

Am Stirnende einer Welle kann man das Verbohren, Abb. 319, anwenden. Nach dem Aufziehen wird längs der Fuge ein Loch, das allerdings bei verschiedenen Baustoffen der Nabe und Welle leicht verläuft, gebohrt, in dasselbe ein runder Stift eingetrieben oder Gewinde eingeschnitten und eine Schraube eingeschraubt. Als Maß für den Durchmesser darf $a = 0,6 \sqrt{d}$ bis $0,7 \sqrt{d}$ in Zentimetern gelten.

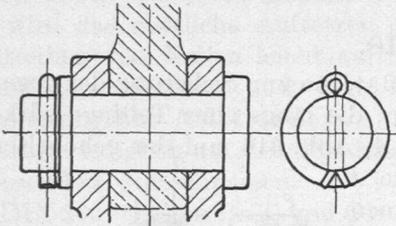


Abb. 318. Splint.

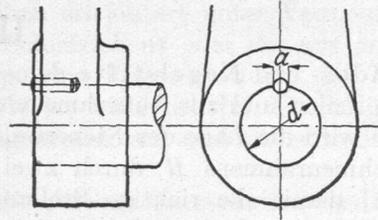


Abb. 319. Verbohren.

An aufgepreßten oder aufgeschumpften Naben kann freilich ein zu tiefes Loch infolge der Kerbwirkung den Verlauf der Schrumpfspannungen erheblich stören und sehr schädlich wirken, indem die Umfangskraft, die die Verbindung aufnehmen kann, durch das Verbohren vermindert wird.

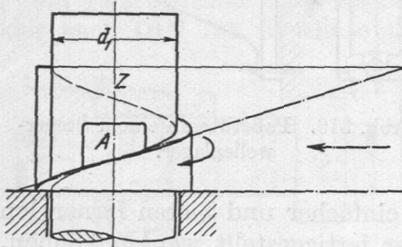


Abb. 320. Verwandtschaft zwischen Schraube und Keil.

Nur die Reibung benutzt man bei reinen Klemmverbindungen, die den Vorteil bieten, daß die Schwächung der Wellen durch Nuten vermieden wird und daß das Zusammenpassen genau zentrisch erfolgt. Die Verbindungsmittel müssen imstande sein, die zur Erzeugung der Reibung nötige Anpressung P zu liefern. Soll das ganze durch eine Welle vom Durchmesser d übertragbare Moment weitergeleitet werden,

so wird mit $M_a = \frac{\pi}{16} d^3 k_a$ und $P = \frac{2 M_a}{\mu \cdot d}$ bei $\mu = 0,2$ und $k_a = 200 \text{ kg/cm}^2$ der nötige Anpreßdruck

$$P = \frac{2\pi d^2}{16\mu} \cdot k_a = \frac{2\pi 200 \cdot d^2}{16 \cdot 0,2} = 125 d^2.$$

Hierhin gehören auch die kegeligen Spannhülsen an Kugellagern, Abschnitt 21, und an rasch laufenden Zahnrädern, Abschnitt 25, sowie die Sellerskupplung, Abschnitt 20, die sich dadurch, daß sie geschlitzt oder geteilt sind, geringen Abweichungen des Wellen- oder Bohrungsdurchmessers anpassen, aber genau mittlichen Sitz gewährleisten.

Fünfter Abschnitt.

Schrauben.

I. Grundbegriffe.

Die Wirkung der Schrauben beruht, wie die der Keile, auf den Gesetzen der schiefen Ebene. Schrauben und Keile sind verwandt und lassen sich auseinander herleiten. Wickelt man einen Keil, Abb. 320, auf einem Zylinder vom Durchmesser d_1 auf, so entsteht ein Schraubengang, durch Aneinandersetzen mehrerer Keile eine Schraubenfläche. Verschiebt man den strichpunktiert gezeichneten Keil nach links, so wird der Nocken A und der mit ihm verbundene Zylinder Z gehoben, wenn dieser an der Drehung gehindert ist. Die gleiche Wirkung erzielt man durch Drehen des aufgewickelten Keils um die

Zylinderachse im Sinne des ausgezogenen Pfeiles. An Hand der Abbildung werden aber auch zwei der wesentlichen Vorteile der Schrauben gegenüber den Keilen deutlich:

1. Durch Verwendung mehrerer Gänge ist eine Herabsetzung des Flächendruckes möglich.

2. Die Beanspruchung auf Biegung wird niedriger, weil die Schraubengänge nur wenig aus dem Schaft heraustreten. Und schließlich ist

3. die Herstellung von Schraubenflächen leicht und genau möglich.

In Abb. 321 ist die Entstehung einer Schraubenlinie durch Aufwickeln eines keilförmigen Streifens ABC gezeigt. Der Keilwinkel α wird zum Steigungswinkel der Schraubenlinie, der im Punkte D in der Mittelebene des Zylinders in seiner wahren Größe erscheint. Der Länge πd_1 , welche einen vollen Schraubengang gibt, entspricht die Ganghöhe h .

$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_1}$ ist die Steigung der Schraubenlinie.

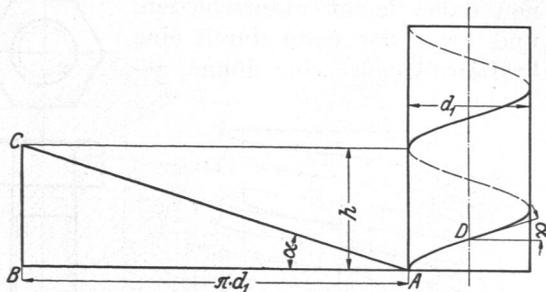


Abb. 321. Entstehung der Schraubenlinie.

Je nach der Aufwicklungsrichtung wird die Schraubenlinie rechts- oder linksgängig; von der Seite gesehen, Abb. 322, steigt die Linie nach rechts oder links an. Die üblichen Befestigungsschrauben sind rechtsgängig.

Gleitet längs der Schraubenlinie ein Querschnitt, der Gewindequerschnitt, derart, daß seine Ebene immer durch die Zylinderachse geht, so wird eine Schraube erzeugt. Ein Dreieck, Abb. 323, führt zu dem scharfgängigen Gewinde der gewöhnlichen

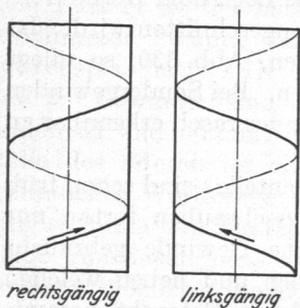


Abb. 322. Rechts- und linksgängige Schraubenlinien.

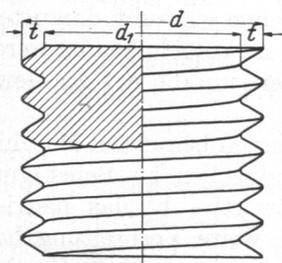


Abb. 323. Scharfgängiges Gewinde.

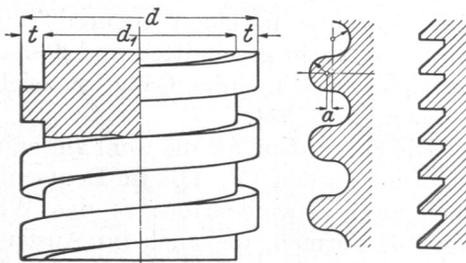


Abb. 324—326. Flach-, Rund- und Sägegewinde.

Befestigungsschrauben, ein Trapez-, Abb. 337 und 326, zu dem leicht fräsbaren Trapez- und Sägewinde der Bewegungsschrauben, ein Rechteck, Abb. 324, zum Flachgewinde, ein durch Kreisbogen begrenzter Gangquerschnitt, Abb. 325 und 339 zu dem u. a. an den Kupplungen der Eisenbahnwagen benutzten Rundgewinde. Der Außendurchmesser d gibt die Stärke des Bolzens an, aus dem die Schraube geschnitten werden kann; der Kerndurchmesser d_1 kennzeichnet den Kernquerschnitt, der für die Tragfähigkeit maßgebend ist.

$$t = \frac{d - d_1}{2} \tag{92}$$

heißt Gangtiefe des Gewindes. Bedeutet d_f den mittleren Durchmesser der Flanken, den Flankendurchmesser, so gibt

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_f} \tag{93}$$

die für die Wirkung der Schraube wichtige mittlere Steigung an.

An eingängigen Schrauben, Abb. 323 und 324, wird das Gewinde durch einen einzigen schraubenförmig umlaufenden Querschnitt gebildet, wie die gewöhnlichen Befestigungsschrauben zeigen; zwei- und mehrgängige Schrauben entstehen, wenn zwei oder mehr Querschnitte zur Erzeugung nötig sind, die parallelen Schraubenlinien folgen, Abb. 327.

Die zeichnerische Darstellung des Gewindes geschieht zweckmäßig und in Übereinstimmung mit DIN 27 unter Angabe der Gewindetiefe durch eine gestrichelte Linie. Außen- oder Innengewinde können dabei leicht unterschieden, und zwar das erste durch eine kräftige Außen-, eine dünne, ge-

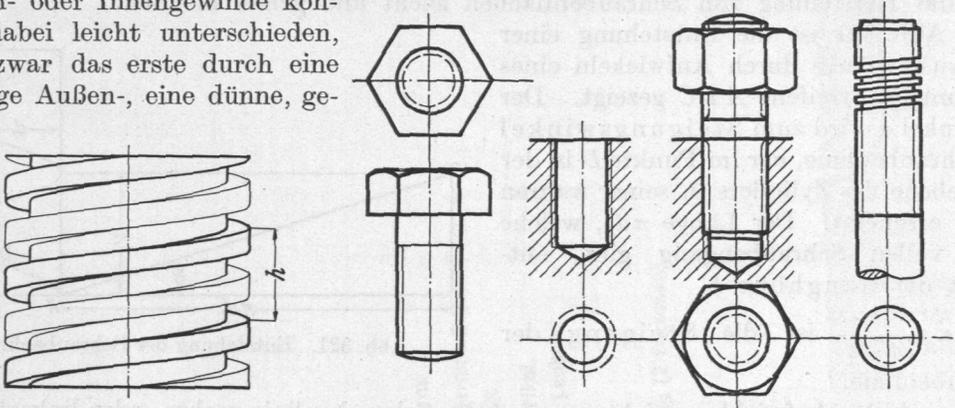


Abb. 327. Doppelgängige Schraube.

Abb. 328—331. Zeichnerische Darstellung von Gewinden.

strichelte Innenlinie, Abb. 328, gekennzeichnet werden entsprechend seiner Herstellung, bei der zunächst der Bolzen auf den Außendurchmesser abgedreht und dann mit Gewinde versehen wird. Innengewinde, Abb. 329, wird umgekehrt durch eine starke Innen- und eine dünne Außenlinie wiedergegeben, da zunächst das Loch dem Kerndurchmesser nach gebohrt, und dann das Gewinde in die Wandung eingeschnitten wird. Ist eine Schraube in einen anderen Teil eingeschraubt darzustellen, Abb. 330, so pflegt der Bolzen nicht geschnitten und deshalb hervorgehoben zu werden. Bei Sondergewinden empfiehlt es sich, einige Gänge zu zeichnen, um die Art des Gewindes rasch erkennbar zu machen, Abb. 331.

Die Schrauben, als die wohl am häufigsten benutzten Maschinenteile, sind schon früh genormt worden [V, 1]. In Deutschland sollen zu Befestigungsschrauben fortan nur noch zwei Gewindearten: a) das Whitworth-, b) das metrische Gewinde gebraucht werden, Formen, die auch im Auslande weite Verbreitung haben und neben welchen noch c) das in Amerika allgemein eingeführte U.S.St.-Gewinde in Betracht kommt, so daß in der gesamten Technik fortan mit drei Gewindearten gerechnet werden muß.

II. Die Gewindeformen.

A. Das Whitworth-Gewinde.

Das Whitworth-Gewinde, in England durchweg, aber auch in Deutschland vorwiegend verwandt, gründet sich auf das Zollmaß und benutzt als Gewindequerschnitt ein gleichschenkliges Dreieck von 55° Spitzenwinkel, Abb. 332. Die Gänge sind außen und im Grunde so abgerundet, daß je ein Sechstel der Dreieckshöhe $t_0 = 0,96 h$ wegfällt, daß also eine wirkliche Gewindetiefe $t = 0,64 h$ entsteht, wenn h die Ganghöhe bedeutet. Die Mutter soll die Schraube passend umschließen.

Die in der folgenden Zusammenstellung 59 aufgeführten normalen Schrauben werden nach dem Außendurchmesser d , in englischen Zollen gemessen, benannt und in Abstufungen hergestellt, die bei kleineren Schrauben um je $\frac{1}{16}''$, dann um $\frac{1}{8}''$, bei größeren um $\frac{1}{4}''$ steigen. Die Gangzahl ist auf einen Zoll bezogen und nimmt mit zunehmendem Durchmesser ab. Zwischen $d = \frac{1}{4}$ bis $6''$ beträgt die Ganghöhe $h = \frac{1}{5} \dots \frac{1}{15} d$.

Störend für deutsche Verhältnisse ist die Benutzung des Zollmaßes; ein Nachteil besteht in der schwierigen Herstellung der vorgeschriebenen Abrundungen. Die Werkzeuge nutzen sich vor allem an den Spitzen ab, geben damit ungenaue Gewindeformen und nicht zueinander passende Muttern und Schrauben.

Diesen Übelstand hatte der Normenausschuß der Deutschen Industrie durch das Whitworth-Gewinde mit Spitzenspiel der DIN 12 zu beseitigen versucht, in der Absicht, vor allem eine bessere Flankenanlage zu sichern. Die Ausführung derartiger Schrauben verschlechterte jedoch, namentlich bei schwarzen Schrauben, das Aussehen, weil die Außenhaut des Schraubeneisens an den Gewindespitzen der Bolzen erhalten und infolge nicht zu vermeidender Unrundheit des Eisens in verschiedener Breite sichtbar bleibt.

Dieser Mangel soll dadurch behoben werden, daß für das Whitworth-Gewinde nach DIN 11 Toleranzen festgelegt werden, durch die praktisch ein Spitzenspiel entsteht. Das Whitworth-Gewinde mit Spitzenspiel der DIN 12 wird daher nur als Konstruktionsgewinde an ganz bearbeiteten Schrauben Bedeutung gewinnen, bietet aber den nicht unwichtigen Vorteil, daß es in manchen Fällen wegen geringerer Außendurchmesser mit kleineren Paßdurchmessern auszukommen gestattet. Bei 1" Durchmesser des Gewindes ohne Spitzenspiel nach DIN 11 ist der nächst größere Normaldurchmesser 26 mm, bei 1" Gewinde mit Spitzenspiel nach DIN 12 dagegen 25 mm. Am 2" Gewinde sind die entsprechenden Zahlen 52 und 50 mm.

Die Einführung des Whitworth-Gewindes mit Spitzenspiel an Stelle des älteren ist ohne Störung und Schwierigkeit derart möglich, daß beliebige verbrauchte Werkzeuge durch solche der neuen Art ersetzt werden. Auf Zeichnungen wird es durch den Zusatz *m Sp* besonders hervorgehoben. Die Hauptmaße beider Gewinde gibt Zusammenstellung 59 wieder, zu der bemerkt sei, daß die eingeklammerten Gewinde möglichst nicht verwendet und daß als Ersatz für Schrauben unter 1/2" die entsprechenden metrischen genommen werden sollen.

Für Zeichnungen von Eisenbauwerken sind nach DIN 139 die folgenden Sinnbilder, die zum Unterschied von den Nietbildern durch ein schräges Strickkreuz gekennzeichnet sind, festgelegt worden.

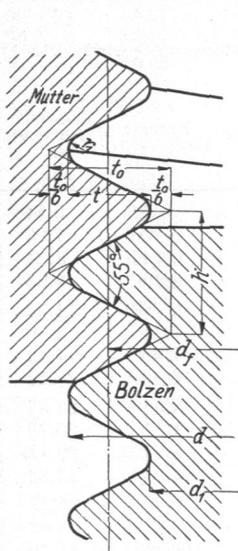


Abb. 332. Whitworth-Gewinde.

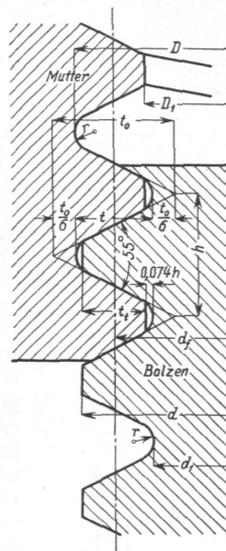


Abb. 333. Whitworth-Gewinde mit Spitzenspiel nach DIN 12.

Durchmesser . .	5/16"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"	1 1/8" und größer
	8 mm	10 mm						
Sinnbild								Kreis mit Maßangabe z. B.

Rohrgewinde. Zur Verbindung von schmiedeeisernen Rohren durch Muffen und Nippel ist das normale Whitworth-Gewinde wegen seiner großen Gangtiefe ungeeignet. Das dafür ausgebildete Rohrgewinde benutzt dieselbe Querschnittform, hat aber mehr Gänge auf den Zoll, um ein feineres Gewinde und damit eine geringere Schwächung des Rohres zu erzielen. Die Bezeichnung des Gewindes geht vom lichten Durchmesser des Gasrohres in englischen Zollen aus, nicht vom Außendurchmesser des Gewindes und hat somit den Nachteil, keine unmittelbare Vorstellung über die Größe des letzteren zu geben.

1903 war durch Vereinbarung zwischen den in Betracht kommenden deutschen Verbänden und Vereinen der äußere Durchmesser der Rohre und des zugehörigen „Gasgewinde“ in Millimetern festgelegt worden und 1913 hatten sich die meisten Länder auf ein einheitliches, auf gleicher Grundlage aufgebautes Gewinde geeinigt. Seine Einführung wurde jedoch durch den Krieg und den Beschluß Amerikas, ein eigenes Gewinde aufzustellen, vereitelt.

Zusammenstellung 59.

Nenn- durch- messer	Whitworth-Gewinde DIN 11						Whitworth- Gewinde mit Spitzenspiel DIN 12	DIN 475	DIN 931	DIN 934	Nenn- durch- messer				
	Gewinde- durchmesser d	Kern- durchmesser d_1	Kern- querschnitt	Flanken- durchmesser d_f	Gang- zahl auf 1 Zoll z	Tragtiefe t						Gewinde- durchmesser d	Schlüs- sel- weite mm	Kopf- höhe mm	Mutter- höhe mm
1/4''	6,35	4,72	0,175	5,54	20	0,625	6,16	11	5	5,5	1/4''				
5/16''	7,94	6,13	0,295	7,03	18	0,695	7,73	14	6	6,5	5/16''				
3/8''	9,53	7,49	0,441	8,51	16	0,782	9,29	17	7	8	3/8''				
(7/16'')	11,11	8,79	0,607	9,95	14	0,893	10,84	19	8	9,5	(7/16)''				
1/2''	12,70	9,99	0,784	11,35	12	1,04	12,39	22	9	11	1/2''				
5/8''	15,88	12,92	1,31	14,40	11	1,14	15,53	27	11	13	5/8''				
3/4''	19,05	15,80	1,96	17,42	10	1,25	18,68	32	13	16	3/4''				
7/8''	22,23	18,61	2,72	20,42	9	1,39	21,81	36	16	18	7/8''				
1''	25,40	21,34	3,58	23,37	8	1,56	24,93	41	18	20	1''				
1 1/8''	28,58	23,93	4,50	26,25	7	1,79	28,04	46	20	22	1 1/8''				
1 1/4''	31,75	27,10	5,77	29,43	7	1,79	31,21	50	22	25	1 1/4''				
1 3/8''	34,93	29,51	6,84	32,22	6	2,08	34,30	55	24	28	1 3/8''				
1 1/2''	38,10	32,68	8,39	35,39	6	2,08	37,48	60	27	30	1 1/2''				
1 5/8''	41,28	34,77	9,50	38,02	5	2,50	40,53	65	30	32	1 5/8''				
1 3/4''	44,45	37,95	11,31	41,20	5	2,50	43,70	70	32	35	1 3/4''				
(1 7/8'')	47,63	40,40	12,82	44,01	4 1/2	2,78	46,79	75	34	38	(1 7/8)''				
2''	50,80	43,57	14,91	47,19	4 1/2	2,78	49,97	80	36	40	2''				
2 1/4''	57,15	49,02	18,87	53,09	4	3,13	56,21	85	—	45	2 1/4''				
2 1/2''	63,50	55,37	24,08	59,44	4	3,13	62,56	95	—	50	2 1/2''				
2 3/4''	69,85	60,56	28,80	65,21	3 1/2	3,57	68,78	105	—	55	2 3/4''				
3''	76,20	66,91	35,16	71,56	3 1/2	3,57	75,13	110	—	60	3''				
3 1/4''	82,55	72,54	41,33	77,55	3 1/4	3,85	81,40	120	—	65	3 1/4''				
3 1/2''	88,90	78,89	48,89	83,90	3 1/4	3,85	87,75	130	—	70	3 1/2''				
3 3/4''	95,25	84,41	55,96	89,83	3	4,17	94,00	135	—	75	3 3/4''				
4''	101,60	90,76	64,70	96,18	3	4,17	100,35	145	—	80	4''				
4 1/4''	107,95	96,64	73,35	102,30	2 7/8	4,35	106,65	155	—	85	4 1/4''				
4 1/2''	114,30	102,99	83,31	108,65	2 7/8	4,35	113,00	165	—	90	4 1/2''				
4 3/4''	120,66	108,83	93,01	114,74	2 3/4	4,55	119,29	175	—	95	4 3/4''				
5''	127,01	115,18	104,2	121,09	2 3/4	4,55	125,64	180	—	100	5''				
5 1/4''	133,36	120,96	114,9	127,16	2 5/8	4,76	131,92	190	—	105	5 1/4''				
5 1/2''	139,71	127,31	127,3	133,51	2 5/8	4,76	138,27	200	—	110	5 1/2''				
5 3/4''	146,06	133,04	139,0	139,55	2 1/2	5,00	144,55	210	—	115	5 3/4''				
6''	152,41	139,39	152,6	145,90	2 1/2	5,00	150,90	220	—	120	6''				

Die Größen d , d_1 , d_f und t sind in den Normen auf $\frac{1}{1000}$ mm, die Kernquerschnitte auf $\frac{1}{1000}$ cm² genau angegeben.

Bei einer Rückfrage des Normenausschusses der deutschen Industrie verlangten die das Gewinde vorwiegend benutzenden Firmen, daß an dem englischen Normalgewinde festgehalten werden sollte. Dieses wurde deshalb in der DIN 259 unter der neuen Bezeichnung „Rohrgewinde“ bis zu 18'' lichtigem Rohrdurchmesser als deutsche Norm anerkannt. Zusammenstellung 60 gibt die Maße bis zu 6'' Durchmesser im Auszug wieder.

Die Gewinde an Rohren sollen in erster Linie dicht, in zweiter aber auch imstande sein, die Längskräfte in den Rohrwandungen zu übertragen. Dichtigkeit wird entweder unmittelbar erreicht, dadurch, daß das Gewinde an den Rohrenden schwach kegelig geschnitten wird, so daß sich die Gänge beim Ineinanderschrauben in radialer Richtung scharf ineinanderpressen oder mittelbar durch Einlegen besonderer Dichtmittel in die

Zusammenstellung 60. Whitworth-Rohrgewinde.

Nenn Durchmesser und Bezeichnung		Gangzahl auf 1 Zoll	Ohne Spitzenspiel nach DIN 259		Mit Spitzenspiel nach DIN 260 Gewindedurchmesser <i>d</i> mm
Zoll	gerundet mm		Gewinde- durchmesser <i>d</i> mm	Kern- durchmesser <i>d</i> ₁ mm	
<i>R</i> 1/8''	10	28	9,73	8,57	<i>R</i> 1/8'' m Sp 9,59
<i>R</i> 1/4''	13	19	13,16	11,45	<i>R</i> 1/4'' „ „ 12,96
<i>R</i> 3/8''	17	19	16,66	14,95	<i>R</i> 3/8'' „ „ 16,47
<i>R</i> 1/2''	21	14	20,96	18,63	<i>R</i> 1/2'' „ „ 20,69
<i>R</i> 5/8''	23	14	22,91	20,59	<i>R</i> 5/8'' „ „ 22,64
<i>R</i> 3/4''	26	14	26,44	24,12	<i>R</i> 3/4'' „ „ 26,17
<i>R</i> 7/8''	30	14	30,20	27,88	<i>R</i> 7/8'' „ „ 29,93
<i>R</i> 1''	33	11	33,25	30,29	<i>R</i> 1'' „ „ 32,91
(<i>R</i> 1 1/8'')	38	11	37,90	34,94	(<i>R</i> 1 1/8'') „ „ 37,56
<i>R</i> 1 1/4'')	42	11	41,91	38,95	<i>R</i> 1 1/4'') „ „ 41,57
(<i>R</i> 1 3/8'')	44	11	44,33	41,37	(<i>R</i> 1 3/8'') „ „ 43,98
<i>R</i> 1 1/2'')	48	11	47,81	44,85	<i>R</i> 1 1/2'') „ „ 47,46
<i>R</i> 1 3/4'')	54	11	53,75	50,79	<i>R</i> 1 3/4'') „ „ 53,41
<i>R</i> 2''	60	11	59,62	56,66	<i>R</i> 2'' „ „ 59,27
<i>R</i> 2 1/4'')	66	11	65,71	62,76	<i>R</i> 2 1/4'') „ „ 65,37
<i>R</i> 2 1/2'')	75	11	75,19	72,23	<i>R</i> 2 1/2'') „ „ 74,85
<i>R</i> 2 3/4'')	82	11	81,54	78,58	<i>R</i> 2 3/4'') „ „ 81,20
<i>R</i> 3''	88	11	87,89	84,93	<i>R</i> 3'' „ „ 87,55
<i>R</i> 3 1/4'')	94	11	93,98	91,03	<i>R</i> 3 1/4'') „ „ 93,64
<i>R</i> 3 1/2'')	100	11	100,33	97,38	<i>R</i> 3 1/2'') „ „ 99,99
<i>R</i> 3 3/4'')	107	11	106,68	103,73	<i>R</i> 3 3/4'') „ „ 106,34
<i>R</i> 4''	113	11	113,03	110,08	<i>R</i> 4'' „ „ 112,69
<i>R</i> 4 1/2'')	126	11	125,74	122,78	<i>R</i> 4 1/2'') „ „ 125,39
<i>R</i> 5''	138	11	138,44	135,48	<i>R</i> 5'' „ „ 138,09
<i>R</i> 5 1/2'')	151	11	151,14	148,18	<i>R</i> 5 1/2'') „ „ 150,79
<i>R</i> 6''	164	11	163,84	160,88	<i>R</i> 6'' „ „ 163,49
<i>R</i> 1 5/8'' ⁽¹⁾	53	11	52,89	49,93	<i>R</i> 1 5/8'' ⁽¹⁾ „ „ 52,54
<i>R</i> 2 3/8'' ⁽¹⁾	69	11	69,40	66,44	<i>R</i> 2 3/8'' ⁽¹⁾ „ „ 69,06

¹⁾ Die Werte sind im englischen Original nicht enthalten und daher möglichst zu vermeiden.

Die Größen *d* und *d*₁ sind in den Normen auf $\frac{1}{1000}$ mm genau angegeben.

Gewindegänge, z. B. mit Mennige getränkter Hanffäden, oder schließlich durch Enddichtungen, d. i. durch Einbau einer Dichtung am Muffenende, die durch eine Gegenmutter gehalten und angepreßt wird. An Fittingsanschlüssen schreibt DIN 2999 einen Kegel 1:16 vor, wobei der Gewindedurchmesser in einem bestimmten Abstände vom Rohrende gleich dem des normalen zylindrischen Rohrgewindes sein und die normale Gangform der DIN 259 senkrecht zum Kegelmantel stehen soll.

Wegen der geringen Gewindetiefe findet das Rohrgewinde oft auch anderweitig Verwendung: so z. B. an Kolbenstangen, um den Stangenquerschnitt möglichst wenig durch das Gewinde für die Kolbenmutter zu schwächen und um die Kerbwirkung zu vermindern. Denn Stahl und Flußeisen sind bei tiefen und scharfen Eindrehungen, wie sie das gewöhnliche Whitworth-Gewinde mit sich bringt, sehr empfindlich gegen plötzliche und stoßweise Belastungen. Aus dem gleichen Grunde empfiehlt es sich, Feingewinde auch an den Schrauben der offenen Schubstangenköpfe zu verwenden. Für solche Fälle ist in der DIN 260 ein Whitworth-Rohrgewinde mit Spitzenspiel geschaffen worden, das zweckmäßigerweise auch überall da angewendet wird, wo auf die Dichtheit kein Wert zu legen ist oder wo die Abdichtung außerhalb des Gewindes erfolgen kann. Auf den Zeichnungen werden die Whitworth-Rohrgewinde durch ein vorgesetztes *R* von den andern Gewinden unterschieden: z. B. *R* 4'' und *R* 4'' m Sp.

Ein Vergleich zwischen dem Befestigungs- und dem Rohrgewinde bieten die beiden folgenden Beispiele, die sich auf Gewinde annähernd gleichen Außendurchmessers beziehen:

	Durchmesser mm	Gangzahl/1"	Gewindetiefe mm
$\left\{ \begin{array}{l} 1/2'' \\ R\ 1/4''\ m\ Sp \end{array} \right.$	12,70	12	1,36
	12,96	19	nur 0,75
$\left\{ \begin{array}{l} 4'' \\ R\ 3 1/2'' \end{array} \right.$	101,60	3	5,42
	100,33	11	nur 1,48

Als eigentliches Konstruktionsgewinde ist das Rohrgewinde seiner verhältnismäßig großen Sprünge in bezug auf den Außendurchmesser nicht immer geeignet. Deshalb wurden in den DIN 239 und 240 zwei Whitworth-Feingewinde Nr. 1 und 2 aufgestellt, deren Außendurchmesser in Millimetern festgelegt sind, deren Gangzahl sich aber naturgemäß auf den Zoll bezieht. Dabei ist hervorzuheben, daß die größeren Durchmesser absichtlich von den Normaldurchmessern der deutschen Industrie um je 1 mm nach unten abweichen, also die Endziffern 4 und 9 aufweisen, um das Gewinde gegenüber den anschließenden Wellenstücken mit normalen Durchmessern etwas zurücktreten zu lassen und beim Aufschieben von Teilen durch ein darüber gelegtes dünnes Blech schützen zu können. Zudem ist es dadurch vielfach möglich, mit geringeren Konstruktionsdurchmessern auszukommen. Hätte das Gewinde im Falle *b* der Abb. 334 100 mm Durchmesser, so müßte die Sitzstelle der Scheibe, falls diese mit Festsitz aufgebracht werden soll, 105 mm Durchmesser bekommen; andernfalls würde das Gewinde beim Aufbringen beschädigt werden. Mit 100 mm Durchmesser kommt man aber im Falle *a* aus. Bis 80 mm Durchmesser sind die Normaldurchmesser zugrunde gelegt, weil dieselben in dem Bereich genügend fein abgestuft sind und weil es dadurch möglich war, in Übereinstimmung mit dem in der Schweiz und in Frankreich schon festgelegten Gewinde zu bleiben. Auf Wunsch der Industrie hat auch das Whitworth-Feingewinde Spitzenspiel bekommen; da aber der Einheitlichkeit wegen der Außendurchmesser des Muttergewindes als Durchmesser gilt, weicht der Außendurchmesser des Bolzendurchmessers vom Nennmaß etwas ab. Bezeichnet wird das Whitworth-Feingewinde durch ein vorgesetztes *W* und das Produkt des Außendurchmessers in Millimetern und der Steigung, in Teilen eines Zolles ausgedrückt: $W\ 60 \cdot 1/6''$.

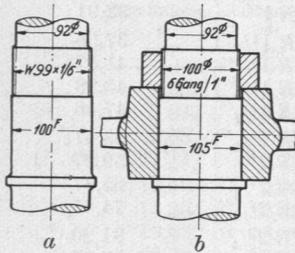


Abb. 334. Zur Ausbildung des Whitworth-Feingewindes.
M. 1:10.

B. Das Metrische Gewinde.

In den Ländern, die das metrische Maß eingeführt hatten, waren seit langem Bestrebungen im Gange, auch ein Gewinde auf dieser Grundlage zu schaffen. Nach langwierigen Vorarbeiten wurde schließlich in Zürich zwischen Vertretern der deutschen, französischen und schweizer Industrie (Verein deutscher Ingenieure, Société d'encouragement pour l'industrie nationale und Verein schweizerischer Maschinenindustrieller) das S.-I.-Gewinde (Système International) vereinbart und 1898 von einem internationalen Kongreß angenommen. Es erfreut sich zunehmender Verbreitung.

Die Grundlage bildet ein gleichseitiges Dreieck, Abb. 335, so daß Flankenwinkel von 60° entstehen. An den vorspringenden Kanten ist das Gewinde um $1/8$ der Dreieckshöhe abgeflacht und zur leichteren Herstellung der tragenden Flanken mit Spitzenspiel $a = 0,045 h$ unter Ausrundung des Grundes versehen. Die wirkliche Gangtiefe wird dabei $t = 0,6945 h$, die Tragtiefe $t_t = 3/4 \cdot t_0 = 0,65 h$. Die Durchmesser d , über den abgestumpften Kanten des Vollgewindes gemessen, sowie die Ganghöhen sind in Millimetern festgelegt.

Die oben erwähnten internationalen Vereinbarungen bezogen sich auf Gewindedurchmesser zwischen 6 und 80 mm. Durch den Normenausschuß der deutschen Industrie

Zusammenstellung 61.

Metrisches Gewinde von 1 bis 149 mm Durchmesser nach DIN 13, 14, 931, 932, 934. Maße in mm.

Gewinde- durch- messer d	Bolzen		Flanken- durch- messer d_f	Gang- höhe h	Mutter		Tragtiefe t_t	DIN 475	DIN 931, 932	DIN 934	Gewinde- durch- messer d
	Kern- durch- messer d_1	Kern- querschnitt cm^2			Gewinde- durch- messer D	Kern- durch- messer D_1		Schlüs- sel- weite	Kopf- höhe	Mutter- höhe	
1	0,652	—	0,838	0,25	1,024	0,676	0,162	—	—	—	1
1,2	0,852	—	1,038	0,25	1,224	0,876	0,162	—	—	—	1,2
1,4	0,984	—	1,205	0,3	1,426	1,010	0,195	—	—	—	1,4
1,7	1,214	—	1,473	0,35	1,733	1,246	0,227	4	1,2	1,7	1,7
2	1,444	—	1,740	0,4	2,036	1,480	0,260	4,5	1,4	2	2
2,3	1,744	—	2,040	0,4	2,336	1,780	0,260	5	1,6	2,3	2,3
2,6	1,974	—	2,308	0,45	2,642	2,016	0,292	5,5	1,8	2,6	2,6
3	2,306	—	2,675	0,5	3,044	2,350	0,325	6	2	3	3
3,5	2,666	—	3,110	0,6	3,554	2,720	0,390	7	2,4	3,5	3,5
4	3,028	—	3,545	0,7	4,062	3,090	0,455	8	2,8	4	4
(4,5)	3,458	—	4,013	0,75	4,568	3,526	0,487	9	3,2	4,5	(4,5)
5	3,888	—	4,480	0,8	5,072	3,960	0,520	9	3,5	4,5	5
(5,5)	4,250	—	4,915	0,9	5,580	4,330	0,585	10	4	5	(5,5)
6	4,610	0,167	5,350	1	6,090	4,700	0,650	11	5	5,5	6
(7)	5,610	0,247	6,350	1	7,090	5,700	0,650	11	5	5,5	(7)
8	6,264	0,308	7,188	1,25	8,112	6,376	0,812	14	6	6,5	8
(9)	7,264	0,414	8,188	1,25	9,112	7,376	0,812	17	6	8	(9)
10	7,916	0,492	9,026	1,5	10,136	8,052	0,974	17	7	8	10
(11)	8,916	0,624	10,026	1,5	11,136	9,052	0,974	19	8	9,5	(11)
12	9,570	0,718	10,863	1,75	12,156	9,726	1,137	22	9	11	12
14	11,222	0,989	12,701	2	14,180	11,402	1,299	22	9	11	14
16	13,222	1,373	14,701	2	16,180	13,402	1,299	27	11	13	16
18	14,528	1,657	16,376	2,5	18,224	14,752	1,624	32	13	16	18
20	16,528	2,145	18,376	2,5	20,224	16,752	1,624	32	13	16	20
22	18,528	2,696	20,376	2,5	22,224	18,752	1,624	36	16	18	22
24	19,832	3,089	22,051	3	24,270	20,102	1,949	36	16	18	24
27	22,832	4,094	25,051	3	27,270	23,102	1,949	41	18	20	27
30	25,138	4,963	27,727	3,5	30,316	25,454	2,273	46	20	22	30
33	28,138	6,218	30,727	3,5	33,316	28,454	2,273	50	22	25	33
36	30,444	7,279	33,402	4	36,360	30,804	2,598	55	24	28	36
39	33,444	8,785	36,402	4	39,360	33,804	2,598	60	27	30	39
42	35,750	10,04	39,077	4,5	42,404	36,154	2,923	65	30	32	42
45	38,750	11,79	42,077	4,5	45,404	39,154	2,923	70	32	35	45
48	41,054	13,23	44,752	5	48,450	41,504	3,248	75	34	38	48
52	45,054	15,94	48,752	5	52,450	45,504	3,248	80	36	40	52
56	48,360	18,37	52,428	5,5	56,496	48,856	3,572	85	—	45	56
60	52,360	21,53	56,428	5,5	60,496	52,856	3,572	90	—	50	60
64	55,666	24,34	60,103	6	64,54	56,206	3,897	95	—	50	64
68	59,666	27,96	64,103	6	68,54	60,206	3,897	100	—	55	68
72	63,666	31,83	68,103	6	72,54	64,206	3,897	105	—	55	72
76	67,666	35,96	72,103	6	76,54	68,206	3,897	110	—	60	76
80	71,666	40,34	76,103	6	80,54	72,206	3,897	115	—	65	80
84	75,666	44,96	80,103	6	84,54	76,206	3,897	120	—	65	84
89	80,666	51,10	85,103	6	89,54	81,206	3,897	130	—	70	89
94	85,666	57,64	90,103	6	94,54	86,206	3,897	135	—	75	94
99	90,666	64,56	95,103	6	99,54	91,206	3,897	145	—	80	99
104	95,666	71,88	100,103	6	104,54	96,206	3,897	150	—	85	104
109	100,666	79,59	105,103	6	109,54	101,206	3,897	155	—	85	109
114	105,666	87,69	110,103	6	114,54	106,206	3,897	165	—	90	114
119	110,666	96,18	115,103	6	119,54	111,206	3,897	175	—	95	119
124	115,666	105,07	120,103	6	124,54	116,206	3,897	180	—	100	124
129	120,666	114,35	125,103	6	129,54	121,206	3,897	185	—	105	129
134	125,666	124,04	130,103	6	134,54	126,206	3,897	190	—	105	134
139	130,666	134,09	135,103	6	139,54	131,206	3,897	200	—	110	139
144	135,666	144,10	140,103	6	144,54	136,206	3,897	210	—	115	144
149	140,666	155,40	145,103	6	149,54	141,206	3,897	210	—	115	149

wurden sie nach unten bis zu 1 mm, DIN 13, nach oben bis zu 149 mm Durchmesser, DIN 14, bei geringen Abänderungen der Gewinde von 72, 76 und 80 mm Durchmesser, unter der neuen Bezeichnung „Metrisches Gewinde“, ergänzt. Vgl. Zusammenstellung 61. Zweck der Ergänzung war, das bisher in der Elektrotechnik und in der Feinmechanik für kleine Schrauben meist benutzte Löwenherzgewinde zu ersetzen und die in der deutschen Industrie gebrauchten Gewinde nur auf zwei Arten, das Whitworth- und das Metrische Gewinde, zurückzuführen. Die eingeklammerten Gewindedurchmesser sollen möglichst vermieden werden. Auf Drehbänken mit Leitspindeln nach englischem Zoll läßt sich das Metrische Gewinde durch Einschalten eines Rades von 127 Zähnen unter Ausnutzung des Umstandes, daß $1'' = 25,40 = \frac{1}{5} \cdot 127,00$ mm ist, herstellen.

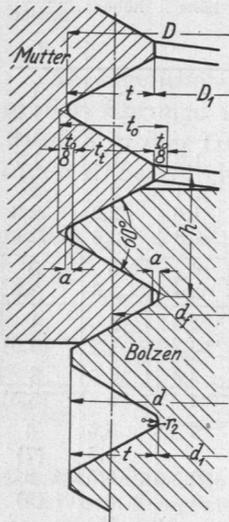


Abb.335. Grundform des S.-I.- und des Metrischen Gewindes.

Eine Reihe von Metrischen Feingewinden Nr. 1 bis 9 ist in den DIN 241 bis 243, 516 bis 521 festgelegt worden. Als Konstruktionsgewinde kommen dabei vor allem die Metrischen Feingewinde Nr. 1 und 2 in Frage. Dasjenige Nr. 1, DIN 241, bildet die Fortsetzung des Metrischen nach DIN 14, umfaßt das Gebiet von 154 bis 499 mm Durchmesser und hat durchweg 6 mm Steigung. Die Metrischen Feingewinde 2 und 3, DIN 242 und 243, beziehen sich auf die kleineren Durchmesser von 24 bis 189, bzw. 1 bis 300 mm und laufen gewissermaßen den größeren Befestigungsgewinden parallel. Angaben über die Bereiche und die Steigungen enthält Zusammenstellung 62.

Schließlich ist in den Metrischen Feingewinden 4 bis 9 eine Reihe mit sehr geringen Steigungen, insbesondere für die Zwecke der Feinmechanik und Optik, geschaffen worden, für welche die Gewinde 1 bis 3 noch zu grob sind.

Zusammenstellung 62. Feingewinde (Auszug).

DIN	Metrisches Feingewinde			Whitworth-Feingewinde	
	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 3	Nr. 1	Nr. 2
DIN	241	242	243 Bl. 1—3	239	240
Bereich	154—499 mm	24—189 mm	1—300 mm	56—499 mm	20—189 mm

Durchmesser mm	Metrisches Feingew.		Whitworth-Feingew.		Durchmesser mm	Metrisches Feingew.		Whitworth-Feingew.	
	Nr. 1	Nr. 2	Nr. 1	Nr. 2		Nr. 1	Nr. 2	Nr. 1	Nr. 2
20					104				
22					109				
24	2 mm Ganghöhe, 1,389 mm Gewinde- tiefe			10 Gang auf 1 Zoll, 1,439 mm Gewinde- tiefe	114	4 mm Ganghöhe, 2,778 mm Gewinde- tiefe	4 Gang auf 1 Zoll, 3,596 mm Ge- winde- tiefe	6 Gang auf 1 Zoll 2,397 mm Ge- winde- tiefe	
27					119				
30					124				
33					129				
36	3 mm Ganghöhe, 2,084 mm Gewinde- tiefe			8 Gang auf 1 Zoll 1,798 mm Gewinde- tiefe	134				
39					139				
42					144				
45					149				
48					154				
52					159				
56	4 mm Ganghöhe, 2,778 mm Gewinde- tiefe	4 Gang auf 1 Zoll, 3,596 mm Gewinde- tiefe	6 Gang auf 1 Zoll, 2,397 mm Gewinde- tiefe		164	6 mm Ganghöhe, 4,167 mm Gewinde- tiefe			
60					169				
64					174				
68					179				
72					184				
76					189				
80					194				
84					199				
89					204				
94					209				
99					214	bis 499 mm			bis 499 mm

Auf den Zeichnungen und bei Bestellungen werden die Metrischen Feingewinde durch den Buchstaben *M* und das Produkt aus dem Außendurchmesser und der Ganghöhe in mm, beispielweise durch *M* 94 × 4, gekennzeichnet.

Das Metrische Feingewinde 3 ist für die folgenden Durchmesser bei den darunter angegebenen Ganghöhen vorgesehen:

Durchmesser	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	3,5	4	4,5	5	5,5 mm
Ganghöhe	← 0,20 →					← 0,25 →		← 0,35 →			← 0,5 → mm		
	← Durchmesser in ganz. mm → steigend					Durchmesser mit den Endziffern 2, 5, 8 und 10, z. B. 102, 105, 108, 110, 112							
Durchmesser	6—8	9—11	12—52	53—100		102—190			192—300 mm				
Ganghöhe	0,75	1,0	1,5	2		3			4 mm				

Über die Anwendungsgebiete der beiden Gewindearten in der Deutschen Industrie Ende 1924 gibt die folgende, dem Dinbuch 2 entnommene Zusammenstellung Aufschluß.

Behörden und Verbände	Durchmesserbereich			
	1—10 mm		über 10—50 mm	
	Whitworth DIN 11	Metrisch DIN 13	Whitworth DIN 11, 12	Metrisch DIN 14
Reichseisenbahn	Fahrzeuge	Lokomotiven, Maschinen, Apparate	allgemein	—
Reichspost	—	allgemein	allgemein	—
Reichsheer	—	allgemein	—	allgemein
Reichsmarine	—	allgemein	allgemein	—
Handelsschiff-Normenausschuß (HNA)	zum Teil	zum Teil	allgemein	—
Verband deutscher Elektrotechniker (VDE)	—	allgemein	allgemein	—
Zentralverband der deutschen elektrotechnischen Industrie (ZV)	—	allgemein	allgemein	—
Verband deutscher Schwachstromindustrieller (VdSI)	—	allgemein	allgemein	—
Kraftfahrbau (Reichsverband d. Automobilindu- strie)	—	allgemein	—	allgemein

Die Gruppe „Großmaschinenbau“ im Arbeitsausschuß für Einführung der Normen hat im Juni 1925 beschlossen, die Normen wie folgt anzuwenden.

Schraubengewinde: Von 1 bis 10 mm DIN 13, von 1/2" bis 2" DIN 11, über 2" kommt noch bis 2 1/2" das Whitworth-Gewinde in Betracht; ferner das Whitworth-Feingewinde 1 nach DIN 239 im Durchmesserbereich 68 bis einschließlich 99 mm (jedoch ohne Spitzenspiel).

Konstruktionsgewinde: Von 20 bis 189 mm Whitworth-Feingewinde 2 nach DIN 240. Für hoch und stoßweise beanspruchte Maschinenteile geht der Großmaschinenbau im allgemeinen bei Durchmesser 149 auf das Feingewinde nach DIN 239 über und benutzt also von 154 mm ab 4 Gang auf 1". Außerdem wird das Whitworth-Feingewinde 2 mit 6 Gang auf 1" weitergeführt bis 369 mm für leichter beanspruchte Teile (Rotationsmaschinenbau). Nebenher läuft das Rohrgewinde, hat aber nur untergeordnete Bedeutung.

Zu wünschen wäre, daß sich die gesamte Industrie auf eine einzige Gewindeart einigte, für welche bei dem in Deutschland sonst allgemein eingeführten metrischen Maße, das auch im Auslande immer größere Bedeutung und Verbreitung gewinnt, nur das Metrische Gewinde in Betracht kommt.

Dem bislang in der Elektrotechnik und von den Mechanikern benutzten Löwenherzgewinde liegt ein einem Quadrat eingeschriebenes Dreieck zugrunde, so daß die Flankenneigung 1:2 und der Spitzenwinkel 53°8' ist. An den Außenkanten und im Grunde ist das Profil um $\frac{t_0}{8}$ geradlinig abgeschnitten. Die Hauptmaße sind in der

Zusammenstellung 63 wiedergegeben, weil das Löwenherzgewinde vielleicht noch nicht sofort verschwinden wird, wenn auch sein völliger Ersatz durch das Metrische baldigst anzustreben ist.

Zusammenstellung 63. Löwenherzgewinde.

Äußerer Durchmesser d mm	1	1,2	1,4	1,7	2	2,3	2,6	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	7	8	9	10
Ganghöhe h mm	0,25	0,25	0,3	0,35	0,4	0,4	0,45	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4
Kerndurchmesser d_1 mm .	0,625	0,825	0,95	1,175	1,4	1,7	1,925	2,25	2,6	2,95	3,375	3,8	4,15	4,5	5,35	6,2	7,05	7,9

C. Das U. S. St.-Gewinde.

Das United States Standart-Gewinde gründet sich auf die von Sellers 1864 angegebene Gewindeform, Abb. 336, mit 60° Flankenwinkel unter Abflachung der Kanten um $\frac{1}{8}$ der Dreieckshöhe. Der äußere Durchmesser d ist in englischen Zollen festgelegt

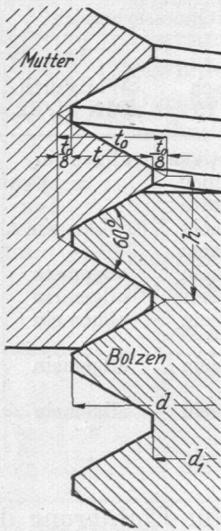


Abb. 336. Sellersgewinde.

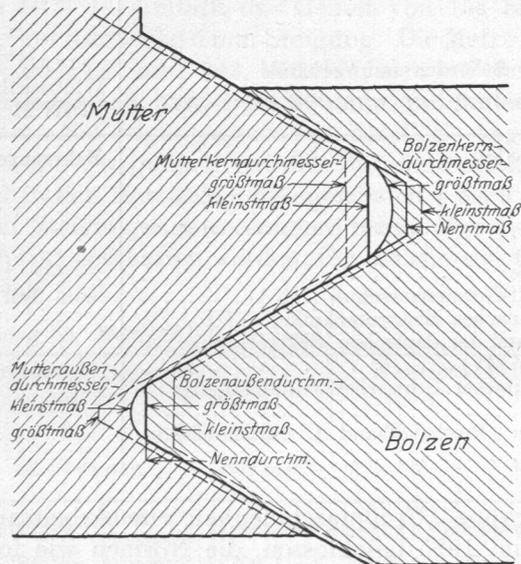


Abb. 336a. Toleranzen des U. S. St.-Gewindes.

Zusammenstellung 64. U. S. St.-Gewinde.

Äußerer Gewinde-durchm. d engl. Zoll	Ganghöhe h engl. Zoll	Zahlenwert $n = \frac{h}{d}$	Äußerer Gewinde-durchm. d engl. Zoll	Ganghöhe h engl. Zoll	Zahlenwert n	Äußerer Gewinde-durchm. d engl. Zoll	Ganghöhe h engl. Zoll	Zahlenwert n
$\frac{1}{8}$ "	0,0250	0,2000	$1\frac{1}{8}$ "	0,1429	0,1270	$3\frac{1}{4}$ "	0,2857	0,0879
$\frac{3}{16}$ "	0,0417	0,2222	$1\frac{1}{4}$ "	0,1429	0,1143	$3\frac{1}{2}$ "	0,3077	0,0879
$\frac{1}{4}$ "	0,0500	0,2000	$1\frac{3}{8}$ "	0,1667	0,1212	$3\frac{3}{4}$ "	0,3333	0,0889
$\frac{5}{16}$ "	0,0556	0,1778	$1\frac{1}{2}$ "	0,1667	0,1111	4"	0,3333	0,0833
$\frac{3}{8}$ "	0,0625	0,1667	$1\frac{5}{8}$ "	0,1818	0,1119	$4\frac{1}{4}$ "	0,3478	0,0818
$\frac{7}{16}$ "	0,0714	0,1633	$1\frac{3}{4}$ "	0,2000	0,1143	$4\frac{1}{2}$ "	0,3636	0,0808
$\frac{1}{2}$ "	0,0769	0,1538	$1\frac{7}{8}$ "	0,2000	0,1067	$4\frac{3}{4}$ "	0,3810	0,0802
$\frac{9}{16}$ "	0,0833	0,1481	2"	0,2222	0,1111	5"	0,4000	0,0800
$\frac{5}{8}$ "	0,0909	0,1455	$2\frac{1}{4}$ "	0,2222	0,0988	$5\frac{1}{4}$ "	0,4000	0,0762
$\frac{3}{4}$ "	0,1000	0,1333	$2\frac{1}{2}$ "	0,2500	0,1000	$5\frac{1}{2}$ "	0,4211	0,0766
$\frac{7}{8}$ "	0,1111	0,1270	$2\frac{3}{4}$ "	0,2500	0,0909	$5\frac{3}{4}$ "	0,4211	0,0732
1"	0,1250	0,1250	3"	0,2857	0,0952	6"	0,4444	0,0741

und dient zur Bezeichnung. Die Ganghöhe ist im Verhältnis zum Durchmesser durch $h = n \cdot d$ bestimmt, wobei $n = 1/5 \dots 1/27$ für $1/8 \dots 6''$ beträgt, vgl. Zusammenstellung 64. Die Mutter sollte nach Sellers Vorschlag die Schraube passend umschließen. Die dadurch bedingte schwierige Herstellung genaueren Gewindes ist nun durch die Festlegung der Toleranzen nach Abb. 336a, die praktisch Spitzenspiel schaffen, beseitigt und damit das vom American-Engineering-Standarts-Committee genehmigte U.S.St.-Gewinde geschaffen worden.

D. Das Trapez-, Sägen- und Rundgewinde.

Neben den im vorstehenden behandelten Befestigungsgewinden steht die Gruppe der Bewegungsgewinde für Spindeln und Schrauben aller Art, die oft und meist unter Belastung bewegt werden müssen. In den Dinormen sind für diese Zwecke das Trapez-, das Sägen- und das Rundgewinde vorgesehen.

Das Trapezgewinde findet als Bewegungsgewinde u. a. Anwendung auf Spindeln von Pressen, Ventilen und Schiebern, Steuerspindeln von Lokomotiven, Leitspindeln von Drehbänken, Schrauben an Werkzeugschlitzen und Reitstöcken, gelegentlich auch als Befestigungsgewinde an großen und sehr oft gelösten Schrauben, wie an den Werkzeughaltern großer Werkzeugmaschinen und an schweren Verbindungsstangen. Dem Gewindequerschnitt liegt ein Trapez mit 30° Flankenwinkel, Abb. 337, zugrunde. Außendurchmesser und Ganghöhe sind in Millimetern festgelegt. An den nichttragenden Flächen ist Spiel vorgesehen und der Grund des Gewindes in den Muttern scharfkantig gehalten. Auch an den Spindeln kann die gleiche Stelle in Rücksicht auf das meist benutzte Fräsen scharf ausgeführt werden, sofern nicht durch die Spindeln große Kräfte aufzunehmen sind und die in der Abbildung angegebene Abrundung wegen der Gefahr des Einreißen infolge Kerbwirkung geboten ist. Das Trapezgewinde soll das bisher für Bewegungsschrauben vorwiegend benutzte Flachgewinde, mit rechteckigem Gewindequerschnitt, Abb. 324, ersetzen. Diesem gegenüber ist es wegen der größeren Höhe der Ansatzstelle im Grunde der Gänge widerstandsfähiger, bietet aber vor allem den Vorteil leichter und rascher Ausführbarkeit. Flachgewinde verlangt, wenn saubere Tragflächen entstehen sollen, beim Schneiden auf der Drehbank eine sehr vorsichtige Zustellung der Werkzeuge oder eine getrennte Bearbeitung der beiden Flanken, macht aber namentlich Schwierigkeiten beim Fräsen. Das Trapezgewinde kann ferner das sowohl für die Herstellung wie für das Tragen der Flanken vorteilhafte Spitzenspiel bekommen, während Flachgewinde an einer der zylindrischen Flächen anliegen muß, wenn radiales Spiel vermieden werden soll.

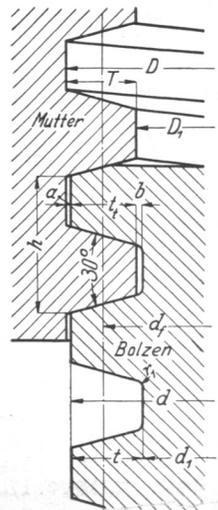


Abb. 337. Trapezgewinde nach DIN 103, 378 und 379.

In der DIN 103 wurde das Trapezgewinde mittlerer Steigung, das in Zusammenstellung 65 ausführlicher wiedergegeben ist, daneben aber in den DIN 378 und 379 noch ein Fein- und ein Grobgewinde dadurch geschaffen, daß dieselbe Gewindegrundform, Abb. 337, benutzt, die Ganghöhen aber anderen Bolzendurchmessern zugeteilt wurden, wie der untere Teil der Zusammenstellung 65 des Näheren zeigt.

Zusammenstellung 65. Eingängige Trapezgewinde nach DIN 103, 378 und 379 (Auszug).

Ganghöhe	3 und 4 mm	5—12 mm	14—48 mm
Spiel a . . .	0,25	0,25	0,5 mm
Spiel b . . .	0,5	0,75	1,5 mm
Rundung r_1 .	0,25	0,25	0,5 mm

Zusammenstellung 65 (Fortsetzung).

Bolzen			Flanken- durch- messer	Ganghöhe	Tragtiefe	Bolzen			Flanken- durch- messer	Ganghöhe	Tragtiefe
Ge- winde- durch- messer	Kern- durch- messer	Kern- quer- schnitt				Ge- winde- durch- messer	Kern- durch- messer	Kern- quer- schnitt			
d	d_1	cm ²	d_f	mm		d	d_1	cm ²	d_f	mm	
10	6,5	0,33	8,5	3/1,25		85	72,5	41,28	79	12/5,5	
12	8,5	0,57	10,5	3/1,25		90	77,5	47,17	84	12/5,5	
14	9,5	0,71	12	4/1,75		95	82,5	53,46	89	12/5,5	
16	11,5	1,04	14	4/1,75		100	87,5	60,13	94	12/5,5	
18	13,5	1,43	16	4/1,75		110	97,5	74,66	104	12/5,5	
20	15,5	1,89	18	4/1,75		120	105	86,59	113	14/6	
22	16,5	2,14	19,5	5/2		130	115	103,87	123	14/6	
24	18,5	2,69	21,5	5/2		140	125	122,72	133	14/6	
26	20,5	3,30	23,5	5/2		150	133	138,93	142	16/7	
28	22,5	3,98	25,5	5/2		160	143	160,61	152	16/7	
30	23,5	4,34	27	6/2,5		170	153	183,85	162	16/7	
32	25,5	5,11	29	6/2,5		180	161	203,58	171	18/8	
36	29,5	6,83	33	6/2,5		190	171	229,66	181	18/8	
40	32,5	8,30	36,5	7/3		200	181	257,30	191	18/8	
44	36,5	10,46	40,5	7/3		210	189	280,55	200	20/9	
48	39,5	12,25	44	8/3,5		220	199	311,03	210	20/9	
50	41,5	13,53	46	8/3,5		230	209	343,07	220	20/9	
52	43,5	14,86	48	8/3,5		240	217	369,84	229	22/10	
55	45,5	16,26	50,5	9/4		250	227	404,71	239	22/10	
60	50,5	20,03	55,5	9/4		260	237	441,15	249	22/10	
65	54,5	23,33	60	10/4,5		270	245	471,44	258	24/11	
70	59,5	27,81	65	10/4,5		280	255	510,71	268	24/11	
75	64,5	32,67	70	10/4,5		290	265	551,55	278	24/11	
80	69,5	37,94	75	10/4,5		300	273	585,35	287	26/12	

Gang- höhe	Durchmesserbereich des		Gang- höhe	Durchmesserbereich des		Gang- höhe	Durchmesserbereich des	
	feinen Tra- pezgewindes DIN 378	groben Tra- pezgewindes DIN 379		feinen Tra- pezgewindes DIN 378	groben Tra- pezgewindes DIN 379		feinen Tra- pezgewindes DIN 378	groben Tra- pezgewindes DIN 379
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm
3	22 ... 62	—	14	—	55 ... 62	28	—	160 ... 180
4	65 ... 110	—	16	—	65 ... 82	32	—	185 ... 200
6	115 ... 175	—	18	420 ... 500	85 ... 98	36	—	210 ... 240
8	180 ... 240	22 ... 28	20	—	100 ... 110	40	—	250 ... 280
10	—	30 ... 38	22	—	115 ... 130	44	—	290 ... 340
12	250 ... 400	40 ... 52	24	520 ... 640	135 ... 155	48	—	360 ... 400

Der Verein deutscher Werkzeugmaschinenfabriken hat sich durch die DIN 113 bezüglich der Ganghöhen an den Leitspindeln auf 3, 6, 12 und 24 mm unter Benutzung der Gewindequerschnitte nach DIN 103 beschränkt. Mit ihnen lassen sich die wichtigsten Ganghöhen der Normen von 0,5, 0,75, 1, 1,5 2, 3 mm mittels der Spindeln von 12 und 24 mm Ganghöhe, auch die von 4 und 6 mm unter Aus- oder Einschlagen des Stangenschlosses an jeder beliebigen Stelle schneiden, weil die Spindelganghöhen ganzzahlige Vielfache derjenigen der Schrauben sind. Das Bremsspindelgewinde der Eisenbahnfahrzeuge ist ein doppelgängiges Trapezgewinde mit 16 mm Steigung (DIN 263).

Das Sägewinde, Abb. 338, wird an hoch belasteten Spindeln, z. B. Pressen aller Art, benutzt. Die tragende Flanke steht nahezu senkrecht, die Rückenfläche unter 30° zur Schraubenachse. Normalerweise hat die Rückenflanke Spiel, für besondere Zwecke ist es aber zulässig, das Rückenspiel wegzulassen. Um das Ecken in der Mutter zu verhindern, sollen der Außendurchmesser der Spindel und der Grunddurchmesser der Mutter übereinstimmen, zu dem Zwecke, eine zylindrische Führung beider Teile zu schaffen. Das zu erreichen, bringt man vor dem Schneiden des Gewindes auf der Vorder-

seite der Mutter eine zylindrische Eindrehung vom Durchmesser des Bolzens an und stellt den Gewindestahl allmählich bis zur Tiefe dieser Eindrehung zu. Die Kehlen am Grunde des Spindelgewindes sind in Rücksicht auf die stets hohe Belastung der Spindeln ausgerundet. Auch das Sägewinde ist in drei Stufen von mittlerer, feiner und grober Steigung, DIN 513 bis 515, genormt worden, derart, daß die Durchmesser und Ganghöhen mit den drei Sorten des Trapezgewindes, Zusammenstellung 65, übereinstimmen. Zur Kennzeichnung dienen die Abkürzungen *Trapz* und *Sägg* und das Produkt aus dem Bolzendurchmesser und der Ganghöhe in Millimetern, z. B. *Trapz* 48 × 8, *Sägg* 70 × 10. Zwei-, drei- und mehrgängige Gewinde erhalten die doppelte, drei- und mehrfache Ganghöhe, bei demselben, also unverändertem Gewindequerschnitt, Abb. 337 und 338. Sie werden beispielweise wie folgt bezeichnet: 2 gäng *Trapz* 48 × 16.

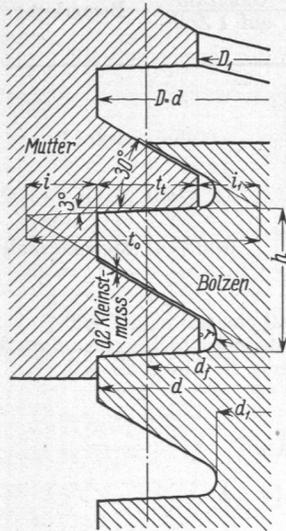


Abb. 338. Sägewinde nach DIN 513, 514 und 515.

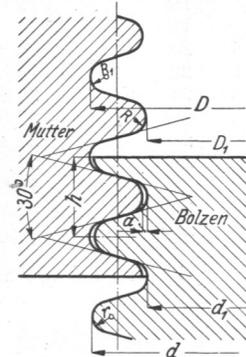


Abb. 339. Rundgewinde nach DIN 405.

Rundgewinde (früher auch Kordelgewinde genannt); nach Abb. 339 durch DIN 405 vereinheitlicht, wird in solchen Fällen verwandt, wo scharfes Gewinde durch Schmutz, Sand, Staub und Rost zu stark leidet: an Spindeln von Absperr-

vorrichtungen für unreine Flüssigkeiten, zur Verbindung von Schläuchen, an Eisenbahnkupplungen usw. Die Außendurchmesser sind in der genannten Norm in Milli-

Zusammenstellung 66. Sägewinde nach DIN 513, eingängig (Auszug).
 $t_t = 0,75 h$, $i = 0,52507 h$, $i_1 = 0,45698 h$, $r = 0,12427 h$.

Gewinde- durch- messer $D = d$ mm	Bolzen		Ganghöhe h mm	Mutter Kern- durch- messer D_1 mm	Bolzen			Ganghöhe mm	Mutter Kern- durch- messer D_1 mm
	Kern- durch- messer d_1 mm	Kern- quer- schnitt cm ²			Gewinde- durch- messer $D = d$ mm	Kern- durch- messer d_1 mm	Kern- quer- schnitt cm ²		
22	13,32	1,39	5	14,5	100	79,174	49,23	12	82
24	15,32	1,84	5	16,5	110	89,174	62,46	12	92
26	17,32	2,36	5	18,5	120	95,702	71,93	14	99
28	19,32	2,93	5	20,5	130	105,702	87,75	14	109
30	19,586	3,01	6	21	140	115,702	105,14	14	119
32	21,586	3,70	6	23	150	122,232	117,34	16	126
36	25,586	5,14	6	27	160	132,232	137,33	16	136
40	27,852	6,09	7	29,5	170	142,232	158,89	16	146
44	31,852	7,97	7	33,5	180	148,760	173,81	18	153
48	34,116	9,14	8	36	190	158,760	197,96	18	163
50	36,116	10,24	8	38	200	168,760	223,68	18	173
52	38,116	11,41	8	40	210	175,290	241,33	20	180
55	39,380	12,18	9	41,5	220	185,290	269,65	20	190
60	44,380	15,47	9	46,5	230	195,290	299,54	20	200
65	47,644	17,09	10	50	240	201,818	319,90	22	207
70	52,644	21,77	10	55	250	211,818	352,38	22	217
75	57,644	26,10	10	60	260	221,818	386,44	22	227
80	62,644	30,82	10	65	270	228,348	409,53	24	234
85	64,174	32,35	12	67	280	238,348	446,18	24	244
90	69,174	37,58	12	72	290	248,348	484,41	24	254
95	74,174	43,21	12	77	300	254,876	510,21	26	261

metern zwischen 8 und 200 mm Durchmesser, die Ganghöhen, bezogen auf englische Zoll festgelegt. Vgl. Zusammenstellung 67. Kennzeichnung: *Rundg* 40 × 1/16''.

Zusammenstellung 67. **Rundgewinde nach DIN 405 (Auszug).**
 Gewindetiefe $0,5 h$, $R = 0,256 h$, $R_1 = 0,221 h$, $r = 0,239 h$, $a = 0,05 h$.

Gewinde- durchmesser d mm	Kern- durchmesser d_1 mm	Gangzahl auf 1 Zoll	Gewinde- durchmesser d mm	Kern- durchmesser d_1 mm	Gangzahl auf 1 Zoll	Bemerkung
8	5,46	10	40	35,77	6	(Metz normal)
9	6,46		44	39,77		
10	7,46		48	43,77		
12	9,46		52	47,77		
14	10,83		55	50,77		
16	12,83		60	55,77		
18	14,83	65	60,77			
20	16,83	(68)	63,77			
22	18,83	70	65,77			
24	20,83	8	75	70,77		
26	22,83		80	75,77		
28	24,83		85	80,77		
30	26,83		90	85,77		
32	28,83		95	90,77		
36	32,83		100	95,77		

Rundgewinde von 105 bis 200 mm Durchmesser hat 4 Gänge auf 1".

d_1 ist in DIN 405 auf $\frac{1}{1000}$ mm genau angegeben.

E. Holzschrauben und Sondergewinde.

Holzschrauben erhalten scharfes Gewinde mit einem Flankenwinkel von 60° und verhältnismäßig großer Steigung, derart, daß zwischen den Gängen breite Kernflächen stehen bleiben, Abb. 340, DIN 95, 96, 97, 570 und 571. An kleineren Schrauben wird das Gewinde geschnitten oder kalt, an größeren vielfach auch warm, gewalzt.

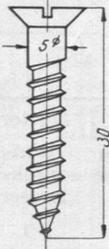


Abb. 340.
Holzschraube
mit Art der
Maßangabe.

Genormt sind ferner die Sondergewinde für Schutzgläser, Porzellan- und Gußkappen, die gedrückten Gewinde an dünnwandigen Rohren, die Panzerrohrgewinde und die Gasflaschengewinde, bei welchen letzteren die Möglichkeit der Verwechslung von Flaschen und Behältern bei der Füllung und Benutzung, so weit irgend möglich, auszuschließen war.

Einen Überblick über die Konstruktionsgewinde der Deutschen Industrienormen, sowie die dafür vorgeschriebenen abgekürzten Bezeichnungen und die Art der Maßangabe gewährt die folgende, der DIN 202 entnommene Zusammenstellung 68. Die Kurzzeichen sind grundsätzlich vor die Maßzahl zu setzen, um Verwechslungen mit den Passungsbuchstaben, die hinter der Maßzahl stehen, zu vermeiden.

Zusammenstellung 68. **Bezeichnung der Gewinde nach DIN 202. A. Eingängige Rechtsgewinde.**

Art des eingängigen Rechtsgewindes	Zeichen vor der Maß- zahl	Maßangabe	Beispiel	Für Gewinde nach DIN
Whitworth-Gewinde . .	—	Außengewindedurchmesser in Zoll mit zugefügtem Zollzeichen	2"	11
Whitworth-Feingewinde	<i>W</i>	Außengewindedurchmesser in Millimetern mal Ganghöhe in Zoll	<i>W</i> 104 · $\frac{1}{6}$ "	239 und 240
Whitworth-Rohrgewinde	<i>R</i>	Innendurchmesser des Rohres in Zoll mit zugefügtem Zollzeichen	<i>R</i> 4"	259
Metrisches Gewinde . .	<i>M</i>	Außengewindedurchmesser in Millimetern	<i>M</i> 80	13 und 14
Metrisches Feingewinde	<i>M</i>	Außengewindedurchmesser in Millimetern mal Ganghöhe in Millimetern	<i>M</i> 104 · 4	241, 242 und 243 Bl. 1—3, 516—521
Trapezgewinde	<i>Trapg</i>	Außengewindedurchmesser in Millimetern mal Ganghöhe in Millimetern	<i>Trapg</i> 48 · 8	103 Bl. 1 und 2, 378 und 379
Rundgewinde	<i>Rundg</i>	Außengewindedurchmesser in Millimetern mal Ganghöhe in Zoll	<i>Rundg</i> 40 · $\frac{1}{6}$ "	405
Sägewinde	<i>Sägg</i>	Außengewindedurchmesser in Millimetern mal Ganghöhe in Millimetern	<i>Sägg</i> 70 · 10	513, 514 und 515

B. Gewinde mit Spitzenspiel, links- und mehrgängige Gewinde.

Bezeichnung des Zusatzes	Abkürzung	Zeichenort	Beispiel	Für Gewinde	Gültig für
Mit Spitzenspiel	m Sp	hinter der Gewindebezeichn.	2'' m Sp W 56·1/6'' m Sp R 4'' m Sp	— W R	DIN 12 DIN 239 u.240 DIN 260
Linksgewinde ¹⁾	links	vor der Gewindebezeichnung	links W 104·1/6'' links M 80 links R 4'' links Trapg 48·8	W M R Trapg	Alle Gewinde unter A.
Mehrgängiges Gewinde rechts	... gäng ²⁾		2 gäng 2'' 2 gäng Trapg 48·16	— Trapg	
Mehrgängiges Gewinde links	..gäng links ²⁾		2 gäng links 2'' 2 gäng links Trapg 48·16	— Trapg	

¹⁾ Bei Teilen die mit Rechts- und Linksgewinde versehen sind, z. B. Stangenschlüssern und Eisenbahnkupplungsspindeln ist auch vor die Gewindebezeichnung des Rechtsgewindes das Wort „rechts“ zu setzen.
²⁾ Die Gangzahl ist von Fall zu Fall einzusetzen.

III. Konstruktive Durchbildung.

A. Gestaltung der Schrauben und Muttern.

An einem glatten Bolzen läßt sich das Gewinde wegen des Auslaufens des Werkzeuges nicht bis zum Ende in voller Tiefe ausschneiden, eine Mutter also nicht ohne Zwang auf der ganzen Länge seines Gewindes verschrauben. Für den Anschnitt gilt nach DIN 76 an blanken und halbblanken Schrauben ein Winkel γ , Abb. 341, von $22\frac{1}{2}$, an rohen Schrauben von 15° . Die Auslauflänge darf man durchschnittlich bei blanken und halbblanken Schrauben zu 1,4 bis 1,8, bei rohen Schrauben zu 2,2 bis 2,6 Gängen annehmen. Soll das Gewinde durchweg dieselbe Tiefe bekommen, so wird in den Bolzen eine ringsumlaufende Rille, Abb. 342, DIN 76, eingestochen, in Gewindelöchern eine Hinterdrehung, Abb. 343, angebracht, oder bei Trapez-, Sägen- und Rundgewinden am Ende eine Bohrung, Abb. 344, in welche die Spitze des Stahls beim Schneiden im Augenblick des Ausschaltens der Bewegung tritt.

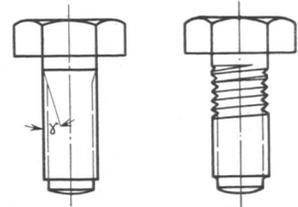


Abb. 341. Gewindeauslauf.

Am freien Ende werden die Schraubenbolzen des besseren Aussehens sowie des leichteren Aufsetzens der Mutter wegen und zur Vermeidung von Beschädigungen des Gewindes bei dem manchmal nötigen Zurücktreiben der Bolzen mit Rund- oder Kegel-

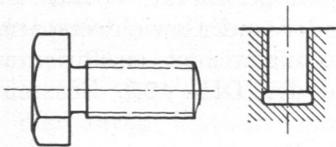


Abb. 342 und 343. Schraube mit Rille, DIN 76, Gewindeloch mit Hinterdrehung, DIN 2352.



Abb. 344. Bohrung zum Auslaufenlassen des Schneidstahls.

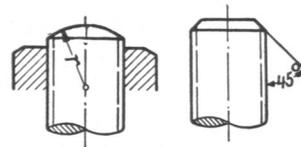


Abb. 345 und 346. Rund- und Kegelkuppe.

kuppen, Abb. 345 und 346, oder mit Kern- und Splintansätzen, Abb. 347 bis 348 nach DIN 78 versehen. Bei der Wahl der Halbmesser r der Rundkuppen wurde der Gewindekerndurchmesser unter Abrundung auf den nächstgrößeren Rundungshalbmesser nach DIN 250, vgl. Seite 181, zugrunde gelegt.

Die Schrauben finden sich stets paarweise verwandt; das Außengewinde des Bolzens wird von einem Innengewinde umschlossen; die Vaterschraube, kurz Schraube genannt, sitzt oder bewegt sich in einem Muttergewinde. Das letztere ist entweder in einen Konstruktions- teil eingeschnitten oder als besonderes Stück, als Mutter, ausgebildet. Auch die Muttern

sind genormt; sie erhalten, ebenso wie die normalen Köpfe der Schrauben, wegen des Anziehens mit dem Schraubenschlüssel sechskantig-prismatische Form, Abb. 349, von bestimmter Schlüsselweite w . Die letztere ist durch den Abstand zweier paralleler Sechskantflächen oder den Durchmesser des dem Sechseck eingeschriebenen Kreises gegeben und steht zum Durchmesser D_a des umschriebenen Kreises, der den Mindestraum, den die Mutter beim Anziehen beansprucht, kennzeichnet, im Verhältnis $w = 0,866 D_a$. Die

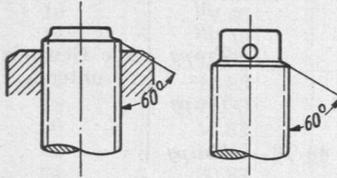


Abb. 347 und 348. Kern- und Splintansatz.

scharfen Ecken pflegen durch Kegel mit Basiswinkeln von 30° gebrochen zu werden, die an den dem Sechskant eingeschriebenen Kreisen auf den Stirnflächen ansetzen. Auf den Sechskantflächen entstehen dabei hyperbolische Durchdringungslinien, die man zeichnerisch durch Kreisbogen mit den in Abb. 349 angegebenen Halbmessern annähert. r_1 wird auf der äußeren Sechskantlinie durch Verlängern des mit $1,5 a$ geschlagenen Kreisbogens der mittleren Fläche gefunden. a ist gleich $\frac{D_a}{2}$.

Manche Firmen fasen nur eine der Stirnflächen ab, benutzen die andere, etwas größere, als Auflagefläche und bezwecken dabei, daß die Muttern stets im gleichen Sinn aufgesetzt werden. Beim Festziehen derselben können jedoch die Stützflächen durch die scharfen Ecken leichter beschädigt werden. Nach Abb. 349 rechts unten werden die Muttern noch von beiden Seiten her unter 120° bis auf den Gewindeaußendurchmesser ausgeneskt.

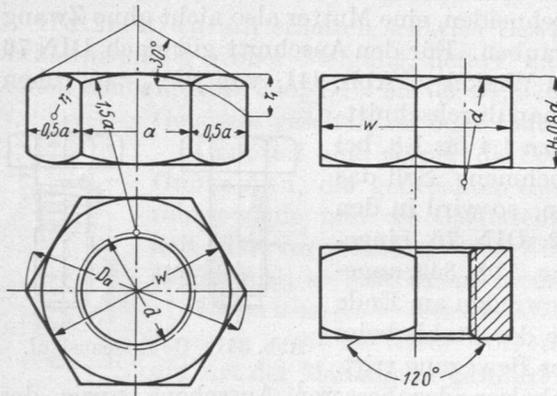


Abb. 349. Normale Mutter.

Die Schlüsselweiten sind durch DIN 475 gemeinsam für das Whitworth- und das metrische Gewinde festgelegt. Dabei ist bei kleinen Schrauben bis zu etwa $\frac{3}{4}$ Zoll des ersteren und zwischen 6 bis 18 mm Durchmesser des letzteren die Sechskantseite a rund gleich dem Gewindedurchmesser d , eine Beziehung, die man beim Aufzeichnen der Schraubenköpfe und Muttern in der Breitlage, Abb. 349, vorteilhaft benutzen kann. Bei größeren Schrauben ist a etwas kleiner als d .

Die in den Zusammenstellungen 59 und 61 auf Seite 208 und 211 angeführten Schlüsselweiten gelten für weichen Flußstahl. Wird in Rücksicht auf geringeren Platzbedarf oder auf Gewichtersparnisse Werkstoff von hoher Festigkeit, Stahl, Sonderbronze usw. angewendet, so dürfen auch kleinere Schlüsselweiten, stets jedoch gemäß der Reihe der DIN 475, Zusammenstellung 59 oder 61, gewählt werden.

Für die Mutterhöhe ist die Auflagepressung p und die Beanspruchung auf Biegung σ_b in den Gewindegängen maßgebend, während die Scherbeanspruchung gegenüber σ_b zurücktritt. Bisher galten als normale Höhen, DIN 70 und 428, $H \sim d$ bei kleineren und mittleren Gewinden bis herab zu $0,8 d$ bei sehr großen. Neuerdings ist jedoch die normale Höhe der Sechskantmuttern in den DIN 555, 934 und 935 bis herab zu etwa 5 mm Bolzendurchmesser auf $\sim 0,8 d$ verringert worden, vergleiche die Zusammenstellungen 57 und 59. Damit ergeben sich im Verhältnis zu der im Kernquerschnitt der Schraube zugelassenen Beanspruchung die folgenden Werte für p und σ_b . Ist z_1 die Zahl der Gänge in der Mutter und h die Ganghöhe des Gewindes, so wird

$$p = \frac{Q}{z_1 \cdot \pi \cdot d_f \cdot t_t} \quad (94) \quad \text{oder mit} \quad \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2} = k_z \quad \text{und} \quad z_1 = \frac{H}{h} \quad p = \frac{h \cdot d_1^2}{4 H \cdot d_f \cdot t_t} \cdot k_z. \quad (94a)$$

Am Metrischen Gewinde beträgt nach Abb. 335 der Hebelarm des Biegemomentes

$$\frac{t_t}{2} + a = \left(\frac{0,6495}{2} + 0,045 \right) h = 0,370 h,$$

wenn man sich den Auflagedruck in der Mitte der Flanken, also längs einer Schraubenlinie vom Durchmesser d_f wirkend denkt. Damit wird das Biegemoment

$$M_b = 0,370 Q \cdot h.$$

Als Widerstandsmoment eines Ganges darf am Bolzen ein Rechteck von der Länge $\pi \cdot d_1$ und der Höhe $\frac{15}{16} h$ angenommen werden, woraus die Biegebeanspruchung unter Beachtung des Umstandes, daß die Gangzahl z_1 wiederum durch $\frac{H}{h}$ ersetzt werden kann, folgt:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 \cdot 0,370 Q \cdot h}{z_1 \cdot \pi \cdot d_1 \left(\frac{15}{16} h \right)^2} = 0,6315 \frac{d_1}{H} \cdot k_z. \quad (95)$$

Für das Whitworthgewinde lautet die entsprechende Gleichung

$$\sigma_b = 0,691 \frac{d_1}{H} \cdot k_z. \quad (95 a)$$

Beispielweise gilt für die folgenden Muttern des Metrischen Gewindes der DIN 934:

d mm	p kg/cm ²	σ_b kg/cm ²
10	0,334 k_z	0,625 k_z
20	0,357 „	0,652 „
42	0,394 „	0,706 „
80	0,400 „	0,697 „
149	0,460 „	0,773 „

Die Beanspruchungen auf Flächendruck und Biegung nehmen also mit steigendem Durchmesser im Verhältnis zur Beanspruchung auf Zug langsam zu, sind aber hinreichend niedrig, wenn der Werkstoff der Mutter selbst weicher Flußstahl ist.

Soll die Mutter sehr oft nachgestellt oder gelöst werden, wie es an Stopfbüchsschrauben vorkommt, so empfiehlt es sich, entweder die Mutter höher zu wählen oder den Durchmesser der Schrauben, und dadurch die Gewindeflächen, zu vergrößern.

Muttern aus anderem Werkstoff sind unter Berücksichtigung der zulässigen Werte für die Biegebeanspruchung nachzurechnen. Solche aus Gußeisen, die man aber möglichst zu vermeiden sucht, weil sie bei öfterem Lösen und Anziehen sehr leiden, erhalten zweckmäßig eine Höhe $H = 1,5 \dots 2 d$.

Vierkantige Muttern kommen im Maschinenbau seltener vor. Sie erhalten normale Schlüsselweiten und Höhen oder sind den Umständen entsprechend auf Auflagepressung zu berechnen.

Zum raschen und leichten Bedienen der Schrauben von Hand benutzt man Flügelmuttern, Abb. 350, — an häufig zu öffnenden Deckeln oft in Verbindung mit Klappschrauben, die sich, in Schlitz liegend, nach geringem Lösen zur Seite schlagen lassen, aber, durch Bolzen B gehalten, nicht abfallen können. Stellschrauben werden am Umfange des Kopfes oder der Stellschraube gerändelt.

Die wichtigsten auf Muttern bezüglichen deutschen Industrienormen sind die folgenden:

- Sechskantmuttern, blank, DIN 934, roh, DIN 555 und 428,
- Kronenmuttern, blank, DIN 935, roh, DIN 430,
- flache Sechskantmuttern, DIN 439,

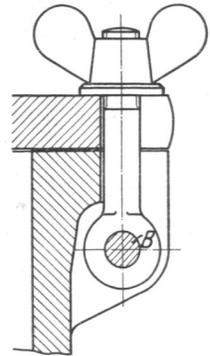


Abb. 350. Schraube mit Flügelmutter.

Flügelmuttern, DIN 313 und 315,
Vierkantmuttern, roh, DIN 557 und 562.

Kronenmuttern besitzen Schlitz zur Aufnahme von Sicherungssplinten.

Auch die Köpfe der Schrauben erhalten in den meisten Fällen Sechskantform. Jedoch pflegt man nur die Endfläche zu brechen, um die eigentliche Auflagefläche zu vergrößern. Das ist auch insofern zulässig, als die Köpfe beim Anziehen der Schrauben festgehalten, nicht aber auf der Stützfläche gedreht zu werden pflegen, so daß die oben erwähnten Beschädigungen durch die scharfen Ecken nicht zu befürchten sind. Die Kopfhöhe normaler Schrauben ist mit $H_1 \approx 0,7 d$ festgelegt in Übereinstimmung mit der Mauldicke der Schraubenschlüssel.

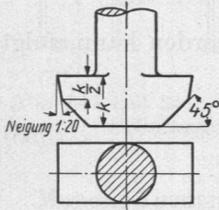


Abb. 351.
Hammerschraube
nach DIN 188 und 261.

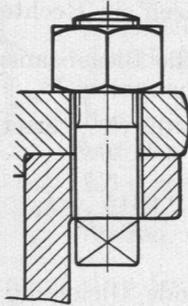


Abb. 351a.
Anwendung von
Hammerschrauben.

Von vierkantigen Köpfen gilt das von den Vierkantmuttern Gesagte. Oft finden sich Vierkante an Bewegungsspindeln von Werkzeugmaschinen zum Aufstecken von Kurbeln oder Handrädern, sowie an vielen Werkzeugen zum Aufsetzen von Windeisen usw. Sie sind durch DIN 10 im Zusammenhang mit den anschließenden Halsdurchmessern vereinheitlicht.

Hammerschrauben, Abb. 351, (DIN 188 und 261) haben Köpfe, deren Breite gleich dem Schaftdurchmesser ist zu dem Zwecke, die Schrauben möglichst dicht an die Wandungen heranzusetzen und den Hebelarm,

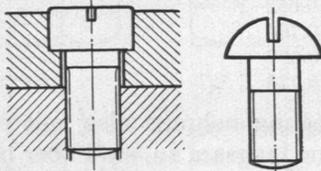


Abb. 352 und 353. Zylinder-
und Halbrundschrauben.

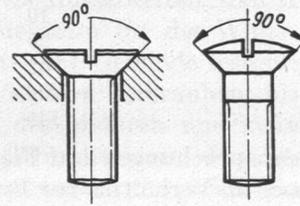


Abb. 354 und 355. Senk- und Linsen-
senkschrauben.

Abb. 351a, an dem die Schrauben die Flansche und andere Teile auf Biegung beanspruchen, zu vermindern. Gleichzeitig soll durch das Anliegen an den Wandungen das Drehen der Schrauben beim Anziehen der Muttern verhindert werden. Vielfach benutzt man Hammerköpfe auch an Befestigungsschrauben in T-förmigen Schlitz oder Aussparungen, in die sie, um 90° gedreht, eingeführt werden können.

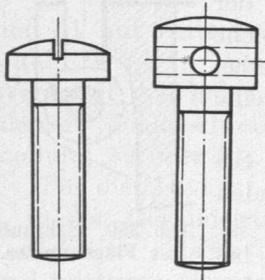


Abb. 356 und 357. Linsen-
und Kreuzlochschraben
(DIN 85 und 404).

Schrauben mit geschlitzten oder durchbohrten Köpfen, Abb. 352–357, sind schwierig fest anzuziehen und sollen deshalb vermieden werden, wenn größere Kräfte zu übertragen sind. Auch leiden sie leicht beim Einschrauben durch den Schraubenzieher, haben aber zum Teil den Vorzug, leicht versenkt werden zu können. Der zylindrische Kopf ist den anderen der kräftigeren Form wegen überlegen.

Zylinderschrauben, Abb. 352, blank, DIN 64, 65, 83 und 84, preßblank, DIN 572 und 576,

Halbrundschraben, Abb. 353, blank, DIN 67 und 86, preßblank, DIN 573 und 577.

Senkschrauben, Abb. 354, blank, DIN 68 und 87, preßblank, DIN 574 und 578.

Linsensenkschrauben, Abb. 355, blank, DIN 88, preßblank, DIN 575 und 579.

Leichtere Holzschrauben versieht man mit Senk-, Linsensenk- oder Halbrundköpfen (DIN 95 bis 97), schwerere mit Vierkant- oder Sechskantköpfen (DIN 570 und 571).

B. Ausbildung der Schraubenschlüssel.

Zum Anziehen der gewöhnlichen Muttern und Schrauben dienen Schraubenschlüssel. Sie werden aus Flußstahl gepreßt oder aus Stahlblech gestanzt, oder aus Temperguß, als einfache und doppelte, Abb. 358 und 359, ausgeführt, im zweiten Falle meist mit zwei aufeinanderfolgenden Schlüsselweiten, w_1 und w_2 . Die Maulöffnung ist am Grunde ausgerundet, erhält wegen der Flächenpressung an den Kanten eine Höhe von etwa $0,7 d$ und wird gehärtet. Bei der Anordnung und Verteilung der

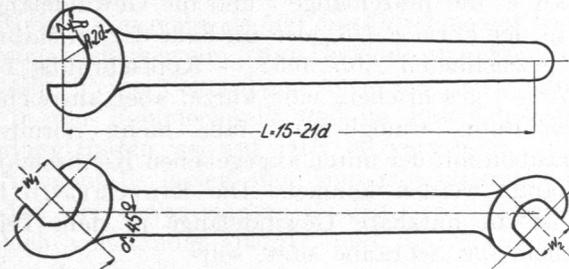


Abb. 358 und 359. Einfacher und doppelter Schraubenschlüssel.

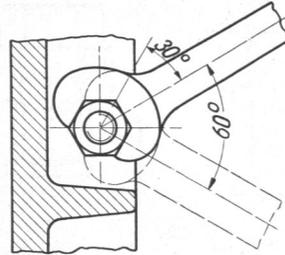


Abb. 360. Für den Schraubenschlüssel ist genügend Platz vorzusehen.

Schrauben ist stets auf genügenden Platz für den Schraubenschlüssel zu sehen, der in zweifelhaften Fällen einzuzeichnen ist, Abb. 360. Wird der Hebelarm, wie Abb. 358 zeigt, symmetrisch oder unter 30° , Abb. 360, gegenüber der Maulöffnung angeordnet, so ist zum Anziehen der Mutter jeweils ein Drehwinkel von 60° oder $\frac{1}{6}$ Umdrehung nötig. Versetzt man dagegen nach Pröll den Hebelarm um $\delta = 45^\circ$, Abb. 359, so ermöglicht man das Anziehen der Mutter unter Umlegen des Schlüssels durch Drehungen um je 30° , oder durch Zwölfteldrehungen, kommt also mit geringerem Ausschlag aus. Die Länge des Hebelarms L am Schlüssel wird zu 15 bis 21 d gewählt. Freilich reicht dieselbe bei stärkeren Schrauben nicht aus, da sie verhältnismäßig zu d , die Kraft in der Schraube dagegen entsprechend d^2 steigt. In solchen Fällen verlängert man die Schlüssel durch Aufstecken eines Gasrohres oder dgl., oder läßt die Schrauben durch mehrere Leute anziehen. (Vgl. hierzu die Ausführungen auf Seite 233 über die Beanspruchungen der Schrauben beim Anziehen.)

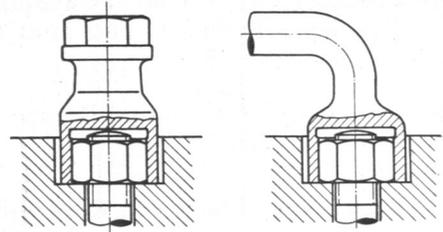


Abb. 361 und 362. Steckschlüssel.

Versenkte Schrauben werden mittels eines der Steckschlüssel, Abb. 361 und 362, angezogen, für die genügend Platz um die Mutter herum vorzusehen ist.

In den deutschen Industrienormen sind die Maße der Einfachschraubenschlüssel durch DIN 129 und 133, die der Doppelschraubenschlüssel durch DIN 130, 131 und 658, die der Steckschlüssel durch DIN 659, 665 und 666 festgelegt.

Wo der Raum für den normalen Schlüssel fehlt, kann die Mutter mit Bohrungen oder Nuten, DIN 1804 und 1805, versehen werden und mittels eines Dornes oder besser eines Haken- oder Sonderschlüssels, Abb. 364, angezogen werden, Mittel, die jedoch nur ausnahmsweise verwandt werden sollten, weil sowohl die Beanspruchung der Schlüssel, wie namentlich die der Nuten und Löcher sehr hoch und ungünstig ist, so daß die letzteren leicht leiden und oft rasch unbrauchbar werden.

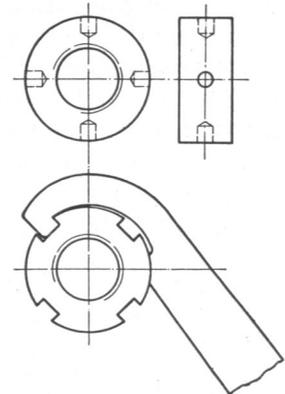


Abb. 363 und 364. Hakenschlüsselschrauben (A.E.G. Berlin).

C. Die Hauptformen der Befestigungsschrauben.

Die normalen Befestigungsschrauben werden in drei Hauptformen verwendet als Kopf-, Durchsteck- und Stiftschrauben.

1. Die Kopfschraube.

Bei der Kopfschraube, Abb. 365, sitzt das Muttergewinde in einem Konstruktionsteil. Zur Herstellung genügen die drei eingeschriebenen Maße für den Gewindedurchmesser d , die Bolzenlänge l und die Gewindelänge b , die in der Form $d \cdot l \cdot b$, also im Falle der im Maßstabe 1:5 gezeichneten Abb. 365: — Kopfschraube $1\frac{1}{2}'' \cdot 90 \cdot 70$ —, geschrieben, eine kurze, aber ausreichende Bezeichnung ermöglichen, falls nicht normrechte Schrauben mit der unten angegebenen Kennzeichnung verwandt werden können. Die Einschraubtiefe, das ist die nutzbare Gewindelänge in dem Teil, in welchem die Schraube sitzt, soll

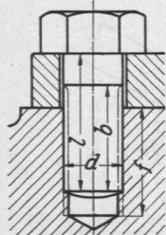


Abb. 365.
Kopfschraube
 $1\frac{1}{2}'' \cdot 90 \cdot 70$. M.1:5.

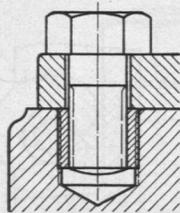


Abb. 366. Kopf-
schraube, in einer
Büchse sitzend.

in Schmiedeeisen und Bronze $1 \dots 1,2 d$,
in Gußeisen $\dots \dots \dots 1,3 \dots 1,5 d$

betragen. Am Schaft ist das Gewinde genügend lang vorzusehen, in Rücksicht darauf, daß das letzte Stück wegen des Auslaufens des Werkzeuges nicht bis auf die volle Tiefe ausgeschnitten werden kann. Eine Zugabe von etwa $1 d$ bei kleineren, von $0,7 d$ bei mittleren Schrauben wird in den meisten Fällen genügen. Soweit irgend möglich, wird man sich hierbei an die anschließend erwähnten Normblätter 931 und 932 halten.

Aus dem gleichen Grund muß das Bohrloch für das Gewinde entsprechend tiefer sein, so daß es

	bei kleineren Schrauben	bei größeren Schrauben
in Schmiedeeisen und Bronze	$f = 1,5 \dots 1,7 d$,	$1,0 \dots 1,2 d + 15 \text{ mm}$
in Gußeisen	$f = 1,8 \dots 2,0 d$,	$1,3 \dots 1,5 d + 15 \text{ mm}$

tief wird.

Bei öfterem Lösen von Kopfschrauben werden die Gewingegänge in sprödem Werkstoff, z. B. in Gußeisen, zerstört. Lassen sich Kopfschrauben nicht umgehen, so sind in solchen Fällen schmiedeeiserne oder bronzene, durch Vernieten oder Verbohren gesicherte Büchsen nach Abb. 366 einzusetzen.

In den DIN 931 und 932 sind die „Sechskantschrauben“ für das Whitworth- und das Metrische Gewinde in der Weise genormt, daß die Gewindelängen b Raum für eine oder für zwei Muttern bzw. eine Kronenmutter bieten und daß die Bolzenlängen l in Stufen von 2 bis 3 mm bei schwächeren und kürzeren, von 5 und 10 mm bei stärkeren und längeren Schrauben festgelegt sind. Lassen sich Zwischenstufen nicht vermeiden, so sollen Längen mit den Endziffern 2, 5 und 8, z. B. 102 gewählt werden. Zur Kennzeichnung genügt: „Sechskantschraube $\frac{3}{4}'' \times 85$ DIN 931 Flußeisen“, wobei die zweite Zahl die Bolzenlänge l angibt.

Wegen der Herstellung des tiefen Gewindes im Konstruktionsteil werden Verbindungen mittels Kopfschrauben teuer.

Kopfschrauben lassen sich nicht einpassen; es kann also nicht verlangt werden, daß sie im Durchgangsloch schließend anliegen.

2. Die Durchsteckschraube.

Eine Schraube mit Mutter, eine Durchsteckschraube, zeigt Abb. 367. Auch bei ihr sind die drei Maße d , l und b und die Bezeichnung „Kopfschraube $d \cdot l \cdot b$ mit Mutter“ zur Bestimmung und Herstellung ausreichend. Was die einzelnen Maße angeht, so nimmt man die Bolzenlänge l nach den DIN 931 oder 932 oder die Abmessungen der zusammenspannenden Teile so groß, daß das Schraubenende des besseren Aus-

sehens wegen um ein Geringes aus der Mutter hervorragt. Bei kleinen Schrauben genügen hierfür 1 bis 2, bei größeren 5 bis 10 mm. Siehe DIN 930. Durchsteckschrauben sitzen gewöhnlich mit Spiel in den Konstruktionsteilen, die sie verbinden sollen, also in Löchern von etwas größerem Durchmesser als der Schaft.

Die DIN 69 unterscheidet in der Beziehung gebohrte und gegossene Durchgangslöcher. In Zusammenstellung 69 sind nur die im allgemeinen Maschinenbau benutzten „mittel“ gebohrten und die im Rohrleitungsbau an Rohren von mehr als 500 mm Durchmesser benutzten „grob“ gebohrten Durchgangslöcher von 5 mm Gewinde an aufgeführt. Bezüglich der Löcher für sehr kleine Schrauben, sowie der „sehr fein“ und „fein“ gebohrten, die in der Feinmechanik und im Präzisionswerkzeugmaschinenbau Anwendung finden, sei auf DIN 69 verwiesen.

Nötigenfalls lassen sich Durchsteckschrauben aber auch einpassen, so daß der etwas stärker als das Gewinde gehaltene Schaft das Schraubenloch vollständig ausfüllt und die Schraube geeignet wird, Kräfte quer zu ihrer Längsachse zu übertragen.

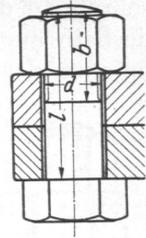


Abb. 367. Schraube mit Mutter oder Durchsteckschraube.

Zusammenstellung 69. Durchgangslöcher für Schrauben nach DIN 69 (Auszug).

Schraube		Durchgangsloch			Schraube		Durchgangsloch			Schraube		Durchgangsloch			
Whitworth	Metr.	gebohrt		gegossen	Whitworth	Metr.	gebohrt		gegossen	Whitworth	Metr.	gebohrt		gegossen	
		mittel mm	grob mm				mittel mm	grob mm				mittel mm	grob mm		
—	5	5,8	—	—	—	20	23	—	26	2"	—	55	58	65	
—	5,5	6,4	—	—	7/8"	22	25	26	28	—	52	56	—	65	
—	6	7	—	—	—	24	27	—	30	2 1/4"	56	62	—	70	
1/4"	—	7,4	—	—	1"	—	28	30	32	—	60	65	—	75	
—	7	8	—	—	—	27	30	—	35	2 1/2"	—	68	—	80	
5/16"	8	9,5	—	—	1 1/8"	—	32	33	35	—	64	70	—	80	
—	9	10,5	—	—	—	30	33	—	38	2 3/4"	—	68	74	—	85
3/8"	—	10,5	—	—	1 1/4"	—	35	36	38	—	72	78	—	90	
—	10	11,5	—	—	—	33	36	—	42	3"	—	76	82	—	95
7/16"	11	13	—	—	1 3/8"	—	38	40	42	—	80	86	—	100	
—	12	14	—	18	—	36	40	—	45	3 1/4"	—	88	—	100	
1/2"	—	15	—	18	1 1/2"	—	42	43	45	—	84	90	—	105	
—	14	16	—	20	—	39	42	—	48	3 1/2"	—	89	95	—	110
5/8"	16	18	—	22	1 5/8"	42	45	47	50	3 3/4"	—	94	102	—	115
—	18	20	—	24	1 3/4"	45	48	50	55	4"	—	99	108	—	120
3/4"	—	22	23	25	1 7/8"	48	52	55	60	—	—	—	—	—	

Die Herstellung von Verbindungen mittels Durchsteckschrauben ist im allgemeinen billig, das Lösen derselben leicht und rasch möglich; Durchsteckschrauben sind deshalb den anderen Formen in den meisten Fällen vorzuziehen.

Die Abart der Doppelmutterschrauben, Abb. 368, wird da verwendet, wo das Durchstecken einer Schraube mit Kopf nicht möglich ist, wie es die Abbildung an dem Arm einer Riemenscheibe zeigt, wo es gilt, die Schraube möglichst nahe am Kranz anzuordnen, um die Biegemomente klein zu halten. Doppelmutterschrauben fallen übrigens bei großem Durchmesser billiger aus als Durchsteckschrauben, wenn nämlich das Schneiden des zweiten Schaftgewindes und die Herstellung der Mutter weniger kostet als das Schmieden und Bearbeiten des Kopfes. Vorteilhaft ist dabei, wenn man das eine Gewinde mit einer Rille versieht, damit die eine Mutter eine Begrenzung des Weges beim Zusammenschrauben findet, dem andern aber die zum festen Anziehen nötige reichliche Länge gibt.

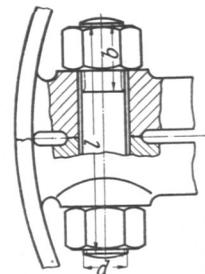


Abb. 368. Doppelmutterschraube.

3. Die Stiftschraube.

Stiftschrauben, Abb. 369, werden in die Konstruktionsteile durch völliges Einschrauben des Grundgewindes fest eingezogen und bleiben darin dauernd sitzen, sind deshalb auch im Gußeisen zulässig. Das Lösen der Verbindung geschieht durch Abnehmen der Mutter. Zur Kennzeichnung dienen, sofern nicht normrechte Schrauben

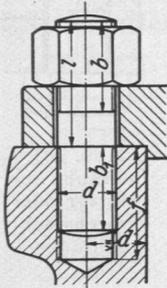


Abb. 369.
Stiftschraube.

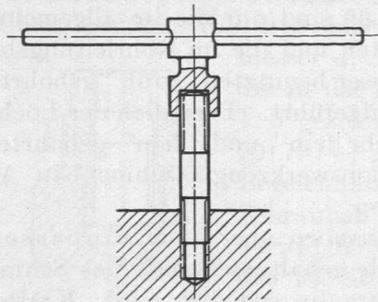


Abb. 370. Stiftsetzer.

in Betracht kommen, die 4 Maße d , b_1 , l und b , z. B. in der Form: „Stiftschraube 1'' · 40 · 100 · 50“. Für die nutzbare Gewindelänge b_1 , die Gewindetiefe f und den Lochdurchmesser gelten die bei 1 und 2 gemachten Bemerkungen. Am vorstehenden Stift soll das Gewinde möglichst so lang vorgesehen werden, daß zwei Muttern zum festen Einschrauben des Stiftes aufgesetzt werden können, sofern kein Stiftsetzer, Abb. 370, benutzt wird. Wegen der sprengenden Wirkung der Gewindebohrer

beim Einschneiden des Gewindes muß der Mittenabstand des Schraubenloches vom Rand mindestens d mm, die Restwandstärke also $\frac{d}{2}$ mm betragen. Zur Befestigung in Bronze, Flußeisen und Stahl genügt $b_1 = 1 d$, beim Einschrauben in Gußeisen $b_1 = 1,3 d$, in Weichmetall $b_1 = 2,5 d$. Nach diesen Gesichtspunkten, sowie danach, ob am freien Ende eine oder zwei Muttern, bzw. eine Kronenmutter Platz finden, sind die Stiftschrauben

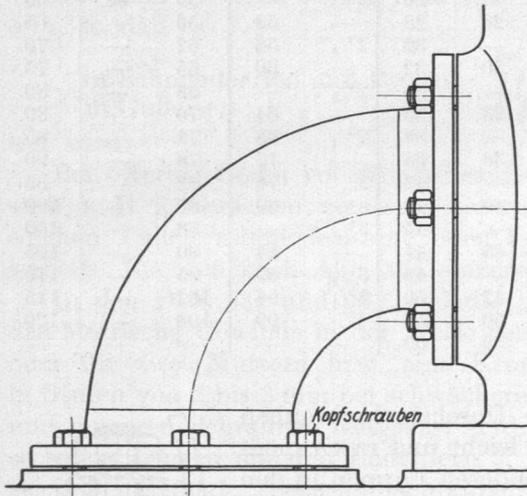


Abb. 371. Krümmerbefestigung mit Stift- und Kopfschrauben.

in den DIN 938 bis 943 und 944, 945, 947, 948 unter Abstufungen der Länge l des vorstehenden Endes um 2...3 mm bei den kürzern, um 5 und 10 mm bei den längern Schrauben genormt worden. Zur Bezeichnung dient „Stiftschraube $d \cdot l$ DIN ... Werkstoff“. Die zuletzt angeführte Normengruppe bezieht sich auf Stiftschrauben mit Rille am Ende des Grundgewindes. Die Rillen sollen besseren Aussehens wegen das völlige Einziehen des Grundgewindes ermöglichen.

Verbindungen durch Stiftschrauben sind teuer in der Herstellung, gestatten aber oft eine wesentliche Herabsetzung der Abmessungen und der Beanspruchungen an Flanschen und ähnlichen Teilen und werden deshalb häufig angewendet. Vergleiche in dieser Beziehung das Berechnungsbeispiel Nr. 3.

Unzulässig sind Stiftschrauben dort, wo ein Konstruktionsteil beim Zusammenbau oder Auseinandernehmen quer zur Trennfläche verschoben werden muß. So dürfen an dem Krümmer, Abb. 371, Stiftschrauben nur an einem der Flansche verwandt werden, am andern müssen Durchsteck- oder ausnahmsweise Kopfschrauben Verwendung finden, wenn der Krümmer für sich soll entfernt werden können.

D. Unterlegscheiben.

Unterlegscheiben werden nur dann benutzt, wenn

1. die Auflagerfläche für die Mutter uneben, unbearbeitet oder schief ist,

2. der Flächendruck unter der Mutter zu hoch wird, dadurch daß
- a) das Schraubenloch zu groß ist,
 - b) der Werkstoff, auf dem die Mutter oder der Schraubenkopf aufliegt, hohen Flächen-
druck nicht verträgt, wie etwa Holz, an dem nur $p = 40 \text{ kg/cm}^2$ zulässig ist.

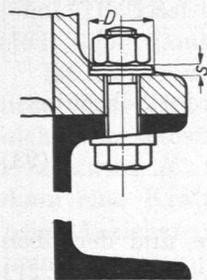


Abb. 372. Verwendung von Unterlegscheiben.

In den Fällen 1 und 2a genügen die Abmessungen der normalen Scheiben nach DIN 125, vgl. den untenstehenden Auszug und Abb. 372 oben. An Flanschen von U-Eisen wird die schiefe Fläche durch keilförmige Vierkant-U-Schei-

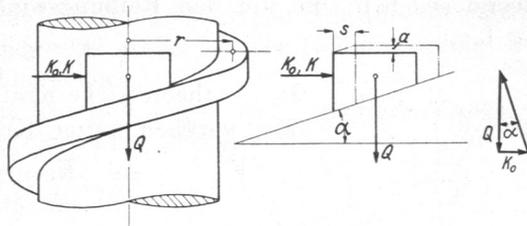


Abb. 373. Kraftverhältnisse an einer Schraube.

ben der DIN 434, Abb. 372 unten, an I-Trägern durch Vierkant-I-Scheiben nach DIN 435 ausgeglichen, um Biegebeanspruchungen in den Schrauben zu vermeiden.

Im Fall 2b ist die Größe der Unterlegscheibe je nach dem zulässigen Auflagedruck zu berechnen. Vierkantscheiben für Holzverbindungen siehe DIN 436.

Zusammenstellung 70. Blanke Scheiben nach DIN 125 (Auszug).

Für Gewinde		Bohrung d'	D	s	Für Gewinde		Bohrung d'	D	s	Für Gewinde		Bohrung d'	D	s
Whitw.	Metr.				Whitw.	Metr.				Whitw.	Metr.			
—	5	5,2	12	0,8	1 ³ / ₈ "	—	36	68	6	—	84	86	150	12
—	6	6,2	14	1,5	—	36	37	68	6	3 ¹ / ₂ "	89	92	160	12
—	8	8,3	18	2	1 ¹ / ₂ "	—	39	75	6	—	94	96	165	12
(³ / ₈ "	—	9,8	22	2,5	—	39	40	75	6	3 ³ / ₄ "	—	98	165	12
—	10	10,3	22	2,5	1 ⁵ / ₈ "	—	43	80	7	—	99	102	180	14
—	12	12,5	28	3	—	42	43	80	7	4"	—	105	180	14
1/2"	—	13,2	28	3	1 ³ / ₄ "	45	46	85	7	—	104	108	185	14
—	14	14,5	30	3	(1 ⁷ / ₈ "	48	50	92	8	4 ¹ / ₄ "	109	112	190	14
5/8"	16	16,5	34	3	2"	—	52	98	8	4 ¹ / ₂ "	114	118	205	14
—	18	19	40	4	—	52	54	98	8	—	119	122	215	16
3/4"	—	20	40	4	—	56	58	105	9	4 ³ / ₄ "	—	125	215	16
—	20	21	40	4	2 ¹ / ₄ "	—	60	105	9	—	124	128	220	16
7/8"	22	23	45	4	—	60	62	112	9	5"	—	130	220	16
—	24	25	45	4	2 ¹ / ₂ "	64	66	120	9	—	129	132	225	16
1"	—	26,5	52	5	—	68	70	125	10	5 ¹ / ₄ "	134	138	230	16
—	27	28	52	5	2 ³ / ₄ "	—	72	130	10	5 ¹ / ₂ "	139	142	245	18
1 ¹ / ₈ "	—	29,5	58	5	—	72	74	130	10	—	144	148	255	18
—	30	31	58	5	3"	76	78	135	10	5 ³ / ₄ "	—	150	255	18
1 ¹ / ₄ "	—	33	62	5	—	80	82	145	12	—	149	152	255	18
—	33	34	62	5	3 ¹ / ₄ "	—	84	150	12	6"	—	155	270	18

Bezeichnet werden die Unterlegscheiben durch Angabe des Lochdurchmessers d' in mm und die DIN-Nummer, z. B. blanke Scheibe 20 DIN 125.

IV. Kraftverhältnisse an den Schrauben.

Die Schraube, Abb. 373, an der die Kräfte K_0 und K , die zur Verschiebung der mit Q belasteten Mutter ohne bzw. unter Einschluß der Reibung nötig sind, tangential am mittleren Flankenhalbmesser $r = \frac{d_f}{2}$ der Schraubenflächen wirken mögen, ist als schiefe Ebene zu betrachten. Ohne Rücksicht auf die Reibung muß auf Grund der Arbeitsgleichung

$$K_0 \cdot s = Q \cdot a$$

sein, wenn s und a die Strecken sind, die K_0 und Q bei einer Verschiebung zurücklegen.

Mit $\frac{a}{s} = \operatorname{tg} \alpha$ oder nach dem Krafteck in Abb. 373 wird

$$K_0 = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha. \tag{96}$$

Tritt die Reibung hinzu, so ist die Kraft zum Heben durch diejenige auf einer schiefen Ebene gegeben, die um den Reibungswinkel ϱ stärker, also unter $\alpha + \varrho$ geneigt ist.

$$K = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho). \tag{97}$$

Das Verhältnis $\frac{K_0}{K} = \frac{\text{theoretische Kraft}}{\text{wirklich nötige Kraft}}$ ist der Wirkungsgrad der Schraube.

$$\eta = \frac{K_0}{K} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}. \tag{98}$$

Zahlenbeispiel. Am 24 mm-Flachgewinde mit $h = 6$ mm Ganghöhe und derselben Gewindetiefe wie das Metrische gleichen Durchmessers ist nach Zusammenstellung 61 S. 211

$$r = \frac{d_f}{2} = \frac{2,205}{2} = 1,103 \text{ cm}$$

und mithin

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r} = \frac{0,6}{2\pi \cdot 1,103} = 0,0866 \text{ oder } \alpha = 5^\circ.$$

Mit $\mu = 0,1$ oder $\varrho = 6^\circ$ wird

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg} 11^\circ} = 0,45;$$

nur 45% der aufgewandten Arbeit werden in Nutzarbeit umgesetzt, 55% gehen durch Reibung verloren!

In Abb. 374 ist der Wirkungsgrad η in Abhängigkeit vom Steigungswinkel α oder der Steigung $\operatorname{tg} \alpha$, unter Annahme eines unveränderlichen Wertes für den Reibungswinkel,

$\varrho = 6^\circ$, dargestellt. η nimmt zunächst rasch, dann allmählich zu, erreicht einen Höchstwert bei

$\alpha = 45^\circ - \frac{\varrho}{2}$, wie sich durch Nullsetzen des Differentialquotienten $\frac{d\eta}{d\alpha}$ zeigen läßt und sinkt dann langsam wieder.

Beispielweise liegt der größte Wert, wenn $\varrho = 6^\circ$ beträgt, bei $\alpha = 42^\circ$ und beträgt $\eta_{\max} = 0,81$. Aber schon von etwa 15° ab ist der Wirkungsgrad recht günstig, eine Tatsache, die man bei der Gestaltung von Schneckenrieben benutzt.

Das beim Anziehen der Schrauben aufzuwendende Kraftmoment ist unter Berücksichtigung der Reibung

$$M = K \cdot r = Q \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho). \tag{99}$$

Wird die Klammer aufgelöst und $\operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{2\pi r}$, $\operatorname{tg} \varrho = \mu$ gesetzt, so geht die Gleichung über in die Form:

$$M = Q \cdot r \cdot \frac{h + 2\pi r \cdot \mu}{2\pi r - h \cdot \mu}. \tag{100}$$

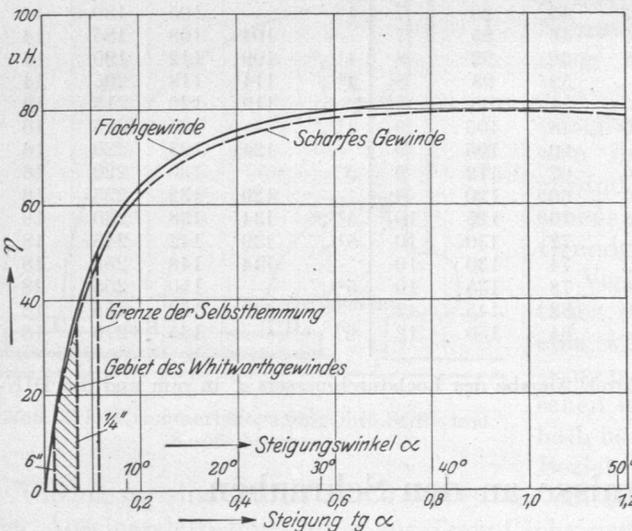


Abb. 374. Wirkungsgrad der Schrauben in Abhängigkeit von der Steigung und dem Steigungswinkel.

Soll die Last sinken oder die Schraube gelöst werden, so ist die Schraube als eine schiefe Ebene, deren Winkel um ϱ verkleinert ist, zu betrachten, woraus die Größe der am Halbmesser r wirkenden Kraft

$$K' = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varrho) \tag{101}$$

folgt. Die Last sinkt und die Mutter löst sich von selbst, wenn die Schraube genügend steil, wenn nämlich $\alpha > \varrho$ oder der Steigungswinkel größer als der Reibungswinkel ist.

Ist $\alpha = \varrho$, so wird $K' = 0$; die Mutter bleibt auch unter der Wirkung der Last Q in Ruhe; sie löst sich nicht von selbst, es tritt Selbsthemmung ein. Für $\alpha < \varrho$ wird K' negativ; zum Lösen der Schraube ist dann eine Kraft nötig, entgegengesetzt gerichtet der beim Anziehen notwendigen. Die Grenze der Selbsthemmung ist mithin in Abb. 374 durch den Reibungswinkel ϱ gegeben; innerhalb des Gebietes liegen die gebräuchlichen Befestigungsschrauben. Freilich ist mit der Selbsthemmung ein niedriger Wirkungsgrad, kleiner als 0,5 verbunden, wie aus der Formel für η hervorgeht, wenn man $\alpha = \varrho$ einsetzt:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \varrho}{\operatorname{tg} 2\varrho} = \frac{\operatorname{tg} \varrho (1 - \operatorname{tg}^2 \varrho)}{2 \operatorname{tg} \varrho} = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \varrho.$$

An scharfgängigen Schrauben fällt, genau genommen, die Reibung etwas größer aus. Wird nämlich die Schraubenfläche näherungsweise als Kegelfläche betrachtet, so zeigt Abb. 375, daß die Kraft senkrecht zur Kegelfläche, welche die Reibung erzeugt,

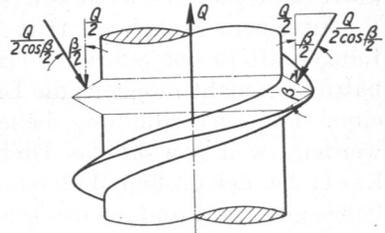


Abb. 375. Kraftwirkung an scharfgängigen Schrauben.

$$\frac{2 \cdot Q}{2 \cos \frac{\beta}{2}} \text{ und mithin die Reibung } \frac{Q}{\cos \frac{\beta}{2}} \cdot \mu = Q \left(\frac{\mu}{\cos \frac{\beta}{2}} \right) = Q \cdot \mu' \quad \text{ist.}$$

Für das Metrische Gewinde ist z. B.

$$\frac{\beta}{2} = 30^\circ, \mu' = \frac{\mu}{0,866} = 1,15 \mu.$$

Dementsprechend wird das Moment zum Anziehen der Schraube

$$M = Q \cdot r \cdot \frac{h + 2\pi r \cdot \mu'}{2\pi r - h \cdot \mu'} \tag{100 a}$$

größer, der Wirkungsgrad

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho')} \tag{98 a}$$

dagegen niedriger; wobei ϱ' aus $\operatorname{tg} \varrho' = \mu' = \frac{\mu}{\cos \beta}$ zu ermitteln ist.

Vergleichsweise ergibt sich für das Metrische 24 mm-Gewinde

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho')} = \frac{\operatorname{tg} 5^\circ}{\operatorname{tg}(5^\circ + 6^\circ 34')} = 0,428.$$

V. Berechnung der Schrauben.

Die zulässige Beanspruchung der Schrauben hängt nicht allein vom Werkstoff und von der Art der wirkenden Kräfte ab, sondern auch von der Herstellung. Beim Schneiden des Gewindes wird der Werkstoff leicht überanstrengt und verletzt; kleine, aber als scharfe Kerben wirkende Anrisse können später zu Brüchen führen. Für gewöhnliche Handelsschrauben sollen deshalb nur $\frac{8}{10}$ der Beanspruchungen zugelassen werden, die für sorgfältig auf der Drehbank hergestellte gelten.

Beim Anziehen einer Schraube erzeugt die am Schraubenschlüssel wirkende Kraft ein Drehmoment. Die dadurch auftretenden Drehbeanspruchungen im Schaft sind gering und können völlig vernachlässigt werden, wenn die Schraube ohne Belastung angezogen wird. Das trifft z. B. für die Mutter eines Hakens zu, welche erst später beim Anhängen der Last die im Hakenschaft entstehende Längskraft aufzunehmen hat.

Wird dagegen die Längskraft durch das Anziehen erzeugt, so ist die Beanspruchung auf Drehung zu berücksichtigen. Hierbei sind zwei Fälle zu unterscheiden; die Längskraft kann nämlich a) beschränkt, b) unbeschränkt sein.

An einem Hebebock tritt Bewegung ein, sobald das Drehmoment eine genügende Längskraft in der Schraube erzeugt; ein größeres Drehmoment ist unter normalen Verhältnissen nicht möglich; die Längskraft ist beschränkt. Dagegen kann die Schraube einer Flanschverbindung beim Anziehen leicht überanstrengt und selbst abgewürgt werden, weil sowohl das Drehmoment wie die durch dasselbe hervorgerufene Längskraft bei der großen Widerstandsfähigkeit der Flansche nicht beschränkt ist. Ähnliches gilt von Fundamentschrauben, bei denen die Grenze für das Anziehen dem Gefühle des Arbeiters überlassen werden muß.

Man unterscheidet demnach bei der Berechnung:

A. Schrauben, die ohne Last angezogen werden und im wesentlichen durch Längskräfte belastet sind,

B. Schrauben, die unter Last angezogen, also gleichzeitig auf Drehung und durch Längskräfte beansprucht werden, wobei

1. die Längskraft beschränkt,

2. die Längskraft unbeschränkt sein kann; außerdem

C. Schrauben, die Kräfte quer zu ihrer Längsachse aufnehmen müssen.

Die folgenden Ausführungen zu A und B beziehen sich auf Schrauben, die durch Zugkräfte belastet sind. Tritt Druck auf, so kann bei größerer Länge die Beanspruchung auf Knickung für die Bemessung entscheidend werden.

A. Schrauben ohne Last angezogen, im wesentlichen durch Längskräfte beansprucht.

Der gefährliche Querschnitt ist der Kernquerschnitt $F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$; unter Beachtung der Art der wirkenden Kraft ergibt er sich aus

$$F_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{Q}{k_z}. \quad (102)$$

Umgekehrt folgt die Höhe der Beanspruchung bei gegebenem Kerndurchmesser aus:

$$\sigma_z = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{Q}{F_1}. \quad (102a)$$

Für k_z können die Werte der Zusammenstellung 2, Seite 12, der zulässigen Beanspruchungen genommen werden, wenn die Schrauben sorgfältig hergestellt sind; 0,8 jener Werte ist bei weniger sorgfältiger Bearbeitung einzusetzen. d_1 und den zugehörigen Außendurchmesser d findet man aus den Gewindelisten.

B 1. Schrauben unter voller Last angezogen, Längskraft beschränkt.

Zur Überwindung der Längskraft Q ist nach der Formel (99) ein Moment

$$M = Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \rho)$$

nötig. Q beansprucht den Kernquerschnitt auf Zug mit

$$\sigma_z = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$$

M auf Drehung mit

$$\tau_d = \frac{M}{\frac{\pi d_1^3}{16}} = \frac{Q \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{16}} \quad (103)$$

Das Verhältnis der beiden Spannungen ist

$$\frac{\tau_d}{\sigma_z} = \frac{4r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{d_1}$$

und wenn der mittlere Halbmesser des Schraubenganges r annähernd durch $0,55 d_1$ ersetzt wird:

$$\frac{\tau_d}{\sigma_z} = 2,2 \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad (104)$$

Es nimmt, wie Abb. 376 an Beispielen des Whitworth-Gewindes zeigt, verschiedene Werte an, die mit zunehmendem Durchmesser langsam sinken. Durchweg ist die Beanspruchung auf Drehung geringer als die auf Zug. σ_z und τ_d lassen sich zu der ideellen Spannung oder Anstrengung σ_i zusammensetzen:

$$\sigma_i = 0,35 \sigma_z + 0,65 \sqrt{\sigma_z^2 + 4(\alpha_0 \tau_d)^2},$$

die im Verhältnis zu σ_z

$$\frac{\sigma_i}{\sigma_z} = 0,35 + 0,65 \sqrt{1 + 4 \alpha_0^2 \left(\frac{\tau_d}{\sigma_z}\right)^2} \quad (105)$$

ergibt, wobei α_0 unter Benutzung der zulässigen Beanspruchungen für schwelende Kraftwirkung bei weichem Flußstahl (42)

$$\alpha_0 = \frac{k_z}{1,3 k_d} = \frac{600}{1,3 \cdot 400} \approx 1,15 \text{ ist.}$$

Für Schweißseisen wird α_0 größer:

$$\alpha_0 = \frac{600}{1,3 \cdot 400} \approx 2.$$

σ_i liegt nach Abb. 376 höchstens um 25% höher als σ_z . Daher genügt es, derartige Schrauben auf Zug mit $\frac{3}{4}$ der normal zulässigen Spannung zu berechnen; die Drehbeanspruchung ist dann genügend berücksichtigt.

Schrauben, die mit voller Last angezogen werden, bei denen aber die Längskraft beschränkt ist, sind auf Zug mit $\frac{3}{4}$ der zulässigen Beanspruchung zu berechnen.

Abb. 376 gestattet auf einfache Weise die in den Schrauben auftretenden Spannungen zu ermitteln. Wird z. B. eine 2''-Schraube unter der Wirkung von $Q = 6000$ kg angezogen, so ist die Zugspannung

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{6000}{14,91} = 402 \text{ kg/cm}^2,$$

das Verhältnis $\frac{\tau_d}{\sigma_z}$ nach Abb. 376 = 0,33, mithin die Drehspannung

$$\tau_d = 0,33 \sigma_z = 0,33 \cdot 402 = 133 \text{ kg/cm}^2,$$

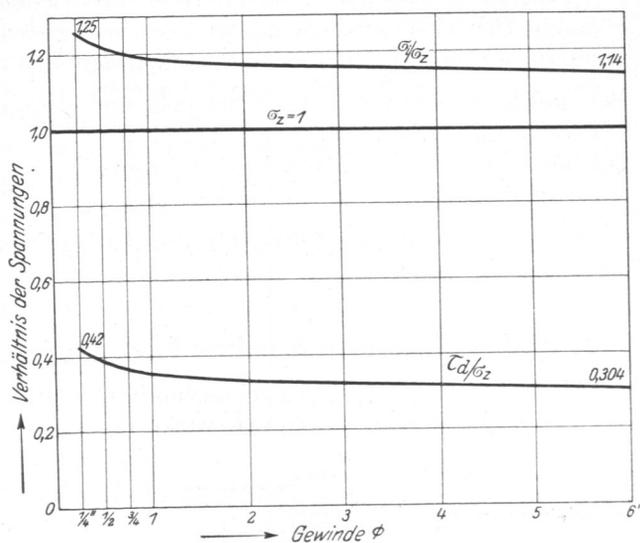


Abb. 376. Spannungsverhältnisse an Schrauben aus weichem Flußstahl im Belastungsfalle B 1.

das Verhältnis $\frac{\sigma_i}{\sigma_z} = 1,17$ und die Anstrengung

$$\sigma_i = 1,17 \sigma_z = 1,17 \cdot 402 = 470 \text{ kg/cm}^2.$$

Beim Anziehen der Schrauben gleiten die Gewindeflächen nach Formel (94) unter einem Flächendruck

$$p = \frac{Q}{z_1 \cdot \pi \cdot d_f \cdot t_i}$$

aufeinander. Wird p zu hoch, so kann Zerstörung, kann Fressen eintreten. p soll deshalb an Befestigungs- und selten bewegten Stellschrauben folgende Werte nicht überschreiten:

wenn weicher Schweiß- oder Flußstahl auf gleichem Werkstoff oder auf Bronze gleitet	$p \leq 300 \text{ kg/cm}^2$,
härterer Stahl auf Stahl oder Bronze	$p \leq 400 \text{ kg/cm}^2$,
auf Gußeisen (möglichst zu vermeiden)	$p \leq 150 \text{ kg/cm}^2$.

Häufig sind Schrauben nach B 1 Bewegungsschrauben, die wie an manchen Pressen und Hebezeugen ständig unter der vollen Last arbeiten müssen. In diesen Fällen ist Trapez- oder Sägewinde scharfem vorzuziehen; der Flächendruck p darf nur niedrig, etwa ein Drittel so groß wie an den oben erwähnten Befestigungs- und Stellschrauben genommen werden, damit das Öl zwischen den Flächen nicht herausgepreßt wird.

Bei weichem Schweiß- oder Flußstahl auf gleichem Werkstoff oder

Bronze gilt	$p = 100 \text{ kg/cm}^2$,
bei härterem Stahl auf Stahl oder Bronze	$p = 130 \text{ kg/cm}^2$,
auf Gußeisen (möglichst zu vermeiden).	$p = 50 \text{ kg/cm}^2$.

Die gleichen Zahlen gelten für die Auflagefläche, auf welcher sich die Mutter oder der Kopf dreht.

B 2. Schrauben unter voller Last angezogen, Längskraft unbeschränkt.

Als Beispiel sei eine Flanschverbindungsschraube, Abb. 377, betrachtet. Am Ende, des Schlüssels von der Länge L wirke die Kraft P . Das Moment $M = P \cdot L$ erzeugt.

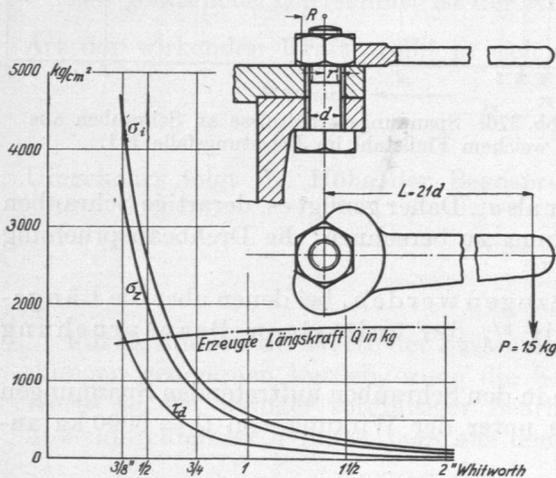


Abb. 377. Kraft- und Spannungsverhältnisse an Schrauben im Falle B 2.

1. die Längskraft Q in der Schraube zum Zusammenpressen der Flansche und muß
2. die Reibung unter der Mutter überwinden. Zur Erzeugung der Längskraft Q ist nach (99) ein Moment

$$M_1 = Q \cdot r \text{ tg } (\alpha + \varrho)$$

nötig. Für die Reibung unter der Mutter werde der gleiche Reibungswinkel ϱ wie am Gewinde angenommen, als Hebelarm aber der mittlere Halbmesser R der Auflagefläche der Mutter. Dann ist das Moment zur Überwindung der Reibung:

$$M_2 = Q \cdot \text{tg } \varrho \cdot R$$

und

$$M = PL = M_1 + M_2 = Q[r \text{tg } (\alpha + \varrho) + R \cdot \text{tg } \varrho]$$

$$= Q \cdot r \left[\text{tg } (\alpha + \varrho) + \frac{R}{r} \text{tg } \varrho \right]. \tag{106}$$

Das Teilmoment M_2 gelangt nicht in den Schraubenschaft, im letzteren sind viel-

mehr nur Q und M_1 wirksam, so daß die Beanspruchung des Schaftes auf Zug:

$$\sigma_z = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$$

auf Drehung:

$$\tau_d = \frac{Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{\frac{\pi d_1^3}{16}}$$

wird, die zusammengesetzt zu

$$\sigma_i = 0,35 \sigma_z + 0,65 \sqrt{\sigma_z^2 + 4 (\alpha_0 \tau_d)^2}$$

führen.

Um einen Überblick über die Spannungsverhältnisse zu bekommen, sei die Kraft P , die ein Arbeiter ausübt, mit 15 kg, die Schlüssellänge $L = 21 d$, $\rho = 8^\circ 30'$ (entsprechend $\mu = 0,15$), $\alpha_0 = \frac{k_z}{1,3 k_d}$ für weichen Flußstahl = 1,15 angenommen. Dann ergeben sich die in Abb. 377 dargestellten Werte für σ_z , τ_d und σ_i , die zeigen, daß in kleinen Schrauben leicht unzulässig hohe Spannungen entstehen, so daß solche Schrauben stets vorsichtig angezogen werden müssen, wenn sie nicht abgewürgt werden sollen. In großen lassen sich dagegen durch die am normalen Schlüssel wirkende Handkraft von 15 kg nur niedrige, in vielen Fällen ungenügende Spannungen erzielen; starke Schrauben müssen durch mehrere Arbeiter oder mit verlängertem Schlüssel, am einfachsten unter Aufstecken eines Gasrohres angezogen werden. Schrauben unter $\frac{5}{8}''$ oder 16 mm Durchmesser sind für wichtige Verbindungen, solche unter $\frac{3}{8}''$ oder 10 mm Durchmesser für Verbindungen, die selbst kleinere Kräfte zu übertragen haben, nicht zu empfehlen.

Für den Konstrukteur folgt daraus, daß er bei kleineren Schrauben nur geringe Beanspruchungen, bei großen höhere wählen soll, zweckmäßigerweise unter Benutzung der folgenden, vom Verband der Dampfkesselüberwachungsvereine aufgestellten Erfahrungsformel von der Form

$$d_1 = c \cdot \sqrt{Q} + 0,5 \text{ cm}, \quad (107)$$

wobei c von der Güte des Werkstoffes und von der Herstellung der Schrauben und Auflageflächen wie folgt, abhängt:

α) wenn nachgewiesen ist, daß der Werkstoff den in den polizeilichen Bestimmungen für die Anlegung von Landdampfkesseln [VI, 3] aufgestellten Anforderungen S. 84 an Nieteisen genügt, die Schrauben und Auflageflächen sorgfältig hergestellt sind und weiche Dichtungstoffe verwendet werden, darf gesetzt werden: $c = 0,04$;

β) bei guten Schrauben, guter Bearbeitung der Auflageflächen und weichen Dichtungstoffen: $c = 0,045$;

γ) wenn den unter β) genannten Anforderungen weniger vollkommen entsprochen ist: $c = 0,055$.

Für normale Schrauben mit Whitworth - Gewinde ergeben sich danach die in der Zusammenstellung 71 enthaltenden Belastungen, die in der zugehörigen Abb. 378 als Ordinate

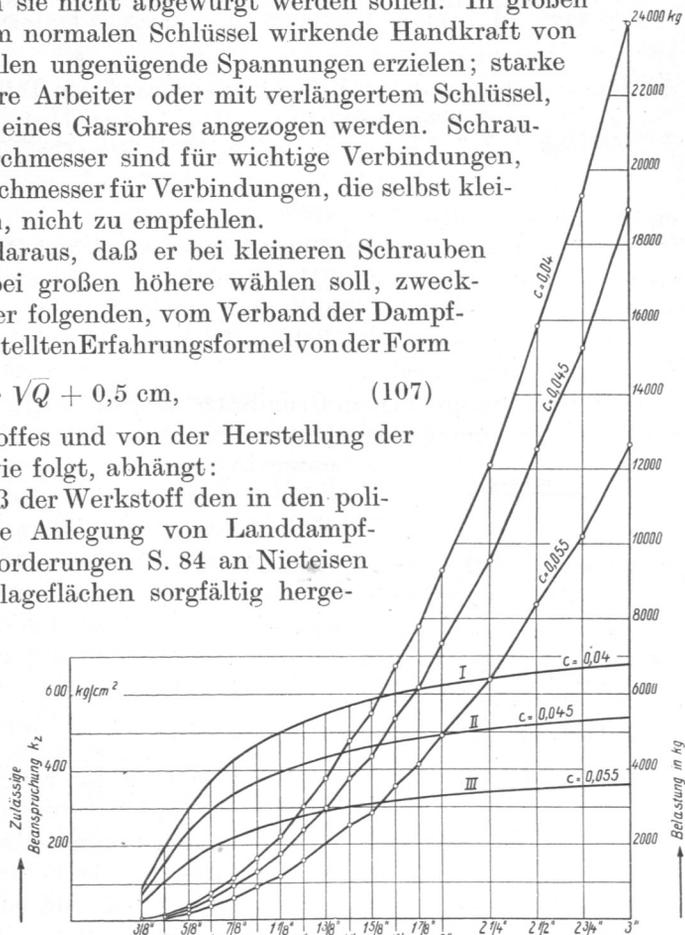


Abb. 378. Zulässige Belastungen und Beanspruchungen von Schrauben im Belastungsfalle B 2.

zu den als Abszissen aufgetragenen Schraubendurchmessern dargestellt sind. Da sich

Zusammenstellung 71. Nach dem Verband der Dampfkesselüberwachungsvereine zulässige Belastungen und Beanspruchungen von Schrauben.

Schraube	Zulässige Belastung Q in kg bei $c =$			Zulässige Beanspruchung k_z in kg/cm^2 bei $c =$		
	0,04	0,045	0,055	0,04	0,045	0,055
$\frac{3}{8}$ ''	39	31	21	88	69	47
$\frac{1}{2}$ ''	155	120	82	198	157	104
$\frac{5}{8}$ ''	390	310	210	300	236	159
$\frac{3}{4}$ ''	730	575	385	372	294	197
$\frac{7}{8}$ ''	1160	915	615	426	336	226
1''	1670	1320	885	467	371	248
$1\frac{1}{8}$ ''	2240	1770	1185	495	393	262
$1\frac{1}{4}$ ''	3050	2410	1615	528	418	280
$1\frac{3}{8}$ ''	3760	2965	1985	548	434	291
$1\frac{1}{2}$ ''	4790	3785	2535	570	451	302
$1\frac{5}{8}$ ''	5540	4375	2930	583	461	309
$1\frac{3}{4}$ ''	6790	5360	3590	599	474	317
$1\frac{7}{8}$ ''	7840	6190	4145	611	482	323
2''	9310	7355	4920	624	493	330
$2\frac{1}{4}$ ''	12110	9570	6405	642	507	340
$2\frac{1}{2}$ ''	15860	12530	8385	658	520	348
$2\frac{3}{4}$ ''	19290	15235	10200	670	529	354
3''	23950	18925	12665	680	538	360

der Konstrukteur stets über die in den entworfenen Teilen auftretenden Spannungen vergewissern soll, sind auch diese in drei Kurven, *I*, *II* und *III*, so wie sie sich aus $k_z = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$

ergeben, eingetragen.

Die Belastungen und Beanspruchungen werden vielfach und mit Recht auch den Konstruktionen des allgemeinen Maschinenbaues zugrunde gelegt.

Es ist vorteilhafter, wenige aber starke Schrauben als viele schwache zu nehmen, weil für starke Schrauben höhere Beanspruchungen zulässig sind, der Werkstoff also besser ausgenutzt wird.

Die eben besprochenen Grundsätze müssen auch bei den Dichtungsschrauben an Rohren, Zylindern usw. beachtet werden, die schon beim Zusammensetzen der Teile unter „Vorspannung“ so stark angezogen werden, daß sie auch bei dem im Betriebe auftretenden höchsten Druck noch dicht halten. Wenn sich auch, wie im folgenden gezeigt ist, die Betriebskraft nicht im vollen Maße zur Vorspannkraft addiert, so treten doch höhere Beanspruchungen auf, als sie die Rechnung, bei der man nur den Betriebsdruck einzusetzen pflegt, erwarten läßt.

Zur Aufrechterhaltung der Dichtung ist es wichtig, daß der Abstand der Schrauben e nicht zu groß genommen wird. Sonst klappt die Fuge infolge der Durchbiegung der Flansche bei der Belastung durch den Betriebsdruck, so daß die Pakung nicht mehr genügend festgehalten und durch den inneren Druck herausgetrieben oder wenigstens undicht wird. Anhaltspunkte für die Schraubenentfernung geben die Rohr-

normen, die nach den Zusammenstellungen 85 und 95 im Abschnitt 8 an gußeisernen Flanschrohren bei Drucken bis zu 10 at nicht mehr als 165, an Rohren für Dampf von höherer Spannung bis zu 20 at nicht mehr als 114 mm Schraubenentfernung aufweisen. An Dampfzylindern pflegt man bei Spannungen unter 10 at höchstens 150 mm, bei höheren Drucken im Mittel 120 mm Schraubenentfernung zu nehmen.

Daß sich die Belastungs- und die Vorspannung nicht, wie häufig angenommen wird, summieren, ist in der Elastizität der Baustoffe begründet. Eine Schraube, Abb. 379,

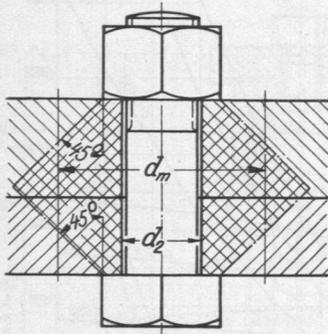


Abb. 379.

sei mit einer Vorspannung von σ_0 kg/cm² im Kernquerschnitt F_1 , entsprechend einer Kraft $P_0 = F_1 \cdot \sigma_0$ angezogen. Trägt man die elastische Verlängerung λ_0 , die sie dabei erfährt, senkrecht zur Kraft P_0 auf, Abb. 380, und verbindet die Endpunkte von P_0 und λ_0 , so erhält man das Formänderungsdreieck ABC für die Schraube, das die zu beliebigen Kräften gehörigen Verlängerungen abzulesen gestattet. Die gleiche Kraft P_0 preßt nun die Flansche zusammen und erzeugt dort eine Zusammendrückung δ_f , die zu

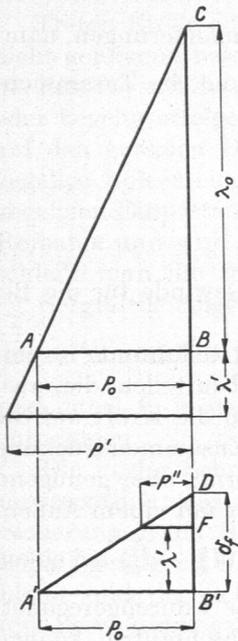


Abb. 380.
Formänderungsdreiecke
für Schraube und
Flansch.

dem unteren Formänderungsdreieck $A'B'D'$ der Abb. 380 führt. Vorausgesetzt ist dabei, daß die Formänderungen verhältnismäßig den Kräften zunehmen, wie es innerhalb der üblichen Spannungen für den Flußstahl der Schrauben genau, für das Gußeisen der Flansche annähernd zutrifft.

Wie verändert sich nun P_0 , wenn der Dampfdruck im Zylinder wirkt und die auf die betrachtete Schraube entfallende Kraft Q kg beträgt? Untersuchen wir zunächst die Vorgänge, die in der Flanschverbindung bei Erhöhung der Schraubenkraft von P_0 auf P' kg auftreten. Die Schraube wird noch weiter verlängert um λ' . Um das gleiche Maß können sich aber die Flansche wieder ausdehnen, sie stehen infolgedessen nicht mehr unter dem früheren Druck P_0 , sondern üben nur noch die Kraft P'' aus, die man erhält, wenn man in dem unteren Dreieck λ' von δ_f abzieht und durch den so gefundenen Punkt F eine Parallele zu P_0 legt. Als äußere Kraft, die die erwähnten Formänderungen, insbesondere die Verlängerung der Schrauben um λ' , hervorruft, muß demnach $P' - P''$ wirken.

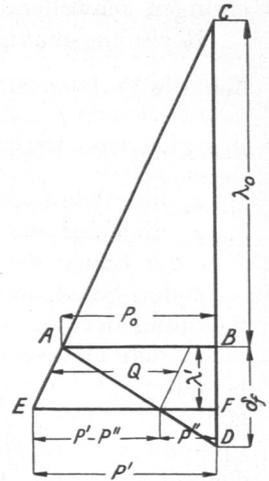


Abb. 381.

Die Darstellung läßt sich durch Aneinandersetzen der Dreiecke des Vorspannungszustandes nach Abb. 381 noch vereinfachen. Die Parallele FE zu P_0 im Abstände λ' gibt die in der Schraube wirkende Kraft P' und die äußere Kraft $P' - P''$. P'' ist, wie oben behauptet, wesentlich kleiner als die Summe der äußeren Kraft $P' - P''$ und der Vorspannkraft P_0 .

Ist die äußere Kraft $P' - P'' = Q$ gegeben, so trägt man Q von der Spitze A der Formänderungsdreiecke auf AB ab und zieht durch den Endpunkt eine Parallele zur Hypotenuse des Schraubendreieckes. Damit finden sich P' , die Längskraft in der Schraube, und P'' , die Druckkraft im Flansch, endlich $\lambda' = BF$, gleich dem senkrechten Abstand der Parallelen AB und EF .

Zu beachten ist, daß die Längskraft in der Schraube und damit die Beanspruchung durch den Betriebsdruck um so größer wird, je größer die Formänderung δ_f der Flansche, je nachgiebiger und elastischer also die Flansche selbst oder die dazwischen eingebauten Packungen sind. Gilt z. B. statt des Dreieckes ABD der Abb. 382 das doppelt so hohe ABD' , so wächst die Kraft in der Schraube bei der äußeren Belastung durch Q auf $E'F'$ statt EF an. Am vorteilhaftesten ist es demnach, die Flanschflächen auch unter den Schrauben, also auf ihrer ganzen Breite aufliegen zulassen; Flansche mit vorspringenden Dichtleisten zeigen größere elastische Formänderungen durch die Durchbiegungen, die sie erfahren.

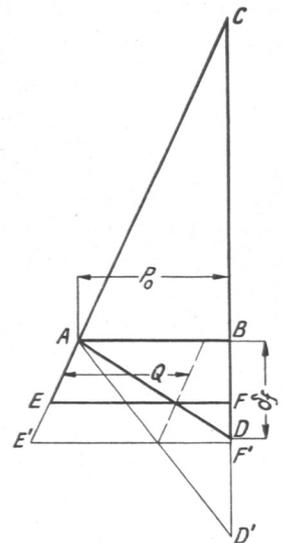


Abb. 382.

Ähnlich, wie bei den Keilverbindungen nachgewiesen, nähert sich die Inanspruchnahme der Teile der ruhenden, weil die durch die Grenzwerte P_0 und P' gegebenen Kraft- und Spannungsschwankungen in den Schrauben geringer sind als die äußere Kraft Q erwarten läßt, da $P' - P_0$ stets kleiner als Q ist. Es erscheint deshalb auch hier zulässig, bei der Berechnung der Schraubenkräfte nur den Betriebsdruck statt des 1,25fachen, wie manchmal empfohlen wird, einzusetzen, wenn die gewählten Beanspruchungen schwelloser Belastung entsprechen.

Rechnungsmäßig ergeben sich die im vorstehenden benutzten Formänderungen, nämlich die Verlängerung des Schraubenschaftes nach (6b) $\lambda_0 = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_1}{f'}$ und die Zusammen-

drückung der Flansche nach (14) $\delta_f = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_2}{f''}$, wenn

α_1 die Dehnungszahl des Schraubenstahls,

α_2 diejenige des Baustoffes der Flansche in cm^2/kg ,

l die Länge der Schraube zwischen Kopf und Mutter in cm ,

f' den Schaftquerschnitt der Schrauben in cm^2 , der bei kurzem Gewinde für die Berechnung der Verlängerung vorwiegend in Betracht kommt,

f'' den Querschnitt des Flanschteiles, der an der Formänderung teilnimmt, in cm^2 bedeuten. Der letztere läßt sich an Hand der Druckkegel, Abb. 379, beurteilen, die, ausgehend von den Anlageflächen der Mutter und des Kopfes, an denen die Kraft auf die Flansche übertragen wird, unter etwa 45° Neigung verlaufen. Die Zusammendrückung des durchbohrten Doppelkegels ist umständlich zu ermitteln; annähernd, aber genügend genau kann man diesen durch den gestrichelt gezeichneten Hohlzylinder mit einem Außen-

durchmesser d_m gleich dem mittleren der Kegel ersetzen, so daß $f'' = \frac{\pi}{4} (d_m^2 - d_2^2)$ bei einem Lochdurchmesser von d_2 cm ist. Ein Zahlenbeispiel ist in der Aufgabe 4 durchgerechnet.

Noch ungünstiger als die im vorstehenden behandelten Flanschschrauben können Druck-, Stell- und Abdrückschrauben beansprucht werden, wenn die Längskraft unbeschränkt ist. Bei ihnen fällt nämlich die Reibung unter dem Kopfe oder der Mutter weg, so daß das volle Drehmoment $M = P \cdot L = Q \cdot r \cdot \text{tg}(\alpha + \varrho)$ auf den Schrauben-

kern kommt und die ebenfalls größere Längskraft $Q = \frac{P \cdot L}{r \cdot \text{tg}(\alpha + \varrho)}$ erzeugt. Dadurch werden sowohl die Dreh- wie die Zugspannungen erhöht; das Abwürgen derartiger Schrauben ist also in verstärktem Maße zu befürchten. Sie müssen kräftig gewählt oder mit sehr geringen Beanspruchungen berechnet werden.

Greifen die Kräfte an der Schraube exzentrisch oder schief an, so sind die entstehenden Biegespannungen sorgfältig zu berücksichtigen. So entstehen leicht hohe Nebenbeanspruchungen auf Biegung an unbearbeiteten Flanschen, die beim Guß häufig etwas kegelig ausfallen, dadurch, daß die Köpfe und Muttern der Schrauben einseitig aufliegen.

C. Schrauben, die Kräfte quer zur Längsachse aufnehmen müssen.

Ihrem Wesen nach sind die Schrauben nur geeignet, Längskräfte durch Zugspannungen im Schaft aufzunehmen. Verbindungen, bei denen Kräfte quer zur Schraubenachse zu übertragen sind, kommen aber häufig vor, finden sich z. B. in den lösbaren Verbindungen und Knotenpunkten von Kranen, Brücken, Dachbindern. Sitzen die Schrauben mit Spiel in den Löchern, so muß die Reibung, welche durch das Anziehen der Schrauben erzeugt wird, genügenden Widerstand gegen das Gleiten der Flächen aufeinander bieten. Ist die zu übertragende Kraft P , so muß

$$P \leq \Sigma Q \cdot \mu \quad (108)$$

sein, wobei die Reibungszahl

$$\mu \leq 0,1$$

bei glatten,

$$\mu \leq 0,2$$

bei rauhen Flächen gewählt werden darf. Zur Erzeugung der Längskräfte Q können wegen des seltenen, oft nur einmaligen Anziehens, sorgfältige Herstellung und gute Auflageflächen vorausgesetzt, die zulässigen Beanspruchungen für ruhende Belastung der Zusammenstellung 2, Seite 12 genommen werden, bei weniger sorgfältiger Ausführung 0,8 jener Werte.

Treten Stöße oder wechselnde Kräfte auf, so ist die Übertragung durch die Reibung nicht genügend betriebsicher. Die Schrauben müssen dann eingepaßt werden, so daß die Schäfte satt an den Wandungen der Löcher anliegen. Das Einpassen kann zylindrisch oder kegelig erfolgen. Im ersten Falle wird das vorgebohrte Loch durch eine Reibahle auf den genauen Durchmesser gebracht und der um 1 bis 2% stärkere oder schwach kegelige Bolzen eingetrieben und festgezogen. Beim genaueren, aber wesentlich teureren kegigen Einpassen erhält der Schaft denselben Kegel (1/50 oder 1/20), wie die verwandte Reibahle und wird durch die Mutter im Loche fest verspannt. Genauen Passens wegen schleift man ihn sogar manchmal ein.

Sorgfältig eingepaßte Bolzen sind auf Abscheren zu berechnen; ist P_1 die Kraft, die auf eine Schraube kommt, so ist aus $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{P_1}{k_s}$ der Schaftdurchmesser d zu ermitteln und dabei k_s je nach der Art der Kraftwirkung der Zusammenstellung 2, Seite 12 zu entnehmen.

Die in der Schraube entstehenden Längskräfte werden bei derartigen Verbindungen unwesentlich; das Gewinde dient nur zum Verspannen des Bolzens im Loche und zur Sicherung gegen Herausfallen. Das Gewinde ist unbedingt so kurz zu halten, daß am Schaft genügend Fläche zur Übertragung der Kraft P_1 durch den Leibungsdruck übrigbleibt und der Schaft etwas größer zu wählen als der äußere Gewindedurchmesser, um Beschädigungen des Gewindes beim Eintreiben zu vermeiden.

Bei ungenauem Herstellen oder beim Lockerwerden eingepaßter Bolzen entstehen Spielräume und dadurch hohe Beanspruchungen auf Biegung. Die Nachrechnung daraufhin oder die Wahl niedriger Werte für k_s ist deshalb zu empfehlen (vgl. Beispiel 7).

Voraussetzung für das Einpassen ist, daß der Bolzen durch die zu verbindenden Teile hindurchgesteckt werden kann; Kopf- und Stiftschrauben lassen sich nicht einpassen, weil das Gewinde nicht genügend schließend herzustellen ist und der Bolzen nicht genau senkrecht zur Fläche stehen wird. An Stellen, wo sich Kopf- und Stiftschrauben nicht vermeiden lassen, müssen Paßstifte zur Aufnahme der Querkräfte verwendet werden.

Wirken in einer Verbindung Längs- und Querkräfte gleichzeitig, so ist eine getrennte Aufnahme beider Kräftearten durch verschiedene Mittel zu empfehlen. Den Schrauben überträgt man zweckmäßig die in ihrer Längsachse wirkenden Kräfte; durch besondere Paßringe, Federn u. dgl. entlastet man sie von den Querkräften. Es entstehen so die „entlasteten Schraubenverbindungen“.

In Abb. 383 übertragen zylindrische Ringe die Umfangskraft einer Seiltrommel auf die Arme des antreibenden Zahnrades, in Abb. 384 entlasten kegelige Büchsen die Schrauben von den Kräften zwischen einem Schwungradkranz und den Speichen. Umständlicher ist das Einpassen eines Ringes im Innern, Abb. 385, das

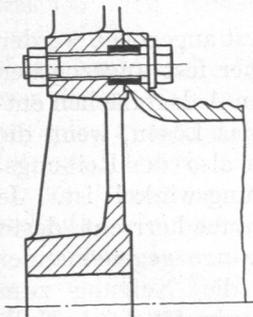


Abb. 383. Scherring am Umfang einer Seiltrommel.

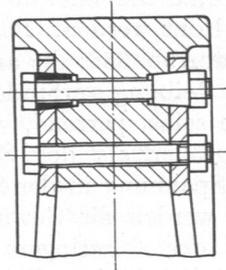


Abb. 384. Entlastung der Schraube durch kegelige Büchsen.

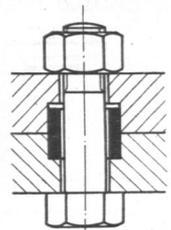


Abb. 385. Entlastungsring.

zweckmäßigerweise so erfolgt, daß zunächst ein Loch durch die in der richtigen Lage miteinander verspannten Teile hindurchgebohrt wird, das nach dem Auseinandernehmen zur Führung des Fräsers dient, der die Sitzflächen für den Ring bearbeitet. Teuer sind auch die Paßfedern, wie sie z. B. bei Flanschcupplungen, Abschnitt 20, verwendet werden.

Die folgende Zusammenstellung gibt eine Übersicht über die Berechnung der Schraubenarten.

Zusammenstellung 72.

Art der Beanspruchung	Sorgfältig hergestellte Schrauben, gute Auflageflächen	Weniger sorgfältige Ausführung	
A. Ohne Last angezogen, nur durch Längskräfte beansprucht	k_z der Zusammenstellung 2, Seite 12	$0,8 k_z$	
B. Mit Last angezogen, Beanspruchung durch Längskraft und auf Drehung. 1. Längskraft beschränkt, Bewegungsschrauben 2. Längskraft unbeschränkt Befestigungs- und Dichtungsschrauben	Flußeisen: $0,75 k_z$ Schweißeisen: $0,6 k_z$ Die Auflagepressung im Gewinde ist nachzurechnen. Gußeisen $p \leq 50 \text{ kg/cm}^2$ Fluß- und Schweißeisen $p \leq 100 \text{ kg/cm}^2$ Bronze $p \leq 130 \text{ kg/cm}^2$ Stahl $p \leq 130 \text{ kg/cm}^2$ k_z niedrig bei kleinen, höher bei großen Durchmessern a) Werkstoff von Nietenisengüte: k_z nach Kurve I, Abb. 378, $d_1 = 0,04 \sqrt{Q} + 0,5 \text{ cm}$; b) gutes Schraubeneisen: k_z nach Kurve II, Abb. 378, $d_1 = 0,045 \sqrt{Q} + 0,5 \text{ cm}$.	$0,8 \cdot 0,75 k_z = 0,6 k_z$ $0,8 \cdot 0,6 k_z = 0,48 k_z$ k_z nach Kurve III, Abb. 378, $d_1 = 0,055 \sqrt{Q} + 0,5 \text{ cm}$	Bei Druckkräften kann die Widerstandsfähigkeit gegen Knickung maßgebend werden
C. Kräfte wirken quer zur Achse der Schraube a) Schraube nicht eingepaßt, Kräfte werden durch Reibung übertragen b) Schraube sorgfältig eingepaßt	k_z der Zusammenstellung 2, S. 12 $\mu \leq 0,1$ bei glatten Flächen $\mu \leq 0,2$ bei rauhen Flächen k_z der Zusammenstellung 2, S. 12 Nachrechnung auf Biegung!	$0,8 k_z$	

VI. Sicherung der Schrauben.

Schrauben, die wechselnden Kräften ausgesetzt sind, oder nicht fest angezogen werden dürfen, können sich lösen und müssen gesichert werden. Bei einer fest angezogenen Schraube liegen die Gewindegänge einseitig an, Abb. 386; die an den Anlageflächen entstehende Reibung verhindert das Lösen, wenn die Schraube selbstsperrend, wenn also der Reibungswinkel größer als der Steigungswinkel ist. Je stärkere Spannung in der Schraube herrscht, desto kräftiger werden die Gewindegänge gegeneinander gepreßt, desto geringer ist die Neigung zum Lockern. Wird aber die Längskraft gleich Null, so hört die Anpressung im Gewinde und damit auch die Reibung auf; die Schraube kann sich lösen.

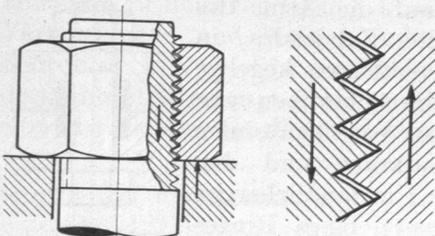


Abb. 386. Anlageflächen von Schrauben.

Bei wechselnden Kräften ist stets ein Augenblick vorhanden, in dem die Längskraft verschwindet; aber auch bei Stößen und Schwingungen kann diese Grenze erreicht werden; alle derartigen Schrauben müssen gesichert werden.

Die Sicherung kann durch verschiedene Mittel und auf sehr mannigfaltige Weise bewirkt werden; im folgenden seien nur einige wichtigere Arten und Formen besprochen.

Soll die Anpressung und damit die Reibung zu Null werden, so muß die ganze elastische Verlängerung der Schraube verschwinden. Je elastischer also eine Schraube ist, desto weniger wird sie zum Lösen neigen; ein Weg der Sicherung ist mithin, die Elastizität der Schraube künstlich zu erhöhen. Hierauf beruhen die Sicherungen durch eine Spiralfeder, Abb. 387, durch eine federnde Unterlegscheibe, Abb. 388 und 389, durch eine Gummi-

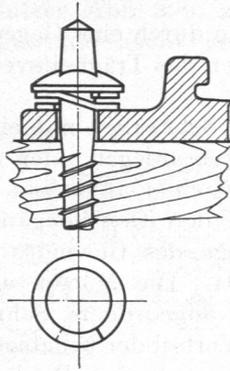


Abb. 387. Sicherung durch Spiralfeder.

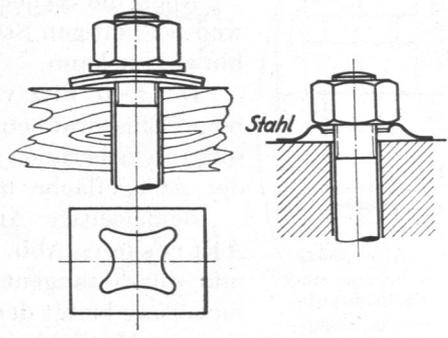


Abb. 388 und 389. Sicherung durch federnde Unterlegscheiben.

scheibe, Abb. 390. Auch ein Holzklötzchen unter der Platte einer Fundamentschraube wirkt in ähnlicher Weise. Verstärkt wird die Sicherung durch Abbiegen und Zuschärfen der Kanten der Unterlegscheiben nach Abb. 391, entsprechend der durch DIN 127 und 128 genormten Federringe. Voraussetzung für die Anwendung derartiger Sicherungen ist, daß die Schrauben kräftig angezogen werden können. Für Schrauben, in denen nur geringe Kräfte wirken oder die nicht fest angespannt werden dürfen, sind sie nicht brauchbar. Auch beim Auftreten von Stößen ist die Sicherung unvollkommen, da das Trägheitsvermögen der Mutter auf Lösung hinwirkt.

Sehr häufig wird die Gegenmutter als Schraubensicherung verwendet, besonders dann, wenn die Schrauben nicht fest angezogen werden dürfen, wie es u. a. für Lagerdeckelschrauben zutrifft, damit die Lagerschalen nicht zu stark gegen die Welle gepreßt werden gegeneinander kräftig verspannt. Dabei legt man die äußere, die innere an den unteren Flächen des Bolzengewindes an, so daß die in der Schraube hervorgerufene Spannung und die Flächenpressung zwischen den beiden Muttern selbst dann nicht verschwinden, wenn die Längskraft im Schraubenschaft Null wird. Die Sicherung beruht also auf einer künstlichen Spannungserzeugung in der Schraube zwischen den Anlageflächen der beiden Muttern. Dabei ist zu beachten, daß die außen liegende Gegenmutter die in der Schraube wirkende Zugkraft aufnimmt, also stärker belastet ist, weil sie an den dazu geeigneten Flächen am Bolzengewinde anliegt. Deshalb muß gerade ihre Höhe groß

werden. Zwei Muttern, Abb. 392, sich die äußere, die Gegenmutter,

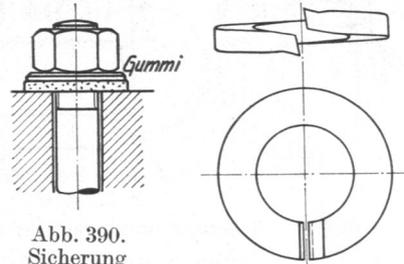


Abb. 390. Sicherung durch Gummischeibe.

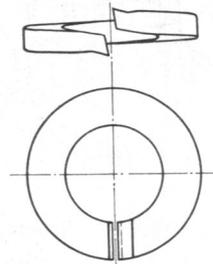


Abb. 391. Federring nach DIN 127 u. 128.

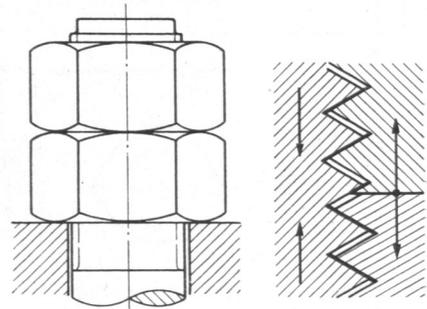


Abb. 392. Gegenmutter.

und mindestens normal sein, darf aber nicht, wie häufig zu finden, kleiner genommen werden, in der Meinung, daß die Gegenmutter lediglich Sicherungszwecken diene. Um Verwechslungen vorzubeugen und um die besonderen, schmalen Schlüssel zum

Anziehen der Gegenmutter zu vermeiden, ist es am einfachsten, zwei normale Muttern zu verwenden.

Anders liegen die Kräfteverhältnisse bei einer auf Druck beanspruchten Stellschraube, Abb. 393. Hier tritt durch das Aufsetzen der Mutter kein Wechsel in den Auflageflächen ein, die Gegenmutter kann niedriger, z. B. nach DIN 419 oder 429, ausgeführt werden.

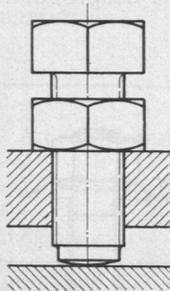


Abb. 393.
Sicherung einer
Stellschraube
durch Gegen-
mutter.

Auch die Sicherung durch eine Gegenmutter ist keine vollkommene, weil bei heftigen Stößen das Trägheitsvermögen der Muttern auf Lösung hinwirken kann.

Der feste Sitz von Schrauben mit einem Absatz, gegen den sie sich beim Einschrauben fest anlegen oder des Einschraubendes von Stiftschrauben beruhen auf einer ähnlichen Verspannung, die sich zwischen der Anlagefläche und den Gewindegängen ausbildet.

Beiderseitige Anlage des Gewindes erreicht man durch radiales Anpressen, Abb. 394. Die Mutter wird aufgeschnitten oder geteilt und durch tangential angeordnete Schrauben zusammengepreßt. Die Sicherung bietet den Vorteil der beliebigen Einstellbarkeit des Gewindes und die Möglichkeit einer kurzen Baulänge, ist aber teuer. Sie findet Verwendung u. a. bei der Befestigung von Kolbenstangen in den Kreuzköpfen und bei Kupplungen. In ähnlicher Weise wirkt die geschlitzte Hilfsmutter in Abb. 395, die gegen die Hauptmutter festgezogen, durch ihre Kegelform radial in die

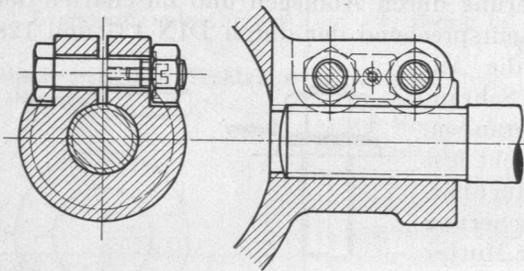


Abb. 394. Sicherung durch radiales Anpressen.

Gewindegänge des Bolzens gepreßt wird, sowie schwach kegelig geschnittenes Gewinde, das freilich keine axiale Verstellung zuläßt, das aber auch häufig verwendet wird, wenn Dichtheit der Schraubenverbindung gefordert wird.

Das sicherste Mittel bietet das Festlegen der Mutter gegenüber dem Bolzen oder der Mutter und des Bolzens gegenüber den Konstruktionsteilen. Einige Beispiele aus dieser Gruppe der Sicherungen

zeigen die Abb. 396—408. Abb. 396 gibt die Sicherung mittels eines durchgetriebenen Splintes wieder, der durch Aufspalten am Herausfallen verhindert wird, vgl. DIN 94 und 92. Durch das Loch wird der Schraubenbolzen geschwächt; zweckmäßig ist es, den Splint an das Ende zu setzen, weil Bolzen und Mutter

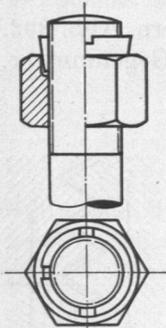


Abb. 395.
Sicherung durch
geschlitzte Hilfs-
mutter.

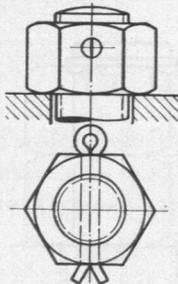


Abb. 396. Splint-
sicherung.

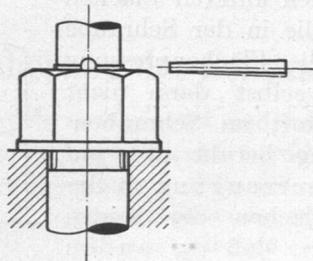


Abb. 397. Sicherung
durch Kegelstift.

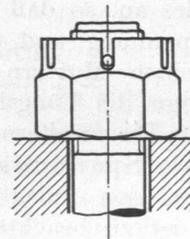


Abb. 398.
Kronenmutter.

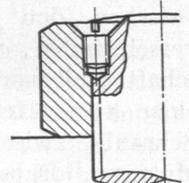


Abb. 399.
Sicherung durch
Verbohren.

dort nicht mehr so stark belastet sind und daher die Schwächung eher vertragen. Ein späteres Nachziehen der Mutter ist nicht ohne weiteres möglich. In engen Grenzen gestattet das der Kegelstift nach Abb. 397, der nachgefeilt oder tiefer eingetrieben werden

kann. Widerstandsfähigere Keile oder Riegel, am Ende aufgespalten, finden an größeren und wichtigeren Muttern Anwendung. Kronenmüttern, Abb. 398, sind nach DIN 935 mit 6 Schlitten bis zu $1\frac{1}{4}$ " und 33 mm Gewindedurchmesser, mit 10 Schlitten bei größeren Schrauben versehen und erlauben Nachstellungen um je $\frac{1}{6}$ bzw. $\frac{1}{10}$ Gang. Weniger ist das Verbohren des Bolzens und der Mutter, Abb. 399, zu empfehlen, weil dabei das Hauptgewinde leicht verdorben wird.

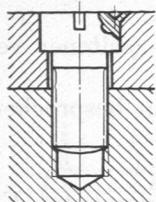


Abb. 400.
Sicherung
durch Körner-
schlag.

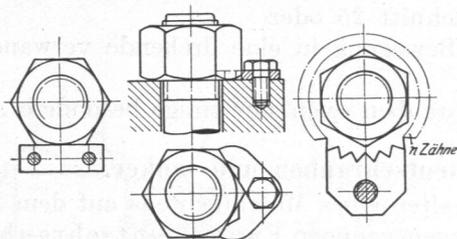


Abb. 401—403. Sicherung durch Lege-
schlüssel.

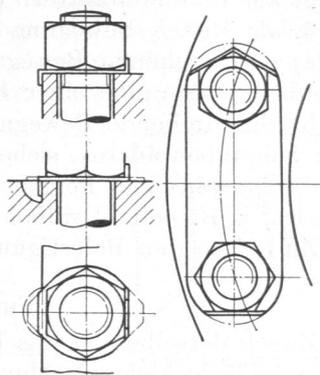


Abb. 404 und 405. Sicherung
durch Blechstreifen.

Für die Festlegung einer Schraube gegenüber dem Konstruktionsteil, in dem sie sitzt, ist die Sicherung einer versenkten Kopfschraube durch einen Körnerschlag nach Abb. 400 das einfachste Beispiel; sie kann jedoch nur dann Anwendung finden, wenn die Schraube nicht oder nur ausnahmsweise wieder gelöst werden soll.

Abb. 401 bis 403 zeigen Sicherungen durch besondere Platten, die je nach der Ausführung $\frac{1}{6}$, $\frac{1}{12}$, $\frac{1}{n}$ Umdrehung beim Nachziehen zulassen und die das Lösen der Verbindung ohne Schwierigkeit gestatten, aber teuer sind. Zu empfehlen ist die Sicherung nach Abb. 404 durch ein Blech, das längs der Sechskantflächen der Mutter und an einer Kante des Konstruktionsteiles scharf umgebogen oder in ein Loch eingedrückt ist, DIN 432, eine Form, die für jede beliebige Stellung der Mutter verwendet werden kann. In DIN 93 sind Sicherungsbleche mit einem Lappen, Abb. 406, zum Umbiegen längs der Kante des Konstruktionsteils genormt. Zwei Muttern können vorteilhaft durch einen gemeinsamen, an beiden Muttern hochgekippten Blechstreifen gesichert werden, Abb. 405. Das Aufspalten des Bleches nach Abb. 407 ist weniger sicher; besonders ist zu beachten, daß das Blech gegen die Löserichtung der Mutter aufgebogen und nicht etwa durch die sich lösende Mutter niedergedrückt wird! Die Pennsche Sicherung, Abb. 408, legt die Mutter durch eine besondere Stellschraube dem Konstruktionsteil gegenüber fest. Sie wird im Schiffbau in ausgedehntem Maße verwendet.

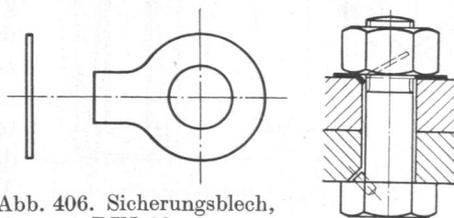


Abb. 406. Sicherungsblech,
DIN 93.



Abb. 407.
Sicherung
durch Auf-
spalten des
Sicherungs-
bleches.

Fest eingedrehte Stiftschrauben sind durch die Reibung im Gewinde und das Aufsitzen des Einschraubgewindes meist genügend gesichert, nur die Mutter bedarf besonderer Festlegung. Bei Durchsteckschrauben ist der Schutz gegen Lösen sowohl bei der Mutter, wie auch am Bolzen geboten. Letzterer wird durch Anliegenlassen einer Sechs- oder Vierkant- oder Hammerkopffläche, Abb. 351a, oder durch eingesetzte, eingeschraubte Stifte, Abb. 407, seltener durch aus dem Vollen gearbeitete Nasen oder auf ähnliche Weise wie die Mutter am Drehen gehindert.

Fest eingedrehte Stiftschrauben sind durch die Reibung im Gewinde und das Aufsitzen des Einschraubgewindes meist genügend gesichert, nur die Mutter bedarf besonderer Festlegung. Bei Durchsteckschrauben ist der Schutz gegen Lösen sowohl bei der Mutter, wie auch am Bolzen geboten. Letzterer wird durch Anliegenlassen einer Sechs- oder Vierkant- oder Hammerkopffläche, Abb. 351a, oder durch eingesetzte, eingeschraubte Stifte, Abb. 407, seltener durch aus dem Vollen gearbeitete Nasen oder auf ähnliche Weise wie die Mutter am Drehen gehindert.

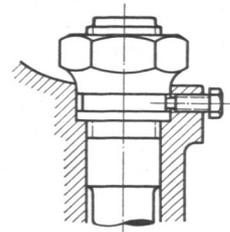


Abb. 408. Pennsche
Sicherung.

VII. Verwendung der Schrauben.

Die Schrauben dienen:

1. als Verbindungsmittel: Befestigungsschrauben aller Art,
2. als Verschlüßmittel: Verschlüßschrauben, Kernstopfen,
3. als Mittel, Bewegung zu erzeugen, und zwar wird entweder
 - a) eine drehende Bewegung in eine fortschreitende umgeändert (Leitspindel einer Drehbank, Schraube einer Presse) oder
 - b) eine drehende Bewegung in eine andere umgesetzt (beim Schneckentrieb und an den Schraubenrädern), siehe Abschnitt 25 oder
 - c) eine hin- und hergehende Bewegung in eine drehende verwandelt (seltener verwendet, z. B. beim Drillbohrer).

Zu 1. Von den Befestigungsschrauben seien nur einige besondere Arten besprochen.

Fundamentschrauben und -anker.

Zweck derselben ist das Festhalten eines Maschinenteils auf dem Fundamente. Für ruhende Teile kleinerer Abmessungen genügen Fundamentschrauben nach Abb. 409 bis 412. Sie werden in Löcher im Fundament eingesetzt und mit Zement oder Blei vergossen. Damit sie fest sitzen, sind die flach ausgeschmiedeten Enden schraubenförmig gewunden oder gespalten oder umgebogen. Die Form nach Abb. 411 ist wegen der größeren Schmiedearbeit teurer; billig und einfach dagegen die Verwendung eines gußeisernen Stückes zusammen mit einer gewöhnlichen Schraube, Abb. 412.

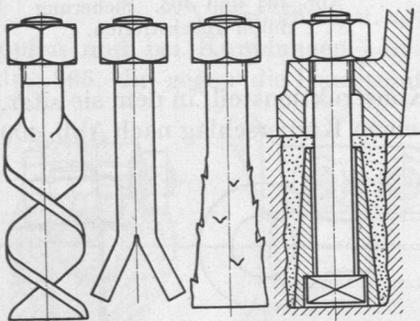


Abb. 409—412. Fundamentschrauben.

Bei schweren Maschinenteilen und größeren Kräften werden Ankerschrauben verwendet, die tief in das Fundament hineingreifen, das sie fest mit der Maschine verbinden sollen. Die auftretenden Kräfte sind sehr verschiedenartig. An einem Auslegerkran

haben die Anker die durch das Eigengewicht und die Last hervorgerufenen Momente auf den Fundamentklotz zu übertragen, der den Kran nicht kippen lassen darf. Bei stehenden Dampfmaschinen sind die Massenkräfte, sowie das Moment des Kreuzkopfdruckes vom Fundament aufzunehmen, bei liegenden die freien und die Massenkräfte. Die Wirkung des Fundamentes besteht in den beiden letzten Fällen im wesentlichen in einer Vergrößerung der Maschinenmasse, welche für sich allein durch die genannten Kräfte in Schwingungen geraten würde. Daher müssen die Fundamentschrauben z. B. an einer liegenden Maschine genügend stark sein, um einerseits die Kräfte durch die Reibung an der Grundfläche der Maschine auf das Fundament zu übertragen und um andererseits das ganze Gewicht des Fundaments an die Maschine anzuhängen. Meist werden sie

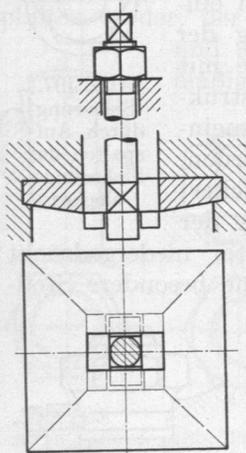


Abb. 413. Fundamentplatte mit Hammer-schraube.

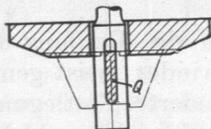


Abb. 414. Anker mit Riegel.

geringer Formänderungen halber reichlich kräftig genommen.

Die einfachste Form ist die einer Doppel-mutterschraube oder auch einer Kopfschraube mit Mutter, die an einer gußeisernen, im Fundament eingemauerten, runden oder vier-eckigen Platte angreift. Bei großen Schaft-längen treten beim Anziehen leicht starke

Verwindungen auf, die man vermeidet, wenn man an dem einen Ende, zweckmäßigerweise dem meist zugänglicheren oberen, über dem Gewinde ein Vierkant vorsieht,

Abb. 413, das zum Gegenhalten beim Anziehen der Mutter dient. Gleichzeitig entfällt auf die Weise die Notwendigkeit, die Schraube beim Einbau am anderen Ende festhalten zu müssen. Abb. 414 zeigt einen Plattenanker mit Riegel Q . Zum Einbringen der letzteren müssen die Platten durch Kanäle im Fundament zugänglich sein, Abb. 415. In Abb. 416 ist die vierkantige Mutter am Drehen gehindert; die Platte kann eingemauert und der Anker, dessen unteres Ende zugespitzt ist, von oben nachträglich eingebracht werden. Wegen des möglichen Bruches der Schraube ist es aber auch hier zweckmäßig, die Ankerplatten zugänglich zu halten. Der gußeiserne Anker nach Abb. 417 macht die

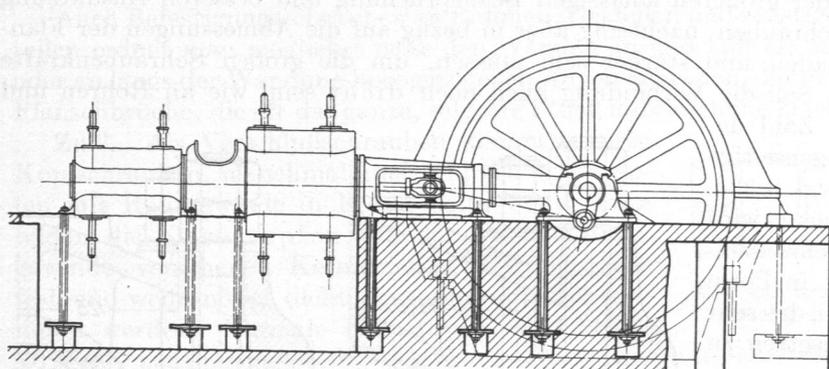


Abb. 415. Fundament mit Kanälen zu den Ankerplatten (Sulzer).

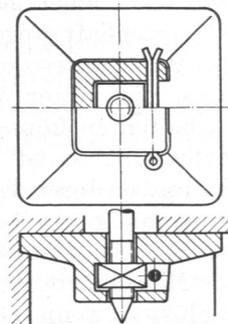


Abb. 416. Ankerplatte mit Vierkantmutter.

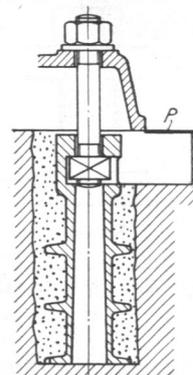
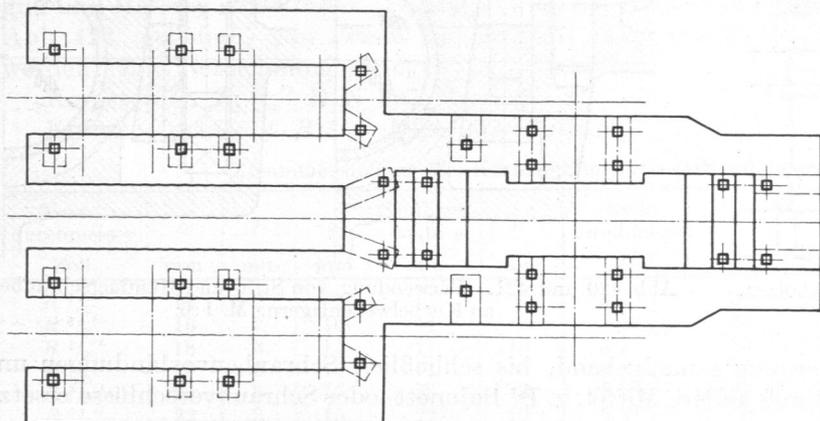


Abb. 417. Gußeiserner Fundamentanker.

kurze Schraube durch Wegnehmen der Platte P von oben her zugänglich. Damit ein Bruch am Kopf des Ankers vermieden wird, ist derselbe sehr kräftig gehalten. Durch Vergießen geben derartige, freilich schwere Anker eine sehr feste Verbindung mit dem Fundamente. Sie eignen sich namentlich für die Aufstellung von Maschinen auf gewachsenem Felsen und in Bergwerken oder in solchen Fällen, wo Schrauben nachträglich in vorhandenen Fundamenten anzubringen oder die Ankerplatten unzugänglich sind.

In den Normen sind Ankerschrauben und die zugehörigen Vierkantmutter durch DIN 797 und 798, die entsprechenden Ankerplatten durch DIN 795, Platten für Anker mit Hammerköpfen in den DIN 794, 191, 796 und 192 vereinheitlicht.

Abb. 418 und 419 zeigen Stehbolzen. Durch das zwischengeschobene Gasrohr, Abb. 418, wird der Abstand der beiden Platten gesichert; die Ausführung nach Abb. 419 stellt sich teurer.

Abb. 420 zeigt Stift-, Abb. 421 Hammerschrauben zum Verstellen des Keils und zum Festhalten des Deckels eines Lagers gleichen Durchmessers. Bei Benutzung der ersteren wird der Abstand der Schraubenmitten von der Lagermitte wegen der Wandstärke, die das Einschneiden des Gewindes verlangt, bedeutend größer als bei den Hammer-

schrauben. Des größeren Biegemomentes wegen muß aber auch der Deckel im ersten Falle kräftiger und schwerer werden!

Zu den durch Schrauben vermittelten Flanschverbindungen sei das Folgende bemerkt. Die Schrauben fallen infolge der Vorspannung, mit der sie angezogen werden, meist unter Belastungsfall *B 2* und werden daher zweckmäßigerweise nach Zusammenstellung 71 oder unter Benutzung der Kurven, Abb. 378, unter Berücksichtigung des Werkstoffes, der Herstellung und des Zustandes der Auflageflächen berechnet. Ihre Zahl ist, wenn lediglich die zu übertragenden Kräfte maßgebend sind, an sich beliebig. Die Wahl einer geringen Zahl stärkerer Schrauben für eine bestimmte Verbindung ist vorteilhaft wegen der größeren zulässigen Beanspruchung und besseren Ausnutzung des Werkstoffes der Schrauben, nachteilig aber in bezug auf die Abmessungen der Flansche, die weiter ausladen und stärker sein müssen, um die großen Schraubenkräfte aushalten zu können. Soll die Verbindung auch noch dicht sein, wie an Rohren und Zylindern, so ist die Zahl der Schrauben durch die gegenseitige Entfernung *e* gegeben, vgl. S. 234.

Bei sehr hohen Drucken wird die Möglichkeit, den Schraubenschlüssel, wenn nötig in Form eines Steckschlüssels, an den sehr starken Schrauben ansetzen zu

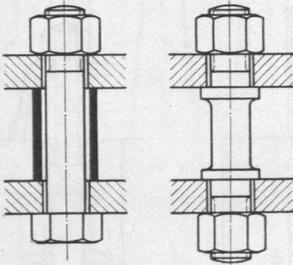


Abb. 418 u. 419. Stehbolzen.

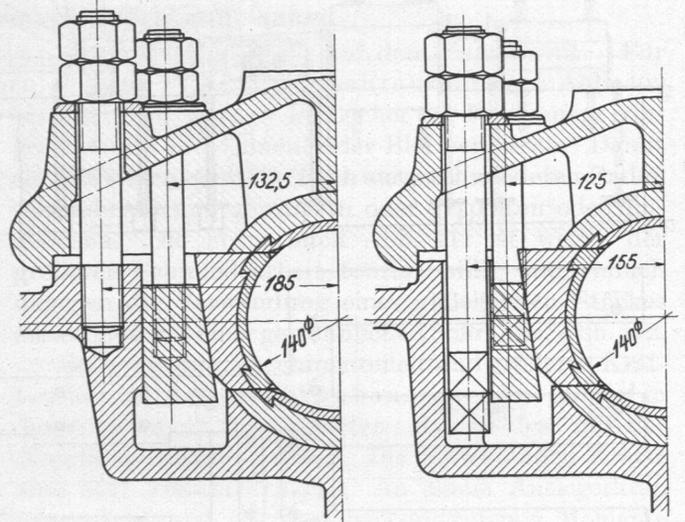


Abb. 420 und 421. Verwendung von Stift- und Hammerschrauben an Kurbelwellenlagern. M. 1:6.

können, für die Entfernung *e* maßgebend, bis schließlich Schraubenverbindungen unmöglich werden und durch andere Mittel, z. B. Bajonett- oder Schraubverschlüsse ersetzt werden müssen.

Bei der Durchbildung der zugehörigen Flansche gilt es in erster Linie, die Biegemomente, die durch die Kräfte in den Schrauben an der Ansatzstelle erzeugt werden, klein zu halten und dadurch die Flanschabmessungen zu beschränken. Man sucht die Schrauben so nahe wie möglich an die Wandung heranzusetzen, jedoch unter Wahrung guter Übergänge zwischen den oft sehr verschiedenen Stärken der Flansche und anschließenden Wänden, unter genügender Ausrundung der Kehle an der Ansatzstelle und unter Beachtung des leichten Anziehens der Muttern oder Bolzen. Als Anhalt für die Gestaltung ringsumlaufender Flansche an Rohren, Zylindern u. dgl. kann die des näheren im Abschnitt VIII C 1 behandelte DIN 376 dienen. Was den Abstand der Schrauben von der Wandung anlangt, so soll im allgemeinen bei Durchsteckschrauben das Anziehen durch Halten oder Drehen der Mutter und des Schraubenkopfes mit je einem Schlüssel möglich sein. Beim Entwerfen empfiehlt es sich deshalb, die Sechskante in der Breitstellung zu zeichnen oder von dem Durchmesser des dem normalen Sechskant umschriebenen Kreises auszugehen. Nur in Fällen, wo lediglich einer der beiden Teile zum Anziehen gedreht werden soll, lassen sich die Schrauben um einige Millimeter näher an die Wandung legen, wenn man den Sechskant des ruhenden Teils in Schmalstellung anordnet. Eine noch weitergehende Verminderung des Hebelarmes, an dem die Schrauben-

kräfte wirken, gestatten Hammerschrauben, Abb. 351a. Den Kleinstwert des Moments lassen Stiftschrauben erreichen, vgl. Berechnungsbeispiel 3 und Abb. 425 mit 427.

Die Flansche sind auf Biegung nachzurechnen, wie des näheren im eben erwähnten Beispiel und im Abschnitt VIII gezeigt ist. Als erster Anhalt für die Stärke ringsumlaufender Flansche an Rohren, Zylindern u. dgl. kann bei mäßigen Betriebsdrücken dienen, daß die Flanschstärke h im Verhältnis zur Stärke s der Zylinderwandung $h = 1,3 s$ sein soll.

Die Auflagestellen für die Köpfe und Muttern stark beanspruchter Schrauben müssen zur Vermeidung großer Nebenbeanspruchungen auf Biegung bearbeitet werden. Zu dem Zwecke werden die Flansche ringsum abgedreht oder mittels Bohrmesser, Abb. 236, um die Schraubenlöcher herum sorgfältig gebnet.

Auch Befestigungsschrauben an Rahmen, Gestellen und sonstigen schweren Maschinenteilen ordnet man möglichst nahe den Wänden an und läßt sie an kräftigen Flanschen oder an längs der Wandung hochgezogenen Augen angreifen, damit die sonst nicht seltenen Flanschbrüche, die oft das ganze, schwere Stück unbrauchbar machen, vermieden werden.

Zu 2. Als Verschlussschrauben kommen kurze Kopfschrauben, manchmal auch Kappen und Stopfen mit Rohrgewinde in Frage. Eine Sonderform bilden die Kernstopfen, die in den mit Rohrgewinde versehenen Kernlöchern in Gußstücken fest und wenn nötig, dicht eingeschraubt und vernietet werden. Normale Kernstopfen sind in der

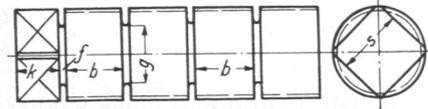


Abb. 422. Kernstopfange nach DIN 907.

DIN 907 zusammengestellt. Als Werkstoffe kommen weicher Flußstahl, Gußeisen, Rotguß und Messing in Betracht. Häufig werden die Stopfen in Form von Kernstopfstangen, Abb. 422, geliefert, von denen die Stopfen nach erfolgtem Anziehen abgeschnitten werden. Zur Bezeichnung genügt:

- Kernstopfen $R \frac{3}{8}''$ DIN 907 Messing,
- Kernstopfstange $4 \cdot R \frac{3}{8}''$ DIN 907 Flußstahl.

Zusammenstellung 73. Kernstopfen nach DIN 907 (Auszug).

Nenn- durchmesser Zoll	b mm	f mm	g mm	Schlüssel- weite s mm	k mm	Nenn- durchmesser Zoll	b mm	f mm	g mm	Schlüssel- weite s mm	k mm
$R \frac{1}{4}''$	12	2	8	11	6	$R \frac{1}{2}''$	30	4	30	36	22
$R \frac{3}{8}''$	15	2	10	14	8	$R \frac{3}{4}''$	35	5	30	36	22
$R \frac{1}{2}''$	18	3	12	17	10	$R 2''$	35	5	35	41	25
$R \frac{5}{8}''$	20	3	12	17	10	$R 2\frac{1}{4}''$	40	5	35	41	25
$R \frac{3}{4}''$	22	3	15	22	13	$R 2\frac{1}{2}''$	45	6	38	46	28
$R \frac{7}{8}''$	22	3	15	22	13	$R 2\frac{3}{4}''$	45	6	40	50	32
$R 1''$	25	4	20	27	16	$R 3''$	50	6	40	50	32
$(R 1\frac{1}{8})''$	25	4	20	27	16	$R 3\frac{1}{2}''$	55	6	45	55	35
$R 1\frac{1}{4}''$	30	4	25	32	19	$R 4''$	55	8	50	60	38

Das Rohrgewinde kann ohne Spitzenspiel DIN 259 oder mit Spitzenspiel nach DIN 260 geschnitten werden.

Zu 3. Beispiele für Bewegungsschrauben zeigen die Abb. 423 und 424.

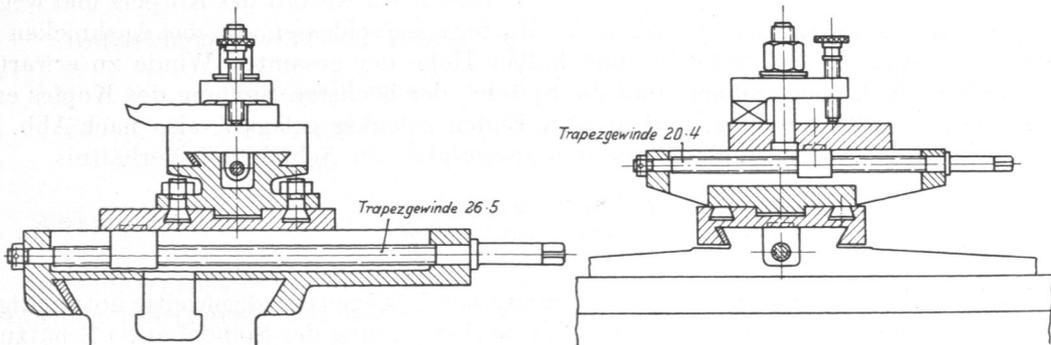


Abb. 423. Werkzeugschlitten einer Drehbank. M. 1:10.

VIII. Berechnungsbeispiele.

1. Das Gewinde eines Hakens für $Q = 6000$ kg Last ist zu berechnen. Werkstoff: Weicher Flußstahl.

Belastungsfall A der Zusammenstellung 72, Seite 238, da die Mutter beim Zusammensetzen des Hakengeschirrs aufgesetzt und durch einen Splint gesichert, die Last aber erst später angehängt wird. Formel (102). Beanspruchung schwelend; gewählt $k_z = 600$ kg/cm², niedrig, wegen etwaiger Stöße.

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{Q}{k_z} = \frac{6000}{600} = 10 \text{ cm}^2.$$

Ausgeführt: 1 $\frac{3}{4}$ '' Schraube mit 11,31 cm² Querschnitt. Wirkliche Beanspruchung:

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{6000}{11,31} = 531 \text{ kg/cm}^2.$$

2. Die Schrauben einer Schlittenwinde, Abb. 424, für $Q = 7500$ kg nach einer Ausführung der Firma Losenhausen, Düsseldorf, sind zu berechnen. Tiefste Stellung des Spindelkopfes 500, Hub 220, Verschiebung des Bockes 170 mm. Spindeln aus Stahl, Mutttern aus Bronze, Gewindesteigung nach Zollmaßen.

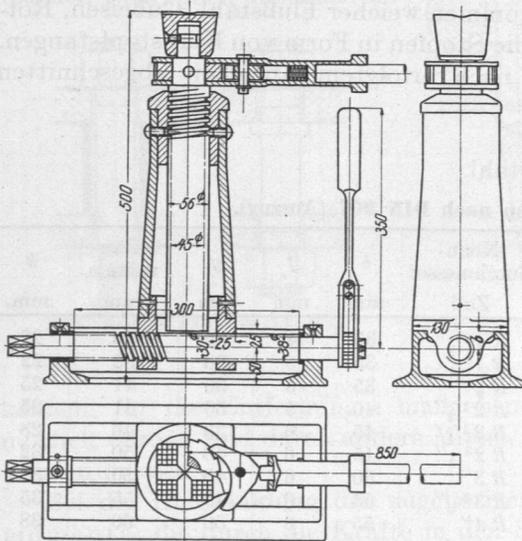


Abb. 424. Schlittenwinde für 7500 kg Last (Losenhausen, Düsseldorf). M. 1:10.

a) Hubspindel mit Flachgewinde auf Druck und Knickung und gleichzeitig auf Drehung beansprucht; Fall B 1. Die Berechnung auf Druck liefert einen Anhalt für den Mindestkerndurchmesser. Wird dabei $\frac{3}{4}$ der zulässigen Beanspruchung eingesetzt, so ist das Drehmoment genügend berücksichtigt. Mit k (schwelende Beanspruchung) $= \frac{3}{4} \cdot 800 = 600$ kg/cm² folgt aus

$$\frac{\pi}{4} d_1^2 = \frac{Q}{k} = \frac{7500}{600} = 12,5 \text{ cm}^2,$$

der Mindestkerndurchmesser $d_1 \approx 40$ mm.

Die Knicksicherheit der Winde bei der Höchststellung der Spindel rechnerisch genau zu verfolgen, erscheint wegen der uneinheitlichen Gestalt des Körpers und wegen der unsicheren Führung der Spindel in der Mutter ausgeschlossen. Da das Ausknicken im Kernquerschnitt der Schraube in rund halber Höhe der gesamten Winde zu erwarten ist, werde einfach angenommen, daß die Spindel, der höchsten Stellung des Kopfes entsprechend, $l = 720$ mm lang, und an den Enden gelenkig gelagert, also nach Abb. 17, zu berechnen sei. Der Mindestkerndurchmesser gibt ein Schlankheitsverhältnis

$$\frac{l}{i} = \frac{4l}{d_1} = \frac{4 \cdot 720}{40} = 72.$$

Mithin ist die Tetmajersche Formel (21) maßgebend. Wegen der gleichzeitig notwendigen Ermittlung mehrerer Größen empfiehlt sich die Berechnung der Spindel unter Schätzung ihres Kerndurchmessers an Hand einer Zusammenstellung.

Kerndurchmesser d_1	40	45	48	mm
Kernquerschnitt F_1	12,65	15,90	18,10	cm ²
Beanspruchung auf Druck $\sigma_d = \frac{Q}{F_1}$	597	472	415	kg/cm ²
Schlankheitsverhältnis $\frac{l}{i} = \frac{4l}{d_1}$	72	64	60	
Knickspannung $K_k = K \left(1 - \frac{al}{i}\right) = 3350 \left(1 - 0,00185 \frac{l}{i}\right)$	2904	2953	2978	kg/cm ²
Sicherheit $\varepsilon_T = \frac{K_k}{\sigma_d}$	4,87	6,25	7,17	

Gewählt $d_1 = 45$ mm. Gangzahl $2\frac{1}{4}$ Gang auf 1 Zoll (halb so groß wie beim entsprechenden scharfgängigen Gewinde), aber Gewindequerschnitt etwa quadratisch, damit die Mutterhöhe nicht zu groß wird. Daraus $d = 56$ mm.

Mutterhöhe H aus Flächendruck. Für Stahl auf Bronze gewählt: $p = 100$ kg/cm²,

$$f = \frac{Q}{p} = \frac{7500}{100} = 75 \text{ cm}^2.$$

Auflagefläche eines Gewindeganges

$$f_0 = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) = 24,63 - 15,90 = 8,73 \text{ cm}^2.$$

Mithin sind $z_1 = \frac{f}{f_0} = \frac{75}{8,73} = 8,6$ Gänge nötig.

Mutterhöhe, da auf 25,4 mm 2,25 Gänge kommen,

$$H = h \cdot z_1 = \frac{2,54}{2,25} \cdot 8,6 = 9,7 \text{ cm} \approx 100 \text{ mm}, (8,8 \text{ Gänge}).$$

Beanspruchung der Gewindegänge auf Biegung. Hebelarm des Momentes = halbe Gangtiefe $\frac{t}{2} = 0,275$ cm. Für das Widerstandsmoment ist ein Rechteck von der Länge $z_1 \cdot \pi \cdot d_1$ und der halben Ganghöhe $\frac{h}{2} = 0,565$ cm als Höhe maßgebend.

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 Q \cdot \frac{t}{2}}{z_1 \cdot \pi \cdot d_1 \left(\frac{h}{2}\right)^2} = \frac{6 \cdot 7500 \cdot 0,275}{8,8 \cdot \pi \cdot 4,5 \cdot 0,565^2} = 312 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

In der Mutter fällt die Beanspruchung geringer aus, wegen des größeren Umfanges, längs welchem das Gewinde ansetzt. ($\sigma_b' = 252$ kg/cm²).

Kraft P zum Bewegen der Schraube bei 7500 kg Last. Hebelarm $L = 800$ mm, $\varrho = 6^\circ$.

$$\text{Steigung: } \operatorname{tg} \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_f} = \frac{1,13}{\pi \cdot \frac{5,6 + 4,5}{2}} = 0,0712; \quad \alpha = 4^\circ 10'.$$

$$\text{Antriebsmoment: } M = Q \cdot r \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) = 7500 \cdot \frac{5,6 + 4,5}{4} \operatorname{tg}(4^\circ 10' + 6^\circ) \\ = 3390 \text{ kgcm.}$$

$$P = \frac{M}{L} = \frac{3390}{80} = 42 \text{ kg.}$$

$$\text{Wirkungsgrad: } \eta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{0,0729}{0,179} = 0,41.$$

b) Schlittenspindel mit Flachgewinde zur Überwindung der Reibung R_1 am Schlitten. μ an den bearbeiteten Flächen angenommen zu 0,1

$$R_1 = Q \cdot \mu = 7500 \cdot 0,1 = 750 \text{ kg.}$$

Da R_1 exzentrisch wirkt, ist die Schraube auf Biegung und Druck in Anspruch genommen.

Kerndurchmesser d_1	25	30	32	35	mm
Kernquerschnitt F_1	4,91	7,07	8,04	9,62	cm ²
Beanspruchung auf Druck $\sigma_a = \frac{R_1}{F_1}$	153	106	93	78	kg/cm ²
Hebelarm b , an dem R_1 wirkt, geschätzt	2,1	2,5	2,7	2,9	cm
Biegebeanspruchung $\sigma_b = \frac{32 R_1 \cdot b}{\pi \cdot d_1^3}$	1029	708	630	517	kg/cm ²

Gewählt: $d_1 = 30$ mm (zusammengesetzte Beanspruchung auf Biegung und Druck $\sigma = \sigma_b + \sigma_a = 814$ kg/cm²), Außendurchmesser $d = 38$ mm; da Selbsthemmung nicht nötig ist, werde die Schraube günstigeren Wirkungsgrades halber zweigängig, mit $h_1 = 1$ Zoll Steigung ausgeführt.

Mutterlänge genommen zu $2 \cdot 25 = 50$ mm, entsprechend 3,94 Gängen; Auflagedruck im Gewinde

$$p = \frac{R_1}{f} = \frac{750}{3,94 \cdot \frac{\pi}{4} (3,8^2 - 3^2)} = 45 \text{ kg/cm}^2.$$

Zulässig.

Kraft P zum Verschieben des Bockes bei einer Hebellänge $L_1 = 350$ mm und $\varrho = 6^\circ$

$$\text{tg } \alpha' = \frac{h_1}{\pi \cdot d_f} = \frac{2,54}{\pi \cdot 3,4} = 0,238; \quad \alpha' = 13^\circ 20'.$$

$$M = M_a = Q \cdot r \cdot \text{tg}(\alpha' + \varrho) = 750 \cdot 1,7 \cdot \text{tg}(13^\circ 20' + 6^\circ) = 448 \text{ kgcm}.$$

$$P = \frac{M}{L} = \frac{448}{35} \approx 13 \text{ kg}.$$

Wirkungsgrad:
$$\eta = \frac{\text{tg } \alpha'}{\text{tg}(\alpha' + \varrho)} = \frac{0,238}{0,351} = 0,68.$$

Nachrechnung des Kernquerschnittes auf Drehbeanspruchung:

$$\tau_a = \frac{M_a}{\frac{\pi}{16} d_1^3} = \frac{448}{5,30} = 84 \text{ kg/cm}^2.$$

Sie hat geringen Einfluß auf die zusammengesetzte Beanspruchung; mit

$$\alpha_0 = \frac{k}{1,3 \cdot k_a} = \frac{900}{1,3 \cdot 700} \approx 1$$

für Stahl wird

$$\begin{aligned} \sigma_i &= 0,35 \sigma + 0,65 \sqrt{\sigma^2 + (\alpha_0 \tau_a)^2} \\ &= 0,35 \cdot 814 + 0,65 \sqrt{814^2 + 1 \cdot 84^2} = 817 \text{ kg/cm}^2. \end{aligned}$$

Die Schlittenspindel wird beim Zusammenbau von der einen Seite her eingeschoben und findet ihr Widerlager an zwei gehärteten Stahlringen, von denen sich der eine unmittelbar gegen das Schlittenbett, der andere gegen den durch einen Splint gesicherten Ring stützt.

Wird an Stelle des veralteten Flachgewindes Trapezgewinde ausgeführt, so stellt sich die Rechnung wie folgt:

a) Dem Mindestkerndurchmesser der Hubschraube entspricht das Trapg 55·9 der DIN 103 mit einem Kerndurchmesser $d_1 = 45,5$, einem Flankendurchmesser $d_f = 50,5$ und einer Tragtiefe $t_t = 4$ mm. Die Auflagefläche eines Gewindeganges wird

$$f_0 = \pi \cdot d_f \cdot t_t = \pi \cdot 50,5 \cdot 0,4 = 6,35 \text{ cm}^2.$$

Mithin Gangzahl:
$$z_1 = \frac{f}{f_0} = \frac{75}{6,35} = 11,8;$$

Mutterhöhe:
$$H = h \cdot z_1 = 0,9 \cdot 11,8 = 10,6 \text{ cm}.$$

Bei der gleichen Mutterhöhe von 100 mm wie oben, würde der Flächendruck

$$\frac{100 \cdot 106}{100} = 106 \text{ kg/cm}^2,$$

also nur unwesentlich größer werden. Gangzahl $z_1 = 11,1$.

Biegebeanspruchung der Gänge. Die Höhe h' der Ansatzstelle des Gewindes am Bolzen errechnet sich aus

$$\begin{aligned} h' &= \frac{h}{2} + 2 \cdot \frac{d_f - d_1}{2} \cdot \text{tg } 15^\circ \\ &= \frac{0,9}{2} + 2 \cdot \frac{5,05 - 4,55}{2} \cdot 0,268 = 0,584 \text{ cm}, \end{aligned}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{6 Q \frac{d_f - d_1}{2}}{z_1 \cdot \pi \cdot d_1 \cdot (h')^2} = \frac{6 \cdot 7500 \cdot 0,25}{11,1 \cdot \pi \cdot 4,55 \cdot 0,584^2} = 208 \text{ kg/cm}^2.$$

Kraft zum Bewegen der Schraube bei 7500 kg Last

$$\text{tg } \alpha = \frac{h}{\pi \cdot d_f} = \frac{0,9}{\pi \cdot 5,05} = 0,567; \quad \alpha = 3^\circ 15';$$

$$M = \frac{Q d_f}{2} \text{tg}(\alpha + \varrho) = 7500 \cdot \frac{5,05}{2} \text{tg}(3^\circ 15' + 6^\circ) = 3084 \text{ kgcm};$$

$$P = \frac{M}{L} = \frac{3084}{80} = 38,6 \text{ kg}.$$

Wirkungsgrad $\eta = \frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg}(\alpha + \varrho)} = \frac{0,0567}{0,162} = 0,35.$

b) Schlittenspindel. Gewählt: 3 gäng Trapg 40·21. Kerndurchmesser $d_1 = 32,5$, Flankendurchmesser $d_f = 36,5$, Tragtiefe $t_i = 3$ mm.

Bei 50 mm Mutterlänge, entsprechend $z_2 = 7,14$ Gängen, wird der Auflagedruck im Gewinde

$$p = \frac{R_1}{z_2 \cdot \pi \cdot d_f \cdot t_i} = \frac{750}{7,14 \cdot \pi \cdot 3,65 \cdot 0,3} = 30,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Kraft zum Verschieben des Bockes

$$\text{tg } \alpha' = \frac{h_1}{\pi \cdot d_f} = \frac{2,1}{\pi \cdot 3,65} = 0,1832; \quad \alpha' = 10^\circ 23';$$

$$M = R_1 \cdot \frac{d_f}{2} \text{tg}(\alpha' + \varrho) = 750 \cdot \frac{3,65}{2} \cdot \text{tg}(10^\circ 23' + 6^\circ) = 402,5 \text{ kgcm};$$

$$P = \frac{M}{L} = \frac{402,5}{35} = 11,5 \text{ kg}.$$

Wirkungsgrad $\eta = \frac{\text{tg } \alpha'}{\text{tg}(\alpha' + \varrho)} = \frac{0,1832}{0,294} = 0,623.$

Die Nachrechnung auf Festigkeit ergibt:

$$\sigma_d = 90,4, \sigma_b = 600, \tau_d = 59,7, \sigma_i = 693 \text{ kg/cm}^2.$$

3. Deckelschrauben des Hochdruckzylinders der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Dampfspannung $p_0 = 12$ at Überdruck. Bohrungsdurchmesser am Sitz des Deckels 494 mm. Zylinderwandstärke $s_0 = 22$ mm. Des Vergleichs wegen werde die Verbindung a) mit Stiftschrauben, b) mit Durchsteckschrauben durchgebildet.

a) Ausführung mit Stiftschrauben, Abb. 425.

Druck auf den Deckel. Nimmt man an, daß der Dampfdruck innerhalb der 18 mm breit gewählten, in einer Nut eingeschlossenen Packung allmählich von p_0 auf 0 at sinkt,

so kann man der Berechnung eine Fläche vom mittleren Durchmesser der Packung $D_m = 512 \text{ mm}$ zugrunde legen.

$$P = \frac{\pi}{4} D_m^2 \cdot p_0 = \frac{\pi}{4} \cdot 51,2^2 \cdot 12 \approx 25000 \text{ kg.}$$

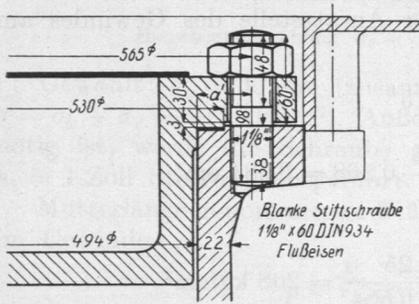


Abb. 425. Flanschverbindung mittels Stiftschrauben. M. 1:4.

Schraubenzahl n aus der größten zulässigen Entfernung zweier Schrauben $e \approx 120 \text{ mm}$. Lochkreisdurchmesser geschätzt zu

$$D_s = 570 \text{ mm; } n = \frac{\pi \cdot D_s}{e} = \frac{\pi \cdot 57}{12} = 14,9.$$

Gewählt $n = 16$ Schrauben.

Schraubenstärke aus

$$Q = \frac{P}{n} = \frac{25000}{16} = 1562 \text{ kg;}$$

nach Abb. 378 $d = 1 1/8''$. Tatsächliche Beanspruchung durch den Dampfdruck

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1562}{4,50} = 347 \text{ kg/cm}^2.$$

Damit die Schrauben, die man bis auf d mm an die Innenwandung, also auf 552 mm Lochkreisdurchmesser setzen könnte, nicht in die Packung einschneiden, werde der Lochkreisdurchmesser zu 565 mm gewählt. Zylinderflanschform und -abmessungen aus der Stiftgewindelänge von 38 mm.

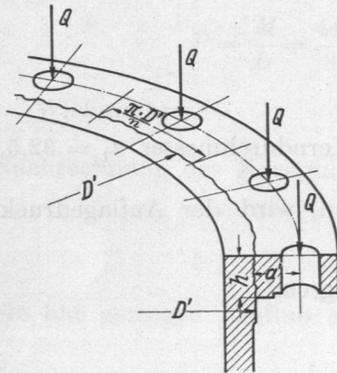


Abb. 426. Zur Berechnung des Deckkflansches.

Deckkflansch. Nimmt man die Wandstärke des hohen Deckels ebenso groß wie die des Zylinders, $s_0 = 22 \text{ mm}$ an, so gibt $1,3 \cdot s_0 = 28,6 \text{ mm}$ einen Anhalt für die Flanschstärke. Gewählt 30, am Sitz der Dichtung $h = 33 \text{ mm}$. Der Flansch wird gemäß Abb. 426 längs der Zylinderfläche vom Durchmesser $D' = 494 \text{ mm}$ durch die Schraubenkräfte am Hebelarm $a' = 35 \text{ mm}$ auf Biegung beansprucht. Auf eine einzelne Schraube entfällt das Widerstandsmoment eines

Rechteckes von der Breite $\frac{\pi D'}{n}$ und der Höhe h . Daraus folgt:

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot Q \cdot a'}{\pi D' \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 1562 \cdot 3,5}{\pi \cdot 49,4 \cdot 3,3^2} = 310 \text{ kg/cm}^2. \text{ Zulässig.}$$

Normrecht würden blanke „Stiftschrauben 1 1/8'' · 60 DIN 939 Flußeisen“ sein.

b) Ausführung mit Durchsteckschrauben, Abb. 427, die sich allerdings für den Hochdruckdampfzylinder der Maschine Tafel I weniger empfiehlt, weil das Einziehen der Schrauben in der Nähe der Ventilstutzen und die Ausbildung der Verkleidung Schwierigkeiten machen. Vgl. die Zeichnung des Zylinders im Abschnitt 23.

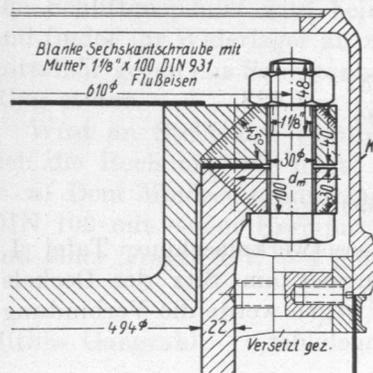


Abb. 427. Flanschverbindung mittels Durchsteckschrauben, M. 1:4.

Die Schrauben müssen, damit die Köpfe neben der Zylinderwandung Platz haben, auf einem wesentlich größeren Lochkreise sitzen. Schätzt man seinen Durchmesser auf $D_s' = 610 \text{ mm}$, so genügen bei $e \approx 120 \text{ mm}$ Abstand, ebenfalls $n = 16$ Schrauben, da

$$\frac{\pi \cdot D_s'}{e} = \frac{\pi \cdot 61}{12} = 15,97$$

ergibt.

Vermeidet man die Eindrehung im Flansch für die Packung, nimmt diese dafür aber 40 mm breit an, so wird der Druck auf den Deckel auf

$$\frac{\pi}{4} (D_m')^2 \cdot p_0 = \frac{\pi}{4} \cdot 53,5^2 \cdot 12 = 27000 \text{ kg}$$

und die Kraft in einer Schraube auf

$$Q' = \frac{27000}{16} = 1690 \text{ kg}$$

erhöht. Immerhin reichen $1\frac{1}{8}$ " Schrauben, die mit

$$\sigma_z = \frac{Q'}{F_1} = \frac{1690}{4,50} = 375 \text{ kg/cm}^2$$

beansprucht werden, nach den Linien der Abb. 378 noch aus.

Beanspruchung des Zylinderflansches bei 30 mm Stärke, Abb. 428, Bruch längs eines Zylinders von $D'' = 545$ mm Durchmesser, h'' infolge der Auskehlung ≈ 35 mm.

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot Q' \cdot a''}{\frac{\pi \cdot D''}{n} \cdot (h'')^2} = \frac{6 \cdot 1690 \cdot 3,25}{\frac{\pi \cdot 54,5}{16} \cdot 3,5^2} = 251 \text{ kg/cm}^2.$$

Deckelflanschhöhe h' bei $k_b = 400 \text{ kg/cm}^2$ und $a' = 58$ mm Hebelarm:

$$h' = \sqrt{\frac{6 \cdot Q' \cdot a'}{\frac{\pi \cdot D'}{n} \cdot k_b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 1690 \cdot 5,8}{\frac{\pi \cdot 49,4}{16} \cdot 400}} = 3,9 \text{ cm}.$$

Gewählt $h' = 40$ mm.

Die Schrauben würden nach den Normen als blanke „Sechskantschrauben mit Mutter $1\frac{1}{8}$ " · 100 DIN 931 Flußeisen“ auszuführen sein.

Die Durchsteckschrauben verlangen nun auch eine völlig andere Durchbildung der Verkleidung, damit die Schraubenköpfe beim Anziehen zugänglich bleiben. In der Abb. 427 ist dieselbe als eine abnehmbare, gußeiserne Kappe K gedacht, die sich auf einen schmiedeeisernen, von einigen Nocken gehaltenen Ring stützt.

4. Um wieviel erhöht sich die Kraft in den Durchsteckschrauben, Ausführung b , Abb. 427, sobald der volle Dampfdruck $p_0 = 12$ at im Zylinder wirkt, wenn sie mit etwa der gleichen Spannung, auf welche sie berechnet sind, d. i. mit $\sigma_0 \approx 375 \text{ kg/cm}^2$ Vorspannung angezogen werden. Schaftdurchmesser der Schrauben $d = 29$ mm. Dehnungsziffer des Schraubenstahls $\alpha_1 = \frac{1}{2000000}$, des Gußeisens der

Flansche $\alpha_2 = \frac{1}{1000000} \text{ cm}^2/\text{kg}$. Die Flansche seien vollständig

bearbeitet, die Packung sehr dünn und über die ganze Flanschbreite reichend angenommen, so daß die Flansche durch die Vorspannkraft nur auf Druck, nicht aber auf Biegung beansprucht sind. Die Zusammendrückung kann dann annähernd an einem Zylinder von $d_m = 80$ mm Außendurchmesser und 30 mm Bohrung berechnet werden, der die in Abb. 427 strichpunktiert angedeuteten Druckkegel ersetzt.

Vorspannkraft:

$$P_0 = F_1 \cdot \sigma_0 = 4,50 \cdot 375 = 1688 \text{ kg}.$$

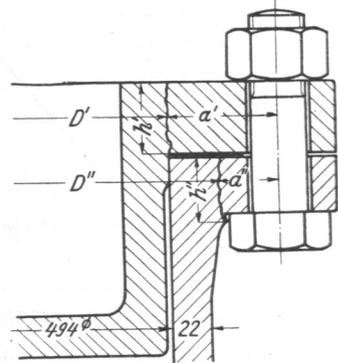


Abb. 428. Zur Berechnung der Flansche des Beispiels 3b, M. 1:4.

Zugehörige Verlängerung des Schaftes von $l = 70$ mm Länge und

$$f' = \frac{\pi}{4} \cdot 2,9^2 = 6,61 \text{ cm}^2 \text{ Querschnitt:}$$

$$\lambda_0 = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_1}{f'} = \frac{1688 \cdot 7 \cdot 1}{2000000 \cdot 6,61} = \frac{8,93}{10000} \text{ cm.}$$

Querschnitt des Druckzylinders

$$f'' = \frac{\pi}{4} \cdot (8^2 - 3^2) = 43,2 \text{ cm}^2.$$

Zusammendrückung des Flansches:

$$\delta_f = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_2}{f''} = \frac{1688 \cdot 7 \cdot 1}{1000000 \cdot 43,2} = \frac{2,74}{10000} \text{ cm; Abb. 429.}$$

Ohne Vorspannung würde auf jede der Schrauben infolge des Betriebsdrucks eine Kraft von $Q = 1690$ kg kommen und eine Beanspruchung von $\frac{1690}{4,5} = 376 \text{ kg/cm}^2$ hervorrufen. Die Vorspannung allein ergibt $P_0 = 1688$ kg Längskraft und $\sigma_0 = 375 \text{ kg/cm}^2$. Würden sich die beiden Kräfte addieren, so entfielen auf jede Schraube $Q + P_0 = 1690 + 1688 = 3378$ kg Last und $\frac{3378}{4,50} = 751 \text{ kg/cm}^2$ Spannung. Aus den Formänderungsdreiecken, Abb. 429, ergibt sich aber als wirkliche Schraubenkraft infolge Vorspannung und Betriebsdruck $P' = 2085$, und dementsprechend die wirkliche Beanspruchung

$$\sigma' = \frac{2085}{4,5} = 463 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Mehrbelastung gegenüber dem Vorspannungszustand infolge Hinzutreten des Betriebsdruckes beträgt also nur $P' - P_0 = 2085 - 1688 = 397$ kg; die Spannung steigt um $463 - 375 = 88 \text{ kg/cm}^2$, d. h. um $22,2\%$ der durch den Dampfdruck erzeugten.

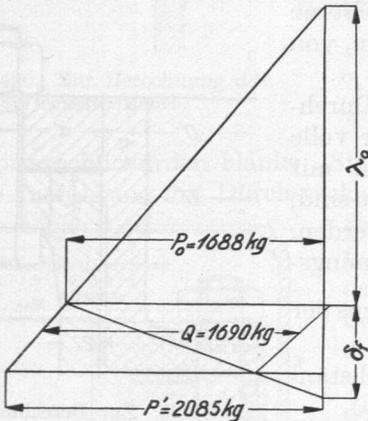


Abb. 429. Formänderungsdreiecke zum Berechnungsbeispiel 4.

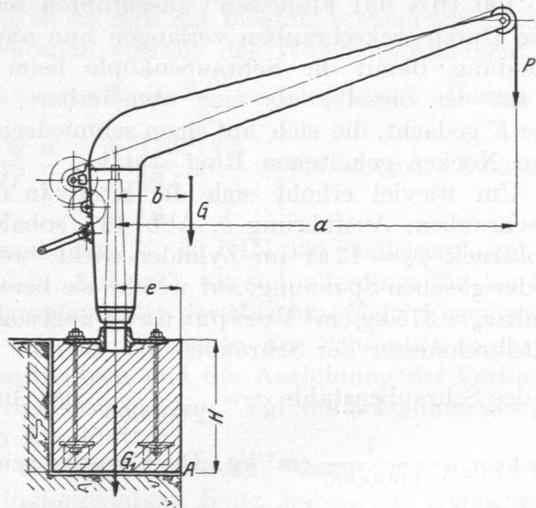


Abb. 430. Uferkran.

Die Inanspruchnahme der Schrauben ist schwellend, doch sind die Spannungsschwankungen geringer als die äußere Kraft erwarten läßt. Die Belastung nähert sich mithin der ruhenden, so daß die Erhöhung der Spannungen unbedenklich ist.

5. Die Fundamentschrauben eines Uferkrans für $P = 750$ kg Nutzlast, Abb. 430, bei $a = 4,1$ m Ausladung sind zu berechnen. Das Eigengewicht, einschließlich Grundplatte

und Säule, $G = 1050$ kg, wirke in $b = 720$ mm Abstand von der Säulenmitte. Die Kranmitte soll $e = 650$ mm von der Uferkante entfernt liegen.

Berechnung des Fundamentgewichtes G_1 gegen Kippen des Krans um die Kante A :

$$P(a - e) + G \cdot (b - e) = G_1 \cdot e$$

$$750(410 - 65) + 1050(72 - 65) = G_1 \cdot 65$$

$$G_1 = 4100 \text{ kg.}$$

Daraus folgt der Rauminhalt V_1 des Fundamentklotzes bei einem Einheitsgewicht $\gamma = 1,8$ kg/dm³ für Beton (niedrig)

$$V_1 = \frac{G_1}{\gamma} = \frac{4100}{1,8} = 2280 \text{ dm}^3,$$

$$V_1 \approx 2,3 \text{ m}^3.$$

Höhe H , wenn der Querschnitt quadratisch zu $1,3 \cdot 1,3$ m angenommen wird:

$$H = \frac{2,3}{1,3^2} \approx 1,4 \text{ m.}$$

Das Fundament wurde mit $1,6 \cdot 1,6$ m Grundfläche unter Verlängerung der vom Ufer abgelegenen Seite ausgeführt, so daß sich ein Gewicht von $G_1' = 1,6 \cdot 1,6 \cdot 1,4 \cdot 1800 = 6450$ kg ergibt, das, gegenüber der Kippkante A an einem Hebelarm von 800 mm wirkend, die Standsicherheit noch wesentlich vergrößert. Die Grundplatte des Krans sei quadratisch, mit 1 m Seitenlänge ausgebildet. Durch die vier Schrauben wird das Fundament an die Platte angehängt; somit kommen auf eine Schraube im Durchschnitt

$$Q = \frac{G_1'}{4} = 1610 \text{ kg.}$$

Die Schrauben fallen, da sie kräftig angezogen werden, die Längskraft aber nicht beschränkt ist, unter Gruppe B 2. Aus Zusammenstellung 71, Seite 234, mit geringer Beanspruchung gewählt: 4 Stück $1\frac{1}{4}$ " Schrauben.

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1610}{5,77} = 279 \text{ kg/cm}^2.$$

Tatsächliche Beanspruchung der Schrauben bei Belastung des Krans,

durch die sich die Fundamentplatte, wie Abb. 431 veranschaulicht, teilweise vom Fundament abzuheben, teilweise in dasselbe hineinzudrücken sucht. Dabei ist die ungünstigste Stellung des Auslegers diejenige längs einer Diagonale der Platte, weil dann eine, nämlich die abgelegene Schraube besonders stark belastet ist. Wird die Grundplatte als vollkommen starr angesehen, so verhalten sich Fundament und Schrauben wie ein auf Biegung in Anspruch genommener Körper, dessen Querschnitt aus den auf Zug beanspruchten drei Schrauben von je f_s cm² und dem auf Druck beanspruchten, gestrichelten Dreieck f' des Fundaments im Grundriß der Abb. 431 zusammengesetzt ist. Für f_s darf der Schaftquerschnitt genommen werden, da die kurze Gewindestrecke für die Ermittlung der unten benötigten elastischen Formänderung der Schrauben nicht in Betracht kommt. $N-N$ kann als Nulllinie bezeichnet werden. Ihre Lage findet man aus der Bedingung,

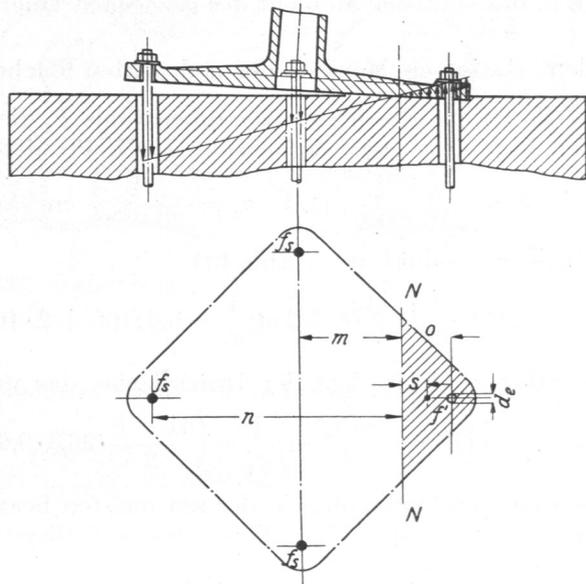


Abb. 431. Verhalten der Fundamentplatte bei Belastung des Krans, M. 1:30.

daß die Summe der an der Platte wirkenden Kräfte, auf sie bezogen, gleich Null sein muß, also aus

$$\int \sigma_z \cdot df_s - \int \sigma_d \cdot df' = 0.$$

Um die verschiedenen Werkstoffe im Biegequerschnitt zu berücksichtigen, ist es notwendig, auf die Formänderungen zurückzugehen. Erreichen diese in der Entfernung 1 von der Nulllinie den Betrag λ_1 , so ist die Verlängerung der Schrauben in der Entfernung x gleich $\lambda_1 \cdot x$ und die Zusammendrückung des Fundamentes in der Entfernung x' gleich $\lambda_1 \cdot x'$. Mit der allgemeinen Beziehung zwischen Formänderung und Spannung (6a)

$$\lambda = \sigma \cdot \alpha \cdot l; \quad \sigma = \frac{\lambda}{\alpha \cdot l},$$

insbesondere also mit

$$\sigma_z = \frac{\lambda_1 \cdot x}{\alpha_1 \cdot l} \quad \text{und} \quad \sigma_d = \frac{\lambda_1 \cdot x'}{\alpha_2 \cdot l},$$

wobei l die Länge der Schrauben, zugleich aber auch die Stärke der auf Druck beanspruchten Schicht des Fundamentes bedeutet, geht die erste Gleichung über in:

$$\int \frac{\lambda_1 \cdot x \cdot df_s}{\alpha_1 \cdot l} = \int \frac{\lambda_1 \cdot x' \cdot df'}{\alpha_2 \cdot l}; \quad \frac{1}{\alpha_1} \int x \cdot df_s = \frac{1}{\alpha_2} \int x' \cdot df',$$

d. h. das statische Moment der gezogenen Querschnitte, multipliziert mit $\frac{1}{\alpha_1}$, muß gleich

dem statischen Moment der gedrückten Fläche mal $\frac{1}{\alpha_2}$, also $S \cdot \frac{1}{\alpha_1} = S' \cdot \frac{1}{\alpha_2}$ sein, wobei α_1 die Dehnungszahl des Schraubenstahls, α_2 die des Betons ist. Damit läßt sich die Lage der Nulllinie — am einfachsten durch Probieren — ermitteln. Bei $m = 40,5$ cm wird

mit $\alpha_1 = \frac{1}{2100000}$ und $\alpha_2 = \frac{1}{300000}$ cm²/kg das auf die Schraubenquerschnitte bezügliche Produkt nach Abb. 431

$$S \cdot \frac{1}{\alpha_1} = f_s (n + 2m) \frac{1}{\alpha_1} = 6,6 (100 + 2 \cdot 40,5) \cdot 2100000 = 2,51 \cdot 10^9 \text{ kgcm}$$

annähernd gleich dem der Druckfläche, das unter Abzug des Schraubenloches

$$S' \cdot \frac{1}{\alpha_2} = \left(f' \cdot s - \frac{\pi \cdot d_e^2}{4} \cdot o \right) \frac{1}{\alpha_2} = \left(\frac{61 + 8}{2} \cdot 26,3 \cdot 9,6 - 8,55 \cdot 19 \right) \cdot 300000 = 2,56 \cdot 10^9 \text{ kgcm}$$

beträgt. Die Spannung in der am meisten beanspruchten Schraube ergibt sich, wiederum an Hand der Vorstellung des auf Biegung beanspruchten Querschnittes, nach Formel (26) zu

$$\sigma_z' = \frac{M_b}{J} \cdot n.$$

Das Trägheitsmoment der Schraubenquerschnitte und der Druckfläche f' , bezogen auf die Nulllinie $N-N$ wurde zu $J = 105000$ cm⁴ ermittelt.

$M_b = P \cdot (a - m) + G \cdot (b - m) = 750 \cdot (410 - 40,5) + 1050 \cdot (72 - 40,5) = 310100$ kgcm;

$$\sigma_z' = \frac{310100 \cdot 100}{105000} = 295 \text{ kg/cm}^2.$$

Diese Beanspruchung der Schrauben wird jedoch durch die Wirkung des Krangewichtes und der Last im Schaft um

$$\frac{P + G}{4 f_s} = \frac{750 + 1050}{4 \cdot 6,6} = 68 \text{ kg/cm}^2$$

auf 227 kg/cm² vermindert.

Im Kernquerschnitt des Gewindes steigt sie auf

$$\frac{\sigma'_z \cdot f_s}{F_1} = \frac{227 \cdot 6,6}{4,5} = 333 \text{ kg/cm}^2,$$

d. i. auf das 1,19fache der statisch ermittelten Beanspruchung, ist aber noch zulässig.

6. Ösenschraube für Transportzwecke für 1000 kg Last. Schon bei unvorsichtigem Einschrauben können unbeschränkte Längskräfte und Überbeanspruchungen der Schraube auftreten. Immerhin ist eine Berechnung nach B 2 als ausreichend sicher zu betrachten, wenn die Schraube nur auf Zug beansprucht wird.

Bei $c = 0,055$, Abb. 378, würde eine $1\frac{1}{8}$ " Schraube mit

$$\sigma_z = \frac{Q}{F_1} = \frac{1000}{4,5} = 222 \text{ kg/cm}^2$$

genügen.

Beim Aufhängen eines Maschinenteils an zwei Ösen nach Abb. 432 entstehen aber beträchtliche Biegespannungen. Würden die beiden Schrauben lediglich dem Gesamt-

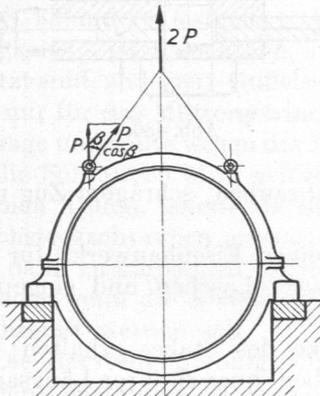


Abb. 432. Aufhängung eines Dynamogehäuses mittels zweier Ösen.

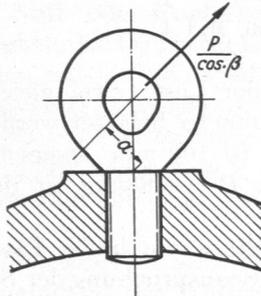


Abb. 433. Ösenschraube.

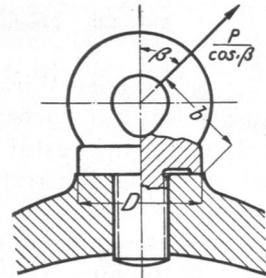


Abb. 434. Ösenschraube mit Rand.

gewicht des Gehäuses von 2000 kg entsprechend nach Abb. 433 ausgeführt, so wird mit $\beta = 45^\circ$ das Biegemoment

$$M_b = \frac{P}{\cos 45^\circ} \cdot a = \frac{1000 \cdot 2,7}{0,707} = 3820 \text{ kgcm}$$

und die Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{3820}{1,35} = 2830 \text{ kg/cm}^2,$$

also unzulässig.

Solche Ösen müssen deshalb wesentlich stärker genommen oder mit einem gut aufliegenden Rand nach Abb. 434 versehen werden. In diesem Falle kann man annähernd ein Kippen um den Rand annehmen und erhält daraus eine Kraft in der Schraube von

$$Q' = \left(\frac{P}{\cos 45^\circ} \right) \cdot \frac{b}{\frac{D}{2}} = \frac{1000}{0,707} \cdot \frac{4,4}{3} = 2080 \text{ kg},$$

welche die Beanspruchung auf

$$\sigma'_z = \frac{Q'}{F_1} = \frac{2080}{4,5} = 463 \text{ kg/cm}^2$$

erhöht, die zwischen den Linien I und II der Abb. 378 liegend, sehr guten Werkstoff und sorgfältige Ausführung der Schrauben verlangt.

In den DIN 580—582 sind die vorbehandelten Schrauben neuerdings unter der Bezeichnung Ringschrauben und -muttern genormt worden. Die Ringschrauben werden entweder mit Bund und Rille, ähnlich wie Abb. 434 zeigt, oder mit Auslauf am Gewinde ausgeführt, dann aber in ein Gewindeloch mit tiefem Versenk fest eingeschraubt, so daß eine ähnliche Wirkung wie im ersten Falle entsteht. Ringmuttern nach DIN 582 dienen zum Aufschrauben auf ein Bolzensgewinde. Es wird betont, daß bei schrägem Zug nach Abb. 432 alle Ringschrauben und -muttern fest auf der Auflagefläche angezogen werden müssen. Die Belastung einer einzelnen Schraube ist bei $\beta = 45^\circ$ nach den Normen nur rund halb so groß zulässig, wie bei axialer Zugrichtung; beispielweise sollen eine „Ringschraube 1“ DIN 580“ mit höchstens

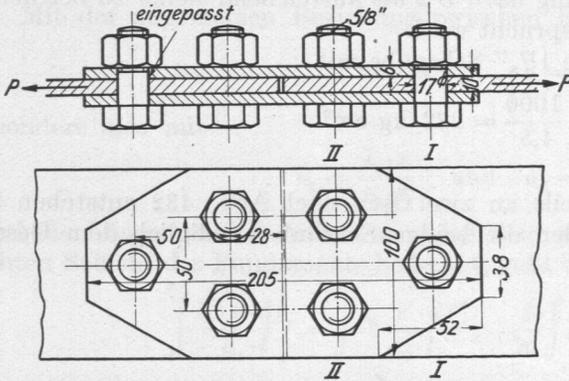


Abb. 435. Flacheisenstoß, M. 1:4.

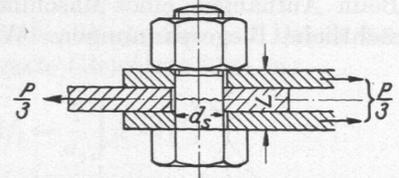


Abb. 436.

1050 kg bei axialer Wirkung der Last, zwei gleiche Schrauben, schrägem Zug unter 45° ausgesetzt, mit höchstens 1000 kg belastet werden.

7. Der Flacheisenstab von 10·100 mm Querschnitt eines Eisenbauwerks für eine ruhend wirkende Zugkraft von $P = 6000$ kg ist durch zwei Laschen und eingepaßte Schrauben zu verbinden.

Die Laschen müssen mindestens die halbe Eisenstärke des Stabes erhalten; ausgeführt 2·6·100 mm, Abb. 435. Beanspruchung der Schrauben: quer zu ihrer Längsachse, auf Abscheren, doppelschnittig. k_s für weichen Flußstahl gewählt zu nur 600 kg/cm².

$$f = \frac{P}{k_s} = \frac{6000}{600} = 10 \text{ cm}^2,$$

entsprechend 3 Schrauben zu je $\frac{10}{3 \cdot 2} = 1,67 \text{ cm}^2$.

Nimmt man $\frac{5}{8}$ '' Schrauben mit $d_s = 17$ mm Schaftdurchmesser, so wird die tatsächliche Beanspruchung:

$$\sigma_s = \frac{P}{2 \cdot 3 \cdot \frac{\pi}{4} d_s^2} = \frac{6000}{2 \cdot 3 \cdot 2,27} = 440 \text{ kg/cm}^2.$$

Flächenpressung zwischen dem Flacheisenstab und den Schraubenschäften

$$p = \frac{P}{3 f'} = \frac{6000}{3 \cdot 1,7 \cdot 1} = 1176 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Werte gelten jedoch nur bei gleichzeitigem Tragen aller drei Schrauben und sind nur zulässig bei sorgfältig und satt eingepaßten Schrauben.

Ist Spiel vorhanden, so tritt starke Beanspruchung auf Biegung auf. Aus Abb. 436 folgt dann nach Belastungsfall 16 der Zusammenstellung 5, S. 28

$$\sigma_b = \frac{P \cdot L}{8 \cdot \pi \frac{d_s^3}{32}} = \frac{2000 \cdot 2,2}{8 \cdot 0,482} = 1140 \text{ kg/cm}^2,$$

d. i. der 2,59fache Betrag der Scherspannung!

Durch die Bolzenlöcher tritt eine Schwächung der Stäbe und Laschen ein. Der gefährliche Querschnitt für den Stab ist $I-I$ mit

$$\sigma_z = \frac{P}{f} = \frac{6000}{(10,0 - 1,7) \cdot 1,0} = 723 \text{ kg/cm}^2 \text{ Beanspruchung.}$$

Im Laschenquerschnitt II herrscht:

$$\sigma_z = \frac{P}{2f_1} = \frac{6000}{2 \cdot (10,0 - 2 \cdot 1,7) \cdot 0,6} = 760 \text{ kg/cm}^2.$$

Beide sind bei ruhender Kraftwirkung zulässig.

IX. Die Herstellung der Schrauben, Muttern und Gewinde.

Als Werkstoffe kommen vor allem zäher Fluß- und Schweißstahl, für hoch beanspruchte Spindeln auch härterer Stahl, für kleinere Schrauben Messing und — hauptsächlich für Muttern und für Spindeln, die nicht rosten sollen — Bronze in Betracht. Die an Schraubeneisen zu stellenden Anforderungen sind in den DIN 1613 und 1000, vgl. S. 83 und 85, festgelegt. Wert auf große Zähigkeit — genügende Dehnung und Kerbzähigkeit — ist namentlich an Werkstoff für Schrauben, die Stößen oder Schlägen ausgesetzt sind, zu legen. Gußeisen kommt wegen seiner geringen Widerstandsfähigkeit gegen Zug nur für das Muttergewinde von Stift- oder Kopfschrauben, selten für Muttern selbst in Frage und sollte wegen der Brüchigkeit der Gewindegänge überall da vermieden werden, wo die Schrauben öfter gelöst werden müssen. Kopfschrauben werden deshalb an gußeisernen Teilen, sofern sie nicht dauernd festsitzen können, besser durch Stift- oder Durchsteckschrauben ersetzt. Verschiedene Werkstoffe für den Bolzen und die Mutter sind dann zu empfehlen, wenn Zusammenrosten oder Fressen im Gewinde zu befürchten ist, oder wenn die Abnutzung vorwiegend auf einen der Teile, den leichter ersetzbaren, beschränkt werden soll.

Die Herstellung völlig genauen Gewindes ist äußerst schwierig und hängt von zahlreichen Umständen ab: von der Genauigkeit der Werkzeuge, die durch das Härten oder die Abnutzung beeinträchtigt sein kann, von der der Werkzeugmaschinen, von der Temperatur und der Erwärmung beim Schneiden, von der Höhe und Art der Beanspruchung durch die Werkzeuge u. a. m.

Von Hand stellt man das Gewinde an kleineren Schrauben mit dem Schneideisen, an größeren mit der Schneidkluppe her. Gewöhnliche Befestigungsschrauben pflegt man, sobald sie in beträchtlicheren Mengen benötigt werden, auf Schraubenschneidmaschinen, Revolver- und Patronenbänken unter Benutzung von Schneideisen zu bearbeiten. Größere und genaue, sowie Sondergewinde müssen auf Dreh- und Revolverbänken mit Gewindestählen geschnitten werden, unter sorgfältiger Einstellung des Schneidstahls, derart, daß die Ebene des Gewindeprofils durch die Schraubenachse geht.

Je nach der Art des Leitspindelgewindes der vorhandenen Bänke wird man die Steigung in Zollen oder in Millimetern wählen, sofern nicht Wechselräder von 127 Zähnen $\left(1'' = 25,40 = \frac{127}{5} \text{ mm}\right)$ den Übergang von einem Maß zum anderen ermöglichen. Glatter Flankenflächen wegen, sowie zur Vermeidung von Anrissen im Werkstoff, die infolge der Kerbwirkung leicht zu Brüchen führen, schließlich zur Verminderung der Ungenauigkeit durch die Erwärmung beim Bearbeiten, sollen geringe Spanstärken, namentlich beim Fertigschneiden, genommen werden. Wie das Auslaufen der Werkzeuge durch den Anschnitt, durch Einstiche oder Bohrungen ermöglicht wird, ist schon auf Seite 219 besprochen.

Rohr- und Feingewinde bieten, da sie dieselbe Gangzahl für größere Durchmesserbereiche benutzen, den Vorteil, nur wenige Werkzeuge zu erfordern, wenn diese den Durchmessern angepaßt werden können.

Flachgewinde ist wegen der parallel zueinander verlaufenden Wandungen schwieriger zu schneiden als Trapezgewinde und darf nur unter Abnahme dünner Späne, wenn

auch mit größerer Schnittgeschwindigkeit hergestellt werden. Sein Ersatz durch das norm-rechte Trapezgewinde ist möglichst weitgehend anzustreben.

Größte Sorgfalt erfordern steilgängige Schrauben. Eingehend ist das Schneiden der Gewinde in dem Buche von O. Müller [V, 3] behandelt.

In neuerer Zeit wird auch vielfach das Fräsen, namentlich zum Bearbeiten steiler Gewinde an Schnecken usw., herangezogen. Ein Fräser mit geneigter Achse wirkt auf die sich drehende und vorgeschobene Spindel oder Mutter.

Das Rollen oder Walzen des Gewindes zwischen zwei mit schrägen Rillen versehenen Platten gestattet, große Mengen von Schrauben rasch herzustellen. Angewendet wird es u. a. auf Schwellenschrauben im warmen, bei genügend zähem Werkstoff aber auch auf kleinere Schrauben im kalten Zustande. Das Gewinde wird dadurch gebildet, daß der Werkstoff in die Vertiefungen der Platten hineinfließt; an scharfgängigen Schrauben tritt es infolgedessen halb aus dem auf den mittleren Durchmesser abgedrehten Bolzen hervor.

Kopfschrauben kleinerer Abmessungen pflegen aus vollen, gezogenen Stangen herausgearbeitet zu werden; an größeren werden die Köpfe angeschweißt oder in Gesenken und auf Schmiedemaschinen oder Pressen angestaucht. Wird das Herstellen und Bearbeiten eines Kopfes teurer als das einer Mutter und eines zweiten Gewindes am Schaft, so können Doppelmutterschrauben vorteilhaft werden.

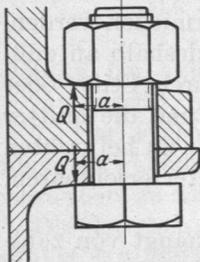


Abb. 437.
Durch schräge Auflageflächen auf Biegung beanspruchte Schraube.

In normale Muttern, aus Sechskantstangen oder aus vorgepreßten Stücken herausgearbeitet, wird das Gewinde mittels Gewindebohrer eingeschnitten. Zur Schonung der letzteren ist ein körniger Werkstoff, der kurze Späne liefert, die leicht herausfallen und die Bohrer weniger versetzen, günstig. Schweißisen oder Feinkörneisen wird deshalb für Muttern vielfach dem für die Schrauben üblichen zähen Flußstahl vorgezogen. Beim Schneiden von Außengewinde ist die Bildung langer Späne insofern von geringer Bedeutung, als diese leichter abfließen können. Wohl aber ist zu beachten, daß zäher Werkstoff mehr zum Einreißen und Rauwerden an den Gewindeflächen neigt, weil sich die von den beiden Flanken kommenden Späne gegeneinander stauchen, wenn die Flächen nicht gesondert bearbeitet werden.

Größere Muttern und solche mit genauem oder ungewöhnlichem Gewinde müssen wieder auf Drehbänken bearbeitet werden.

Das Gewinde für Stiftschrauben läßt sich auf der Bohrmaschine sofort nach der Herstellung der Löcher schneiden, wenn ein Gewindebohrer eingesetzt wird, der sich selbsttätig ausschaltet, sobald er zu großen Widerstand findet oder im Grunde aufstößt. Daß es vorteilhaft ist, wenn die Gewindelöcher durchgebohrt werden, damit die Späne herausfallen können, war schon oben bemerkt.

Die Auflageflächen und Abfasungen der Muttern werden durch Drehen, die Sechskantflächen meist durch Fräsen hergestellt, so weit nicht blank gezogene und dann unbearbeitet bleibende Stangen verwendet werden. Sollen eiserne Muttern bei häufigem Anziehen durch den Schraubenschlüssel nicht leiden, so empfiehlt es sich, die Sechskantflächen im Einsatz zu härten. Das Gewinde ist jedoch dabei durch Einhüllen in geeignete Mittel vor der Wirkung des Härtepulvers zu schützen.

Für die Muttern sind gute Auflageflächen wichtig, weil einseitiges oder schiefes Aufsitzen derselben Beschädigungen der Flächen und nach Abb. 437 beträchtliche Biegespannungen hervorrufen kann. Mittels eines Messers, Abb. 236, lassen sich auf der Bohrmaschine im Anschluß an die Herstellung der Löcher leicht genau senkrecht zu den Lochwandungen stehende Flächen schaffen.

Zur Erleichterung der Betriebsführung, wie auch zur Einschränkung der in den Fabriken auf Lager zu haltenden Schraubensorten ist die Normung der bei der laufenden Konstruktionsarbeit zu verwendenden Schrauben durch Auswahl einer beschränkten Zahl aus den in den deutschen Industrienormen festgelegten Sorten und Formen äußerst wichtig.