



UNIVERSITÄTS-
BIBLIOTHEK
PADERBORN

Konstruktions-Elemente in Stein, Holz und Eisen, Fundamente

Marx, Erwin

Stuttgart, 1901

b) Schrauben und Schraubenverbindungen

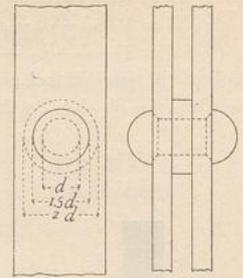
[urn:nbn:de:hbz:466:1-78727](https://nbn-resolving.org/urn:nbn:de:hbz:466:1-78727)

äußeren Durchmesser $2d$ und dem inneren Durchmesser d oder ein gelochtes Blechstück so zwischen die Teile, daß die drei Löcher sich decken und nun eine durchlaufende Lochwandung ergeben.

Die zu diesem Zwecke verwendeten Blechabfälle werden auf dem Durchstoße gelocht, sollen aber keine zu unregelmäßige Außenform haben, von allen Graten befreit und thunlichst durch Pressen völlig eben hergerichtet sein.

Fig. 437 zeigt eine Vernietung mit Stehbolzen. Da das Abklaffen der Teile voneinander zwischen den Nietten mit Rücksicht auf Rostbildung hier unschädlich ist, kann die Nietteilung e hier so weit gesteigert werden, wie die Kräfte es erlauben.

Fig. 437.



b) Schrauben und Schraubenverbindungen.

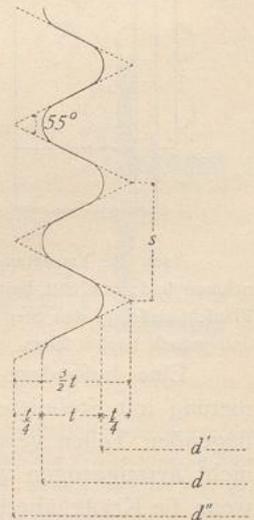
222.
Anwendung
und Ver-
schiebenheit.

Schraubenverbindungen kommen in Eifenteilen da vor,

- 1) wo die zu verbindenden Teile des Stoffes wegen nicht genietet werden dürfen, d. h. bei Gußeisenteilen;
- 2) wo eine gewisse Beweglichkeit (Drehbarkeit) der Teile gewahrt werden soll, die bei der Vernietung auch nur mit einem Niete durch die Reibung fast immer verloren geht;
- 3) wo der Raum zu beengt ist, um Nietköpfe ausbilden oder die Niete in die Löcher einstecken zu können, und
- 4) wo wegen Vereinigung vieler Konstruktionsteile die Bolzen zu lang werden, um noch als Niete ausgebildet werden zu können.

Die Schrauben können eingängig oder mehrgängig sein; sie können rechteckigen Gangquerschnitt (flachgängige Schrauben) oder dreieckigen (scharfgängige Schrauben) haben. Die eingängigen scharfgängigen Schrauben ergeben unter gleicher Last die größte Reibung in der Mutter, und da für Verbindungsschrauben, die hier den Bewegungsschrauben gegenüber allein in Frage kommen, eine thunlichst große Reibung erwünscht ist, so wird hier von ersteren allein die Rede sein. Auch ist bei gleicher Ganghöhe die Scherfläche zwischen Gang und Spindel bei der scharfen Schraube doppelt so groß, wie bei der flachen.

Fig. 438.



223.
Gangprofil
und Durch-
messer der
Schrauben.

Außer den beiden genannten kommen noch die Trapezschraube und die Schraube mit rundem Gangquerschnitt vor.

Das Gangprofil der scharfen Schraube zeigt Fig. 438; d' ist der innere Durchmesser, d der äußere Gewindedurchmesser, d'' der äußere Bolzendurchmesser, s die Ganghöhe und t die Gewindetiefe. Die Neigung des Ganges wird durch die Zahl m festgelegt, welche bestimmt, wie viele Gänge auf die Länge d des Bolzens kommen. Die Gänge werden nach Fig. 438 aus- und abgerundet, nur bei sehr weichem Stoffe, z. B. Messing, Bronze, mehr. Gemäß dem Abrundungsmaße

und dem Spitzenwinkel von 55 Grad wird $\frac{3}{2}t = s \frac{1}{\text{tg } 27^\circ 30'}$, also

$$t = 0,64 s, \dots \dots \dots 142.$$

wofür man meist $t = 2 \frac{s}{3}$ setzt. Daraus folgt $d' = d - 2t = d - 2 \cdot 0,64 s$; demnach

$$d' = d - 1,28 s \dots \dots \dots 143.$$

Nach Obigem ist nun $s = \frac{d}{m}$, also $d' = d - \frac{1,28 d}{m}$, fonach

$$\frac{d'}{d} = \frac{m - 1,28}{m} \dots \dots \dots 144.$$

d' bestimmt sich nach der Last, und dann sind d und s der nachstehenden *Witworth'schen* Schraubenskala zu entnehmen, welche die Form aller Schrauben gleichen Durchmessers allgemein festlegt, damit sie beliebig vertauscht werden können.

Witworth's Skala der eingängigen scharfen Schrauben.

Nr.	Bolzen- durch- messer d''	Außerer Gewinde- durchmesser d	Anzahl der Gewinde- gänge m auf		Innerer Durch- messer d'	Schlüssel- weite der Mutter D	Belastung		
			1 Zoll engl.	die Länge d			ohne Torsion	mit Torsion	
1	0,8	$\frac{1}{4}$	0,64	20	5	0,48	1,4	37	22
2	0,9	$\frac{5}{16}$	0,79	18	$5\frac{5}{8}$	0,61	1,6	79	48
3	1,1	$\frac{3}{8}$	0,95	16	6	0,75	1,8	143	86
4	1,2	$\frac{7}{16}$	1,11	14	$6\frac{1}{8}$	0,88	2,1	218	131
5	1,4	$\frac{1}{2}$	1,27	12	6	1,00	2,3	302	181
6	1,7	$\frac{5}{8}$	1,59	11	$6\frac{7}{8}$	1,29	2,7	560	336
7	2,0	$\frac{3}{4}$	1,90	10	$7\frac{1}{2}$	1,58	3,2	897	538
8	2,3	$\frac{7}{8}$	2,22	9	$7\frac{7}{8}$	1,86	3,6	1 299	779
9	2,7	1	2,54	8	8	2,13	4,1	1 755	1 053
10	3,0	$1\frac{1}{8}$	2,86	7	$7\frac{7}{8}$	2,39	4,5	2 260	1 356
11	3,3	$1\frac{1}{4}$	3,18	7	$8\frac{3}{4}$	2,72	5,0	2 993	1 796
12	3,6	$1\frac{3}{8}$	3,49	6	$8\frac{1}{4}$	2,95	5,4	3 564	2 138
13	3,9	$1\frac{1}{2}$	3,81	6	9	3,27	5,8	4 441	2 665
14	4,3	$1\frac{5}{8}$	4,13	5	$8\frac{1}{8}$	3,48	6,3	5 070	3 042
15	4,6	$1\frac{3}{4}$	4,45	5	$8\frac{3}{4}$	3,80	6,7	6 107	3 664
16	4,9	$1\frac{7}{8}$	4,76	$4\frac{1}{2}$	$8\frac{7}{16}$	4,00	7,2	6 949	4 169
17	5,2	2	5,08	$4\frac{1}{2}$	9	4,36	7,6	8 155	4 893
18	5,8	$2\frac{1}{4}$	5,72	4	9	4,91	8,5	10 454	6 272
19	6,5	$2\frac{1}{2}$	6,35	4	10,1	5,54	9,4	13 438	8 063
20	7,1	$2\frac{3}{4}$	6,99	$3\frac{1}{2}$	$9\frac{5}{8}$	6,06	10,3	16 182	9 709
21	7,7	3	7,62	$3\frac{1}{2}$	$10\frac{1}{2}$	6,69	11,2	19 849	11 909
22	8,4	$3\frac{1}{4}$	8,26	$3\frac{1}{4}$	$10\frac{9}{16}$	7,26	12,1	23 488	14 093
23	9,0	$3\frac{1}{2}$	8,89	$3\frac{1}{4}$	$11\frac{3}{8}$	7,89	13,0	27 867	16 720
24	9,6	$3\frac{3}{4}$	9,53	3	$11\frac{1}{4}$	8,44	13,8	31 996	19 198
25	10,3	4	10,16	3	12	9,07	14,7	37 076	22 245
	Centim.	engl. Zoll.	Centim.			Centimeter.		Kilogr.	

Durch verschiedene Abrundungen der englischen Abmessungen sind in diese Schraubenmaße solche Abweichungen hineingekommen, daß Schrauben und Muttern verschiedener Herkunft durchaus nicht immer passen. Der Verein Deutscher Ingenieure hat daher die folgende auf metrischem Maße beruhende Reihe aufgestellt, die sich mehr und mehr verbreitet⁹⁶⁾.

⁹⁶⁾ Durch Vereinbarung des Vereins Deutscher Ingenieure, der *Société d'encouragement pour l'industrie nationale* in Paris und des Vereines Schweizerischer Maschinen-Industrieller auf einer Versammlung am 20. Oktober 1900 ist in Zürich das metrische Gewinde bereits zu einem internationalen geworden. In der »Schweizerischen Bauzeitung« 1900, Oktober, S. 165 ist über diese Versammlung berichtet; zugleich werden dort die Formeln mitgeteilt, auf denen die Maßzusammenstellung auf S. 164 beruht.

Aeußerer Gewindedurchmesser	Kern-durchmesser	Ganghöhe	Gangtiefe	Schlüsselweite	Aeußerer Gewindedurchmesser	Kern-durchmesser	Ganghöhe	Gangtiefe	Schlüsselweite
d	d'	h	t	D	d	d'	h	t	D
6	4,5	1,0	0,75	12	20	16,4	2,4	1,8	34
7	5,35	1,1	0,825	14	22	17,8	2,5	2,1	37
8	6,2	1,2	0,9	16	24	19,8	2,8	2,1	40
9	7,05	1,3	0,975	18	26	21,2	3,2	2,4	43
10	7,9	1,4	1,05	20	28	23,2	3,2	2,4	46
12	9,6	1,6	1,20	22	30	24,6	3,6	2,7	49
14	11,3	1,8	1,35	25	32	26,6	3,6	2,7	52
16	13,0	2,0	1,50	28	36	30,0	4,0	3,0	58
18	14,7	2,2	1,65	31	40	33,4	4,4	3,3	64

Millimeter.

Millimeter.

Um die umstehende *Witworth'sche* Tabelle nicht immer benutzen zu müssen, sind für d und s zwei Beziehungsgleichungen aufgestellt, welche lauten:

$$s = 0,07 \text{ cm} + 0,095 d \text{ für } d \geq 6 \text{ cm}, \dots \dots \dots 145.$$

$$s = 0,262 \sqrt{d} \text{ für } d > 6 \text{ cm}. \dots \dots \dots 146.$$

Aus Gleichung 142, 143 u. 144 (S. 162 u. 163) kann nun eine unmittelbare Beziehung zwischen d'' , d und d' abgeleitet werden, und zwar ergibt sich für kleinere Schrauben unter Benutzung der Gleichungen 142, 143 u. 144

$$d = (1,139 d' + 0,103) \text{ Centim. und } d'' = d + \frac{t}{2} = (1,173 d' + 0,128) \text{ Centim.} \quad 147.$$

Die Tragkraft einer Schraube auf Zug ist bei der zulässigen Beanspruchung s' für 1 qcm gleich $\frac{d'^2 \pi}{4} s'$; fonach ergibt sich der der Last P entsprechende innere Durchmesser

$$\text{aus } d' = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi s'}}, \text{ oder, da man wegen des Anschneidens der Gewinde den}$$

$$\text{äußeren Ring von 1 mm Tiefe nicht als tragfähig ansehen kann, } d' = 0,2 + 2 \sqrt{\frac{P}{\pi s'}}.$$

Die zulässige Beanspruchung s' wird wegen der beim Andrehen der Mutter entstehenden Verwindung (Torsion⁹⁷) in der Regel für Schrauben nur mit 600 kg angefetzt; die Gleichung für d' lautet demnach:

$$d' = 0,2 + 0,0046 \sqrt{P}, \dots \dots \dots 148.$$

und für die erforderliche Anzahl n , wenn mehrere Schrauben von gegebenem, innerem Durchmesser d' vorhanden sind,

$$n = \frac{P}{471 (d' - 0,2)^2} \dots \dots \dots 149.$$

Den nach Gleichung 147 u. 148 aus der Last ermittelten äußeren Durchmesser d'' kann man nicht ohne weiteres beibehalten; vielmehr ist der nächstgrößere der obigen Skalen einzuführen.

Wenn P nicht als Zug auftritt, sondern als Scherkraft, so ergibt sich, da die Scherfelle fast stets im vollen Bolzen, nicht im Gewinde liegt, der äußere Durchmesser unmittelbar aus $\frac{d''^2 \pi}{4} t = P$ für einfnittige und aus $2 \frac{d''^2 \pi}{4} t = P$ für zwei-

⁹⁷) Ueber genaue Berücksichtigung der Verwindungsipannungen vergl.: GRASHOF, F. Theorie der Elasticität und Festigkeit etc. 2. Aufl. Berlin 1878. S. 202.

schnittige Abscherung. Auch bei den Schraubenbolzen muß der Lochlaibungsdruck für kleine Durchmesser im Auge behalten werden, gemäß der Gleichung $P = d'' \delta s''$ (vergl. Art. 205, S. 151), und es ergeben sich hier ähnlich, wie bei den Nieten, für d die Gleichungen:

$$d'' = 2 \sqrt{\frac{P}{\pi t}} \text{ für einschnittige Abscherung, } d'' \geq 2 \delta; \quad \dots \quad 150.$$

$$d'' = \sqrt{\frac{2P}{\pi t}} \text{ für zweischnittige Abscherung, } d'' \geq \delta; \quad \dots \quad 151.$$

$$d'' = \frac{P}{s'' \delta} \left. \begin{array}{l} \text{für einschnittige Abscherung, } d'' > 2 \delta, \text{ und} \\ \text{für zweischnittige Abscherung, } d'' > \delta. \end{array} \right\} \quad \dots \quad 152.$$

Wird eine Kraft durch mehrere Bolzen gemeinsam übertragen, so ist nach Annahme des Durchmessers d'' die Bolzenzahl n nach Gleichung 113 bis 115 zu ermitteln.

Kraftübertragung durch Flächenreibung kommt hier nicht in Frage, da die Muttern sich von selbst lösen, also auf Reibung überhaupt nicht gerechnet werden kann.

Auf Verwindung muß Rücksicht genommen werden, wenn das Anspannen der Schraube lediglich durch Andrehen der Mutter, nicht durch Anhängen von Lasten nach dem Andrehen der Mutter hervorgerufen wird. In diesem Falle darf die zulässige Zugspannung nur auf $\frac{3}{5} s'$ getrieben werden; der innere Gewindedurchmesser folgt somit für diesen Fall aus $d' = 0,2 + 0,039 \sqrt{P}$. Hiernach ist die letzte Spalte der Skala auf S. 163 berechnet.

Die Schraubenmutter wird für einfache Fälle wohl rund oder quadratisch geformt; jedoch läßt sich die runde Mutter schwer andrehen; die quadratische enthält viel Metall. Am besten ist die sechseckige Mutter, da sie wenig überflüssiges Metall enthält und doch das Aufsetzen eines Schlüssels erlaubt; sie braucht auch nur um 60 Grad gedreht zu werden, um das feithche Ansetzen des Schlüssels von neuem zu gestatten.

Um beim Andrehen im Auflager der Mutter keine zu große Berührungsfläche zu erhalten, wird erstere unten nach einer Kugel abgerundet, meist auch oben, um eine Gegenmutter nachzuschrauben, auch die Mutter umdrehen zu können; sie sitzt also nur mit einer schmalen Ringfläche auf. Neuerdings hat man erkannt, daß die ebene Gestaltung der Mutter an der Unterfläche eben durch die erzielte Größe der Reibungsfläche ein wirksames Mittel gegen das selbstthätige Losdrehen der Mutter bildet. Man vergrößert diese Berührungsfläche sogar noch, indem man die Mutter unten durch einen ringartigen Ansatz verstärkt und nur den oberen Teil zum Aufsetzen des Schlüssels eckig gestaltet. Solche Muttern heißen Bundmuttern.

Die Schlüsselweite D wird aus den angeführten Schraubenkalen oder aus der Formel $D = (0,5 + 1,4 d)$ Centim. bestimmt, welche auf gleicher Sicherheit der Auflager-Ringfläche gegen Druck und des Bolzens beruht; der Durchmesser des umschriebenen Kreises ist dann $D' = (0,6 + 1,62 d)$ Centim.

Die Höhe h der Mutter muß so bemessen werden, daß der Zug im Bolzen die Gewindegänge in der Mutter nicht ausfcheren kann, d. h. mindestens muß $t d' \pi h = \frac{s' d'^2 \pi}{4}$, also $h = \frac{1}{4} \frac{s'}{t} d'$ sein. Nimmt man Rücksicht darauf, daß das Metall bei scharfgängigen Schrauben etwa auf $\frac{1}{6}$ der abzufcherenden Fläche

224.
Schrauben-
mutter.

durch das Schneiden der Gewinde verletzt ist, so würde $h = \frac{6}{5} \frac{1}{4} \frac{s'}{t} d'$ gesetzt werden müssen, und nimmt man im Mittel $d' = \frac{8}{10} d$ und $\frac{s'}{t} = \frac{5}{4}$ an, so ergibt sich $h = \frac{5 \cdot 4 \cdot 4 \cdot 10}{6 \cdot 5 \cdot 8} d = \frac{3}{10} d$. Muttern dieser geringsten Höhe nutzen sich stark ab; man steigert die Höhe daher thatfächlich wohl bis $h = d$, und für solche Schrauben, die oft gelöst und wieder angedreht werden müssen, bis $h = D$. Hat der Bolzen keinen Zug, sondern nur Abscherung zu übertragen, so macht man h nie größer als $0,3 d$, da die Mutter dann ganz unbelastet ist. Eine gewöhnliche Mutterform zeigen Fig. 439 u. 440, worin auch eine zur Verteilung des Mutterdruckes auf eine große Fläche der Unterlage bestimmte Unterlegscheibe mit dargestellt ist. Selbstverständlich ist eine solche Unterlegplatte bei Bundmuttern nie erforderlich.

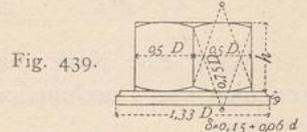


Fig. 439.



Fig. 440.

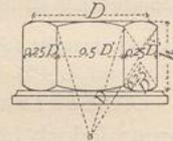


Fig. 441.

225.
Schraubens-
kopf.

Der Schraubenbolzen wird in der Regel am einen Ende mit Gewinde versehen; am anderen erhält er statt dessen einen festen Kopf, welcher meist ein Quadrat von der Seitenlänge D bildet und die Höhe $h = 0,45 D$ erhält (Fig. 441). In seltenen Fällen wird der Kopf sechseckig geformt.

226.
Besondere
Formen von
Mutter u. Kopf.

Besondere Formen von Mutter und Kopf entstehen in folgenden Fällen.

Soll die Mutter nicht vor den verbundenen Teilen vorstehen, so setzt man sie in eine Vertiefung, welche so weit gemacht wird, daß die Wandstärke des am Ende ein entsprechendes sechseckiges Loch zeigenden Stockschlüssels aus Rundeisen mit doppeltem Handgriffe darin Platz findet, oder man macht die Mutter kreisrund und giebt ihr in der Oberfläche zwei Löcher, um sie mit dem zweizinkigen Zirkelschlüssel in die gleich weite kreisrunde Vertiefung drehen zu können. Beim Andrehen der Mutter dreht sich der Bolzen leicht mit; man muß daher mittels eines Schraubenschlüssels am Kopfe, welcher deshalb die Maulweite D erhält, gegenhalten. Geht dies nicht, so bringt man am unteren Schafteile oder am Kopfe geeignete Vorrichtungen zur Verhinderung des Drehens an.

Ist eine fest angezogene Schraube dauernd Erschütterungen ausgesetzt, so löst sich die Mutter allmählich von selbst, indem die Reibung zwischen Mutter und Unterlage und zwischen Mutter und Bolzengewinde durch die Schwingungen überwunden wird. Man verwendet deshalb für die Baukonstruktionen geeignete Vorkehrungen gegen das Losdrehen der Muttern, unter denen die Verwendung von Bundmuttern jetzt sehr gebräuchlich ist.

227.
Schrauben-
verbindungen.

Wirken die Schrauben einfach auf Zug, so ist d' nach Gleichung 148 zu bestimmen; wenn mehrere Schrauben die Last P übertragen, so liefert Gleichung 149 ihre Anzahl n .

Auf Abscherung ergibt sich der Bolzendurchmesser d'' für die Kraft P nach den Gleichungen 150 bis 152; sind mehrere Bolzen des Durchmessers d'' zu verwenden, so folgt die erforderliche Anzahl n aus:

$$n = \frac{4P}{\pi t d''^2} \text{ für einschnittige Bolzen, } d'' \geq 2\delta; \dots \dots \dots 153.$$

$$n = \frac{2P}{\pi t d''^2} \text{ für zweifchnittige Bolzen, } d'' \leq \delta; \dots \dots \dots 154.$$

$$n = \frac{P}{s'' \delta d''} \text{ für einschnittige Bolzen, } d'' > 2\delta, \text{ und } \left. \dots \dots \dots 155. \right\}$$

Wird der Bolzen des Durchmessers d'' zugleich auf den Zug S und die Abföcherung T , d. h. schräg beansprucht, und bezeichnet d_z den dem Zuge S allein genügenden Rundeifendurchmesser, so mache man

$$d'' = d_z \sqrt{\frac{1}{8} \left[3 + 5 \sqrt{1 + \left(\frac{2T}{S} \right)^2} \right]}; \dots \dots \dots 156.$$

für $T = S$ wird $d'' = 1,33 a_z$.

Die Gewichte der Schraubenbolzen werden mit Hilfe der Rundeifentabelle festgestellt, indem man zur reinen Bolzenlänge zwischen Kopf und Mutter

- 7 Bolzendurchmesser für sechseckige Mutttern und Köpfe,
- 8 " " " viereckige " " "

hinzuzählt.

c) Bolzenverbindungen.

Für Bauzwecke ist der Anschluss von Rundeifenstangen mittels angeftauchten oder angeschweißten Auges und cylindrischen Verbindungsbolzens an andere Teile, meist Bleche, von besonderer Wichtigkeit. Das Auge wird kreisförmig (Fig. 442) oder länglich (Fig. 443) geformt. Bezeichnet δ die geringere der Stärken der beiden Teile (Auge des Befestigungsbolzens und Anschlussblech), so ist auch hier für einschnittigen Anschluss die Gleichung

$$\delta d'' s'' \geq \frac{d''^2 \pi}{4} t$$

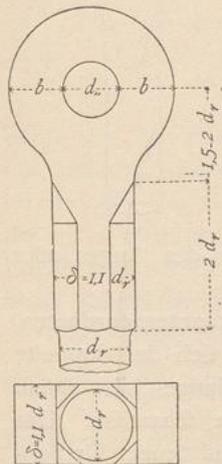
die Bedingung dafür, dass Abföcherung, nicht Lochlaibungsdruck in Frage kommt; ebenso für zweifchnittigen Anschluss

$$\delta d'' s'' = 2 \frac{d''^2 \pi}{4} t.$$

Hierin ist $\frac{s''}{t} = 1,9$ zu setzen, da in den Schraubenbolzen meist nicht besserer Stoff steckt, als in den Rundeifen und Blechen; demnach lauten die obigen Bedingungen: Abföcherung kommt in Frage bei einschnittigen Bolzen, wenn

$d'' \leq 2,4 \delta$, und bei zweifchnittigen Bolzen, wenn $d'' \leq 1,2 \delta$. Ist d'' gröfser, so ist in beiden Fällen auf Lochlaibungsdruck zu rechnen.

Fig. 442.



Das kreisförmige Bolzenauge (Fig. 442) wird in der Regel dadurch hergestellt, dass man den voll mit s' beanspruchten Rundeifendurchmesser d_r in ein Achteck der Maulweite $\delta = 1,1 d_r$, dieses in ein Quadrat von der Seite $\delta = 1,1 d_r$ und letzteres in das kreisförmige Auge von der Randstärke b und dem Augendurchmesser d'' übergehen lässt.

Bezeichnen, wie früher, s' die zulässige Zugspannung, t die zulässige Scherspannung im Rundeifen, Verbindungsbolzen und Anschlussbleche, so kann man hier $\frac{s'}{t} = \frac{5}{4}$ setzen; wie früher ist auch im vorliegenden Falle der Lochlaibungsdruck $s'' = 1,5 s'$ bis $2 s'$ anzunehmen. Der Augendurchmesser muss nun fein:

228.
Bedingungen.

229.
Kreisförmiges
Bolzenauge.