

Schraubenverbindungen, Festigkeitsberechnung

# Ermittlung der Scherspannungsfaktoren für die neuartige Schraubenberechnung

G.-F. Dose

28

**Inhalt** Für die Ermittlung der Scherspannungsfaktoren, bezogen auf die neuartige Schraubenberechnung, wurden in Kombination mit Versuchen Formeln erarbeitet, die eine Eigenbestimmung des  $\beta$ -Wertes gestatten.

**Ascertainment of shear factors for the new method to calculate screws**

**Abstract** To ascertain shear factors, referred to the new method to calculate screws, formula would be found in combination with tests for determination of the  $\beta$ -value.

**1 Einleitung**

Die neuartige Berechnung von Schrauben unter Berücksichtigung der Werkstoffkennwerte wurde in [1] eingehend dargestellt. Bei den dort in den Tabellen 3 und 5 aufgelisteten Versuchsreihen wurden die Scherspannungsfaktoren, insbesondere in Tabelle 5, ermittelt.

Weder in den DIN-Blättern noch in anderen Werkstoffblättern sind für diese Berechnung die erforderlichen Scherspannungsfaktoren angegeben, so daß bei den Berechnungen der Einschraubtiefen eine gewisse Unsicherheit besteht. Es hat sich bei weiteren (nachstehend aufgelisteten) Versuchen gezeigt, daß die in der bis jetzt bekannten Literatur [2] angegebenen Werte nur teilweise bestätigt werden konnten.

Damit praktisch jeder den benötigten Scherspannungsfaktor  $\beta$  ermitteln kann, wird im folgenden gezeigt, wie dieser berechnet werden kann.

**2 Berechnung des Scherspannungsfaktors**

Für die Berechnung des Faktors ist es zwingend erforderlich, Versuche durchzuführen, da die Gestaltänderungshypothese nach von Mises nicht immer zutreffend ist, wie aus den Tabellen 2 und 4 ersichtlich ist. Geht man davon aus, daß der Faktor für den Mutterwerkstoff nicht bekannt ist, müssen für die Versuchsstücke die Zugfestigkeitswerte ermittelt werden. Mit einem Bolzengewinde, von dessen Werkstoff der Faktor bekannt ist, wird dann eine Zugprobe zur Bestimmung der Zugfestigkeit und der Bruchkraft gemacht. Zur Vorschätzung der Einschraubtiefe wird für den Mutterwerkstoff angenommen, daß der Faktor  $\beta_M \approx 0,58$  beträgt. Mit den Formeln im Abschnitt 3 in [1] wird die Einschraub-

tiefe errechnet. Bei dem Versuch wird entweder das Gewinde abgestreift oder der Bolzen bricht. Bei einem abgestreiften Gewinde ist der Abstreifdurchmesser am Gewindeloch zu messen. Mit den im Versuch festgestellten Werten der Zugkraft, dem Abstreifdurchmesser und der tragenden Einschraubtiefe kann nun der ungefähre Scherspannungsfaktor für den Mutterwerkstoff errechnet werden.

Unter Berücksichtigung der Formelzeichen

$F$	gemessene Schraubenzugkraft, möglichst Bolzenbruchkraft;
$\beta_{B,M}$	Umrechnungsfaktor für Scherspannung;
$R_{mB,M}$	Zugfestigkeit des Bolzen- oder Mutterwerkstoffs;
$\tau_{mB,M} = \beta_{B,M} \cdot R_{mB,M}$	Grenz-Scherspannung des Bolzens bzw. der Mutter;
$\tau_{B,M,vor}$	vorhandene Scherspannung des Bolzens bzw. der Mutter;
$d, d_2$	Gewindedurchmesser, Flankendurchmesser des Gewindes;
$d_\tau, m$	Durchmesser des Abscherzylinders, tragende Gewindelänge;
$A_s$	Spannungsquerschnitt des Bolzens;
$A_\tau$	Gesamtfläche des Abscherzylinders

wird die Gesamtfläche des Abscherzylinders berechnet:

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

Aus der beim Abstreifen festgestellten Abstreifkraft wird die „rechnerische Scherspannung“ für den Bolzen ermittelt:

$$\tau_{mB} = \beta_B \cdot F / A_s,$$

wobei bekannte  $\beta_B$  in Abschnitt 4.1 aufgelistet sind.

Mit diesem Wert kann nun die „rechnerische Scherspannung“ der Mutter errechnet werden:

$$\tau_{mM} = (A_\tau / F - 1 / \tau_{mB})^{-1}.$$

Damit ergibt sich der Scherspannungsfaktor zu

$$\beta_M = \tau_{mM} / R_{mM}.$$

Mit diesem Wert muß mit der Bruchkraft des Bolzens eine Kontrollrechnung gemäß den Formeln in [1], Abschnitt 3, durchgeführt werden, um mit weiteren Versuchen die Einschraubtiefe beim Bolzenbruch zu ermitteln. Wie die nachstehenden Versuchsergebnisse zeigen, können unter günstigen Umständen bereits zwei Versuche ausreichend sein.

Vom Autor wird aber ausdrücklich darauf hingewiesen, daß der Scherspannungsfaktor zu ungenau ist, wenn der Abstand von der Bruchkraft zur Abstreifkraft groß ist. Aus diesem Grund sollten bei zwei Versuchen die Einschraubtiefen und die festgestellten Kräfte dicht beieinander liegen, und bei der größeren Kraft sollte der Bolzenbruch stattfinden.

Sollte statt des Mutterwerkstoffs der Scherspannungsfaktor des Bolzens ermittelt werden, so ist sinngemäß mit den entsprechenden Werten zu verfahren.

Dipl.-Ing. G.-F. Dose  
Goethestr. 47, D-69514 Laudenbach

Sachverständiger für Krane

Dipl.-Ing. R. Schlegel, Fuchs Schraubenfabrik, Siegen, wird für die kostenlose Herstellung der Versuchsmuttern, die Beistellung der Gewindebolzen und die Durchführung der Versuche gedankt.

Günzler Aluminium GmbH, Ostfildern, wird für die kostenlose Überlassung der Knetaluminiumstange gedankt, der KS-Aluminium-Technologie AG, Neckarsulm, für die kostenlose Überlassung der Gußproben.

## 3

## Versuchsergebnisse

Da bei größeren Motoren, insbesondere Lkw-Motoren, die Verbindungen von Zylinderkopf und Motorblock vorwiegend mit Schrauben der Festigkeitsklasse 10.9 und 12.9 realisiert werden, wurden auch Schraubenbolzen der Festigkeitsklasse 12.9 verwendet. Die Muttern hatten bei einem Gewinde M16 einen Außendurchmesser  $D=58$  mm und eine Mutterhöhe  $H=32$  bzw. 34 mm.

## 3.1

## Knetaluminium

Für die Proben aus Knetaluminium wurden die tatsächlichen mechanischen Werte vor den Versuchen ermittelt. Die festgestellten Kennwerte sind in Tabelle 1 angegeben.

Zur Ermittlung der Zugfestigkeit der Bolzengewinde wurden die Bruchkräfte aus den Versuchen der Berechnung zugrunde gelegt. Mit diesen Kennwerten wurde für das Gewinde M16 die Mindesteinschraubtiefe ermittelt. Die errechneten und im Versuch gemessenen Werte sind in Tabelle 2 einander gegenübergestellt.

Der Gewindebolzen aus A2-70 hat ein gerolltes Gewinde, wodurch im Gewindeteil eine Werkstoffverdichtung stattgefunden hatte. Beim Bolzenbruch versagte daher nicht das Gewindeteil, sondern der Schaft. Trotzdem wird für die Berechnung des Scherspannungsfaktors der Spannungsquerschnitt des Gewindes eingesetzt. Der Gewindebolzen HA4-50 hatte ein fertigungsbedingtes geschnittenes Gewinde. Beim Versuch 18 längte sich der Bolzen um 6 mm, bevor das Ge-

winde abgestreift wurde. Beim Versuch 19 brach der Bolzen im Schaft, nachdem dieser sich um 25 mm gelängt hatte.

Für die ersten zwei Versuche mit dem F 28 wurde in Anlehnung an Tabelle 4 in [2] der Scherspannungsfaktor mit  $\beta_M=0,7$  eingesetzt. Der Wert 0,7 konnte nicht bestätigt werden. Beim dritten Versuch wurde die Einschraubtiefe mit dem Wert  $\beta_M=1/\sqrt{3}$  ermittelt. Auch dieser war nicht richtig. Mit den ermittelten Daten wurden dann mit den Formeln im Abschnitt 2 der sich als konstant zeigende Wert  $\beta_M=0,44$  errechnet.

Da nur eine Knetaluminiumlegierung zur Verfügung stand, sollte man den Scherspannungsfaktor  $\beta_M=0,44$  nicht auf alle Sorten übertragen, ohne vorher entsprechende Versuche gemacht zu haben.

## 3.2

## Gußaluminium

Für die Versuche standen vier Qualitäten zur Verfügung. Der Hersteller hatte die beiden Stücke im „Gußzustand“ getrennt und jeweils eine Hälfte thermisch vergütet. Da die Festigkeitswerte von der Erstarrung des Gußstücks abhängig sind, wurden die Festigkeitswerte von innen nach außen ermittelt. Weil sich die Prüfgewinde in der Mitte der Proben befinden, wurden in Tabelle 3 die Mittelwerte aus den beiden inneren Meßwerten aufgeführt.

Um einen Vergleich zu den Versuchen im Abschnitt 3.1 zu ermöglichen, wurden hier ebenfalls Gewindebolzen M16 verwendet. Für die Ermittlung der Zugfestigkeiten wurden die in Versuchen festgestellten Bruchkräfte eingesetzt.

Tabelle 1. Werkstoffkennwerte des Knetaluminiums

Werkstoffnummer	Kurzname DIN	Zustand	Zugfestigkeit $R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Streckgrenze $R_p$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Bruchdehnung A [%]	Einschnürung Z [%]
3.0615,71	AlMgSiPb F 28	warmausgehärtet	365	339	11,3	35

Tabelle 2. Errechnete und gemessene Werte des Knetaluminiums

Berechnete Werte						Gemessene Werte			
Exp. Nr.	Werkstoffpaare	Bruchkraft $F_B$ [kN]	$\beta_B$ $\beta_M$	Abstreif- $\varnothing$ $d_t$ [mm]	Einschraubtiefe [mm]	Prüfkraft $F_{Pr}$ [kN]	Einschraubtiefe [mm]	Abstreif- $\varnothing$ $d_t$ [mm]	Bruch im Gewinde/ Bolzen
01	8.8		$1/\sqrt{3}$			93	16	15,6	G
02		150	0,7	15,33	17,83	104,5	18	15,6	G
03	F 28		$1/\sqrt{3}$	15,47	20,24	120	20	15,6	G
04	8.8		$1/\sqrt{3}$			139	23	15,6	G
05		143		15,65	23,68	143	24	-	B
06	F 28		0,44			149	25	-	B
07	10,9		$1/\sqrt{3}$			174	27	15,75	G
08	F 28	176,5	0,44	15,745	27,71	176,5	28	-	B
09	12.9		$1/\sqrt{3}$			190	29	15,7	G
10		196,5		15,80	30,12	193	30	15,7	G
11	F 28		0,44			196,5	31	-	B
12	HA4-50		0,7			108	18	15,6	G
13		114		15,598	19,08	116	19	15,6	G
14	F 28		0,44			114	20	-	B
15	A 2-70		0,7			105	17	15,65	G
16						115	18	15,7	G
17		128		15,67	20,74	121	19	15,7	G
18						127	20	15,7	G
19	F 28		0,44			128	21	-	B

**Tabelle 3.** Werkstoff-Kennwerte des Gußaluminiums

Legierungsnummer	Zustand	Zugfestigkeit $R_m$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Streckgrenze $R_p$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Bruchdehnung A [%]	Brinellhärte HB
1275	Gußzustand	220	163	9,5	66
1275	Th. vergütet	312	276	4,1	107
281.1	Gußzustand	262	214	0,7	128
281.1	Th. vergütet	294	288	0,3	122

**Tabelle 4.** Errechnete und gemessene Werte des Gußaluminiums

Versuchs-Nr.	Werkstoff-paarung	Bruchkraft $F_B$ [kN]	$\beta_R$ $\beta_M$	Abstreif- $\emptyset$ $d_\tau$ [mm]	Ein-schraubtiefe [mm]	Prüfkraft $F_{Pr}$ [kN]	Abstreif- $\emptyset$ $d_\tau$ [mm]	Ein-schraubtiefe [mm]	Bruch im Gewinde/Bolzen
20	8.8		$1/\sqrt{3}$			103	15,7	24	G
21	1275 G	150	0,7	15,68	25,3	108	15,7	25	G
22	8.8		$1/\sqrt{3}$			127	15,7	28	G
23		146		15,85	32,13	148	15,7	33	G
24	1275 G		0,5			146	-	34	B
25	8.8		$1/\sqrt{3}$			140	15,7	21	G
26	1275 Th	134	0,52	15,575	22,44	134	-	23	B
27	10,9		$1/\sqrt{3}$			178	15,8	26	G
28	1275 Th	176	0,52	15,73	27,44	176	-	28	B
29	8.8		$1/\sqrt{3}$			130	M-Bruch	24	G
30	281.1 G	132	0,52	15,67	24,82	132	-	26	B
31	10.9		$1/\sqrt{3}$			161	M-Bruch	27	G
32	281.1 G	170	0,58	15,76	28,09	170	-	28	B
33	8.8		$1/\sqrt{3}$			125	M-Bruch	23	G
34	281.1 Th	153	0,55	15,66	24,76	153	-	25	B
35	10.9		$1/\sqrt{3}$			164	15,8	26	G
36	281.1 Th	172	0,55	15,73	27,03	172	-	27	B

Bei den Legierungsnummern bedeuten G Gußzustand, Th Thermisch vergütet

**Tabelle 5.** Gerechnete und gemessene Werte, ohne Bolzenbruch

Berechnete Werte						Gemessene Werte			
Versuchs-Nr.	Werkstoff-paarung	Abstreifkraft $F_A$ [kN]	$\beta_R$ $\beta_M$	Abstreif- $\emptyset$ $d_\tau$ [mm]	Ein-schraubtiefe [mm]	Prüfkraft $F_{Pr}$ [kN]	Abstreif- $\emptyset$ $d_\tau$ [mm]	Ein-schraubtiefe [mm]	Bruch im Gewinde/Rech. W.
37	10.9 1275 G	161	$1/\sqrt{3}$ 0,5	15,89	34,767	161	15,8	34	G
38	12.9 1275 G	R.-Wert 200	$1/\sqrt{3}$ 0,5	15,98	41,6	Mindesteinschraubtiefe mit $\beta_M=0,5$ ; Mu.-höhe war 34 mm			R
39	12.9 1275 TH	201	$1/\sqrt{3}$ 0,52	15,81	30,42	201	15,8	30	G
40	12.9		$1/\sqrt{3}$			190	M-Bruch	30	G
41	281.1 G	200	0,58	15,84	31,91	200	M-Bruch	32	G
42	12.9		$1/\sqrt{3}$			195	15,7	28	G
43						193	15,7	29	G
44		205		15,8	30,98	195	15,7	30	G
45	281.1 TH		0,55			205	15,7	31	G

Auch hier wurde für die beiden ersten Versuche der Wert  $\beta_M=0,7$  zur Berechnung der Mindesteinschraubtiefe eingesetzt. Da die Abstreifkraft gegenüber der zu erwartenden Bruchkraft zu klein war, wurde mit den Formeln im Abschnitt 2 ein Wert von  $\beta_M=0,51$  errechnet, der sich dann in den nächsten drei Versuchen mit  $\beta_M=0,5$  bestätigte.

Da leider nicht genügend Muttern und Mutternhöhe zur Verfügung standen, konnten einige geplante Versuche nicht

so durchgeführt werden, wie ursprünglich gedacht. So konnten teilweise nur Abstreifversuche durchgeführt oder rechnerische Werte ermittelt werden. Tabelle 5 gibt diese Werte wieder.

Bei den in Tabelle 5 aufgeführten Versuchen konnte kein Bolzenbruch gemessen werden. Aus diesem Grund können die nach Abschnitt 2 berechneten Scherspannungsfaktoren mit Fehlern behaftet sein, da der Abstand zwischen der Ein-

schraubtiefe des Abstreifens und der Bolzenbruchs nicht bekannt ist.

Wie aus den Tabellen 4 und 5 ersichtlich ist, sind bei dem Werkstoff 281.1 sowohl im Gußzustand als auch im thermisch vergüteten Zustand die Versuchsmuttern teilweise geplatzt. Bis zur Einschraubtiefe platzte der belastete Teil kugelförmig in Stücken ab. Das Muttergewinde selber war am Bolzenende stärker deformiert, als an den ersten tragenden Gängen. Betrachtet man bei den vorgenannten Qualitäten die Bruchdehnung, so sieht man, daß ein Platzen der Muttern bei kleiner Bruchdehnung und zu geringer Einschraubtiefe eintreten kann. Bezüglich des Verhaltens des GG 25 wird auf den letzten Absatz im Abschnitt 4.3.2 in [1] verwiesen.

**4 Auswertung**

**4.1 Scherspannungsfaktor  $\beta$**

Bei den Versuchen konnte festgestellt werden, daß die Scherspannungsfaktoren für die zur Verfügung stehenden Proben streuten. Aus diesem Grund werden sie nachstehend zusammenfassend zu den einzelnen Qualitäten aufgelistet:

Knetaluminium, F 28:	$\beta_M = 0,44$
1275 G	$\beta_M = 0,5$
1275 Th	$\beta_M = 0,52$
281.1 G	$\beta_M = 0,52$ und $0,58$
281.1 Th	$\beta_M = 0,55$ .

Da von fünf Proben vier einheitliche Werte zeigen, eine Probe hingegen stark streut, sollte man bis zur Durchführung weiterer Untersuchungen für die Gußsorten nur den kleinsten Wert, also konservativ,  $\beta_M = 0,5$  berücksichtigen. Damit würde die errechnete Einschraubtiefe etwas größer werden.

In [2] wird in Tabelle 4 auch ein Faktor angegeben, der sich auf die Brinellhärte bezieht. Wenn man die in der vorstehenden Tabelle 3 vom Hersteller angegebenen Werte für die Zugfestigkeit und die Brinellhärten betrachtet, so muß man feststellen, daß es keinen festen Bezug gibt, so wie er bei Stahl und Stahlguß gegeben ist. Ebenso ist bei den austenitischen Stählen eine große Streuung zwischen Brinellhärte und Zugfestigkeit vorhanden, worauf in der

DIN 17 440, Tabelle 3, unter Fußnote 2 ausdrücklich hingewiesen wird. Aus diesem Grund sollten Scherspannungsfaktoren *nicht über die Brinellhärte* ermittelt werden.

Die aus allen bisherigen Versuchsreihen errechneten und bestätigten Scherspannungsfaktoren sind:

<i>Bolzenwerkstoffe</i>	
Alle Festigkeitsklassen	$\beta_B = 1/\sqrt{3}$
Nichtrostende ferritische Werkstoffe	$\beta_B = 1/\sqrt{3}$
Nichtrostende martensitische Werkstoffe	$\beta_B = 1/\sqrt{3}$
Nichtrostende austenitische Werkstoffe	$\beta_B = 0,7$
<i>Mutterwerkstoffe</i>	
Ferritische Stähle	$\beta_M = 1/\sqrt{3}$
Martensitische Stähle	$\beta_M = 1/\sqrt{3}$
Grauguß (Lamellengraphit)	$\beta_M = 0,9$
Sphäroguß (Kugelgraphit)	$\beta_M = 0,7$
Knetaluminium	$\beta_M = 0,44$
Gußaluminium	$\beta_M = 0,5$

**4.2 Mindesteinschraubtiefe**

Es wurde schon in [1] auf die Notwendigkeit einer Änderung von Tafel 12 in [3] hingewiesen. Bei den Muttern sollte nicht Bezug auf die Werkstoffe genommen werden, sondern die zulässige Scherspannung angegeben, wobei die ermittelten Mindesteinschraubtiefen auch die Festigkeitsschwankungen der Schrauben abdecken. Somit sind für die Schrauben die zulässigen Maximalwerte und für die Muttern die Minimalwerte einzusetzen.

In der hier angegebenen Tabelle 6 sind gegenüber der Tabelle 6 in [1] zusätzlich die Festigkeitsklasse 12.9 und weitere Scherspannungen der Muttern aufgeführt.

Die Scherspannungen für die Muttern ergeben sich aus der Mindestzugfestigkeit der Mutterwerkstoffe und den vorstehend aufgelisteten Scherspannungsfaktoren  $\beta_M$  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.

In dem Fall, daß der Mutterwerkstoff eine höhere Zugfestigkeit als der Bolzenwerkstoff hat, ist für die Mutter der

**Tabelle 6.** Anhaltswerte für bezogene Mindesteinschraubtiefen  $m/d$

Scherspan. Mutter [N/mm <sup>2</sup> ]	Gewindefinheit											
	$d/P > 8$				$8 \leq d/P \leq 12$				$d/P > 12$			
	5.6	8.8	10.9	12.9	5.6	8.8	10.9	12.9	5.6	8.8	10.9	12.9
100	1,86	2,37	-	-	2,09	2,67	-	-	2,18	2,79	-	-
150	1,38	1,72	1,89	-	1,53	1,92	2,12	-	1,60	2,10	2,21	-
200	1,13	1,39	1,52	1,68	1,26	1,54	1,69	1,88	1,30	1,61	1,76	1,96
250	1,00	1,19	1,29	1,43	1,09	1,32	1,43	1,59	1,13	1,37	1,50	1,66
300	0,89	1,06	1,15	1,26	0,98	1,17	1,27	1,40	1,01	1,22	1,32	1,45
350	0,82	0,97	1,04	1,13	0,90	1,06	1,15	1,26	0,93	1,10	1,19	1,31
400	0,77	0,90	0,96	1,04	0,84	0,98	1,06	1,15	0,86	1,02	1,10	1,20
450	0,73	0,84	0,90	0,97	0,79	0,92	1,00	1,07	0,82	0,95	1,02	1,11
500	-	0,80	0,85	0,92	-	0,87	0,93	1,01	-	0,90	0,96	1,04
550	-	0,76	0,81	0,87	-	0,83	0,88	0,95	-	0,86	0,91	0,99
600	-	0,73	0,78	0,83	-	0,80	0,85	0,91	-	0,82	0,87	0,94
650	-	-	0,75	0,80	-	-	0,81	0,87	-	-	0,84	0,90
700	-	-	0,73	0,77	-	-	0,79	0,84	-	-	0,81	0,87
750	-	-	-	0,75	-	-	-	0,81	-	-	-	0,84
800	-	-	-	0,73	-	-	-	0,79	-	-	-	0,81

Höchstwert und für den Gewindebolzen der Mindestwert der Zugfestigkeit einzusetzen.

Es wäre empfehlenswert, wenn ebenfalls für die martensitischen und austenitischen Bolzenwerkstoffe zulässige Maximalwerte der Zugfestigkeit in den DIN-Blättern angegeben würden, um auch für diese Bolzen eine Tabelle der Mindesteinschraubtiefen errechnen zu können.

#### Literatur

1. Dose, G.-F.; Pittner, K.-J.: Neuartige Berechnung von Schrauben unter Berücksichtigung der Werkstoffkennwerte. Konstruktion 48 (1996) 183-188
2. Thomala, W.: Abstreiffestigkeit des Muttergewindes - Berechnung, Festigkeitswerte. Vortrag Dt. Schraubenverband, Darmstadt 1991

3. Richtlinie VDI 2230, Blatt 1: Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen, Zylindrische Einschraubverbindungen (1990)

**Anwendungen aus der Sicht des Herausgebers** Der vorliegende Beitrag ergänzt das in Ausgabe 6/96 der Zeitschrift „Konstruktion“ beschriebene Verfahren zur Berechnung von Schraubenverbindungen. Insbesondere ist es jetzt möglich, die Scherspannungen im Gewinde aufgrund des ermittelten Scherspannungsfaktors selbst zu berechnen, was durch Versuchsergebnisse belegt wurde. Von besonderem Interesse für die Praxis sind die über die Scherspannungen berechneten Mindesteinschraubtiefen und Mutterhöhen.

#### Buchbesprechungen

**Haberhauer, H.; Bodenstern, F.: Maschinenelemente. Gestaltung, Berechnung, Anwendung.** 10. völlig neu bearb. Aufl. Berlin: Springer 1996. XI, 626 S., 315 Abb., 100 Tab. Brosch. DM 68,-.

Das Lehr- und Arbeitsbuch wendet sich vorwiegend an Studierende und Konstrukteure. Es stellt sich die Aufgabe, vor allem Verständnis und Anwendungswissen zu vermitteln. Angesichts der zunehmenden Verwendung von Computerprogrammen ist die Kenntnis der Zusammenhänge, Annahmen und Gültigkeitsgrenzen weiterhin sehr wichtig. Auf Formelsammlungen wurde verzichtet, so daß der Leser zum eigenen Nach- und Mitdenken gezwungen ist.

Die zehnte Auflage faßt die bisher vorliegenden zwei Teile in einem Band zusammen. Neu aufgenommen sind Dichtungen. Auf das bisherige Kapitel „Gehäuse, Behälter, Rohrleitungen und Absperrvorrichtungen“ wurde verzichtet. Das Werk ist in die Hauptabschnitte Grundlagen, Verbindungselemente, Dichtungen, Elemente der drehenden Bewegung und Elemente zur Übertragung gleichförmiger Drehbewegungen gegliedert.

Im ersten Abschnitt „Grundlagen“ sind nach der Definition der Maschinenelemente kurzgefaßt allgemeine Betrachtungen zum Konstruieren bzw. Konstruktionsprozeß vorangestellt. Überblickartig folgen Ausführungen zum Gestalten und dafür geltende Gesichtspunkte wie funktions-, werkstoff- oder herstellungsgerecht. Der Unterabschnitt „Normung“ befaßt sich mit Toleranzen und Passungen sowie tech-

nische Oberflächen, wobei übersichtlich auf Anwendungsbeispiele für Passungen, Form- und Lagetoleranzen sowie Werte der Oberflächenrauheiten Bezug genommen wird. Unter dem Oberbegriff „Verbindungselemente“ werden stoffschlüssige Verbindungen, Welle-Nabe-Verbindungen, Niet- und Schraubenverbindungen sowie in sonst nicht üblicher Zusammenfassung elastische Federn einbezogen.

Für die wesentlichen Berechnungen sind - wie in den folgenden Abschnitten - erforderliche Gleichungen mit der Beschreibung der Zusammenhänge und einfacher Ableitungen angegeben. Es erweist sich als Vorteil, daß bei der gesamten Abhandlung ausführliche technische Darstellungen bzw. Konstruktionen der Elemente und Elementeverbunde einen angemessenen Raum einnehmen.

Der den Dichtungen folgende Hauptabschnitt „Elemente der drehenden Bewegung“ behandelt Achsen, Wellen, Lager und Kupplungen (mit dem Unterabschnitt „Bremsen“). Die Ausführungen zur Nachrechnung der Ermüdungsbruchsicherheit von Achsen und Wellen bilden die Einführung. Eine genauere Nachrechnung muß sich auf weitergehende Angaben (z.B. DIN 743 Entwurf) orientieren. Für die meist nur am Rande in anderen Fachbüchern behandelten Führungen ist die hier vorgenommene Einbeziehung begrüßenswert.

Der abschließende umfangreiche Hauptabschnitt „Elemente zur Übertragung gleichförmiger Drehbewegungen“

behandelt Getriebe. Erfasst werden Zahnrad-, Reibrad- und Zugmittelgetriebe. Erfreulicherweise sind auch Umlaufgetriebe (Planetengetriebe) einbezogen mit den speziellen Problemen Übersetzung, Kräfte und Momente sowie Wirkungsgrad. Für die Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern gibt das Buch eine gute Einführung und einen Überblick über das umfangreiche Gebiet der Geometrie und Tragfähigkeitsberechnung (DIN 3960, DIN 3990). Auch für die anderen Verzahnungen bzw. Getriebe (z.B. Schneckengetriebe) werden grundlegende Beziehungen angegeben.

Die in Tabelle 6.3 für die Verzahnungsqualitäten von Stirnrädern enthaltene Richtlinie „DIN Qualität 1 (!) bis 4 für Umfangsgeschwindigkeiten von 20 bis 40 m/s“ ist unreal. Diese Feststellung soll aber den Gesamtwert des Buches nicht schmälern. Zu den Besonderheiten ist zu zählen, daß auf die Literatur nicht im Text Bezug genommen wird, sondern nach dem Anhang in einem Verzeichnis zu den Hauptabschnitten. Ziel ist es, zusätzliches Schrifttum anzugeben. Das Buch kann entsprechend seiner Zielstellung neben anderen bewährten Lehrbüchern vor allem Studierenden, aber auch in der Praxis tätigen Konstrukteuren bzw. Ingenieuren als Basis zur Orientierung zusätzlich zu Tabellenbüchern, Spezialliteratur, Normenwerken und verfügbarer Software empfohlen werden.

H. Linke