die Auslegung mit dem Anziehfaktor α_A . Da das Hydraulische Streckgrenzgesteuerte Anziehen sicher vor $R_{p0,2}$ abschaltet kann das Verfahren unabhängig von der Art der Schrauben und unabhängig von der Klemmlänge eingesetzt werden. Dies ist besonders wichtig wenn man aus Kostengründen auf Sonderverbindungselemente verzichten möchte oder bestehende Verbindungen optimieren muss.

Grundlagen:

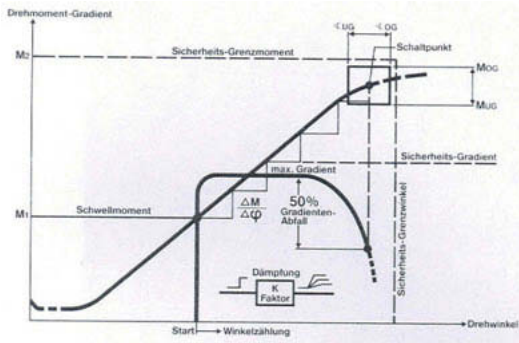
Das Streckgrenzgesteuerte Anziehen ist seit den 1970er Jahren bekannt und wird in der VDI 2230 wie folgt beschrieben:

5.4.3.4 Streckgrenzgesteuertes Anziehen [1]

Beim streckgrenzgesteuerten Anziehverfahren dient der Fließbeginn der Schraube als Steuergröße für die Montagevorspannkraft. Unabhängig von der Reibung in der Auflage wird die Schraube so lange angezogen, bis die Streckgrenze bzw. Dehngrenze der Schraube infolge der Gesamtbeanspruchung aus Zug- und Torsionsspannung etwa erreicht ist ($\sigma_{red} \approx R_{p0,2}$). Wie beim drehwinkelgesteuerten Anziehen ist die Verbindung zunächst mit einem Fügoment vorzuspannen.

Beim streckgrenzgesteuerten Anziehen wird der Fließbeginn der Schraube dadurch erkannt, dass Drehmoment und Drehwinkel beim Anziehen gemessen und deren Differenzquotient

$dM/d\vartheta$, gleichbedeutend mit der Steigung einer Tangente in der Drehmoment-Drehwinkel-Kurve, gebildet wird. Sobald plastische Verformungen auftreten, fällt der Differenzquotient ab. Dieser Abfall auf einen bestimmten Bruchteil des zuvor ermittelten Höchstwerts im linearen Teil der Drehmoment-Drehwinkel-Kurve löst das Abschaltsignal aus.



Bei einer Erhöhung der Montagevorspannkraft infolge geringerer Gewindereibung wird der Torsionsanteil entsprechend reduziert. Eine gesonderte Auslegung der Schraube für die größtmögliche Montagevorspannkraft $F_{M \max}$ ist also hier nicht nötig. Der stets vorhandene Anziehfaktor $\alpha_A > 1$ bleibt somit bei der Auslegung der

Schraube unberücksichtigt.

Die plastische Verlängerung, die die Schraube dabei erfährt, ist sehr gering, sodass die Wiederverwendbarkeit von streckgrenz-gesteuert angezogenen Schrauben kaum beeinträchtigt wird. Die Schraubfallhärte, das Schwellmoment und das Abschaltkriterium sollten der betrachteten Verbindung angepasst werden.

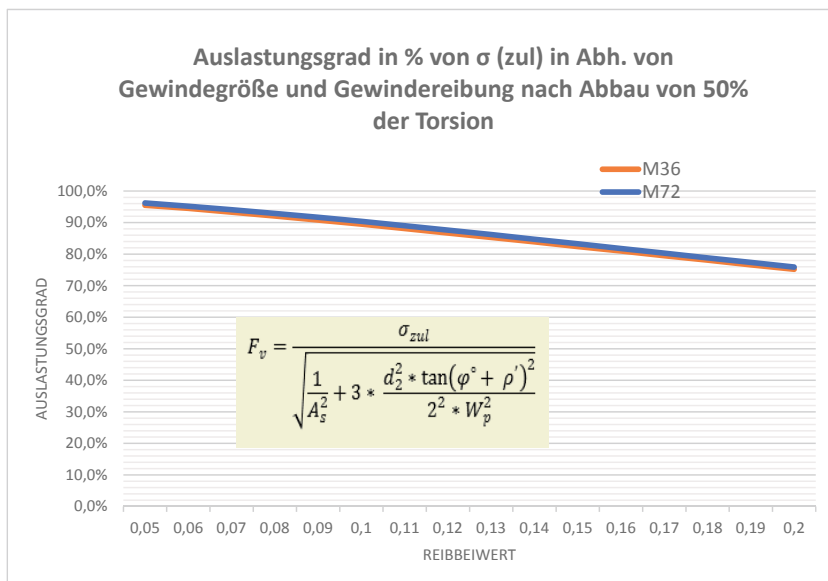
Folgende Vorteile des Verfahrens werden hier genannt:

- Der Fließbeginn der Schraube dient als Steuergröße (jede Schraube wird individuell auf ihre Streckgrenze vorgespannt)
- Die Reibung in der Auflagefläche hat keinen Einfluss auf die erreichte Vorspannkraft
- Der Anziehfaktor bleibt bei der Auslegung der Schraube unberücksichtigt. In den Bemerkungen in der Tabelle A8 wird es noch klarer ausgedrückt: "Die Vorspannkraftstreuung wird wesentlich bestimmt durch die Streuung der Streckgrenze im verbauten Schraubenlos. Die Schrauben werden hier für $F_{M \min}$ dimensioniert; eine Auslegung der Schraube für $F_{M \max}$ mit dem Anziehfaktor α_A entfällt deshalb für diese Anziehmethode."
- Die Schrauben können wiederverwendet werden.

Die Liste der Vorteile ist beeindruckend, aber folgende Fragen bleiben offen:

1. Mit welcher Vorspannkraft kann man rechnen?

Die Schraube erreicht ihre individuelle Streckgrenze weil sie beim Anziehen auf Zug und Torsion belastet wird. Nach Beendigung des Schraubvorgangs gehen unmittelbar ca. 50% der Torsionsbelastung wieder verloren. Das erreichbare Vorspannkraftniveau ist nur abhängig von der Zugfestigkeit der Schraube und der Torsion die durch die Reibung im Gewinde verursacht wird. Nach Gestaltänderungsenergiehypothese erreicht man, je nach Schmierung, Reibbeiwert 0,09 – 0,14, Werte zwischen 85% und 90% des Istwertes der Schraube.



Dies bedeutet, dass eine Schraube 10.9 die nominal 940N/mm² hat in Realität aber oft 1.000N/mm² erreicht, auch auf diesen Wert vorgespannt wird. Dies muss der Konstrukteur bei der Einschraubtiefe und bei der Flächenpressung berücksichtigen.

2. Welche Betriebslast kann die Schraube noch ertragen?

Bei einer dauerhaft ausgelegten Schraube wird die Schraube nie wieder das Belastungsniveau wie bei der Montage erreichen. Da sich die Höhe der Vorspannkraft direkt auf die Schrau-

benzusatzkraft auswirkt, kann die streckgrenzgesteuert angezogene Schraube dynamische Lasten besser ertragen.

3. Gibt es Einschränkungen für den Einsatz des Verfahrens?

- Schraubenqualität 8.8 oder besser.
- Bei Durchsteckverbindungen muss das Mitdrehen sicher verhindert werden.
- Die Festigkeit und die Einschraubtiefe des Mutterengewindes sowie die Flächenpressung müssen überprüft werden.
- Auf Grund der höheren Belastungen der Gewindeflanken sollte das Gewinde geschmiert, oder beschichtete Verbindungselemente verwendet werden.

Weiter Vorteile:

- Vollständige Dokumentation entsprechend VDI2862 für alle Kategorien. Da während des Anzugs sowohl das Drehmoment, als auch der Drehwinkel bis zum Erreichen der Streckgrenze gemessen werden, kann mit diesen Daten Rückschlüsse auf die Qualität der gesamten Verbindung gezogen werden.
- Vorversuche sind, wenn überhaupt, nur in sehr geringem Umfang nötig.
- Auch imperfekte Schraubfälle können deutlich höher vorgespannt werden als mit allen anderen Verfahren.
- Die Darstellung der Schraubkurven in Echtzeit am Display des Hydraulikaggregates gibt dem Werker ein direktes Feedback.

Wieso hat sich das Verfahren, bei all den Vorteilen, nicht am Markt durchgesetzt?

Vor 40 Jahren hatte man schlichtweg nicht die Rechnerleistung und nicht die passenden Algorithmen um mit den damals gängigen Werkzeugen die Streckgrenze sicher zu erkennen bzw. es musste die Schraubgeschwindigkeit reduziert werden. Aus diesen Gründen ging man in der Serienfertigung einen anderen Weg. Man setzte auf das drehwinkelgesteuerte Anziehen im überelastischen Bereich und setzte Schrauben mit ausreichend großem Verformungsvermögen ein. Der Großmaschinenbau setzt zu dieser Zeit auf Spannzylinder oder auf das drehmomentgesteuerte Anziehen. Erst 1996 wurde von HYTORC das baustellentaugliche hydraulische Drehmoment-Drehwinkelgesteuerte Anziehen entwickelt. Die immer größeren Anforderungen in der Baumaschinenbranche verlangten nach besseren Verfahren besonders zum Verschrauben der Rollendrehverbindung. Allerdings konnte man die Schrauben nicht überelastisch vorspannen, da die eingesetzten Standardschrauben dafür nicht geeignet waren. So

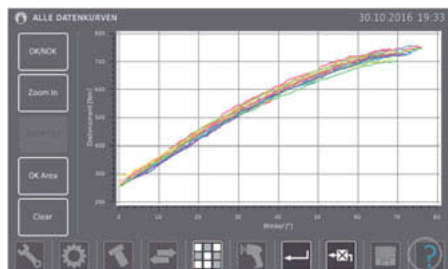
konnten die Schrauben nur auf ca. 80% vorgespannt werden und man rechnete mit einem Anziehungsfaktor von 1,2. Um die Rollendrehverbindung trotzdem weiter optimieren zu können, sollte das streckgrenzgesteuerte Anziehen für Schrauben >M16 weiterentwickelt werden. 2008 stellte HYTORC das hydraulische streckgrenzge-steuerte Anziehen vor. Es wird heute bereits in vielen Bereichen eingesetzt. Dabei zeigten sich weitere Vorteile des Verfahrens:



- Werden an einer Maschine, Schrauben mit gleichem Durchmesser aber unterschiedlicher Länge eingesetzt, müssen die Parameter bzw., das Schraubprogramm nicht gewechselt werden.
- Auch imperfekte Schraubfälle (Schwankungen in der Qualität der Verbindungselemente, der Oberflächen und der Schmierung) können auf hohen Vorspannkraftniveau verschraubt werden.
- Qualitätsprobleme können bereits beim Verschrauben vom Werker am Kurvenverlauf am Display des Aggregates erkannt werden.
- Mit dem Verfahren kann ohne Veränderung am Schraubfall selbst, die Anwendung analysiert und alle Werte ermittelt werden, falls die Verbindung später mit einem anderen Verfahren vorgespannt werden soll.

Beispiele aus der Praxis:

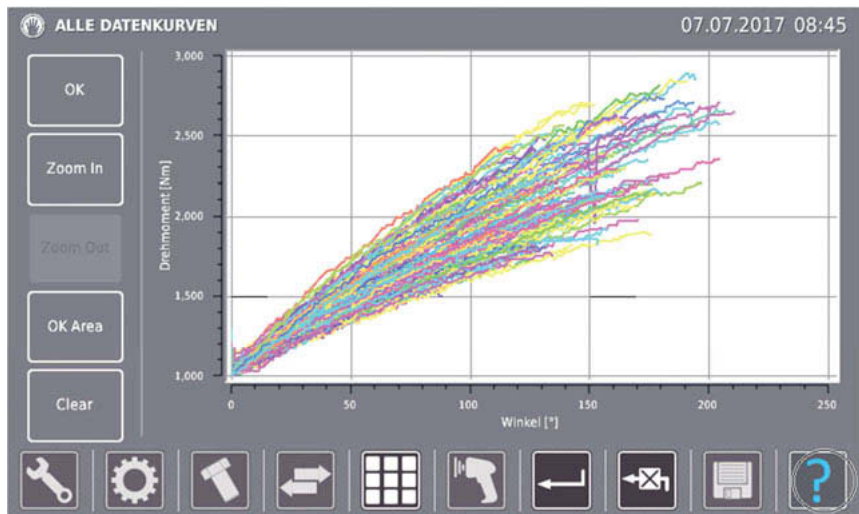
Rollendrehverbindung



Bisher wurden bereits über 1 Million Schrauben an Rollendrehverbindungen streckgrenzgesteuert verschraubt. Durch die Erhöhung der Vorspannkraft und der Reduzierung des Anziehungsfaktors konnte die Leistungsdichte deutlich erhöht werden. Der gleichmäßige Verlauf der Schraubkurve (Drehmoment über Drehwinkel) zeigt die hohe Qualität der Verbindung.

Kettenmitnehmer

In Zusammenarbeit mit der RAG wurde die Verschraubung von Kettenmitnehmern optimiert. Hier kam es immer wieder zu Schraubenausfällen und damit verbunden zu Produktionsausfällen. Nur das Streckgrenzgesteuerte Anziehen war in der Lage trotz nicht optimaler Voraussetzungen (keine bearbeiteten Flächen) die geforderte Vorspannkraft sicher zu erreichen.



In der Schraubkurve kann man gut erkennen, dass sowohl das Drehmoment als auch der Drehwinkel sehr stark streuen. Trotzdem wir bei jeder Schraube die Streckgrenze erreicht. Seit der Umstellung auf streckgrenzgesteuertes Anziehen wurden 16.490 Schrauben an den Mitnehmern verschraubt. Seitdem gab es keine Betriebsstörungen wegen gelösten oder gebrochenen Schrauben.

Fazit und Ausblick

Auf Grund der sehr guten Ergebnisse sowohl an qualitativ guten, wie auch an „imperfekten“ Schraubfällen, hat jetzt auch der allgemeine Maschinenbau die Möglichkeit Anwendungen mit Normverbindungselementen weiter zu optimieren.

Damit wirklich alle Konstrukteure die Vorteile nutzen können wurde beim DNV-GL eine Freigabe für Anwendungen auf See, und beim DIBT eine Freigabe für den Stahlbau beantragt.

Literatur:

[1] VDI 2230

Analytische Korrektur geometriespezifischer Einflüsse auf die Vorspannkraftbestimmung in Schraubenverbindungen mittels Ultraschallmethoden

M. Sc., **N. Groß**, Dipl.-Ing **M. Becker**, Prof. Dr. **U. Rabe**,
Fraunhofer IZFP, Saarbrücken

Kurzfassung

Für die Vorspannkraftbestimmung mittels Ultraschalllaufzeitmessung spielt die Geometrie der Schraubenverbindung eine wichtige Rolle, insbesondere im Hinblick auf die systematische Trennung von Einflussfaktoren zur Schaffung größtmöglicher Vergleichbarkeit der Ergebnisse innerhalb einer Werkstoffklasse.

Die Geometrie des Schraubenkopfes, die Schaftlänge und die Gewindeparameter beeinflussen die Form und Ausprägung der Spannungsfelder unter Vorspannung. Damit verändert sich der Spannungsverlauf entlang des Schallwegs der Ultraschalllaufzeitmessung. Als Erweiterung aktueller Methoden wurden charakteristische Geometriekennwerte ermittelt, die in Verbindung mit einem Materialkennwert ($K_{Material}$) für ausgewählte Schraubenverbindungen die Korrelation zwischen Vorspannkraft und Ultraschalllaufzeit vorhersagen.

FEM-basierte Untersuchungen an einer Auswahl von Schraubengeometrien dienen als Grundlage für die Extraktion der erforderlichen Kennwerte. Die numerischen Experimente wurden im Hinblick auf die zu erwartenden Laufzeitwerte in Abhängigkeit der Spannung ausgewertet und mit analog dazu durchgeführten Verschraubungsversuchen am IZFP-Messstand verifiziert.

Durch systematischen Vergleich der Parametervariationen ergibt sich eine prinzipielle Vorgehensweise bei der Extraktion einzelner Geometrieeinflüsse. Hierzu zählen sowohl die Bewertung der Gültigkeit von numerischen Vorhersagen, als auch die Definition der Vorgehensweise bei der Bestimmung technologischer Kennwerte für die Ultraschallvorspannkraftmessung.

1. Einleitung

Sicherheitskritische Schraubenverbindungen stellen nicht nur höchste Anforderungen an die exakte Einstellung der Schraubenvorspannkraft bei der Montage, sondern können außerdem eine stichprobenartige oder kontinuierliche Überwachung der Vorspannkraft über den gesamten Lebenszyklus hinweg fordern. Auf Grund der Reibungsunabhängigkeit stellen Ultra-

schallverfahren hierbei eine sichere Methode dar. Um eine möglichst große Vergleichbarkeit der Ergebnisse innerhalb einer Werkstoffklasse zu erhalten, muss eine systematische Betrachtung der Geometrieinflüsse auf die Ultraschallmessung erfolgen.

2. Stand der Technik: Ultraschallvorspannkraftbestimmung

Die bereits seit Jahren erfolgreich eingesetzten Ultraschallverfahren zur Schraubenvorspannkraftbestimmung basieren auf der Längung der Schraube unter Vorspannkraft und dem akusto-elastischen Effekt [1]. Hierbei hat die Änderung der Ultraschallgeschwindigkeit unter Vorspannung, also der akusto-elastische Effekt, einen um ca. 2/3 größeren Einfluss auf die relative Laufzeitänderung einer Longitudinalwelle als die Schraubenlängung (Bild 1). Die Beziehung zwischen der Vorspannkraft F_V und der Schalllaufzeit t im unbelasteten und belasteten Zustand (t_{L0} bzw. t_{Le}) kann über eine material- und geometriespezifische Konstante K_x^* beschrieben werden

$$F_V = K_x^* \cdot \frac{t_{Le} - t_{L0}}{t_{L0}}. \quad (1)$$

Die aktuelle Messmethode der Online-Überwachung der Vorspannkraft [2, 3] bedarf daher sowohl der Referenzmessung im unbelasteten Schraubenzustand als auch der Ermittlung der Konstanten K_x^* für den betrachteten Schraubfall. Während sich aktuelle Forschungsarbeiten am Fraunhofer IZFP mit der Ultraschallvorspannkraftbestimmung ohne Referenzlaufzeitmessung im unbelasteten Zustand befassen [3, 4], wurde im Rahmen einer Abschlussarbeit parallel auch an einem Modell zur Korrektur geometriespezifischer Einflüsse auf die Vorspannkraftbestimmung in Schrauben mittels Ultraschallmethoden gearbeitet [5].

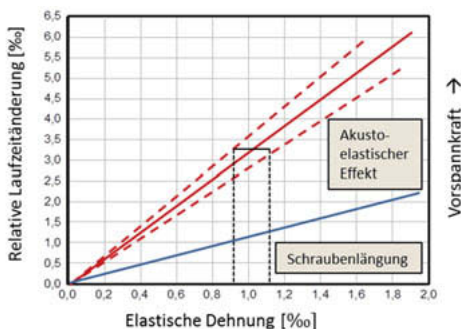


Bild 1: Relative Laufzeitänderung einer Schraube unter Vorspannung. [nach [2]]

3. FEM-basierte Untersuchungen der Schraubengeometrie

Die Spannungen innerhalb einer vorgespannten Schraube sind nicht über die gesamte Schraube hinweg konstant, sondern variieren sowohl auf Grund der sich ändernden Querschnittsflächen an Kopf- und Gewindeübergängen als auch durch die eingestellten Verschraubungsparameter (z.B. Kopfhöhe KH, Einschraubtiefe ET, Vorspannkraft F_V). Dies bewirkt gemäß des akusto-elastischen Effekts eine Änderung der Schallgeschwindigkeit entlang des Schallwegs der Ultraschallwelle und somit eine Geometrieabhängigkeit.

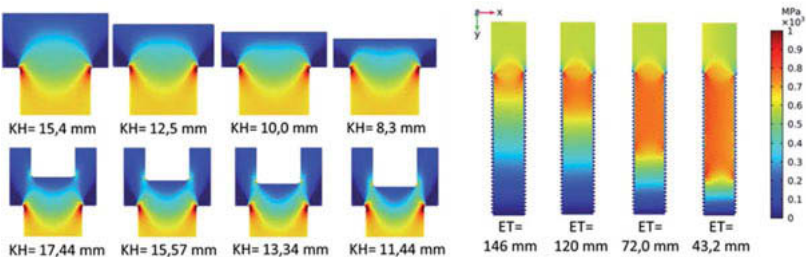


Bild 2: Spannungsverteilung der M20 Innen- und Außenschraubenköpfe (links) sowie des M36 Normgewindemoduls mit 150 mm Gewindelänge. [5]

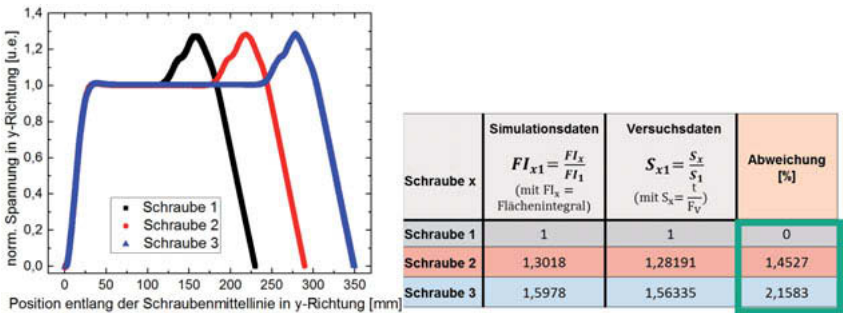


Bild 3: Spannungssimulation dreier Schrauben unterschiedlicher Geometrie (links) sowie Vergleich ihrer normierten Flächenintegrale FI_{x1} mit der normierten Konstante S_{x1} aus der gemessenen Schalllaufzeit t und der Vorspannkraft F_V des Versuchs. [5]

Durch systematische Variation der Kopf- und Gewindegeometrien (Bild 2) wurden die einzelnen Geometrieinflüsse numerisch extrahiert und ein Zusammenhang zwischen dem Flächenintegral $FI_{(m)x}$ unter der Spannungscurve und den experimentellen Daten (Bild 3) ermittelt. Die Herleitung von allgemeingültigen Berechnungsformeln auf Basis der Simulationsda-

ten ermöglicht die rechnerische Ermittlung der Flächenintegralwerte ausgewählter Schrauben unter beliebig hoher Vorspannung, sodass die Flächenintegralbestimmung rechnerisch und ohne erneute Simulation erfolgen kann.

4. Modellbildung

Der numerische Ansatz auf Basis der Flächenintegrale unter der Spannungskurve der vorgespannten Schraube ermöglicht erstmals die Aufspaltung der material- und geometriespezifischen Konstante K_x^* in die im Zugversuch ermittelbare Materialkonstante $K_{Material}$, die Referenzfläche A_{ref} sowie den Geometriefaktor $N_{(m)x}^{sim}$

$$K_x^* = K_{Material} \cdot A_{ref} \cdot N_{(m)x}^{sim} \quad (2)$$

Als Referenzfläche wird hierbei die Fläche der zur Ermittlung der Materialkonstante genutzten Zugprobe eingesetzt. Der Geometriefaktor selbst ist durch das berechenbare Flächenintegral sowie die Gesamtlänge (Schraubenlänge BL + Kopfhöhe KH) der Schraube bestimmt

$$N_{(m)x}^{sim} = \frac{FI_{(m)x}}{(BL+KH)} \quad (3)$$

Die numerische Ermittlung des Flächenintegrals ermöglicht es somit, den Einfluss der Schraubengeometrie auf die Ultraschallvorspannkraftbestimmung zu ermitteln. Für Schrauben unterschiedlicher Länge bzw. Geometrie muss bei gleichbleibendem Material nicht für jeden einzelnen Schraubfall der spezifische Zusammenhang zwischen Vorspannkraft und Schalllaufzeit ermittelt werden.

5. Versuche

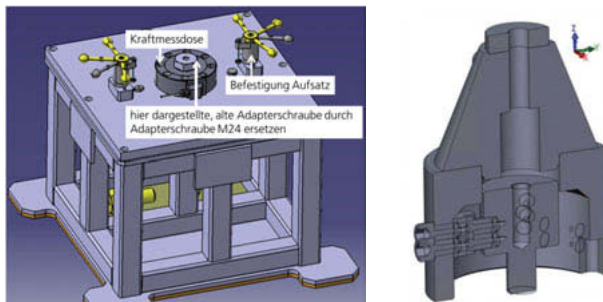


Bild 4: Messstand mit integrierter Kraftmessdose (links) und Aufsatz zur Variation der Einschraubtiefe (rechts) für M24 Schrauben [nach 5]

Zur Verifikation der Methode wurden M24 Normschrauben mit variierenden Schrauben- und Gewindelängen im Kraftmessstand auf verschiedene Klemmlängen verschraubt und ihre Vorspannkkräfte und relativen Ultraschalllaufzeitänderungen gemessen. Für die Ultraschallmessung genügt das Vorhandensein planplanarer Flächen am Schraubenkopf bzw. Gewindeende. Die experimentellen Daten zeigen, dass die Längenverhältnisse der konstanten bzw. überhöhten Spannungsbereiche mit in das Modell einfließen müssen, weshalb Formel 2 dahingehend noch erweitert werden muss.

6. Zusammenfassung

Als Erweiterung zur momentanen Ultraschallvorspannkraftmessung wurde eine Möglichkeit gefunden numerisch ermittelte Flächenintegralwerte in Zusammenhang mit den geometrie- und materialabhängigen Kennwerten aus experimentellen Verschraubungsversuchen zu setzen. Durch die, auf Grundlage dieser Daten, entwickelten Verallgemeinerungsformeln für das Flächenintegral ist für ausgewählte Schraubenverbindungen ein Geometriefaktor berechenbar. Das erstellte, allgemeingültige Modell trennt erstmals den Einfluss der Geometrie vom reinen Materialeinfluss und ermöglicht somit eine numerische Vorhersage der Korrelation zwischen Vorspannkraft und Ultraschalllaufzeit. Somit ist im Zugversuch lediglich die experimentelle Ermittlung der spezifischen Materialkonstanten zur exakten Ultraschallvorspannkraftmessung einer Schraube mit berechenbarem Geometriefaktor nötig. Die Vorgehensweise zur Ermittlung der allgemeingültigen Flächenintegralformeln ist auf alle Schraubfälle übertragbar und bedeutet eine enorme Kosten- und Aufwandsersparnis für die Ultraschallvorspannkraftbestimmung an Schraubenverbindungen.

- [1] Hughes, D.S., Kelly, J.L.: Second-Order Elastic Deformation of Solids. Physical Review 92 (1953) 5
- [2] Schneider, E., Herzer, H.R. u. Braunbach, K.H.: Ultraschall-System zur on-line Bestimmung der Schraubenvorspannkraft und zur Schraubersteuerung. DGZfP-Berichtsbände 94 (2005)
- [3] Becker, M., Groß, N. u. Herzer, R.: Ultraschall-Vorspannkraftmessung über den gesamten Lebenszyklus von Verschraubungen. DGZfP-Berichtsbände 162 (2017)
- [4] Becker, M., Groß, N. u. Herzer, R.: Determination of preload in bolts by ultrasound without referencing in unloaded state. DGZfP-Berichtsbände 158 (2016)
- [5] Groß, N.: Modell zur analytischen Korrektur geometriespezifischer Einflüsse auf die Vorspannkraftbestimmung in Schraubenverbindungen mittels Ultraschallmethoden, UDS / Fraunhofer IZFP Saarbrücken Masterarb. 2018