

Neuartige Berechnung von Schrauben unter Berücksichtigung der Werkstoffkennwerte

G.F. Dose, K.-J. Pittner

Inhalt Bei der Berechnung von Schrauben geht man davon aus, daß bei absolut gleichwertigen Werkstoffen der Abstreifdurchmesser gleich dem Flankendurchmesser ist. Bei unterschiedlichen Werkstoffen kommt es zu einer Verschiebung des Abstreifdurchmessers umgekehrt proportional zu den Werkstoffkennwerten, d.h. bei besserem Werkstoff des Bolzens nach außen und bei besserem Werkstoff der Mutter nach innen. Unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Scherspannungsfaktoren lassen sich mit diesem Abstreifdurchmesser die erforderliche Mindesteinschraubtiefe und die Scherspannungen in den Gewindegängen berechnen. Die theoretischen Überlegungen der Autoren wurden in Versuchen erhärtet.

New method to calculate screws considering different materials

Abstract In the calculation of screws the strip-off diameter is usually assumed to equal the flank diameter if materials are equivalent. In case of non-equivalent materials the strip-off diameter moves in inverse proportion to the strength relation between the materials in contact, i.e., if the bolt material is superior, it moves outward, if the nut is made of better material, it moves inward. The variability of the strip-off diameter and different shear factors can be used to determine minimal thread depth and shear stresses in the head. Theoretical derivatives are confirmed by practical tests.

1

Einleitung

Schraubverbindungen werden nicht nur aus gleichen Werkstoffen, sondern oft auch aus unterschiedlichen Werkstoffen hergestellt (z.B. Schrauben aus 8.8 und Muttergewinde in St 37). Bei der Berechnung solcher Werkstoffpaarungen werden erstaunliche Ergebnisse erzielt. So wurden unter Benutzung von [1] bei der Werkstoffpaarung

1.4313 für die Schraube und GGG 40 für die Mutter die Einschraubtiefen

– $m_B = 0,980 \cdot d$ für die Schraube und

– $m_M = 2,326 \cdot d$ für die Mutter

ermittelt. Dies steht im Widerspruch zu den in [5] angegebenen Ergebnissen aus Versuchen, wo bei einer Einschraubtiefe $m = 1,233 \cdot d$ das Gewinde und bei $m = 1,4 \cdot d$ der Gewindebolzen versagte.

In einem anderen Fall wurden bei der Werkstoffpaarung 8.8 für die Schraube und St 37 für die Mutter Einschraubtiefen

– $m_B = 1,848 \cdot d$ für die Schraube und

– $m_M = 2,749 \cdot d$ für die Mutter

errechnet, wobei die Kraft so groß angesetzt wurde, daß die Zugspannung bei 90% der Streckgrenze lag. Diese Werte stehen im Widerspruch zu Tabelle 16 in [2], wo für ein Sacklochgewinde bei der Werkstoffpaarung 8.8/St 37 und der vorhandenen Gewindefinheit eine Einschraubtiefe von $1 \cdot d$ angegeben wird.

In der derzeit gültigen Ausgabe der Richtlinie VDI 2230 [3] wird in den in Abschnitt 4.1 angegebenen Rechengängen R1 bis R10 kein Spannungsnachweis für die Scherspannung in den Gewindegängen gefordert. In den nachstehenden Ausführungen wird gezeigt, wie unterschiedliche Ergebnisse bei den Einschraubtiefen zu vermeiden sind und wie eine einfachere, auf der sicheren Seite liegende Berechnung der Schraubverbindung durchgeführt werden kann. Damit läßt sich auch der Nachweis führen, daß bei einer Überlastung der Schraubverbindung nicht das Gewinde, sondern der Bolzen versagt.

Auf das Anzugsmoment für die Vorspannung und die maximale Schraubenkraft in Verbindung mit Vorspann- und Betriebskraft sowie die Torsionsspannungen in der Schraube während des Anziehens wird hier nicht eingegangen, da diese in [4] eingehend behandelt werden.

2

Grundsätzliches

Bei dem 1977 von Alexander [6] verfeinerten Berechnungsverfahren wird davon ausgegangen, daß das Abstreifen des Gewindes entweder am Grund des Mutter- oder am Grund des Bolzens erfolgt. Die Berechnung eines Sacklochgewindes nach [3] durchzuführen, scheint im Hinblick auf die vorstehenden Berechnungsergebnisse wenig befriedigend.

Es ist unstrittig, daß die Kraft im Bolzensgewinde gleich der Kraft im Muttergewinde gemäß dem grundlegenden Lehrsatz „Kraft gleich Gegenkraft“ sein muß. Aus der Gleichung

$$A_{\tau B} \cdot \tau_B = F = A_{\tau M} \cdot \tau_M$$

erkennt man, daß bei unterschiedlichen Scherspannungen τ_B und τ_M der Scherquerschnitt A_τ desto größer sein muß, je kleiner der Wert τ ist. Daraus folgt, daß sich der Durchmesser für den Scherzylinder, bezogen auf den Flankendurch-

Dipl.-Ing. G.F. Dose¹
Goethestr. 47, 69514 Laudenbach

Dr.-Ing. K.-J. Pittner²
Kleine Straße 9, 69514 Laudenbach

¹ Sachverständiger für Krane

² Inhaber eines Büros für Statik und Dynamik

Der Gesellschaft für Nuklear-Behälter mbH, Essen, wird für die kostenlose Beistellung der GGG-Versuchsmuttern gedankt.

Den John Deere Werken, Mannheim, wird für die kostenlose Herstellung des Gußrohrlings für die Versuchsmuttern gedankt

Dipl.-Ing. R. Schlegel, Schraubenfabrik Fuchs, Siegen, wird für die kostenlose Herstellung der Graugußmutter, die Beistellung der ferritischen Mutter und Schraubenbolzen sowie der Durchführung der Versuche gedankt

messer, nach außen vergrößert, wenn der Bolzenwerkstoff hochwertiger ist als der Mutterwerkstoff. Umgekehrt verkleinert sich der Scherdurchmesser nach innen, wenn die Mutter hochwertiger ist als der Bolzen. Hierbei ist die Grenzscherspannung eine Ersatzspannung für die in den Gewindegängen aufnehmbaren Biege- und Schubspannungen mit

$$\tau_{mB,M} = \beta_{B,M} \cdot R_{mB,M}$$

Aus den vorstehenden Überlegungen heraus ergeben sich unter Berücksichtigung der Werkstoffkennwerte Formeln für die Berechnung der Einschraubtiefe, des Scherdurchmessers und der Scherspannungen im tragenden Gewinde. Einflüsse der Gewindetoleranzen werden hierbei zwar nicht berücksichtigt, die Herleitungen gelten aber mit ausreichender Genauigkeit für Gewinde mit üblichen Herstellungstoleranzen.

3 Schraubenberechnung

Folgende Formelzeichen werden verwendet (s. auch Bild 1):

F_B	äußere oder gesamte Schraubenzugkraft,
F_V	Schraubenvorspannkraft,
$\alpha_{B,M}$	Werkstoff-Faktor für Schraube oder Mutter,
$\beta_{B,M}$	Umrechnungsfaktor für Scherspannung,
$R_{mB,M}$	Zugfestigkeit des Bolzen- oder Mutterwerkstoffs,
$R_{pB,M}$	Streckgrenze des Bolzen- oder Mutterwerkstoffs,
$\tau_{mB,M} = \beta_{B,M} \cdot R_{mB,M}$	Grenzscherspannung des Bolzens bzw. der Mutter,
$\tau_{pB,M} = \beta_{B,M} \cdot R_{pB,M}$	Streckgrenzen-Scherspannung des Bolzens bzw. der Mutter,
$\tau_{B,M,vor}$	vorhandene Scherspannung des Bolzens bzw. der Mutter,
d, d_2	Gewindedurchmesser, Flankendurchmesser des Gewindes,
d_τ, m	Durchmesser des Abscherzylinders, tragende Gewindelänge,
A_s	Spannungsquerschnitt des Bolzens,
A_τ	Gesamtfläche des Abscherzylinders,
$A_{\tau B,M}$	Scherfläche des Bolzen- bzw. Muttergewindes,
P, H	Gewindesteigung, Tiefe des Gewindeeinschnitts.

Die Tragfähigkeit wird mit den Zugfestigkeiten (Index m) der Werkstoffe der Durchmesser d_τ des Scherquerschnitts ermittelt. Aus dem Verhältnis der Grenzscherfestigkeiten ergibt sich der Werkstoff-Faktor für den Scherflächenanteil von Bolzen- und Muttergewinde.

$$\alpha_B = \tau_{mM} / (\tau_{mM} + \tau_{mB}) \text{ und } \alpha_M = 1 - \alpha_B$$

Der Flankendurchmesser liegt in der Mitte des theoretischen Gewindes zwischen den Gewindespitzen. Das Maß vom Flankendurchmesser bis zur Gewindespitze beträgt $H/2$. Bei unterschiedlichen Bruch- oder Streckgrenzen verschiebt sich der halbe Durchmesser um den Wert

$$\Delta d/2 = H/2 - H_B/2,$$

wobei $H = 0,86603 \cdot P$ und $H_B = \alpha_B \cdot P / \tan 30^\circ$ ist.

Mit dem Zahlenwert $0,86603 \cdot \tan 30^\circ = 0,5$ und unter Einbeziehung des Flankendurchmessers beträgt der Durchmesser des Abscherzylinders

$$d_\tau = d_2 + (0,5 - \alpha_B)P / \tan 30^\circ$$

Mit $F_B = R_{mB} \cdot A_s$ errechnet sich die Gesamtscherfläche zu

$$A_\tau = F_B (1/\tau_{mB} + 1/\tau_{mM})$$

und die erforderliche Mindesteinschraubtiefe zu

$$m_{min} = A_\tau / (d_\tau \pi)$$

Bei dieser Einschraubtiefe besteht „Gleichgewicht“ zwischen den tragenden Gewindegängen und dem Spannungsquerschnitt des Bolzens. Da in die Berechnung des Durchmessers des Abscherzylinders die Steigung eingeht, ergeben sich für das Regel- und das Feingewinde unterschiedliche Einschraubtiefen.

Der Gesamtabscherzylinder

$$A_\tau = d_\tau \cdot \pi \cdot m$$

teilt sich im Verhältnis der Werkstoff-Faktoren in die Anteile des Bolzen- und des Muttergewindes auf:

$$A_{\tau B} = A_\tau \cdot \alpha_B \text{ und } A_{\tau M} = A_\tau \cdot \alpha_M$$

Damit lassen sich die Einzelscherspannungen für das Bolzen- und das Muttergewinde

$$\tau_{B,vor} = F/A_{\tau B} \text{ und } \tau_{M,vor} = F/A_{\tau M}$$

berechnen. Da hier Gleichgewicht zwischen Bolzen- und Muttergewinde herrscht, ergeben sich die Sicherheiten zu

$$v_B = \tau_{mB} / \tau_{B,vor} \text{ und } v_M = \tau_{mM} / \tau_{M,vor}$$

wobei $v_B = v_M$ sein muß.

Zur Untersuchung des Betriebszustands sind statt der Zugfestigkeiten die Streckgrenzen (Index p) zu verwenden.

4 Versuchsergebnisse

4.1 Meßwerte der Technischen Hochschule Darmstadt

Am Institut für Materialkunde der Technischen Hochschule Darmstadt wurden für die Ermittlung der Scherwerte umfangreiche Versuche durchgeführt. Die Ergebnisse sind in

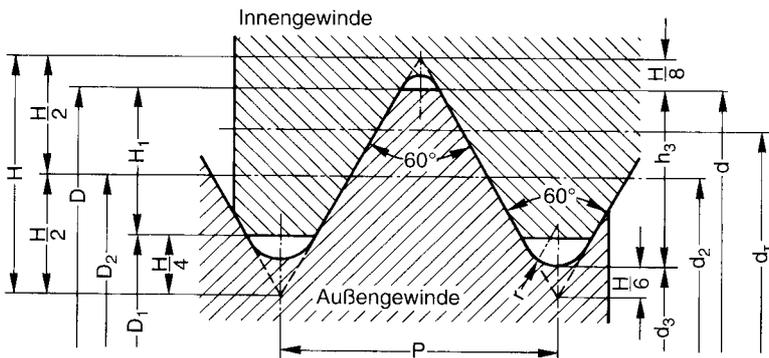


Bild 1. Nullprofil des Bolzen- und Muttergewindes nach DIN 13; $H = 0,86603 \cdot P$, $h_3 = 0,61343 \cdot P$, $H_1 = 0,54127 \cdot P$, $r = H/6 = 0,14434 \cdot P$

Tabelle 1. Meßwerte der Technischen Hochschule Darmstadt

Werkstoff	gemessene Abstreifkraft kN	Formel (1) in [10] kN	Formeln laut Abschn. 3 kN
St 37	31,80	36,69	31,78
C 45	40,82	50,70	39,89
42 CrMo 4	41,98	59,84	43,39
Ck 35	41,06	50,63	39,72
GGG-SiMo	40,50	50,50	39,66

[10] zusammengefaßt. Bei den zu prüfenden Proben wurden auch die tatsächlichen Zugfestigkeiten und die Streckgrenzen ermittelt. Mit den gemessenen Abscherkräften und den Abmessungen wurde dann die für diese Probe zulässige Scherspannung ermittelt, wobei bei mehreren Versuchen mit den gleichen Werkstoffen naturgemäß Streuungen in den Werten festgestellt wurden. Aus den Werten der Zugfestigkeit und der Scherspannung konnte das Scherspannungsverhältnis errechnet und aufgelistet werden.

Bei weiteren Versuchen mit Gewinde M8 und denselben Probestücken wurden auch Abstreifversuche durchgeführt. Den experimentell ermittelten Abstreifkräften wurden die rechnerisch anhand der Scherspannungsfaktoren ermittelten Werte gegenübergestellt.

Um einen Vergleich zu der in Abschnitt 3 angeführten Berechnung zu ermöglichen, haben die Autoren mit den in [10] angegebenen Werten Berechnungen durchgeführt. Da in [10] auch die Flankendurchmesser d_2 und D_2 angegeben sind, wurde zur Ermittlung des Durchmessers des Abscherzylinders der Mittelwert aus d_2 und D_2 errechnet; er stimmt ziemlich genau mit dem theoretischen Wert überein.

Es zeigte sich, daß die Berechnung der Abstreifkräfte nach dem hier vorgeschlagenen Verfahren in den überwiegenden Fällen näher an den gemessenen Werten liegt, als die, die nach [10] formelmäßig bestimmt wurden. Im folgenden sind einige Beispiele angegeben, bei denen eine Mutterhöhe von 5 mm verwendet wurde (Tabelle 1).

In Gl. (1) nach [10] wird, wie auch in der Berechnung der Autoren, die volle Mutterhöhe angesetzt. In Gl. (2) in [10] wurde zur Anpassung an die Versuchsergebnisse von der gesamten Gewindehöhe ein Anteil von $0,8 \cdot P$ abgezogen.

Tabelle 3. Errechnete und gemessene Werte; ^a Bolzenlänge sich um 9 mm

Exp. Nr.	Werkstoffpaare	Berechnung nach Abschnitt 3				Versuchsergebnisse			
		Bruchkraft F_B kN	$\beta_B = \beta_M$	\varnothing Abstreif d_r mm	Ein-schraubtiefe mm	Prüfkraft F_{pr} kN	Ein-schraubtiefe mm	\varnothing Abstreif d_r mm	Bruch im Gewin./Bolzen
01	8.8					180	18	19,50	G
02	in	232	$1/\sqrt{3}$	19,25	23,51	227	20	19,60	G
03	St 37-2					232	22	-	B
04	5.6					93	10	17,75	G
05	in	128	$1/\sqrt{3}$	18,21	13,81	109	12	17,70	G
06	C 35					127	14	17,70	G ^a
07						128	16	-	B
08	8.8					205	15	19,20	G
09	in	237	$1/\sqrt{3}$	18,87	18,58	227	16	19,20	G
10	C 35					237	18	-	B
11	5.6					105	12	18,40	G
12	inn	122	$1/\sqrt{3}$	18,60	16,23	120	14	18,50	G
13	St 37-2					122	16	-	B

Tabelle 2. Werkstoff-Kennwerte

Werkstoff	Zugfestigkeit R_m N/mm ²	Streckgrenze R_p N/mm ²	Bruchdehnung %	Einschnürung %
St 37-2	403	304	32,5	67,9
C 35	606	353	24,4	47,8

4.2

Werkstoffpaarung 1.4313 mit GGG 40

Unter Berücksichtigung der Daten im Versuchsbericht [5] ergeben sich die Scherspannungsfaktoren für den Schraubenbolzen aus 1.4313 zu $\beta_B = 1/\sqrt{3}$ und für den Mutterwerkstoff GGG zu $\beta_M = 0,7$.

Eine Kontrollrechnung ergab, daß für das Feingewinde M30×2 eine Einschraubtiefe von $m_{min} = 40$ mm vorhanden sein muß. Bei einer Einschraubtiefe von 37 mm wurde das Gewinde abgestreift, wohingegen bei einer Einschraubtiefe von $m = 42,0$ mm der Gewindebolzen versagte. Bei dem Regelgewinde M30×3,5 und den gleichen Werkstoffkennwerten müßte die Mindesteinschraubtiefe $m_{min} = 36,74$ mm betragen.

4.3

Meßwerte aus Eigenversuchen

4.3.1

Versuchsreihe 1

Zur Überprüfung der Rechenansätze von Abschnitt 3 wurden Versuche mit unterschiedlichen Materialpaarungen durchgeführt. Die gemessenen Kennwerte der verwendeten Werkstoffe sind in Tabelle 2 angegeben.

Zur Ermittlung der Zugfestigkeiten der Bolzengewinde wurden die Bruchkräfte aus den Versuchen für die Berechnung zugrunde gelegt. Mit diesen Kennwerten wurde für das Gewinde M20 die Mindesteinschraubtiefe ermittelt. Die nach Abschnitt 3 errechneten und im Versuch gemessenen Werte sind in Tabelle 3 einander gegenübergestellt.

4.3.2

Versuchsreihe 2

Im Versuch in Abschnitt 4.2 wurde ein martensitischer Schraubenbolzen in einem GGG-Sacklochgewinde getestet.

Tabelle 4. Werkstoff-Kennwerte

Werkstoff	Zugfestigkeit R_m N/mm ²	Streckgrenze R_p N/mm ²	Bruchdehnung %	Einschnürung %
GG	238	-	-	-
GGG 40	398	255	24,4	-

Als Ergänzung hierzu wurden weitere Versuche mit GGG 40, der bei dem CASTOR-Behälter verwendet wird, jedoch mit ferritischen Gewindebolzen durchgeführt.

Seitens der Industrie wird sowohl für den Motorenbau als auch im Getriebebau noch Grauguß verwendet. Deswegen wurden auch mit diesem Mutterwerkstoff Versuche durchgeführt, um für diese beiden Werkstoffe die Scherspannungsfaktoren mit den nachstehenden Werkstoff-Kennwerten ermitteln zu können (Tabelle 4).

Um einen Vergleich zu den Versuchen in Abschnitt 4.3.1 zu haben, wurden hier ebenfalls Gewindebolzen M20 verwendet. Für die Ermittlung der Zugfestigkeiten wurden die bei den Versuchen festgestellten Bruchkräfte eingesetzt.

In Tabelle 5 wurden die errechneten und die gemessenen Werte einander gegenübergestellt. Für die Versuche mit den Graugußmuttern wurde die Einschraubtiefe in Anlehnung zu den Werten in [10] mit $\beta_{mM}=1,35$ gerechnet. Nach den ersten drei Versuchen wurde dann mit den erzielten Ergebnissen als Scherspannungsfaktor der Wert $\beta_{mM}=0,9$ ermittelt. Die mit diesem Wert errechneten Einschraubtiefen wurden bei den weiteren Versuchen bestätigt.

Tabelle 5. Errechnete und gemessene Werte; ^a bei diesen Versuchen wurden die Gewindebolzen bis zu 8 mm gelängt, bevor das Gewinde abgestreift wurde

Berechnete Werte						Gemessene Werte			
Versuchs-Nr.	Werkstoffpaare	Bruchkraft F_B kN	$\beta_B = \beta_M$	\varnothing Abstreif. d_τ mm	Einschraubtiefe mm	Prüfkraft F_{Pr} kN	\varnothing Abstreif. d_τ mm	Einschraubtiefe mm	Bruch im Gewin./Bolzen
01	5.6		$1/\sqrt{3}$			105		13	G
02	in	133		18,33	14,45	110		14	G
03	GG		1,35			118		15	G
04	5.6		$1/\sqrt{3}$			138		16	G
05	in	133		18,78	17,71	133		16	G
06	GG		0,9			133		17	G ^a
07						133		18	B
08	8.8		$1/\sqrt{3}$			235		23	G
09	in	235		19,33	25,05	231		24	G
10	GG		0,9			235		25	B
11						235		25	B
12	10,9		$1/\sqrt{3}$			258		25	G
13	in	268		19,44	27,43	264		26	G
14	GG		0,9			267		27	B
15						268		28	B
16	5.6		$1/\sqrt{3}$			127	18,20	14	G
17	in	147		18,63	16,47	123	18,20	15	G
18	GGG		0,7			139	18,20	15	G
19						147		16	B
20	8.8		$1/\sqrt{3}$			220	19,50	20	G
21	in	237		19,12	21,55	232	19,50	21	G
22	GGG		0,7			237		22	B
23	10,9		$1/\sqrt{3}$			243	19,65	22	G
24	in	265		19,22	23,14	256	19,60	23	G
25	GGG		0,7			265	19,65	24	G ^a
26						265		25	B

Bei den Graugußversuchen konnten keine Abstreifdurchmesser gemessen werden, da die Gewindebolzen teilweise mit einem Gußkegel herausgezogen wurden, teilweise die Mutter im Bereich der eingeschraubten Gewingegänge platzte. Optisch konnte festgestellt werden, daß die Gewindespitzen der Bolzengewinde abgeschert worden waren.

5

Vergleichsrechnung der Mindesteinschraubtiefen

Um rechnerisch feststellen zu können, ob bei einer Überlastung das Gewinde hält, aber dafür der Bolzen reißt, wurde bisher nach dem Verfahren von Alexander [6] gerechnet. In der Richtlinie VDI 2230 [3] wird ebenfalls auf die Arbeiten von Alexander Bezug genommen.

5.1

Einschraubtiefe nach Alexander

In [9] wird in Abschnitt 5.1.5.2 von Seite 126 an auf die Berechnung der erforderlichen Mutterhöhe eingegangen. Hier werden die von Alexander publizierten Faktoren C_1 bis C_3 berücksichtigt. Die auf Seite 131 zwischenzeitlich korrigierten Formeln (5.17) und (5.18) lauten für das Muttergewinde

$$m_{eff,min} = A_s \cdot R_{mB} \cdot P / \{0,6 \cdot C_1 \cdot C_3 \cdot \pi \cdot d [P/2 + (d - D_2) \tan 30^\circ] R_{mM}\}$$

und für das Bolzengewinde, wenn kein konischer Auslauf vorhanden ist,

$$m_{eff,min} = A_s \cdot P / \{0,6 \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot \pi \cdot D_1 [P/2 + (d_2 - D_1) \tan 30^\circ]\}$$

In beiden Formeln werden die C-Faktoren benötigt, wobei bei einem Sacklochgewinde der Faktor C_1 vernachlässigt werden kann. Die Faktoren C_2 und C_3 sind dem Bild 5.17

auf Seite 128 in [9] zu entnehmen. Hierfür ist es erforderlich, den Wert

$$R_S = R_{mM} \cdot A_{SGM} / (R_{mB} \cdot A_{SGB})$$

zu ermitteln.

Der Scherquerschnitt des Muttergewindes beträgt

$$A_{SGM} = n(P/2 + 2a)\pi d \text{ mit } a = (d - D_2)/2 \cdot \tan 30^\circ$$

und der Scherquerschnitt des Bolzensgewindes

$$A_{SGB} = n(P/2 + 2b)\pi D_1 \text{ mit } b = (D_2 - D_1)/2 \cdot \tan 30^\circ.$$

Da hier die Anzahl n der Gewindegänge benötigt wird, aber die Einschraubtiefe erst ermittelt werden soll, müssen die letztgenannten Formeln modifiziert werden. Da in beiden Formeln die gleichen Konstanten n und π enthalten sind, lauten die Formeln nunmehr als Faktoren für das Muttergewinde

$$f_{ASGM} = [P/2 + (d - D_2) \tan 30^\circ] d$$

und für das Bolzensgewinde

$$f_{ASGB} = [P/2 + (D_2 - D_1) \tan 30^\circ] D_1.$$

Mit diesen Faktoren läßt sich nun der Wert R_S errechnen. Mit den Daten aus den Versuchen in [5] wäre dann für das Muttergewinde $f_{ASGM} = 52,50$ und für das Bolzensgewinde $f_{ASGB} = 41,75$. Damit ist $R_S = R_{mM} \cdot f_{ASGM} / (R_{mB} \cdot f_{ASGB}) = 0,421$. Aus der Kurve ergibt sich $C_3 = 1,05$.

Mit diesem Wert lassen sich nun die Mindesteinschraubtiefen des Gewindes berechnen. Sie betragen für das Muttergewinde $m_{\text{eff,min}} = 35,5$ mm und für das Schraubengewinde ohne konischen Auslauf $m_{\text{eff,min}} = 15,8$ mm.

Es heißt weiter, daß bei dieser vereinfachten Gleichung die berechnete Mutterhöhe im Abmessungsbereich M3 bis M39 um etwa 2% bis 5% zu niedrig wird. Da aufgrund der Versuche in [5] die Abmessungen der Einschraubtiefen bekannt sind, dürften die beiden vorstehenden Mindestwerte nicht der Realität entsprechen. Auffallend ist, daß bei Gl. (5.18) in [9] für das Schraubengewinde keine Werkstoffwerte einfließen.

Ergänzt man die Gleichung um $R_{mB}/R_{mM} = 2,99$, so würde die Mindesteinschraubtiefe für das Schraubengewinde $m_{\text{eff,min}} = 47,34$ mm betragen. Auch dieser Wert ist unrealistisch.

5.2

Spannung im Gewinde bei Mindesteinschraubtiefen nach VDI 2230

In [3], Tafel 12 auf Seite 82, werden Mindesteinschraubtiefen in Abhängigkeit der Werkstoffpaarung und der Gewindefeinheit d/P angegeben. Es wird aber keine Aussage gemacht, ob sie sich auf den Mindestwert der Zugfestigkeit oder der Streckgrenze beziehen.

Für das Gewinde M20 beträgt die Gewindefeinheit $d/P = 20/2,5 = 8 < 9$. Danach soll die Mindesteinschraubtiefe $m = 1,0 \cdot d = 20$ mm betragen.

Mit dem Berechnungsverfahren der Autoren beträgt der Abstreifdurchmesser beim Gewinde M20 unter Berücksichtigung der Mindestwerte der Zugfestigkeit $d_r = 19,282$ mm $> d_2$.

Die vorhandenen Scherspannungen im Bolzen- und Muttergewinde betragen mit der Bolzenbruchkraft $\tau_{B,\text{vorh}} = 577,58$ N/mm² und $\tau_{M,\text{vorh}} = 236,59$ N/mm². Unter Berücksichtigung des Wertes $\tau_p = R_p/\sqrt{3}$ betragen die zulässigen Scherspannungen für das Bolzen- und Muttergewinde $\tau_{mB} = 479,2$ N/mm² und $\tau_{mM} = 196,2$ N/mm². Die Sicherheiten zur Bruchgrenze ergeben sich für das Bolzen- und das Muttergewinde zu $\nu_B = \nu_M = 0,83$. Nach Abschnitt 3 wäre bei

der Sicherheit $\nu = 1$ eine Einschraubtiefe von etwa 24 mm erforderlich gewesen.

6

Zwischenbetrachtung

Wie festgestellt werden kann, ist die Berechnung mit der sogenannten Alexanderformel nicht befriedigend. Bei den Versuchen in Darmstadt zeigte sich, daß bei der Bestimmung der Scherspannungsfaktoren β Streuungen in den Versuchsergebnissen vorhanden sind, die auf die bei den Abscherversuchen auftretenden Reibungskräfte zurückgeführt werden können, worauf schon C. Bach in seinem Buch „Elastizität und Festigkeit“ hingewiesen hat.

Da man einen konstanten β -Wert für alle Stahlsorten nicht ermitteln konnte, wurden in [10] in Tabelle 4 Richtwerte angegeben, die für ferritische Werkstoffe bei 0,6, für austenitische zwischen 0,65 und 0,8, für Aluminiumlegierungen bei 0,7 liegen. Lediglich bei Grauguß, der keine Streckgrenze hat, liegt der Wert bei 1,4.

Die von den Autoren durchgeführten Versuche konnten keinen der vorstehend angegebenen β -Werte bestätigen. Die von ihnen ermittelten Werte sind in Abschnitt 7 angegeben.

Die Ungenauigkeit der nach [6] berechneten Mindesteinschraubtiefen rührt auch daher, daß bisher immer davon ausgegangen wurde, daß das Abstreifen des Gewindes entweder am Grund des Muttergewindes oder am Grund des Bolzensgewindes erfolgt. Die Ergebnisse der Eigenversuche konnten diese These nicht bestätigen.

Die in den Tabellen des Abschnitts 4.3 angeführten Ergebnisse der Eigenversuche zeigen deutlich, daß mit dem Berechnungsverfahren in Abschnitt 3 sowohl der Abstreifdurchmesser als auch die Einschraubtiefe errechnet werden kann. Bei den vier Werkstoffpaarungen in der Versuchsreihe 1 und bei drei Werkstoffpaarungen der Versuchsreihe 2 wurden insgesamt sieben Abstreifdurchmesser errechnet und bei den Versuchen ebenfalls sieben Abstreifdurchmesser gemessen. Ferner ist aus den Tabellen ersichtlich, daß die gemessenen Abstreifdurchmesser nur minimal (bis zu 2,7%) von den errechneten Werten d_r abweichen.

Mit Blick auf die Schwankungsbreite von β kann man genau genug für alle ferritischen und martensitischen Stähle, außer für Grau- und Sphäroguß, β gemäß der Gestaltänderungshypothese nach von Mises mit

$$\tau_{p,m} = R_{p,m} / \sqrt{3} = 0,577 \cdot R_{p,m}$$

einsetzen. Der Werkstoff-Faktor aus den Zugfestigkeiten bzw. Streckgrenzen beträgt damit

$$\alpha_B = R_{m,pM} / (R_{m,pM} + R_{m,pB}).$$

Bei der Ermittlung der Gesamtscherfläche ergibt sich

$$A_r = F_B \cdot \sqrt{3} (1/R_{m,pB} + 1/R_{m,pM}).$$

Die Bestimmung des Werkstoff-Faktors α richtet sich nach dem Nachweisziel. Beim Nachweis der Tragfähigkeit ist die Zugfestigkeit, beim Betriebsnachweis, bei dem nach [4, 7, 8] die Vorspannkraft von $F_V = 0,7 \cdot R_{p,BAS}$ nicht überschritten werden sollte, ist die Streckgrenze einzusetzen.

7

Auswertungen

7.1

Scherspannungsfaktor β

Aufgrund der vorstehend beschriebenen Versuchsergebnisse und aus den beiden Eigenversuchsreihen ergeben sich je nach Werkstoff unterschiedliche Scherspannungsfaktoren:

Tabelle 6. Anhaltswerte für Mindesteinschraubtiefen

Scherspan. Mutter N/mm	Gewindefeinheiten								
	$d/P < 8$			$8 \leq d/P \leq 12$			$d/P > 12$		
	5.6	8.8	10.9	5.6	8.8	10.9	5.6	8.8	10.9
200	1,13	1,39	1,52	1,26	1,54	1,69	1,28	1,59	1,74
250	1,00	1,19	1,29	1,09	1,32	1,43	1,11	1,35	1,48
300	0,89	1,06	1,15	0,98	1,17	1,27	1,00	1,20	1,30
350	0,82	0,97	1,04	0,90	1,06	1,15	0,92	1,09	1,18
400	0,77	0,90	0,96	0,84	0,98	1,06	0,86	1,01	1,08
450	0,73	0,84	0,90	0,79	0,92	1,00	0,81	0,94	1,01
500	-	0,80	0,85	-	0,87	0,93	-	0,89	0,95
550	-	0,76	0,81	-	0,83	0,88	-	0,85	0,90
600	-	0,73	0,78	-	0,80	0,85	-	0,81	0,86
650	-	-	0,75	-	-	0,81	-	-	0,83
700	-	-	0,73	-	-	0,79	-	-	0,80

Bolzenwerkstoffe

alle Festigkeitsklassen

nichtrostende ferritische Werkstoffe

nichtrostende martensitische Werkstoffe

$$\beta_B = 1/\sqrt{3}$$

$$\beta_B = 1/\sqrt{3}$$

$$\beta_B = 1/\sqrt{3}$$

Mutterwerkstoffe

alle ferritischen und martensitischen Stähle

Grauguß (Lamellengraphit)

Sphäroguß (Kugelgraphit)

$$\beta_M = 1/\sqrt{3}$$

$$\beta_M = 0,9$$

$$\beta_M = 0,7$$

Für die austenitischen Werkstoffe, Stahlguß, Rotguß, Aluminiumlegierungen usw. müßten noch weitere Versuche zur Ermittlung der β -Werte durchgeführt werden. Um jedoch schon jetzt eine Berechnung nach Abschnitt 3 durchzuführen, könnte konservativ mit dem Scherspannungsfaktor $\beta = 1/\sqrt{3}$ gerechnet werden.

7.2**Mindesteinschraubtiefen**

Aufgrund der Versuchsergebnisse sollte die Tafel 12 in [3] geändert werden, so daß bei Muttern nicht Bezug auf die Werkstoffe genommen wird, sondern daß die zulässige Scherspannung angegeben wird, wobei die ermittelten Mindesteinschraubtiefen auch die Festigkeitsschwankungen der Schrauben voll mit abdecken. Somit sind für die Schrauben die zulässigen Maximalwerte und für die Muttern die Minimalwerte einzusetzen.

In der Norm ISO 898, Teil 1, Tabelle 3, werden bei Schrauben die Mindestfestigkeitswerte R_m in N/mm^2 angegeben, wohingegen die Maximalwerte in Vickershärte HV mit ≥ 98 N angeführt sind. Mit Hilfe der Norm DIN 50150 kann die Härte auf Zugfestigkeit umgerechnet werden. Auf diese Weise entstehen die Werte in Tabelle 6, wobei für Bolzenwerkstoffe die Maximalwerte und für Muttern die Kleinstwerte eingesetzt wurden.

Die Scherspannungen für Muttern ergeben sich aus der Mindestzugfestigkeit der Mutterwerkstoffe und den vorstehend angegebenen Scherspannungsfaktoren β_M zu

$$\tau_M = \beta_M \cdot R_{mM}$$

Die Mindesteinschraubtiefe m ergibt sich aus dem Tabellenwert, multipliziert mit dem Schraubendurchmesser d . Die errechnete Einschraubtiefe sollte um etwa 5% erhöht werden.

Um eine Aufweitung des Muttergewindes zu verhindern, sollte der Randabstand zur Bohrungsmitte bei ferritischen Werkstoffen mindestens $1,3 \cdot d$, bei GGG sogar $1,5 \cdot d$, betragen.

In dem Fall, daß der Mutterwerkstoff eine höhere Zugfestigkeit als der Bolzenwerkstoff hat, ist für die Mutter der Höchstwert und für den Gewindebolzen der Mindestwert der Zugfestigkeit einzusetzen.

Literatur

1. Richtlinie VDI 2230, Bl. 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen (1983)
2. Richtlinie VDI 2230, Bl. 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen (1977)
3. Richtlinie VDI 2230, Bl. 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen (1986)
4. Esser, J.: Ermüdungsbruch. Eine Einführung in die neuzeitliche Schraubenberechnung. Bauer & Schaurte Karcher GmbH, Neuss 1992
- 5.: Versuchsbericht über die Ausreißversuche an Schraubenverbindungen. Ber. Nr. QS-83-112 v. 15.9.1983 (bestätigt v. RWTÜV, Essen). Gesellschaft für Nuklear-Service mbH, Essen 1983
6. Alexander, E.A.: Analysis and design of threaded assemblies. Rep.-Nr. 770420. Int. Automotive Engng. Congr. and Expos., Detroit (USA) 1977
7. Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau (Hrsg.: W. Beitz, K.-H. Küttner). 14. Aufl. Berlin: Springer 1981, 374 ff
8. Niemann, G.: Maschinenelemente, Bd. 1, 2. Aufl. Berlin: Springer 1975 (1981)
9. Wiegand, H.; Kloos, K.H.; Thomala, W.: Schraubenverbindungen. Konstruktionsbücher, Bd. 5, 4. Aufl. Berlin: Springer 1988
10. Thomala, W.: Abstreiffestigkeit des Muttergewindes - Berechnung, Festigkeitswerte. Dt. Schraubenverbd. e.V., Darmstadt 1991

Anwendungen aus der Sicht des Herausgebers In der Zeitschrift „Konstruktion“ werden immer wieder neue Versuchsergebnisse und Berechnungsansätze für Schraubenverbindungen veröffentlicht (z.B. in Konstruktion 47 (1995) 237 bis 240, 263-267, 285-291, 318-324). Der Erkenntnisstand ist also hoch. Trotzdem erkennen die beiden Autoren bei ihrer Sachverständigenpraxis unbefriedigende Unterschiede bei den einzelnen Berechnungsansätzen und zu Versuchsergebnissen. Hieraus entwickeln sie einen für die Praxis anwendbaren Berechnungsansatz, auch auf der Basis eigener Versuche, für die Einschraubtiefe bzw. Mutterhöhe und die entstehenden Scherbeanspruchungen.