

Fig. 204 Sicherung mit Klemmschraube. Durch die Schraube werden zwei besondere, durch andere Theile an Längsverschiebung

Fig. 200.

Fig. 201.

Fig. 202.

Fig. 203.

Fig. 204.

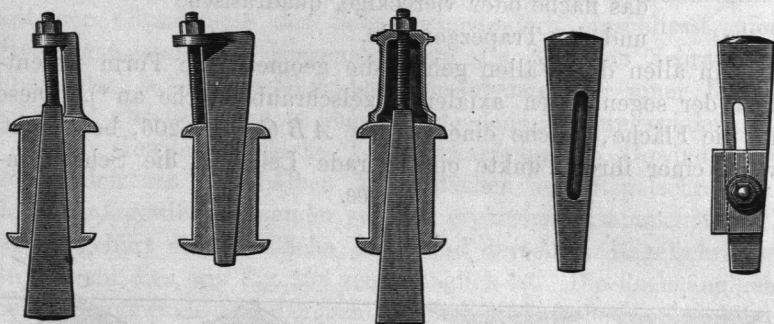
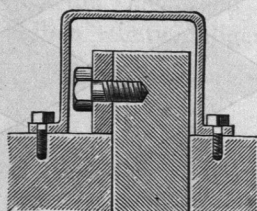


Fig. 205.



gen gehinderte Klötze fest auf den Keil gezwängt; die Schraube geht durch einen den Keil quer durchsetzenden Schlitz.

Fig. 205 zeigt Maudslay's Sicherung der Streifkeile in der in Fig. 195 dargestellten Schiffschraubennabe. Ein kleiner Querriegel ist an die Keilspitze geschraubt, diese, sowie der Keilkopf überdies mit einer aufgeschraubten bronzenen Kappe überdeckt.

geschraubt, diese, sowie der Keilkopf überdies mit einer aufgeschraubten bronzenen Kappe überdeckt.

## Viertes Kapitel.

### Schrauben und Verschraubungen.

#### §. 73.

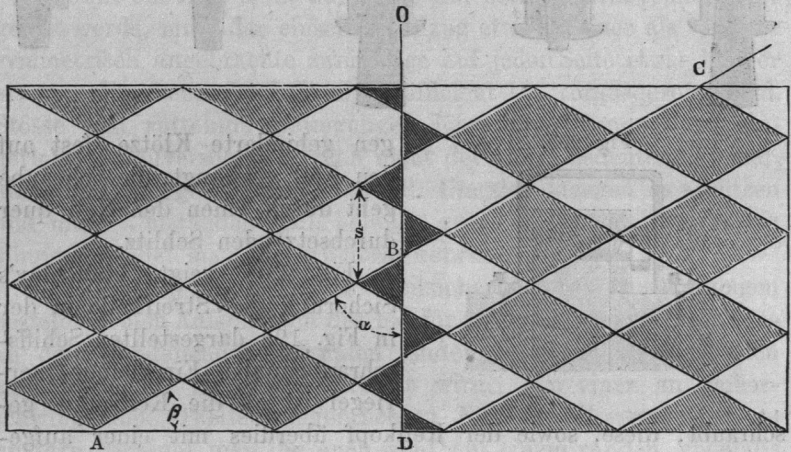
### Geometrische Grundform der Mutterschraube.

Im Maschinenbau werden die Mutterschrauben zu drei Zwecken benutzt: zum Verbinden oder Befestigen, zum Pressen und zum Uebertragen von Bewegungen. Hier werden nur die beiden ersten

Verwendungsarten besprochen. Hinsichtlich der benutzten Gewindequerschnitte unterscheidet man  
 das scharfe oder dreieckige,  
 das flache oder viereckige, quadratische  
 und das Trapezgewinde.

In allen drei Fällen gehört die geometrische Form wesentlich der sogenannten axialen Regelschraubenfläche an\*). Diese ist die Fläche, welche eine Gerade  $ABC$ , Fig. 206, beschreibt, wenn einer ihrer Punkte eine gerade Leitlinie, die Schrauben-

Fig. 206.



achse  $OD$ , stetig durchläuft, während sich die Erzeugende unter Erhaltung des mit der Achse eingeschlossenen Winkels  $\alpha$  proportional der Fortschreitung des Leitpunktes um die Achse dreht. Der Winkel  $\alpha$  heisst der Anlagewinkel, der ihn zu einem Rechten ergänzende Winkel  $\beta$  der Basiswinkel der Schraube. Diese heisst schiefwinklig oder rechtwinklig, je nachdem  $\alpha$  ein schiefer oder rechter Winkel ist. Der Normalcylinder zur Achse  $OD$ , in welchen die betrachtete begrenzte Regelschraube hineinfällt, heisst der Schraubencylinder. Dieser wird durch die Regelschraubenfläche in eine Schaar ineinandergeschachtelter Schraubengebilde zerlegt, von welchen zwei benachbarte stets im Verhältniss von Schraube und Mutter zu einander stehen; das innerste dieser Gebilde heisst die Kernschraube.

\*) Vergl. den Artikel: Ueber einige Eigenschaften der Regelschraube, Berliner Verhandlungen 1878, S. 16.

Der Weg, welchen der Leitpunkt bei einer Umdrehung der Erzeugenden auf der Achse zurücklegt, heisst die Ganghöhe oder Steigung ( $s$ ) der Schraube, der Winkel, den die Tangente an die von einem Punkte der Erzeugenden beschriebene Schraubenlinie mit der Grundebene des Schraubencylinders einschliesst, der Steigungswinkel ( $\sigma$ ). Hiernach haben die äusseren Schraubenlinien der aufeinanderfolgenden Schraubengebilde einer Regelschraube gleiche Steigung, aber verschiedene Steigungswinkel.

Die Gewindeoberfläche beim scharfgängigen Gewinde ist gewöhnlich aus zwei halben Mantelflächen von Regelschrauben, deren Anlagewinkel einander zu  $180^\circ$  ergänzen, zusammengesetzt; selten gehört die Oberfläche einer und derselben Regelschraube an, obwohl dies, wie Fig. 206 zeigt, möglich ist. Die flachgängigen Schraubengewinde sind dagegen gewöhnlich einfache rechtwinklige axiale Regelschrauben. Bei der Trapezschraube, siehe §. 86, setzt sich die Oberfläche aus einer halben schiefwinkligen und einer halben rechtwinkligen axialen Regelschraube zusammen.

## §. 74.

### Gewindeabmessungen bei der scharfgängigen Schraube.

Bei gegebener, parallel zur Achsenrichtung auf die Schraube wirkender Kraft  $P$  wird der Kern auf zusammengesetzte Festigkeit nach Fall I, S. 48 beansprucht (vergl. S. 50), für die aber blosser Zugbeanspruchung eingeführt werden kann, wenn für die Zugspannung  $\mathfrak{S}$  ein genügend kleiner Werth eingesetzt wird. Wir setzen bei der schmiedeisernen Schraube  $\mathfrak{S} = 2,5$  und erhalten dann für die Kerndicke  $d_1$ :

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= 0,7 \sqrt{P} \\ P &= 2 d_1^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (72)$$

Die Schraubenmutter wird gewöhnlich sechsseitig, seltener vierseitig gemacht; wir beschränken uns hier auf die Behandlung der ersteren Form. Höhe der Mutter gewöhnlich = dem Bolzendurchmesser  $d$ . Hierbei ist die Festigkeit des Gewindes weit mehr als ausreichend\*); eine gewisse Mutterhöhe ist aber erforder-

\*) Ausser der Rechnung zeigen dies auch wieder die neuen trefflichen Versuche, die in Stevens Institute (Hoboken) angestellt worden sind;  $0,45$  bis  $0,4d$  würde als Mutterhöhe der Festigkeit wegen ausreichen. Ueber diese Versuche vergl. Railroad Gazette (New-York) 1877, Nov., S. 483.

derlich, um den Flächendruck zwischen den Gewinden klein zu halten. Für den Flächendruck  $p$  hat man, wenn die Gewindetiefe  $= t$ , und wenn  $n$  Gänge in die Mutter fallen, bei scharf wie bei flachgängiger Schraube:

$$p = \frac{\textcircled{S}}{4} \frac{1}{n} \frac{d}{t} \left[ 1 - 3 \frac{t}{d} + \left( \frac{t}{d} \right)^2 \right] \dots \dots (73)$$

Die Steigung  $s$  einfürend und  $ns = d$  einsetzend, erhält man hieraus:

$$p = \frac{\textcircled{S}}{4} \frac{s}{t} \left[ 1 - 3 \frac{t}{s} \frac{s}{d} + \left( \frac{t}{s} \right)^2 \left( \frac{s}{d} \right)^2 \right] \dots \dots (74)$$

Beidemale kann das dritte Glied in der Klammer in der Regel vernachlässigt werden\*).

Der Werth  $p$  soll womöglich  $1k$  nicht, oder doch nicht viel überschreiten. Wenn  $n = 8$  und  $d : t = 12$ , so kommt, wofern  $\textcircled{S}$  wie oben\*\*),  $p = 2,5 \cdot \frac{3}{8} (1 - \frac{1}{4} + \frac{1}{144}) \sim 0,7k$ .

Bei Beurtheilung eines Gewindes räumt man auch den Reibungsverhältnissen eine Rolle ein. Bezeichnet:

$Q$  die am mittleren Halbmesser des Gewindes angreifende, normal zur Achsenebene gerichtete Kraft,

$\sigma'$  den Steigungswinkel der mittleren Schraubenlinie,

$f = tg \varphi$  den Reibungskoeffizienten,

so hat man, wenn ausser  $P$  nur die Gewindereibung überwunden werden soll, bei der flachgängigen Schraube für das Anziehen:

$$Q = P \frac{f + tg \sigma'}{1 - f tg \sigma'} = P tg(\varphi + \sigma')$$

und für das Lösen:

$$Q' = P \frac{f - tg \sigma'}{1 + f tg \sigma'} = P tg(\varphi - \sigma')$$

bei der scharfgängigen Schraube:

$$Q = P \frac{f' \pm tg \sigma'}{1 \mp f' tg \sigma'} = P tg(\varphi' \pm \sigma') \dots \dots (76)$$

\*)  $P = p \pi t (d - t) n$  gibt  $p = \textcircled{S} \frac{\pi}{4} d_1^2 : \pi n \frac{t}{d} (1 - \frac{t}{d}) d^2$   
 $= \frac{\textcircled{S}}{4} \frac{1}{n} \frac{d}{t} \left( \frac{d - 2t}{d} \right)^2 : 1 - \frac{t}{d}$ , woraus unter Vernachlässigung von  $\left( \frac{t}{d} \right)^3$   
 $+ \left( \frac{t}{d} \right)^4$  + u. s. w. obiger Ausdruck folgt;  $p$  ist hierbei gleich dem Flächendruck auf die Projektion der Gewinde gesetzt.

\*\*) Ebenfalls ein Grund,  $\textcircled{S}$  niedrig zu halten.

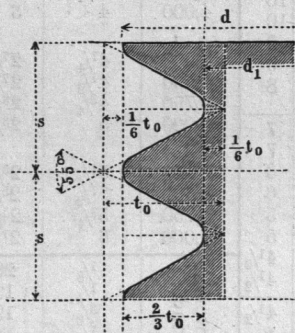
wobei  $f' = f : \cos \beta$ . Soll auch noch die Reibung an der Grundfläche der Mutter überwunden werden, so wird  $Q$  etwas über doppelt so gross. Für  $tg \sigma'$  kann hier unbedenklich  $tg \sigma$  gesetzt werden. Dieser Werth ist zugleich durchschnittlich hier so klein, dass die Reibung durchaus als der überwiegende Theil des Widerstandes auftritt, auch  $Q'$  nie negativ ausfällt.

## §. 75.

## Das Whitworth'sche Gewindesystem.

Unter einem Gewindesystem versteht man eine Gesamtheit fester Regeln, nach welchen die Formeinzelheiten der Gewindeprofile, die Steigungen und die Durchmesserabstufungen bei Mutterschrauben gewählt werden sollen. Zur Aufstellung von solchen Systemen hat Whitworth 1841 durch seinen Vorgang Veranlassung gegeben; später hat man die Frage mehr und mehr studirt und derselben bei uns in der jüngsten Zeit erhöhte Aufmerksamkeit zugewandt\*), wozu die Einführung des Metermaasses Veranlassung

Fig. 207.



gab. Eine Einigung ist noch nicht erzielt. Sehr gewichtige Stimmen haben sich für die volle Einführung des Whitworth-Systemes in Deutschland ausgesprochen, andere indessen derjenigen eines guten metrischen das Wort geredet. Hier sind deshalb beide Richtungen zu berücksichtigen.

Das von Whitworth vorgeschlagene System bestimmt, dass die Gewinde in gleichseitige Dreiecke eingeschlossen werden sollen, deren Grundlinie = der Steigung  $s$  und deren Spitzenwinkel, der sogenannte Kantenwinkel,  $= 55^\circ$  ist, wonach ihre Höhe  $t_0 = 0,96 s$  wird. Innen und aussen soll das Gewinde sodann um  $\frac{1}{6} t_0$  abgerundet werden, so dass die wirkliche Gangtiefe  $t = \frac{2}{3} t_0 = 0,64 s$  wird. Der erwähnte Kantenwinkel ist = dem doppelten Basiswinkel  $\beta$  der zu Grunde gelegten Regelschraube. Die Stei-

\*) Vergl.: Die metrischen Gewindesysteme etc., im Auftrag des Vereins deutsch. Ing. zusammengestellt und erläutert. Berlin, Gärtner, 1876.

gung  $s$  bestimmte  $W$ . durch tabellarische Zusammenstellung\*), insbesondere Angabe der Steigungen, welche auf 1" gehen. An diesen Festsetzungen haben sich mit der Zeit Mängel fühlbar gemacht, die einestheils in den Schwierigkeiten der Herstellung des Gewindequerschnittes, anderentheils in den Abstufungen der Durchmesser, dann auch in denen der Steigungen liegen. Die Abstufungen der  $d$  haben auch  $W$ . selbst nicht befriedigt, so dass er 1857 seine ältere Skala durch eine neue ersetzt hat, welche seitdem in England als *Standard* für die Mutterschrauben angenommen ist\*\*). Auffallend ist, dass man bei uns bei der aufgeworfenen Diskussion diese Aenderung gänzlich unberücksichtigt gelassen hat.

In der folgenden Tabelle sind die Werthe der alten und der neuen Skala zusammengestellt.  $d$  und  $s$  in engl. Zoll. Die eingeklammerten Werthe  $\frac{5}{16}$  und  $\frac{7}{16}$ " sind nur annähernd in der neuen Skala vertreten.

Neue Skala $d$	Alte Skala $d$	$\frac{1}{s}$	Neue Skala $d$	Alte Skala $d$	$\frac{1}{s}$	Neue Skala $d$	Alte Skala $d$	$\frac{1}{s}$
0,100		48	0,675		11	3,250	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{4}$
0,125	$\frac{1}{8}$	40	0,700		11	3,500	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{4}$
0,150		32	0,750	$\frac{3}{4}$	10	3,750	$3\frac{3}{4}$	3
0,175		24	0,800		10	4,000	4	3
0,200		24	0,875	$\frac{7}{8}$	9			
0,225		24	0,900		9	4,250	$4\frac{1}{4}$	$2\frac{7}{8}$
0,250	$\frac{1}{4}$	20	1,000	1	8	4,500	$4\frac{1}{2}$	$2\frac{7}{8}$
0,275		20				4,750	$4\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$
0,300	$(\frac{5}{16})$	18	1,125	$1\frac{1}{8}$	7	5,000	5	$2\frac{3}{4}$
			1,250	$1\frac{1}{4}$	7			
0,325		18	1,375	$1\frac{3}{8}$	6	5,250	$5\frac{1}{4}$	$2\frac{5}{8}$
0,350		18	1,500	$1\frac{1}{2}$	6	5,500	$5\frac{1}{2}$	$2\frac{5}{8}$
0,375	$\frac{3}{8}$	16	1,625	$1\frac{5}{8}$	5	5,750	$5\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{2}$
0,400		16	1,750	$1\frac{3}{4}$	5	6,000	6	$2\frac{1}{2}$
0,425		14	1,875	$1\frac{7}{8}$	$4\frac{1}{2}$			
0,450	$(\frac{7}{16})$	14	2,000	2	$4\frac{1}{2}$			
0,475		14						
0,500	$\frac{1}{2}$	12	2,125	$2\frac{1}{8}$	$4\frac{1}{2}$			
			2,250	$2\frac{1}{4}$	4			
0,525		12	2,375	$2\frac{3}{8}$	4			
0,550		12	2,500	$2\frac{1}{2}$	4			
0,575		12	2,675	$2\frac{5}{8}$	4			
0,600		12	2,750	$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{2}$			
0,625	$\frac{5}{8}$	11	2,875	$2\frac{7}{8}$	$3\frac{1}{2}$			
0,650		11	3,000	3	$3\frac{1}{2}$			
						Anhang: Whitworth's Gasrohr-Gewinde.	$\frac{1}{8}$	28
							$\frac{1}{4}$	19
							$\frac{3}{8}$	19
							$\frac{1}{2}$	14
							$\frac{3}{4}$	14
							1	11
							$1\frac{1}{4}$	11
							$1\frac{1}{2}$	11
							$1\frac{3}{4}$	11
							2	11

\*) Briggs drückt die  $W$ 'sche Steigung verhältnissmässig genau aus durch:  $s = 0,1075 d - 0,0075 d^2 + 0,024$ .

\*\*) S. Eng. u. Arch. Journal 1857, S. 262, 1858, S. 48, auch Shelley, Workshop appliances, London 1876, S. 102.

Die Regelmässigkeit der Fortschreitungen lässt zu wünschen übrig. Dies wird besonders einleuchtend an den folgenden beiden

Fig. 208.

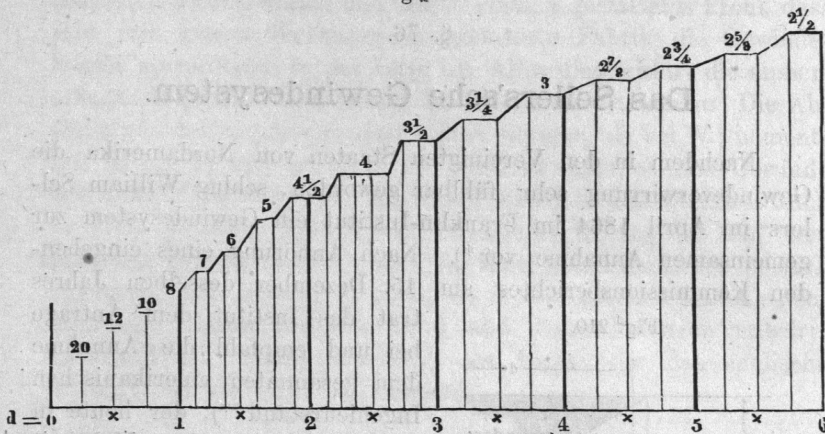
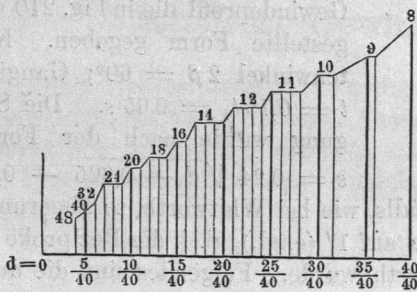


Fig. 209.



Darstellungen. Namentlich fallen die Unstetigkeiten der  $s$  bei  $\frac{3}{4}$  und  $2\frac{1}{2}$  auf; auch sind die Abstufungen von  $d$  ungleichmässig. Die Ursache liegt offenbar in der Maasssystemfrage. W. beabsichtigte, das Dezimalsystem in den Stufen für  $d$  zur Geltung zu bringen; allein

der Wunsch, mit der Viertel- und Achteltheilung nicht zu brechen — die 16tel sind verschwunden — hat nur dahin geführt, 40tel und deren Vielfache als Abstufungen erscheinen zu lassen; vergleiche Fig. 209.

Für den Flächendruck  $p$  kommt aus (74), da  $t = 0,64s$ :

$$\frac{p}{\sigma} = \frac{1}{4 \cdot 0,64} \left[ 1 - 1,9 \frac{s}{d} + 0,4 \left( \frac{s}{d} \right)^2 \right].$$

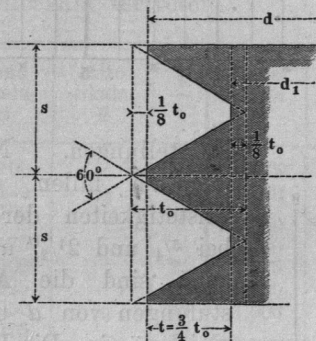
Behalten wir  $\sigma = 2,5$  bei, so ergeben sich hieraus für  $d = 0,1''$ ,  $3''$  und  $6''$  die Werthe  $p = 0,66$ ,  $0,81$  und  $0,85$  k, welche völlig genügen. Für  $tg \sigma$  kommen bei  $d = 0,1''$ ,  $3''$  und  $6''$  die Werthe  $0,0663$ ,  $0,0303$  und  $0,0213$ .

## §. 76.

## Das Sellers'sche Gewindesystem.

Nachdem in den Vereinigten Staaten von Nordamerika die Gewindeverwirrung sehr fühlbar geworden, schlug William Sellers im April 1864 im Franklin-Institut ein Gewindesystem zur gemeinsamen Annahme vor\*). Nach Anhörung eines eingehenden Kommissionsberichtes am 15. Dezember desselben Jahres trat das Institut dem Antrage bei und empfahl die Annahme dem gesammten amerikanischen Ingenieurstand\*\*), der heute in seiner überwiegenden Mehrheit das Sellers'sche System angenommen hat. In demselben ist dem Gewindeprofil die in Fig. 210 dargestellte Form gegeben. Kantenwinkel  $2\beta = 60^\circ$ ; Gangtiefe  $t = 0,75 t_0 = 0,65 s$ . Die Steigung wurde nach der Formel

Fig. 210.



$s = 0,24 \sqrt{d} + 0,625 - 0,175$  berechnet, aber dann ebenfalls, wie bei Whitworth, so abgerundet, dass die Anzahl der Gänge auf 1" (engl.), d. i. die Reziproke der Steigung, ein einfacher Werth wurde. Folgendes sind die durch den Institutsbeschluss angenommenen Stufen der Durchmesser und Steigungen:

$d =$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	1	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{7}{8}$
$\frac{1}{s} =$	20	18	16	14	13	12	11	10	9	8	7	7	6	6	$5\frac{1}{2}$	5	5
$d =$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{3}{4}$	4	$4\frac{1}{4}$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{3}{4}$	5	$5\frac{1}{4}$	$5\frac{1}{2}$	$5\frac{3}{4}$	6
$\frac{1}{s} =$	$4\frac{1}{2}$	$4\frac{1}{2}$	4	4	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{4}$	3	3	$2\frac{7}{8}$	$2\frac{3}{4}$	$2\frac{5}{8}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{8}$	$2\frac{3}{8}$	$2\frac{1}{4}$

\*) Journal of the Franklin Institute 1864, Vol. 47, S. 344.

\*\*) Ebenda 1865, Vol. 49, S. 53.



Das S.'sche Gewinde lässt sich mit dem W.'schen sehr gut vergleichen, da es trotz der Profilverchiedenheit fast genau dieselbe Gangtiefe hat. Ausserdem hat es einen sehr bequem auftragbaren Kantenwinkel und ein so einfach gestaltetes Profil, dass jede mit gutem Werkzeug ausgestattete Fabrik die Gewindebohrer anzufertigen in der Lage ist. Alles dies erklärt die ausserordentlich rasche Verbreitung des Systems in Amerika. Die Abstufungen der Steigungen sind zudem stetiger, als bei W.; namentlich ist der Sprung bei  $d = \frac{1}{2}''$  beseitigt, nämlich das Gewinde der halbzölligen Schraube, die immer ein Stein des Anstosses auch im alten W.'schen System war, verfeinert; die von W. 1857 verworfenen Durchmesser  $\frac{5}{16}$  und  $\frac{7}{16}$  sind beibehalten, ja  $\frac{9}{16}$  noch eingereiht, mit anderen Worten, die dem englischen Maass eigenthümliche Theilung durch die 2 und deren Potenzen unbeirrt durchgeführt. Somit erscheint das Ganze für das englische Maasssystem als recht befriedigend.

## §. 77.

**Metrische Gewindesysteme.**

Unter Anerkennung der Vorzüge des W.'schen Systems hat man verschiedentlich versucht, Gewindesysteme mit Metermaass aufzustellen, ist indessen dabei zu stark von einander abweichenden Ergebnissen gekommen. Folgende vierzehn Systeme sind zu nennen \*):

Armengaud, Redtenbacher, Paris-Lyoner Bahn, Französische Nordbahn, J. F. Cail in Paris, Französische Marine, Bodmer, zwei Vorschläge von Ducommun in Mülhausen, Elsäss. Maschinenbaugesellschaft in Mülhausen, Reishauer und Bluntschli in Zürich, der Pfalz-Saarbrücker Bezirksverein deutscher Ingenieure, und zwei Vorschläge von Ingenieur Delisle.

Auch die bezüglichen Formeln und Tabellen in den früheren Auflagen dieses Buches hat man unter den Systemen aufgezählt; sie machten indessen darauf keinen Anspruch, da sie nur Umrechnungen des W.'schen Systems sein wollten. — Schon die grosse Anzahl der aufgezählten Versuche lässt erkennen, dass die

\*) Vergl. die oben angezogene Schrift.

Schwierigkeiten gross sind. In der That lässt sich nur auf dem Wege genauer Abwägung aller Vorzüge gegen gleichzeitig auftretende Nachtheile ein Bestes erzielen. Folgende Forderungen lassen sich, wenn die Umwandlung einmal mit Entschiedenheit ins Auge gefasst werden soll, als unabweisbar bezeichnen.

- 1) Die Profilform des Gewindes muss leicht mit der erforderlichen Genauigkeit hergestellt werden können. Deshalb empfiehlt sich die Whitworth'sche Abrundung der Kanten nicht, verdient vielmehr eine Abkantung wie bei Sellers den Vorzug.
- 2) Die Steigung muss womöglich ohne jede Abrundung des Rechnungsergebnisses aus den Formeln entnommen werden können. Deshalb sind die Steigungen von Whitworth und Sellers nicht zweifellos empfehlenswerth, da dieselben erst durch Abrundung praktisch brauchbar werden\*).
- 3) Die Abstufungen der Bolzendurchmesser sollen so beschaffen sein, dass Bruchtheile von Millimetern in den Durchmesserwerthen nicht vorkommen und dass deren Stufenfolge gleichzeitig nicht in zu grossen Konflikt mit dem Dezimalsystem geräth.

Alle drei Bedingungen sollen womöglich nicht innerhalb zu enger Grenzen für die Durchmesser, und zwar mindestens bis zu  $d = 80\text{mm}$  erfüllt werden. Nur die drei letzten der obigen System-Vorschläge können als solche angesehen werden, welche unter diesen Umständen in Betracht kommen. Auf dieselben sei deshalb hier etwas näher eingegangen.

### §. 78.

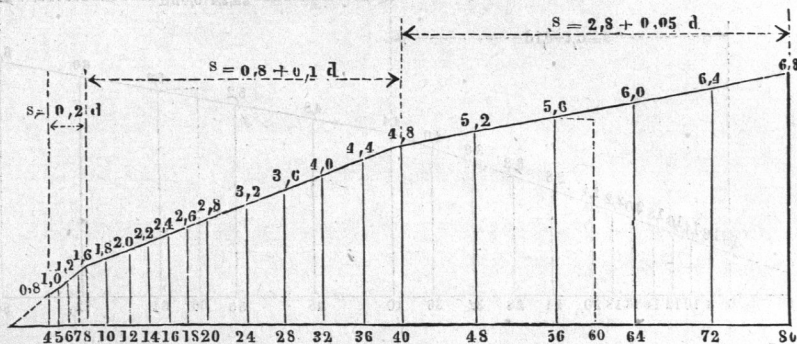
## Die Vorschläge Delisle I, Pfalz-Saarbrücken und Delisle II.

Die folgenden drei Figuren stellen die Stufenfolgen der Steigungen der drei Vorschläge dar, und zwar sind die Steigungen in fünffacher Naturgrösse aufgetragen, die zugehörigen Bolzendurchmesser den Höhenlothen am Fuss angefügt, ausserdem die

\*) Bei der alten W.'schen Skala sind alle 33 Werthe abgerundet; bei der S.'schen 31 von 34.

zusammengehörigen Werthe von  $d$  und  $s$  tabellarisch zusammengestellt. Das Gewindeprofil ist in den beiden ersten Fällen genau wie das Sellers'sche, im letzten Falle beträgt der Basiswinkel  $26^{\circ} 34'$  \*). Derselbe wird erhalten, indem die theoretische Gangtiefe oder Höhe des Gewindedreieckes  $= s$  gemacht wird, was eine ganz leichte Auftragung in sich schliesst. Abkantung wie bei Sellers.

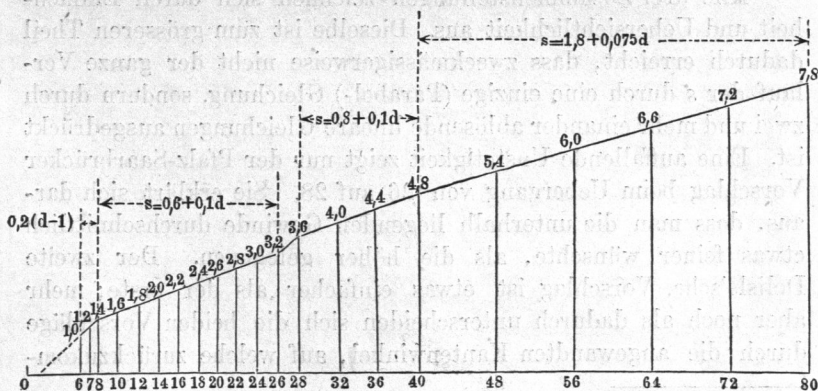
Fig. 211. Delisle I.



$d =$	4	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40	48	56	64	72	80
$s =$	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,2	5,6	6,0	6,4	6,8

„Bei Interpolationen von Durchmessern ist die nächstuntere Ganghöhe zu wählen.“ (Siehe bei  $d = 60$ .)

Fig. 212. Pfalz-Saarbrücken.

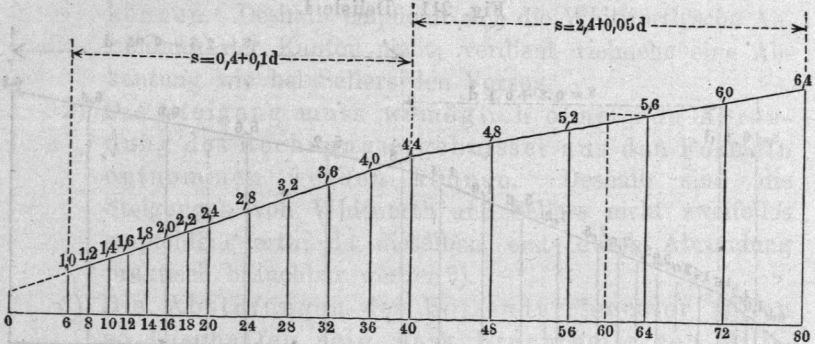


\*) In der öfter angezogenen Quelle ist irrtümlich  $2\beta = 53^{\circ} 32'$  angegeben, was  $t_0 = 1,0088 s$  entsprechen würde.

$d =$	6	7	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	32	36	40	48	56	64	72	80
$s =$	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,4	6,0	6,6	7,2	7,8

Keine Interpolationen.

Fig. 213. Delisle II.



$d =$	6	8	10	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40	48	56	64	72	80
$s =$	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4	4,8	5,2	5,6	6,0	6,4

„Bei Interpolationen von Durchmessern ist die nächstobere Ganghöhe zu wählen“ \*). (Siehe bei  $d = 60$ .)

Alle drei Zusammenstellungen zeichnen sich durch Einfachheit und Uebersichtlichkeit aus. Dieselbe ist zum grösseren Theil dadurch erreicht, dass zweckmässigerweise nicht der ganze Verlauf der  $s$  durch eine einzige (Parabel-) Gleichung, sondern durch zwei und mehr einander ablösende lineare Gleichungen ausgedrückt ist. Eine auffallende Unstetigkeit zeigt nur der Pfalz-Saarbrücker Vorschlag beim Uebergang von 26 auf 28. Sie erklärt sich daraus, dass man die unterhalb liegenden Gewinde durchschnittlich etwas feiner wünschte, als die höher gelegenen. Der zweite Delisle'sche Vorschlag ist etwas einfacher als der erste; mehr aber noch als dadurch unterscheiden sich die beiden Vorschläge durch die angewandten Kantenwinkel, auf welche zurückzukom-

\*) Ingenieur Delisle sieht in seinen beiden Vorschlägen interpolirte Bolzendurchmesser wirklich vor; hier sind dieselben aus den Zeichnungen und Zahlenreihen weggelassen, um die Uebersichtlichkeit zu erhöhen.

men ist. Hervorgehoben verdient zu werden, dass in allen drei Vorschlägen bei den Durchmesserabstufungen eine Art 2er-System, wenn auch nicht ganz rein, zur Anwendung gekommen ist.

*Hinsichtlich der Steigungswinkel sind alle drei Vorschläge fraglos gut; dasselbe gilt von den Flächendruckverhältnissen. Gemäss Formel (74) und wenn wieder  $\epsilon = 2,5$  vorausgesetzt wird, schwanken nämlich die Werthe von  $p$  bei*

<i>Delisle I.</i>	<i>zwischen</i>	<i>0,60</i>	<i>und</i>	<i>0,80</i>
<i>Pfalz-Saarbrücken</i>	<i>"</i>	<i>0,60</i>	<i>"</i>	<i>0,78</i>
<i>Delisle II.</i>	<i>"</i>	<i>0,53</i>	<i>"</i>	<i>0,69.</i>

## §. 79.

## Neue Vorschläge.

Da von den soeben vorgeführten Systemen bei einer durch den Verein deutscher Ingenieure veranstalteten sorgfältigen Umfrage keines volle Zustimmung erfahren hat, die ganze Frage vielmehr noch in der Schwebe gelassen worden ist, so darf hier versucht werden, einen weiteren Vorschlag zu machen\*). Zwar scheint es das Kürzeste, sich für eines der drei vorstehenden

\*) Dies geschieht zunächst wesentlich in der Absicht, für den polytechnischen Unterricht ein metrisches Gewindesystem vorzulegen, da sich der Einführung eines solchen in unsere Maschinenbaupraxis einstweilen noch grössere Hindernisse entgegenstellen, als vor der Anstellung der soeben erwähnten Erhebungen erwartet werden durfte. Für den Unterricht aber bedürfen wir nothwendig eines auf das Metermaass begründeten Gewindesystemes. Die festen Anhänger des W.-Systemes empfehlen die internationale Annahme desselben; sie thun dies, indem sie über die bereits grossartige Verbreitung des amerikanischen Systems, welches auch selbst bei uns schon vielfach eingedrungen ist, hinwegsehen; sie suchen dabei den Konflikt der Maasssysteme dadurch auszugleichen, dass sie die Durchmesser in engl. Maass ausgeführt, aber mit dem nächsthöheren auf *mm* abgerundeten Maass in die Zeichnungen eingeschrieben oder benannt wissen wollen. Es ist unwahrscheinlich, dass aus einem solchen Verfahren nicht Verwirrungen und Irrthümer in der Praxis hervorgehen müssten; für die Schule würde dasselbe jedenfalls geradezu unmöglich sein. Mir scheint auch, dass man diesen Vorschlag nur angesichts der alten W.-Skala machen kann; vor der neuen Skala mit ihren feinen Abstufungen steht derselbe machtlos da. Ein Vergleich zwischen den drei Diagrammen des vorigen §. und den Figuren 208 und 209 zeigt auch, dass man beim Festhalten am W.'schen Systeme das Verwickelte gegenüber dem Einfachen mit Mitteln zu erhalten suchen müsste, welche zu dem erzielbaren Ergebniss in keinem glücklichen Verhältniss stehen.

Systeme zu entscheiden; allein sie scheinen sämmtlich noch verbesserungsfähig.

In zwei Richtungen verdienen die gemachten Erhebungen eine weitergehende Auslegung, als ihnen zu Theil geworden ist; die eine betrifft die Durchmesserstufen, die andere das Gewindeprofil.

Die Stufenfolge und die wirklichen Grössen der Durchmesser sind wichtiger als selbst die Stufenfolgen der Gewinde. Man erkennt dies daran, dass schon vor langer Zeit die W.'schen Profile benutzt, die Bolzen aber nach preuss. Zoll abgestuft wurden, auch neuerdings Millimeterabstufungen für die Bolzen unter Festhaltung der W.'schen Profile ausgeführt werden. Ein Erforderniss ersten Ranges für die Abstufungen der Bolzendicken wird daher sein, dass dieselben in das Dezimalsystem erträglich hineinpassen (dritte Bedingung §. 77). Das thun aber die drei obigen Vorschläge nicht, indem ihnen die so natürlichen Stufen 30, 50, 60, 70 fehlen. Die Beseitigung dieses Mangels verursacht allerdings eine neue Schwierigkeit, allein dieselbe ist doch überwindbar.

Sodann lässt sich ein Gewinnesystem nicht anders richtig kritisiren, als wenn die Steigungsabstufungen stets zugleich mit dem Profil, d. i. insbesondere mit dem Kantenwinkel, in Betracht gezogen werden. Man kann nicht wohl ein Gewinde für grob oder für fein erklären, indem man bloss das Verhältniss  $s : d$  in Betracht zieht, sondern man muss  $t : d$  mit in den Vergleich hineinziehen.

*Ein Beispiel wird dies klar machen. Hebt man aus den Systemen Delisle I. und II. zwei gleiche Durchmesser mit zugehörigen gleichen Ganghöhen heraus, so findet man die betreffenden Schrauben nicht gleich fein. Würde beide mal  $d = 60$  gewählt, was durch die ausdrücklich gestattete Interpolation geschehen kann, so erhält man (siehe die Punktirungen in Fig. 211 und 213) beide mal  $s = 5,6$ , was gleichen Steigungswinkeln für beide Schrauben entspricht. Die Gangtiefe  $t$  ist aber*

$$\text{nach I.: } t = \frac{3}{4} t_0 = 0,65 s = 3,64 \text{ mm}$$

$$\text{" II.: } t = \frac{3}{4} t_0 = 0,75 s = 4,20 \text{ mm.}$$

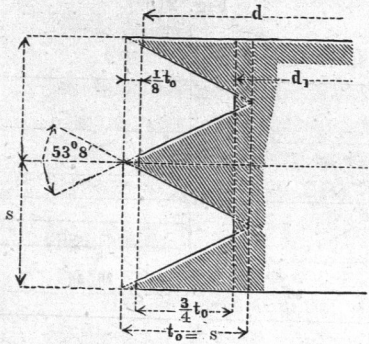
Damit ist

im Falle I. der Kerndurchmesser  $d_1 = 52,72$ , der Kernquerschnitt  $\sim 2182 \text{ qmm}$   
 " " II. " " "  $d_1 = 51,60$ , " " " " " 2091 " "  
 was einen Unterschied von nahe 5 Proz. in der Festigkeit der beiden Schrauben ergibt, die zweite also als die gröber geschmittenere erscheinen lässt. Man hat hiernach bei der Wahl von  $s : d$  das Gewindeprofil zu berücksichtigen, wie Ingenieur Delisle gethan, indem er eben zwei getrennte Vorschläge machte.

Ob der Kantenwinkel von  $53^\circ 8'$  dem Sellers'schen von  $60^\circ$  vorzuziehen sei, bleibt bestreitbar; indessen entscheiden sich von den

oben aufgezählten Systemen zwei für den letzteren, fünf für den ersteren und drei für noch kleinere Winkel; auch hat die erwähnte Umfrage die Neigung ergeben, lieber unter als über den Whit-

Fig. 214.



worth'schen Winkel von  $55^\circ$  zu gehen. Wir wählen daher den Kantenwinkel, siehe Fig. 214:

und ausserdem 
$$\left. \begin{aligned} 2\beta &= 53^\circ 8', \text{ n\u00e4mlich } t_0 = s \\ t &= \frac{3}{4} t_0 = \frac{3}{4} s \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (77)$$

Die Steigung bestimmen wir f\u00fcr  $d = 4$  bis 40 mm aus:

$$s = 0,4 + 0,1 d \dots \dots \dots (78)$$

und f\u00fcr  $d = 40$  bis 80 mm und dar\u00fcber\*) aus:

$$s = 2 + 0,06 d \dots \dots \dots (79)$$

und w\u00e4hlen die folgenden Durchmesserstufen:

	4	5	6	7	8	9	10			
12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32
	36	40	.	45	.	50	60	70	80	

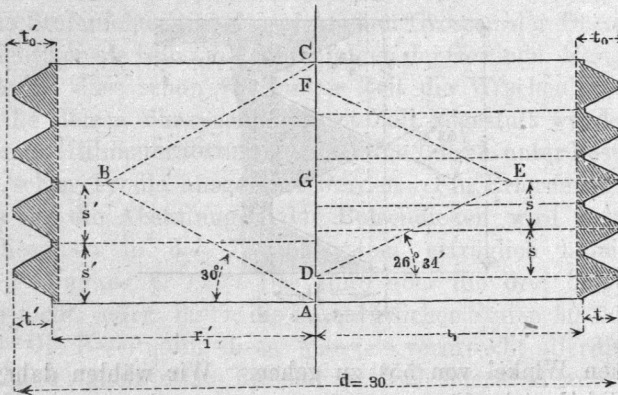
Formel (78) stimmt mit der Delisle'schen f\u00fcr 6 bis 40 \u00fcberein; Interpolationen f\u00fcr die Durchmesserstufen scheinen entbehrlich, sollen sie gemacht werden, so weiche man von der Formel nicht ab, da die Zwischenstufen in der zweiten und dritten Gruppe wie in der letzten auch noch runde Werthe ergeben und das Schneiden der Gewindebohrer auf der Leitspindelbank keine erheblichen Schwierigkeiten macht.

Sollte der Wunsch bleiben, den Kantenwinkel von  $60^\circ$  zu benutzen und dennoch die erw\u00e4hnten Vortheile beizubehalten, so w\u00e4re zu empfehlen:

\*) Ueber 80 mit  $d$  hinauszugehen, ist bei uns bis jetzt nicht empfohlen worden. Gienge man bis  $d = 150$ , was dem obersten Whitworth-Sellers'schen Werthe sehr nahe entspricht, so erhielte man  $s = 11$ , was ganz gut angehen w\u00fcrde. Vergl. §. 87.

für  $d = 4$  bis  $8$   $s' = 0,2 d$  (mit *Delisle I.*)  
 „  $d = 8$  „  $40$   $s' = 0,8 + 0,1 d$  (mit *Delisle I.*) } . . . (80)  
 „  $d = 40$  „  $80$   $s' = 1,6 + 0,08 d$   
 von welchen Ausdrücken der letzte wiederum die Stufen 30, 45, 50, 60, 70  
 einzureihen gestattet, auch über 80 hinaus ohne weiteres gebraucht werden

Fig. 215.



könnte. Zum Vergleich der beiden Endformeln kann Fig. 215, wo für  $d = 80$  die aus beiden Formeln hervorgehenden Gewindeprofile dargestellt sind, dienen. Die Kernhalbmesser  $r_1$  und  $r_1'$  fallen sehr nahe gleich aus, mithin auch die Gangtiefen, während die Gewindeprofile so beträchtlich verschieden sind, vergl. die Dreiecke ABC und DEF.

Eine Numerirung der Gewinde unserer Skala von I. bis XXV. scheint mir nicht empfehlenswerth; vielmehr geschieht die Bezeichnung des einzelnen Gewindes wohl am besten durch Angabe des Bolzendurchmessers, dem man die Bezeichnung „Nummer“ voransetzen könnte. Gewinde Nr. 20 wäre dann dasjenige für  $d = 20$ , Nr. 4 das für  $d = 4$  mm. Eine Maschinenbauanstalt, welche gewisse Nummern nicht gebrauchte, liesse sie einfach ausfallen; Feinmechaniker könnten für ihre Zwecke noch Nummern einschalten, beides ohne Verletzung des Systemes.

§. 80.

**Schraubenmutter, Unterlegscheibe, Schraubenkopf.**

Die erforderliche Wanddicke der Mutter steht in naher Beziehung zur Gewindetiefe  $t$  und demnach zur Steigung  $s$ . Auch diese Abmessung verdient derartig bestimmt zu werden, dass sie wenig Abrundung in den Formelerggebnissen nöthig macht. Für bearbeitete Muttern empfiehlt sich zu nehmen für den Durchmesser  $D$  des dem Sechseck eingeschriebenen Kreises:

$$D = 1 + d + 5s \dots \dots \dots (81)$$



Der Flächendruck auf die Sohle der Schraubenmutter wird hierbei im Maximum (bei  $d = 80$ ) = 1,7 k. Unbearbeitet bleibende Muttern nehme man etwas stärker. Es empfiehlt sich,\*) zu nehmen :

$$D_1 = D + 3 = 4 + d + 5s \quad \dots \quad (82)$$

Fig. 216.

Unter  $d = 10$  kommen roh geglassene Muttern kaum vor.

Die Anbringung einer Unterlegscheibe ist da anzurathen, wo sonst eine ungeebnete Fläche der Schraubenmutter als Auflager dienen würde. Man nehme deren Durchmesser  $U$ , siehe Fig. 216,

$$\left. \begin{aligned} U &= d + 10s \\ \text{ihre Dicke } u &\sim 5/4 s \end{aligned} \right\} \dots \quad (83)$$

Der Schraubenkopf, der noch vielfach vierseitig, besser vielleicht auch durchweg sechsseitig gemacht wird, erhält den Durchmesser  $D$  beziehungsweise  $D_1$  und die Höhe  $h \sim 0,7 d$ .

Bei bearbeiteten Muttern wird die obere Fläche gewöhnlich entweder nach einem Kegel vom Basisdurchmesser  $D$  und dem Basiswinkel  $30^\circ$  abgestumpft, Fig. 217, oder nach einer Kugel vom Halbmesser  $5/3 D$  abgerundet, Fig. 218, bei unbearbeiteten die

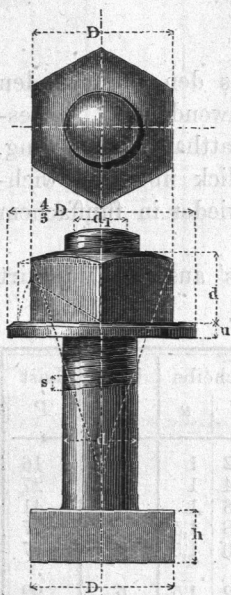
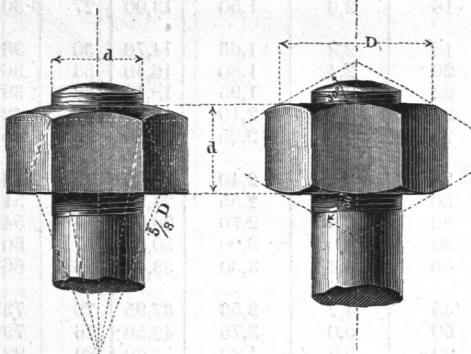
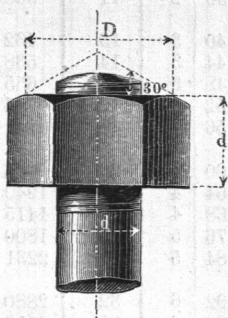


Fig. 217.

Fig. 218.

Fig. 219.



Ecken oben und unten nach dem ebenerwähnten Kegel abgestumpft, Fig. 219.

\*) Mit Sellers, der  $1/8$  Zoll zusetzt.

## §. 81.

## Tabelle und Proportionsriss über die Mutterschrauben.

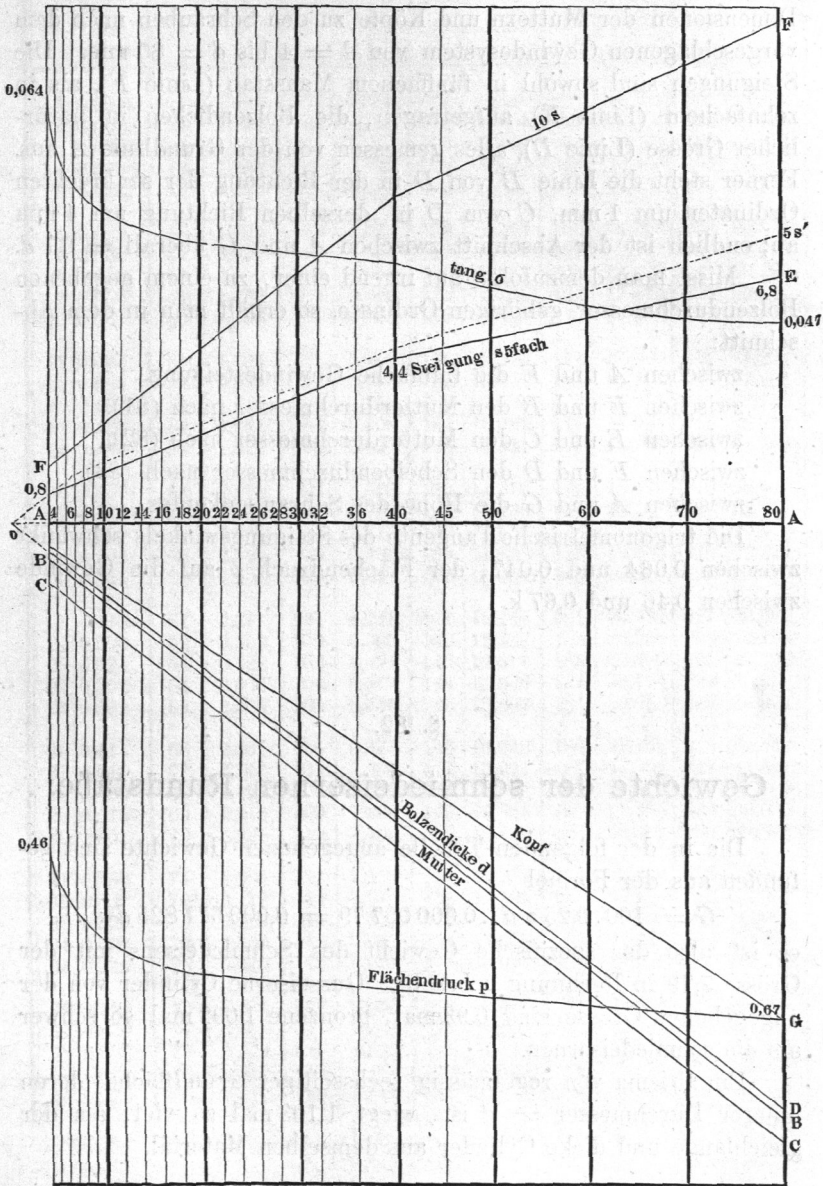
Die folgende Tabelle enthält die gemäss den vorstehenden Entwicklungen für die Mutterschrauben anzuwendenden Abmessungen unter Angabe der nach Formel (72) statthaften Belastung. Fig. 220 ist ein Riss, welcher einen Ueberblick über die wichtigsten Verhältnisse gibt. Die Steigung ist wieder in fünffachem Maasstabe aufgetragen.

Der Uebersicht halber ist die Linie für  $s'$  aus (80) punktirt eingetragen.

Bolzen $d$	Steigung $s$	Gangtiefe $t$	Kern $d_1$	Mutter		Scheibe		Kopf $h$	Last $P$
				$D$	$D_1$	$U$	$u$		
4	0,8	0,60	2,80	9	—	12	1	3	16
5	0,9	0,68	3,65	10,5*	—	14	1	3,5	27
6	1,0	0,75	4,50	12	—	16	1	4	41
7	1,1	0,83	5,35	13,5*	—	18	1,5	5	57
8	1,2	0,90	6,20	15	—	20	1,5	6	77
9	1,3	0,98	7,05	16,5*	—	22	1,5	6	99
10	1,4	1,05	7,90	18	21	24	1,5	7	125
12	1,6	1,20	9,60	21	24	28	2	8	184
14	1,8	1,35	11,30	24	27	32	2	10	255
16	2,0	1,50	13,00	27	30	36	2	11	338
18	2,2	1,65	14,70	30	33	40	3	13	432
20	2,4	1,80	16,40	33	36	44	3	14	538
22	2,6	1,95	18,10	36	39	48	3	15	655
24	2,8	2,10	19,80	39	42	52	3	17	784
26	3,0	2,25	20,50	42	45	56	4	18	841
28	3,2	2,40	23,20	45	48	60	4	20	1076
30	3,4	2,55	24,90	48	51	64	4	21	1240
32	3,6	2,70	26,60	51	54	68	4	22	1415
36	4,0	3,00	30,00	57	60	76	5	25	1800
40	4,4	3,30	33,40	63	66	84	5	28	2231
45	4,7	3,53	37,95	70	73	92	6	32	2880
50	5,0	3,75	42,50	76	79	100	6	35	3613
60	5,6	4,20	51,60	89	92	116	7	42	5325
70	6,2	4,65	60,70	102	105	132	7	49	7369
80	6,8	5,10	69,80	115	118	148	8	56	9744

\*) Abrundung nach unten oder oben statthaft, aber nicht wichtig.

Fig. 220.



Der vorstehende Riss gibt ausser der Darstellung der Steigungsverhältnisse und Flächendrucke auch die wesentlichen Dimensionen der Muttern und Köpfe zu den Schrauben nach dem vorgeschlagenen Gewindesystem von  $d = 4$  bis  $d = 80$  mm. Die Steigungen sind sowohl in fünffachem Maasstab (Linie  $E$ ), als in zehnfachem (Linie  $F$ ) aufgetragen, die Bolzendicken in natürlicher Grösse (Linie  $D$ ), alles gemessen von der Grundlinie  $A$  aus. Ferner steht die Linie  $B$  von  $D$  in der Richtung der senkrechten Ordinaten um 1 mm,  $C$  von  $D$  in derselben Richtung um 4 mm ab; endlich ist der Abschnitt zwischen  $A$  und  $G$  überall  $= 0,7 d$ .

Misst man demzufolge auf irgend einer, zu einem gegebenen Bolzendurchmesser gehörigen Ordinate, so erhält man in dem Abschnitt:

- zwischen  $A$  und  $E$  die fünffache Gewindesteigung,
- zwischen  $E$  und  $B$  den Mutterdurchmesser nach (81),
- zwischen  $E$  und  $C$  den Mutterdurchmesser nach (82),
- zwischen  $F$  und  $D$  den Scheibendurchmesser nach (83),
- zwischen  $A$  und  $G$  die Höhe des Schraubenkopfes.

Die trigonometrische Tangente des Steigungswinkels schwankt zwischen 0,064 und 0,047, der Flächendruck  $p$  auf die Gewinde zwischen 0,46 und 0,67 k.

## §. 82.

### Gewichte der schmiedeisernen Rundstäbe.

Die in der folgenden Tabelle angegebenen Gewichte sind gefunden aus der Formel

$$G = 100 \cdot 0,25 \pi d^2 \cdot 0,000\,007\,79 = 0,000\,611\,825 d^2;$$

es ist also das spezifische Gewicht des Schmiedeisens mit der Grösse 7,79 in Rechnung gebracht. Gusseiserne Cylinder von der angegebenen Grösse sind 0,93 mal, bronzene 1,092 mal so schwer als die schmiedeisernen.

Ein Prisma von regelmässig sechsseitiger Grundfläche, deren innerer Durchmesser  $= d$  ist, wiegt 1,103 mal so viel, als der gleichlange und dicke Cylinder aus demselben Material.

$d$	$G$	$d$	$G$	$d$	$G$	$d$	$G$	$d$	$G$	$d$	$G$
1	0,0006	41	1,028	81	4,014	121	8,958	161	15,859	201	24,718
2	0,0024	42	1,079	82	4,113	122	9,106	162	16,057	202	24,965
3	0,0055	43	1,131	83	4,215	123	9,256	163	16,256	203	25,213
4	0,0098	44	1,184	84	4,317	124	9,407	164	16,456	204	25,462
5	0,0153	45	1,239	85	4,420	125	9,560	165	16,657	205	25,712
6	0,022	46	1,295	86	4,525	126	9,713	166	16,859	206	25,963
7	0,030	47	1,352	87	4,631	127	9,868	167	17,063	207	26,216
8	0,039	48	1,410	88	4,738	128	10,024	168	17,268	208	26,470
9	0,050	49	1,469	89	4,846	129	10,181	169	17,474	209	26,725
10	0,061	50	1,530	90	4,956	130	10,340	170	17,682	210	26,975
11	0,074	51	1,591	91	5,067	131	10,500	171	17,890	211	27,239
12	0,088	52	1,654	92	5,178	132	10,660	172	18,100	212	27,498
13	0,103	53	1,719	93	5,292	133	10,823	173	18,311	213	27,758
14	0,120	54	1,784	94	5,406	134	10,986	174	18,524	214	28,019
15	0,138	55	1,851	95	5,522	135	11,151	175	18,737	215	28,282
16	0,157	56	1,919	96	5,639	136	11,316	176	18,952	216	28,545
17	0,177	57	1,988	97	5,757	137	11,483	177	19,168	217	28,810
18	0,198	58	2,058	98	5,876	138	11,652	178	19,385	218	29,076
19	0,221	59	2,129	99	5,996	139	11,821	179	19,603	219	29,344
20	0,245	60	2,203	100	6,118	140	11,992	180	19,823	220	29,612
21	0,270	61	2,277	101	6,241	141	12,164	181	20,044	221	29,882
22	0,296	62	2,352	102	6,365	142	12,337	182	20,266	222	30,153
23	0,324	63	2,428	103	6,491	143	12,511	183	20,489	223	30,425
24	0,352	64	2,506	104	6,617	144	12,686	184	20,714	224	30,699
25	0,382	65	2,585	105	6,745	145	12,864	185	20,940	225	30,974
26	0,414	66	2,665	106	6,874	146	13,042	186	21,167	226	31,249
27	0,446	67	2,746	107	7,005	147	13,221	187	21,395	227	31,527
28	0,480	68	2,829	108	7,136	148	13,301	188	21,624	228	31,805
29	0,515	69	2,913	109	7,269	149	13,583	189	21,855	229	32,085
30	0,551	70	2,998	110	7,403	150	13,766	190	22,087	230	32,366
31	0,588	71	3,084	111	7,538	151	13,950	191	22,320	231	32,648
32	0,627	72	3,172	112	7,675	152	14,136	192	22,554	232	32,931
33	0,666	73	3,260	113	7,812	153	14,322	193	22,790	233	33,215
34	0,707	74	3,350	114	7,951	154	14,510	194	23,027	234	33,501
35	0,749	75	3,442	115	8,091	155	14,699	195	23,265	235	33,788
36	0,793	76	3,534	116	8,233	156	14,889	196	23,504	236	34,076
37	0,838	77	3,628	117	8,375	157	15,081	197	23,744	237	34,366
38	0,883	78	3,722	118	8,519	158	15,274	198	23,986	238	34,656
39	0,931	79	3,818	119	8,664	159	15,468	199	23,229	239	34,948
40	0,979	80	3,916	120	8,810	160	15,663	200	24,473	240	35,241

## §. 83.

**Andere Formen für Befestigungsschrauben.**

Statt des vier- oder sechsseitigen Schraubenkopfes wendet man unter Umständen die in Fig. 221 bis 225 angegebenen Köpfe

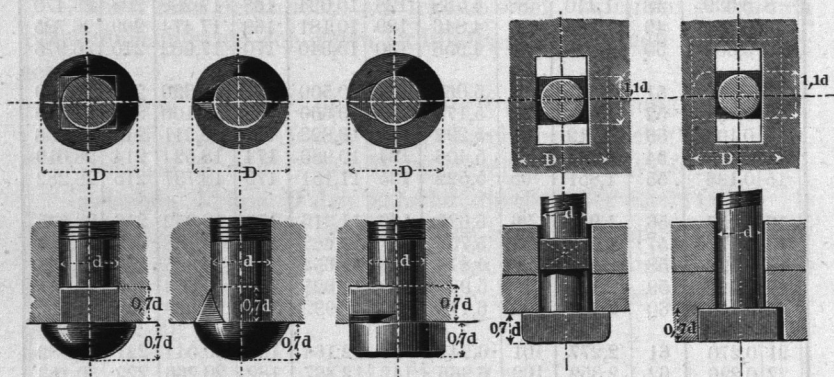
Fig. 221.

Fig. 222.

Fig. 223.

Fig. 224.

Fig. 225.



an, wovon der letzte ein versenkter ist. Alle sind mit einem Kopfhalter versehen, welcher die Schraube hindert, sich zu drehen. Fig. 224 und 225 Schrauben mit Ankerkopf, von oben eingeführt.

Fig. 226 Grundanker für Ziegelmauerwerk mit gusseiserner Grundplatte, von oben eingesenkt, darauf um  $90^\circ$  gedreht und in die Höhe gezogen. Die Grundfläche der gusseisernen Unterplatte nehme man nicht kleiner als etwa  $100 d_1^2$ . Fig. 227 Grundanker für Mauerwerk mit Quaderunterlage. Der Schraubenkopf ist durch eine Splette ersetzt. Die gusseiserne Unterplatte ist nicht kleiner als  $25 d_1^2$  zu nehmen. Oft findet man diese Unterplatte auch aus Schmiedeisen hergestellt.

Fig. 228 und 229 Ersetzung des Kopfes durch Querkeil und Streifkeil. In diesen beiden Figuren sind gleichzeitig zwei Manieren, die Schraubenmuttern im Kleinen zu zeichnen, angegeben; die zweite einfachere ist für ganz kleine Zeichnungen besonders zu empfehlen. Beide Zeichnungsarten setzen indessen

wohlverstanden voraus, dass die Ausführung der Muttern nach den Formen in Fig. 217 bis 219 geschehe. Fig. 230 und 231

Fig. 226.

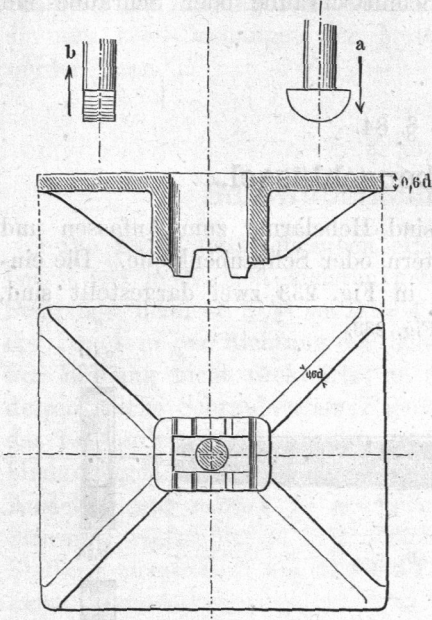


Fig. 227.

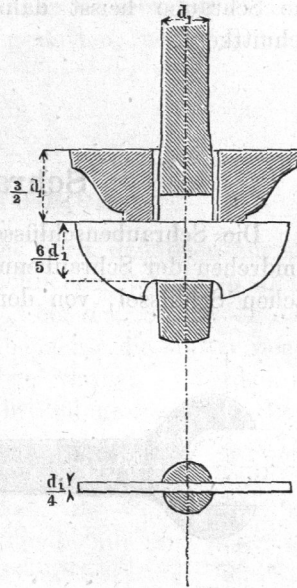


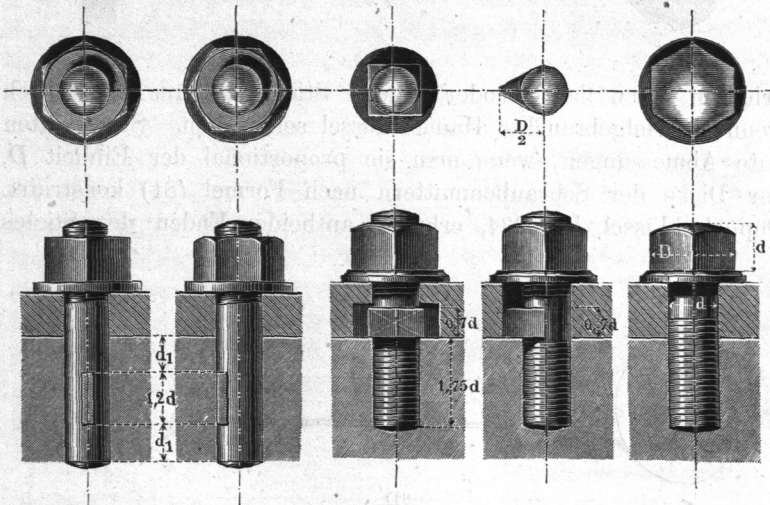
Fig. 228.

Fig. 229.

Fig. 230.

Fig. 231.

Fig. 232.



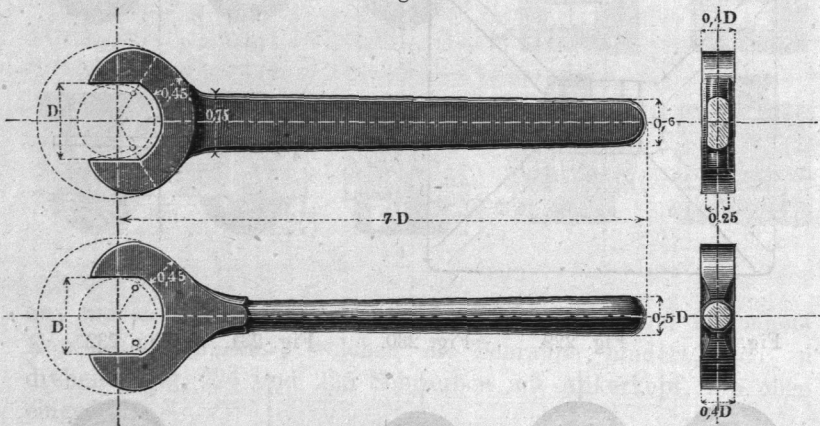
Schraubenstifte. Fig. 232 (a. v. S.) Kopfschraube. Bei kleinen Ausführungen erhält der Kopf eine cylindrische, oben gewölbte Form mit einem Schnitt zur Aufnahme eines Schraubenziehers; die Schraube heisst dann Schnittschraube oder Schraube mit Schnittkopf.

## §. 84.

## Schraubenschlüssel.

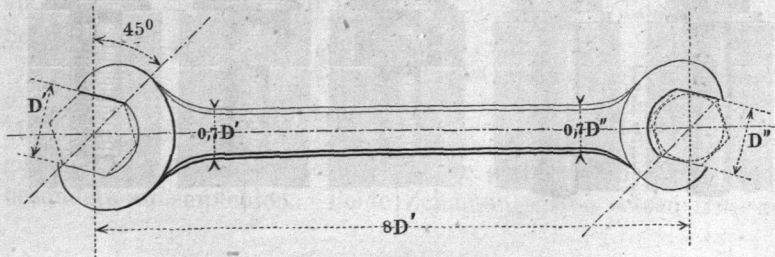
Die Schraubenschlüssel sind Hebelarme zum Anfassen und Umdrehen der Schraubenmutter oder Schraubenköpfe. Die einfachen Schlüssel, von denen in Fig. 233 zwei dargestellt sind,

Fig. 233.



erhalten einen flachen oder runden Stiel, letzteres namentlich wenn sie vielgebrauchte Handschlüssel sein sollen. Sie erhalten gute Abmessungen, wenn man sie proportional der Einheit  $D$ , der Dicke der Schraubenmutter nach Formel (81) konstruiert. Doppelschlüssel, Fig. 234, erhalten an beiden Enden des Stieles

Fig. 234.





ein Schlüsselmaul. Stellt man dieses um so viel schief gegen die Achse des Stiels, dass die der Achse zunächst gelegenen Sechseckdurchmesser um 15 und 45° von ihr abstehen, so ist der Schlüssel am brauchbarsten, indem er dann in beengten Räumen, die nur 12tel-Drehungen der Mutter gestatten, noch gebraucht werden kann\*).

## §. 85.

**Schraubensicherungen.**

Die Befestigungsschrauben erhalten nach den oben angegebenen wie auch nach anderen gebräuchlichen Regeln so kleine Steigungswinkel —  $3\frac{1}{2}^\circ$  bei  $d = 4$ ,  $1\frac{1}{2}^\circ$  bei  $d = 80$  mm —, dass der Druck in der Richtung der Schraubachse die Mutter wegen der Reibung nicht rückwärts zu drehen vermag. Werden indessen solche Schrauben stark gerüttelt und gestossen, so kann das Loswerden doch eintreten und die Zuverlässigkeit der Verbindung gefährden. Noch mehr ist dies zu befürchten, wenn das Anziehen nur mässig zu geschehen hat, um etwa mittelst der Schraube einem der zu verbindenden Theile nur eine bestimmte Stellung anzuweisen, wie dies bei Lagerverschraubungen und ähnlichen Konstruktionen gefordert wird. Diese Unsicherheit der einfachen Verschraubung findet schon bei gewöhnlichen Dampfmaschinen statt, noch mehr aber bei den Lokomotiven und Schiffsmaschinen, insbesondere denen der Kriegsdampfer wegen des Rückstosses der Geschütze. In diesen und ähnlichen Fällen fügt man der Schraube eine Feststellungs-Vorrichtung oder Sicherung hinzu, von welcher Einrichtung einige gute Ausführungsarten hier vorgeführt werden mögen.

Eine der gebräuchlichsten und ältesten Sicherungen ist die mit der Gegenmutter, Fig. 235 (a. f. S.). Beide Muttern werden mit ebenen Stirnflächen versehen, damit sie sich gut aneinander anlegen. Manche setzen aus Festigkeitsrücksichten die Gegenmutter unter die Hauptmutter statt darüber, was aber nicht nöthig ist, da die Mutter wegen der Gewindefestigkeit nur etwa  $0,45$  bis  $0,4d$  hoch zu sein brauchte. Die Sicherheit, welche die gewöhnliche Gegenmutter gewährt, ist nicht gross; wirksamer ist die Gegenmutter mit Linksgewinde, von welcher unten bei Fig. 247 eine Anwen-

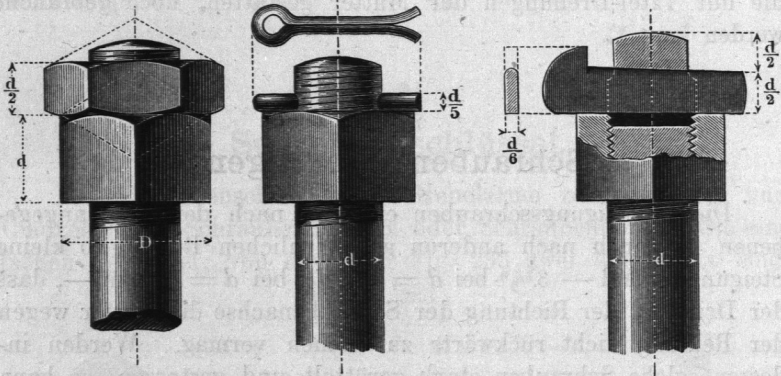
\*) Diese Einrichtung wurde von dem Gewerbeakademiker Proell (jetzigen Civil-Ingenieur) vorgeschlagen.

dung dargestellt ist. Fig. 236 Sicherung mit Splint oder Splissnagel, manchmal mit der Gegenmutter zugleich in Anwendung. Fig. 237 Sicherung mit Splisskeil, sehr zweckmässig, weil nach

Fig. 235.

Fig. 236.

Fig. 237.

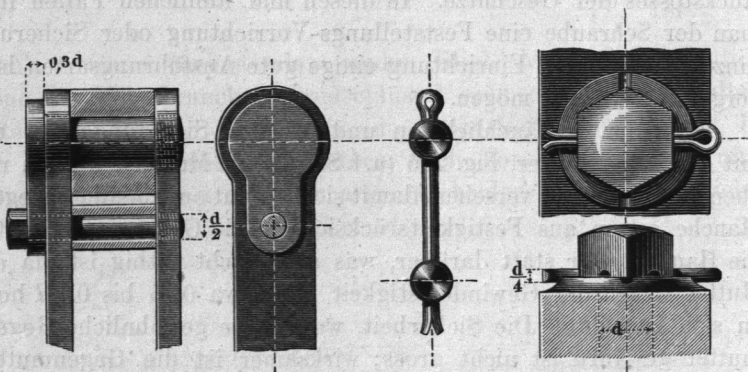


erfolgtem Nachziehen der Mutter der Keil ebenfalls nachgetrieben werden kann. Splint und Keil finden sich auch nicht selten mitten durch die Mutter getrieben oder auch nur oben eingestrichen. In allen drei Fällen besteht die Sicherung in einer Befestigung der Mutter an der Schraube. Etwas ähnliches gilt von den drei folgenden Sicherungen, wo das Festhalten des Kopfes diesen, also auch die Schraube, mit dem Stücke, in welches das Muttergewinde geschnitten ist, verbindet. Fig. 238 bei Federgehängen der Loko-

Fig. 238.

Fig. 239.

Fig. 240.



motiven (Borsig) angewandt, Fig. 239 beim Verschluss der Oelgefässe an Pleuelköpfen der Lokomotiven, Fig. 240 bei Stell-

schrauben an solchen Pleuelköpfen gebraucht, gestattet Sicherung nach jeder 12tel-Drehung.

Bei den folgenden Konstruktionen verhindert die Sicherung die Drehbarkeit der Mutter gegen eines der zu befestigenden Stücke, setzt also die Undrehbarkeit der Schraube selbst schon voraus (Kopfhalter). Fig. 241 für Lagerdeckelschrauben angewandt; die Stütze neben der Mitte des Stiftes schützt denselben gegen Ausbiegung. Fig. 241 bei Dampfkolben benutzt, um die Kolbendeckelschrauben gemeinschaftlich zu sichern; Fig. 243 sogenannter Legeschlüssel, bei Lagerdeckelschrauben, auch zwei- und noch

Fig. 241.

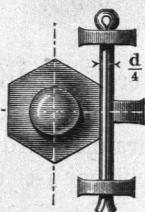


Fig. 242.

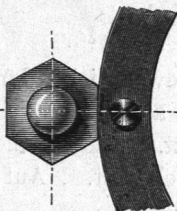
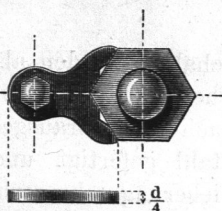
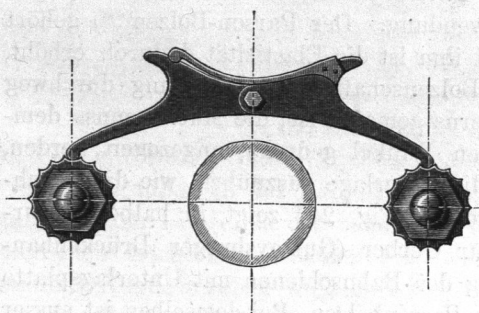


Fig. 243.



mehrfach angewandt; vermöge seiner Einkerbungen erlaubt dieser Legeschlüssel zwischen je zwei Sicherstellungen ganze 12tel-Drehungen der Mutter,

Fig. 244.



während die beiden vorigen Einrichtungen nur ganze 6tel-Drehungen gestatteten.

Fig. 244 für Stopfbüchsschrauben vielfach in Anwendung, namentlich bei Lokomotiven. Das Zahnradchen ist wieder wie vorhin fest an der

Mutter. Die Sperrmutter hat man noch in mehrfachen Abänderungen zur Anwendung gebracht.

Fig. 245 (a. f. S.). Sicherung für Federgehängeschrauben der Lokomotiven (Borsig). Das Anspannen des Federgehänges geschieht durch Drehung der Schraube, auf deren Kopf die Sicherungskappe sitzt; diese umgreift die das Federende belastende Pfanne und gestattet ganze 6tel-Drehungen. Fig. 246 (a. f. S.) Mutter mit Klemmschraube, sehr nützliche, für Lager, Federgehänge und viele

andere Verschraubungen geeignete Sicherung (Penn), beliebig kleine Drehungen gestattend. Die Mutter muss ein wenig dicker

Fig. 245.

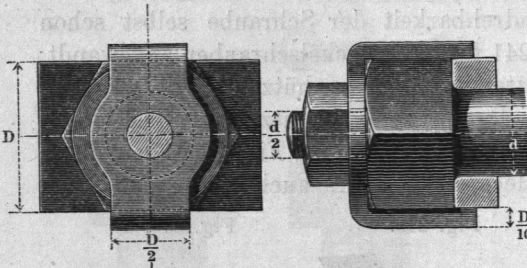
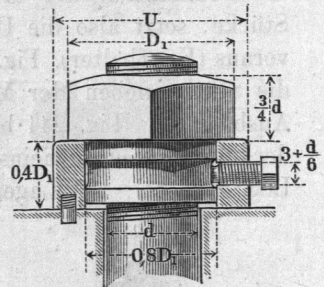


Fig. 246.



gehalten werden als gewöhnlich, damit der untere cylindrische Theil nicht zu schwach ausfällt. Es ist deshalb hier die Dicke  $D_1$  nach (82) vorausgesetzt. Die kleine Klemmschraube wird aus Stahl gefertigt und gehärtet. Auf Schiffsmaschinen ist diese Sicherung sehr verbreitet.

Unter einer Reihe anderer Sicherungen \*) sind diejenigen hier noch hervorzuheben, welche dadurch wirken, dass sie die Elastizität der zwischen Kopf und Mutter eingepressten Theile erhöhen. Die elastischen Unterlegescheiben von Paget und Anderen finden vielfach Anwendung. Der Parson-Bolzen \*\*) gehört auch in diese Klasse. Bei ihm ist die Elastizität dadurch erhöht, dass der Querschnitt des Bolzenschaftes durch Riefung durchweg gleich dem des Gewindekerns gemacht ist; die Mutter muss demzufolge um einen grösseren Winkel gedreht, angezogen werden, um denselben Druck auf die Unterlage auszuüben, wie die gleichlange von der Schaftdicke  $d$ . Fig. 247 zeigt in halber Naturgrösse den vom Ingenieur Gerber (Gustavsburger Brückenbauanstalt) zur Verschraubung der Bahnschienen mit Unterlagsplatte und Längsträger benutzten Parsonbolzen. Bei demselben ist ausser der Elastizitätssicherung diejenige mit linksgängiger Gegenmutter angebracht. Statt der Riefung des Schaftes ist auch Abplattung desselben von vier Seiten, sowie Ausbohrung vom Kopfende her

\*) Vergl. Ludwig, Ueber Schraubensicherungen. Bair. Industr.- u. Gewerbebl. 1870, S. 17, 144, 283; auch Zeitschr. des Ver. deutsch. Ingenieure.

\*\*) Engineer 1867 Juli, S. 16, Nov. S. 391; Engineering 1867, Nov. S. 411; Organ f. Eisenbahnwesen 1868, S. 77 u. 117.

zur Anwendung gekommen, immer in der Absicht, die gewünschte Querschnittsverminderung herbeizuführen, ohne den Schluss des Bolzens in der Bohrung aufzuheben.

Fig. 247.

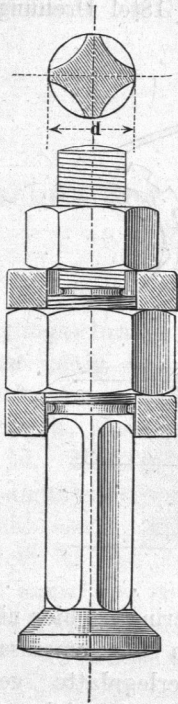
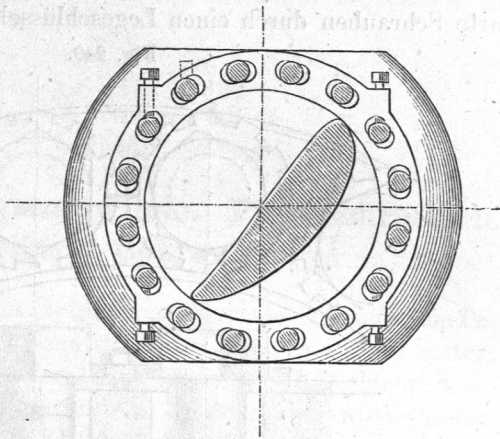


Fig. 248.



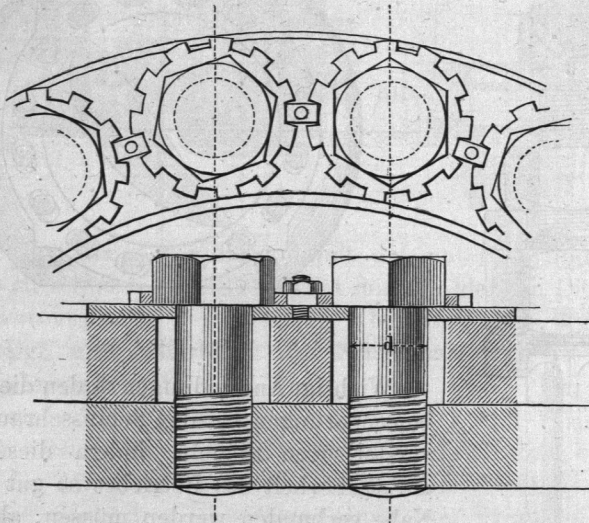
Wichtige Anwendungen finden die Schraubensicherungen bei den Schiffsschrauben mit verstellbaren Flügeln, indem diese wegen der Sicherheit des Betriebes so gut mit der Nabe verbunden werden müssen, als ob sie mit derselben aus einem Stück beständen. Einige Beispiele seien hier angeführt. Fig. 248 zeigt den Grundriss der Flantsche eines Schraubenflügels, von welchem in Fig. 195

(S. 192) ein Durchschnitt gegeben wurde. Die Flantsche ist mit 16 Kopfschrauben an der Nabe befestigt. 4 Stellschrauben dienen zum genauen Einstellen der behufs einer kleinen Drehbarkeit mit länglichen Löchern versehenen Flantsche. Jede einzelne der genannten Kopfschrauben wird gesichert. Fig. 249 (a. f. S.) stellt die von Penn angewandte Methode ihrer Sicherung dar. Die Schrauben (deren Dicke  $d$  beim „Minotaur“ 83 mm beträgt), haben einen gemeinsamen Unterlegering. Nachdem sie so fest wie thunlich angezogen sind, wird über jeden Schraubenkopf eine Sperrscheibe, deren Höhlung sechskantig ist, gelegt. Die Sperrscheiben werden durch prismatische Sperrklötzchen, welche in den Unterlegering eingeschraubt sind, an Drehungen, und durch breite Muttern, welche auf die mit Gewinde versehenen Verlängerungen der Sperrklötzchen geschraubt sind, an Bewegungen in der Achsen-

richtung der Schrauben verhindert. Die Sperrscheiben haben 11 Zähne. Dies gestattet, die Schrauben um einzelne 66tel von 360° drehen und wieder sichern zu können.

Fig. 250. Methode von Maudslay. Hier sind je zwei benachbarte Schrauben durch einen Legeschlüssel, der 18tel Drehungen

Fig. 249.



gestattet, gesichert. Ein gemeinsamer Unterlegering ist hier nicht angewandt, vielmehr jedem Paar von Schrauben eine gemeinsame

Fig. 250.

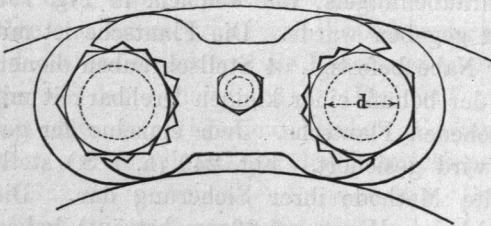
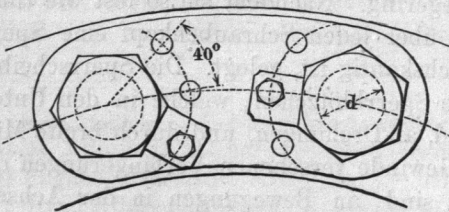


Fig. 251.



Unterlegplatte gegeben, auf welcher der Legeschlüssel durch eine Kopfschraube festgehalten wird. Fig. 251, andere Methode von Maudslay. Auf die vorhin erwähnte Unterlegplatte, welche zweien Schrauben gemeinsam ist, wird für jede der letzteren ein Sperrklötzchen vermittelt einer Kopfschraube befestigt, das sich fest gegen eine der Seiten-

flächen des Schraubenkopfes legt. Für jedes der Sperrklötzchen sind drei Muttergewindelöcher in der Unterlegplatte vorgesehen, die um je  $40^\circ$  auseinander liegen. Demzufolge sind 18stel Drehungen statthaft. Die feinste Verstellung gewährt also die obige Einrichtung von Penn.

§. 86.

**Flaches und Trapezgewinde. Pressschrauben. Erweiterte Schrauben.**

Das flache und das trapezische Gewinde können bei Befestigungsschrauben auch benutzt werden, jedoch ist das erstere hierzu wenig geeignet, da es eine grössere Mutterhöhe beansprucht, um so viel Gewindegänge in die Schraubenmutter hineinzubringen, als wegen der Kleinheit des Flächendrucks erforderlich ist. Die Trapezschraube würde dagegen ganz gut auch für Befestigungsschrauben geeignet sein, da sie bei demselben Verhältniss von  $s : d$  hinsichtlich der Mutterhöhe gerade so zu behandeln ist, wie das oben behandelte Gewinde Fig. 214. In der That kann man sich das Gewinde Fig. 253 aus dem in Fig. 214 dadurch entstanden denken, dass unter Belassung der Gewinde-

Fig. 252.

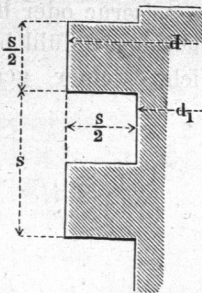
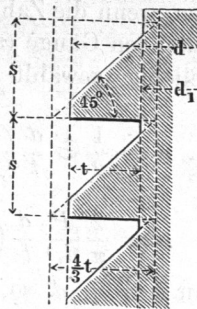


Fig. 253.



tiefe  $t$  und der Steigung  $s$  der eine Basiswinkel auf  $0^\circ$ , der andere auf  $45^\circ$  abgeändert worden ist. Die hauptsächlichste Verwendung finden die obigen beiden Gewindeformen bei Windwerken, Pressen, Walzenlagern, Bremsvorrichtungen u. s. w. bei Schrauben, die man als Pressschrauben zusammenfassen kann.

In den gewöhnlichen Fällen berechne man für dieselben den Kerndurchmesser  $d_1$  nach Formel (72). Soll aber die Schraube mit dem möglichen Minimum am Durchmesser ausgeführt werden, so Sorge man zunächst dafür, dass die Schraubenmutter immer genau ringsum, nie einseitig auf die Gewindegänge presse und kann alsdann unbesorgt die Spannung  $\mathfrak{S}$  im Querschnitt des Kerns doppelt so gross nehmen,  $\mathfrak{S} = 5 \text{ kg}$ , als oben geschah. Man erhält:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= 0,5 \sqrt{P} \\ P &= 4 d_1^2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (84)$$

Die Gewindetiefe nehme man dann für beide Gewindeformen

$$\left. \begin{aligned} t &= \frac{d}{10} = \frac{d_1}{8} \\ \text{woraus für die flachgängige Schraube} \\ s &= \frac{d}{5} = \frac{d_1}{4} \\ \text{und für die Trapezschaube} \\ s &= \frac{2}{15} d = \frac{d_1}{6} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (85)$$

Formel (84) findet auch für die scharfgängigen Schrauben der Federgehänge der Lokomotiven passende Anwendung, da bei diesen die Bedingung des guten Auflagers sehr gut erfüllt ist.

Damit die Mutter sich nicht festreibe und nicht zu sehr abnütze, soll der Flächendruck  $p$  zwischen den Gewindegängen  $\frac{1}{2} \text{ kg}$  nicht ohne Noth übersteigen. Diese Bedingung wird gemäss (73) eingehalten, wenn die Zahl  $n$  der in die gusseiserne oder bronzene Mutter fallenden Gänge (auch wenn  $d_1$  nach dem Gefühl bestimmt und  $t$  beliebig gewählt sein sollte) nicht kleiner genommen wird als:

$$\left. \begin{aligned} n &= \frac{1}{2} \mathfrak{S} \frac{d}{t} \left( 1 - 3 \frac{d}{t} \right) \\ \text{oder} \\ n &= \frac{2}{\pi} \frac{P}{d_1^2} \frac{d}{t} \left( 1 - 3 \frac{d}{t} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (86)$$

Wenn  $t = \frac{1}{10} d$ , so kommt hieraus

$$n = 3,5 \mathfrak{S} = 4,46 \frac{P}{d_1^2} \dots \dots \dots (87)$$

*Beispiel.* Für einen Druck von 25 000 kg ergibt sich, die erwähnten Vorsichtsmaassregeln vorausgesetzt, aus (84) die Kerndicke  $d_1 = 0,5 \sqrt{25\ 000} = 0,5 \cdot 158 = 79 \sim 80 \text{ mm}$ . Die Gangtiefe  $t$  folgt nun nach (85):  $t = 10$ , worauf  $d = 100 \text{ mm}$ . Aus (87) kommt nun, da wir oben  $\mathfrak{S} = 5 \text{ kg}$  ein-



geführt, als Minimalzahl der in die Mutter zu verlegenden Schraubengänge:  $n = 3,5 \cdot 5 = 17,5$ , was bei Benutzung des flachen Gewindes die Schraubenmutterhöhe  $h = n s = 17,5 \cdot 20 = 350$  mm, und bei derjenigen der Trapezschaube  $h = 17,5 \cdot \frac{4}{3} \cdot 10 \sim 233$  mm ergibt.

In manchen Fällen wird der Durchmesser einer Schraube grösser genommen, als bei der normalen, bis hierhin allein betrachteten Schraube von derselben Belastung; dies geschieht z. B. bei einzelnen Stopfbüchsen, Röhrenverbindungen u. s. w. Eine solche Schraube kann man eine erweiterte Schraube nennen, gegenüber der normalen, bisher betrachteten Schraube. Als eine Regel für die Gewindedimensionen kann festgehalten werden, dass man der erweiterten Schraube denselben Gewindequerschnitt und dieselbe Mutterhöhe geben soll, wie der gleichbelasteten und aus demselben Material bestehenden (oder „gleichwerthigen“) Normal-schraube, indem in diesem Falle die Abnützungen beider sehr nahe gleich gross ausfallen. Erweiterte Schrauben kommen auch bei Pressen zur Anwendung, indem bei diesen manchmal die Schraube wegen der Beanspruchung auf Strebfestigkeit dicker genommen werden muss, als Formel (84) angibt.

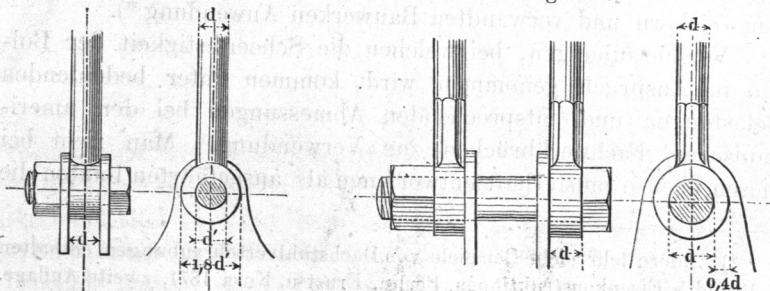
§. 87.

**Verschraubungen. Flantschenverbindungen.**

In den Schraubenverbindungen oder Verschraubungen kann unterschieden werden, ob die Kraft, welche die Verbindung zu trennen strebt, die Schrauben in der Achsenrichtung oder quer zu derselben belastet. Querbelastung, welche wesentlich den Schraubenschaft auf Abscheeren beansprucht, ist in den Verschraubungen Fig. 254 bis 256 vorhanden. Wenn angenommen

Fig. 254.

Fig. 255.

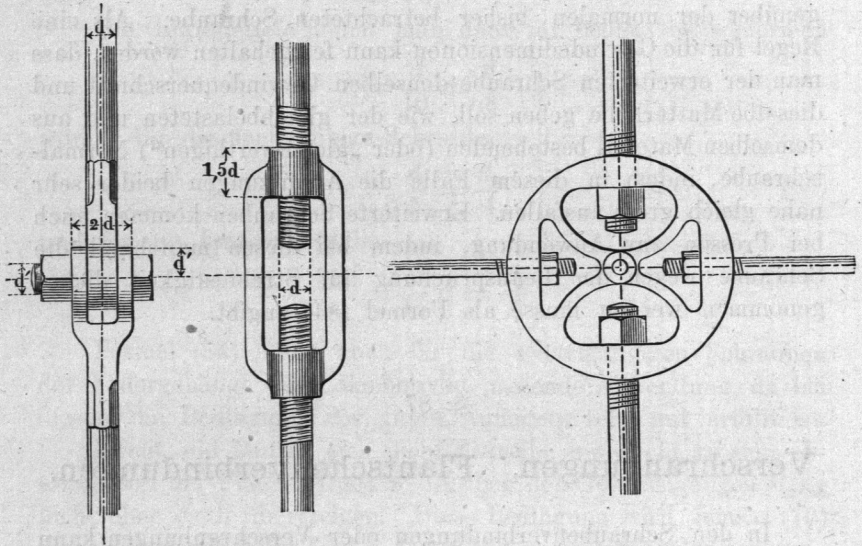


wird, dass die Dicke  $d$  der Zugstange entsprechend der sie belastenden Zugkraft gewählt sei, so kann die Bolzendicke  $d'$  auf sie bezogen werden. In der Verbindung Fig. 254 ist  $d' = d$ , bei Fig. 255  $d' = 1,4 d$ , bei Fig. 256 wieder  $d' = d$  gemacht; hierbei ist es für den Bolzen unschädlich, wenn wegen ungenauer Einpassung ein nur einseitiges Aufliegen des Oehrs stattfindet, beziehungsweise bei Fig. 255 die ganze Last auf eine der beiden Zug-

Fig. 256.

Fig. 257.

Fig. 258.



stangen fällt. Fig. 257 verstellbares Stangenschloss oder Schnalle mit Rechts- und Linksgewinde, auch Spannwirbel zu nennen. Die Mutterhöhe wird hier gewöhnlich grösser als  $d$  gefunden. Fig. 258 Spannring, welcher vier zusammentretende Zugstangen verbindet. Die vorstehenden Verschraubungen finden namentlich bei eisernen Dächern und verwandten Bauwerken Anwendung\*).

Verschraubungen, bei welchen die Scheerfestigkeit der Bolzen in Anspruch genommen wird, kommen unter bedeutenden Belastungen und entsprechenden Abmessungen bei den amerikanischen Fachwerkbrücken zur Verwendung. Man zieht bei diesen, ebenso musterhaft entworfenen als ausgeführten Bauten die

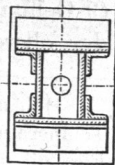
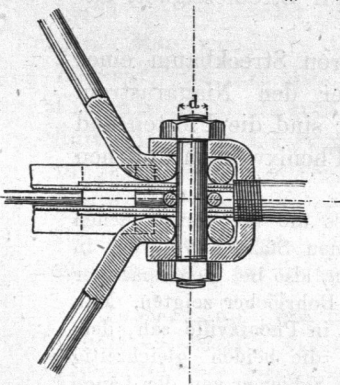
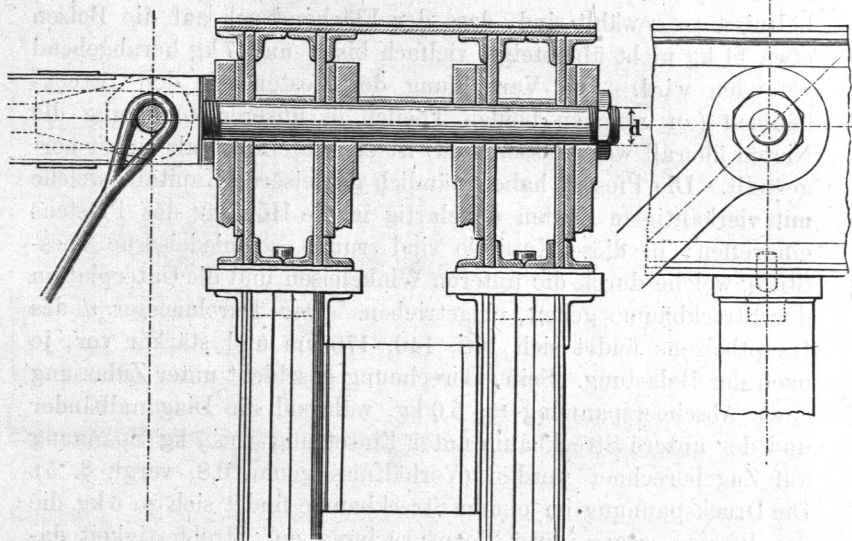
\*) Andere lehrreiche Beispiele von Dachstuhlverschraubungen enthalten E. Brandt's Eisenkonstruktionen, Berlin, Ernst u. Korn 1871, zweite Auflage.

Schraubenverbindung der Nietverbindung vor und hat sie zu grosser Vollkommenheit entwickelt. Einige Beispiele seien hier gegeben.

Fig. 259 und Fig. 260 Darstellung eines Knotens im oberen Streckbaume einer Brücke über den Ohio bei Cincinnati. Der

Fig. 259.

Fig. 260.



Streckbaum und die Pfosten sind doppelt und aus Platten, T- und Winkeleisen hergestellt; die Diagonalbänder und die Windverstrebung sind an einen durch die Streckbalken hindurchgehenden cylindrischen Schraubenbolzen gehängt, der an beiden Enden Gewinde besitzt. Links bildet die zur Aufnahme der Windstreben

dienende Gabel die Mutter, rechts ist eine niedrige, achtseitige Mutter aufgeschraubt. In der erwähnten Gabel sind die Windstreben wiederum durch einen zweimuttrigen Bolzen festgehalten. Die Schraubenbolzen werden sorgfältig abgedreht und scharf eingepasst\*); sie zeigen nach jahrelangem Dienst nicht das geringste Spiel\*\*). Es ist dies auch zu erwarten, indem die Verhältnisse so gewählt sind, dass der Flächendruck auf die Bolzen etwa 11 kg nicht übersteigt, vielfach bis 8 und 7 kg herabgehend gefunden wird. Die Verbindung der Pfosten mit den Streckbäumen (an welchen beiden Theilen in unserer Zeichnung die Nieten überall weggelassen sind) ist ebenso einfach als sicher hergestellt. Die Pfosten haben nämlich gusseiserne Kapitäle, welche mit vierkantigem Zapfen dübelartig in die Höhlung des Pfostens eingreifen; in diese Kapitäle sind runde schmiedeiserne Passstifte, welche durch die unteren Winkeleisen und die Unterplatten der Streckbäume gehen, eingetrieben. Der Durchmesser  $d$  des Hauptbolzens findet sich 100, 140, 170 mm und stärker vor, je nach der Belastung. Seine Berechnung geschieht unter Zulassung einer Abscheerspannung = 5,6 kg, während die Diagonalbänder und der untere Streckbaum unter Einsetzung von 7 kg Spannung auf Zug berechnet werden (Verhältniss genau 0,8, vergl. §. 5). Die Druckspannung im oberen Streckbaume findet sich zu 6 kg, die der Pfosten wegen ihrer Beanspruchung auf Strebefestigkeit dagegen nur zu 3,2 bis 3,5 kg vor.

Fig. 261 zeigt einen Knoten am unteren Streckbaum eines Trägers von einer Eisenbahnbrücke über den Niagarastrom (9 Oeffnungen, Strombreite 587,4 m). Hier sind die Pfosten und der obere Streckbaum nach dem in den Phenixwerken üblichen

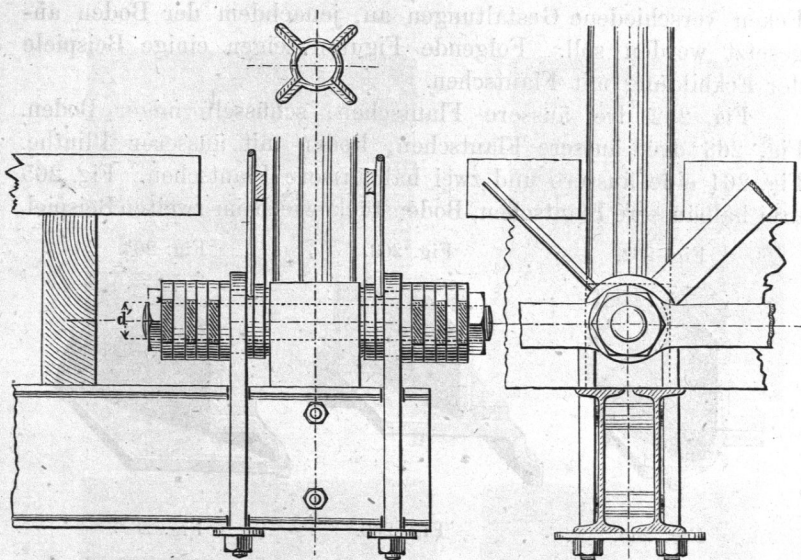
---

\*) Längere Zeit bereitete der Umstand, dass die bei verschiedenen Temperaturen mit den Querbohrungen versehenen Stangen von der in Fig. 261 dargestellten Art, beim Zusammenstellen, also bei gleichmässiger Temperatur aller Stäbe, ungleiche Abstände der Bohrlöcher zeigten. Man hat, wie ich in der trefflichen Brückenbauanstalt in Phenixville sah, dem Uebel dadurch gänzlich abgeholfen, dass man die beiden gleichzeitig arbeitenden Bohrmaschinen durch schmiedeiserne Schienen von der Länge der zu bohrenden Stangen verband. Diese Verbindungsschienen ändern bei Temperaturschwankungen den Abstand der Bohrmaschinen um eben so viel, als sich die Länge der zu bohrenden Stange derselben Ursache wegen ändert.

\*\*) Vergl. H. Fontaine, l'Industrie des Etats-Unis, Paris, Baudry 1878, auch Boller, Practical treatise on the Construction of highway bridges, Newyork, Wiley, 1878.

trefflichen System aus Quadranteisen gebildet\*). Die Figur macht zugleich die durchweg bei den vorliegenden Brücken übliche Be-

Fig. 261.



festigung der Querträger an den Längsträgern deutlich; die Tragbügel werden sowohl quadratisch als rund im Querschnitt gefunden. Man wendet in den Gewindekernen derselben bis zu 5,6 kg Zugspannung an, also noch mehr als wir oben, §. 86, bei den Pressschrauben als zulässig erachteten. Ein gusseiserner Würfel, durch welchen der grosse Schraubenbolzen hindurchgeht, nimmt zunächst oben den Druck des Pfostens auf; gegen seine Unterfläche wird der Querträger, hier aus zwei Doppel-T-Eisen bestehend, festgezogen. Auf den Querträgern ruhen hölzerne Langschwellen und auf ihnen die Querschwellen des Gleises.

*Anmerkung.* Wie man sieht, kommen bei den soeben beschriebenen Detailkonstruktionen Bolzendurchmesser vor, welche weit über das vom Verein deutscher Ingenieure als obere Grenze für Schraubenbolzendurchmesser erachtete Maass von 80 mm hinausgehen. Vergl. auch Fig. 274. Da über kurz oder lang Schrauben von grosser Dicke sich auch bei uns einführen können — man beachte nur, das bei Fig. 248 ff. Gesagte — so wurde in den Formeln §. 79 hierauf Rücksicht genommen.

\*) Bei stärkeren Pfosten werden Sextant- und Oktanteisen angewandt; vergl. unten bei den Säulen.

Bei der Herstellung von eisernen Gefässen kommt die Flantschenverbindung vielfach zur Verwendung. Dieselbe nimmt bei gusseisernen, parallelepipedischen Kasten namentlich an den Ecken verschiedene Gestaltungen an, jenachdem der Boden angesetzt werden soll. Folgende Figuren zeigen einige Beispiele der Eckbildung mit Flantschen.

Fig. 262 drei äussere Flantschen, schüsselförmiger Boden.  
 Fig. 263 drei äussere Flantschen, Boden mit äusserer Plinthe.  
 Fig. 264 eine äussere und zwei halbäussere Flantschen. Fig. 265 drei halbäussere Flantschen, Bodenstück wie beim zweiten Beispiel.  
 Fig. 266 drei halbäussere Flantschen, Bodenstück wie beim zweiten Beispiel.

Fig. 262.

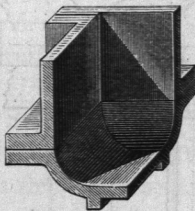


Fig. 263.

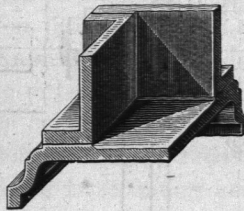


Fig. 264.

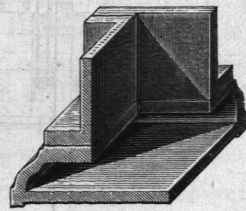


Fig. 265.

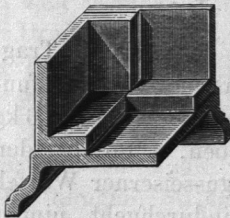


Fig. 266.

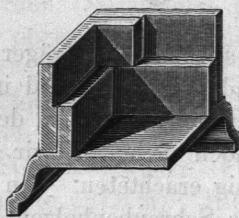


Fig. 267.

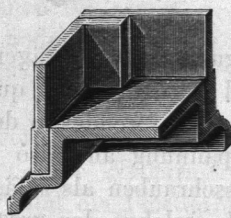
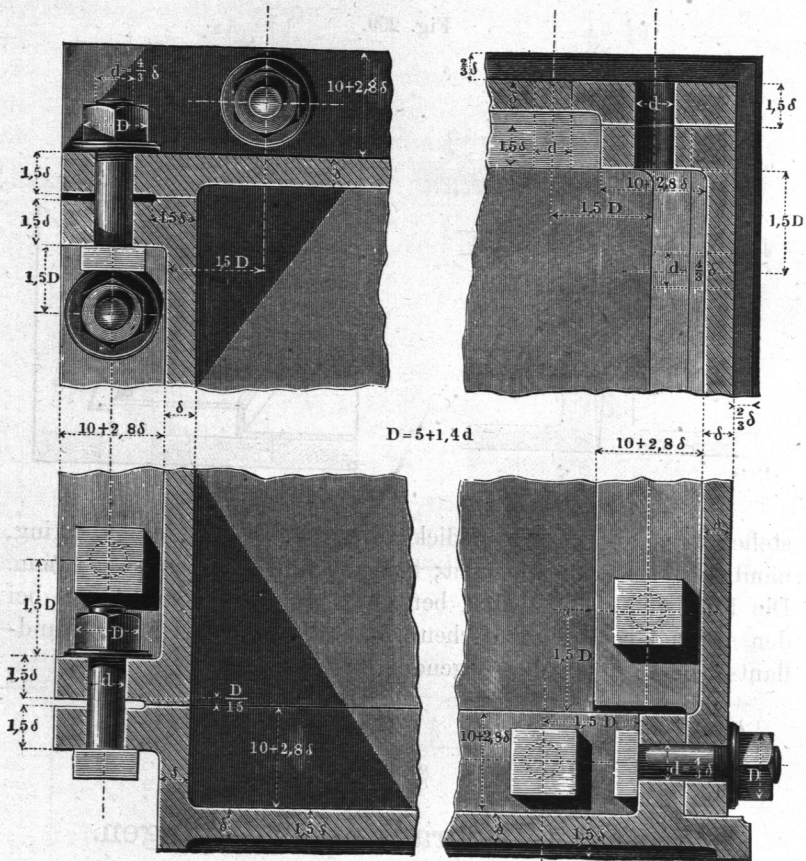


Fig. 266 ebenfalls drei halbauswendige Flantschen. Fig. 267 zwei äussere und eine halbäussere Flantsche. In den drei letzten Beispielen erhält der Kasten eine gefälligere äussere Form, als in den drei ersten. Wendet man an den senkrechten Kanten ganz innere Flantschen, am Boden die halbinwendigen wie bei Fig. 265 an, so fällt die Verschraubung von aussen nicht störend auf. Verhältnisszahlen für die Flantschenverbindungen gibt die Figur 268. Aus der Wanddicke  $\delta$  wird die Bolzendicke  $d$  und daraus die übrigen Abmessungen abgeleitet.

Der Abstand der benachbarten Schrauben auf der Flantsche ist für die gewöhnlichen Fälle = 2,5 bis 3  $D$  zu machen. Wo Hobelmaschinen zur Bearbeitung der Flantschen benutzt werden können, lässt man die links in Fig. 268 angedeuteten Arbeits-

leisten weg, so dass die Spiegelflächen beider Flanschen wie bei der Verbindung zur Rechten eben werden.

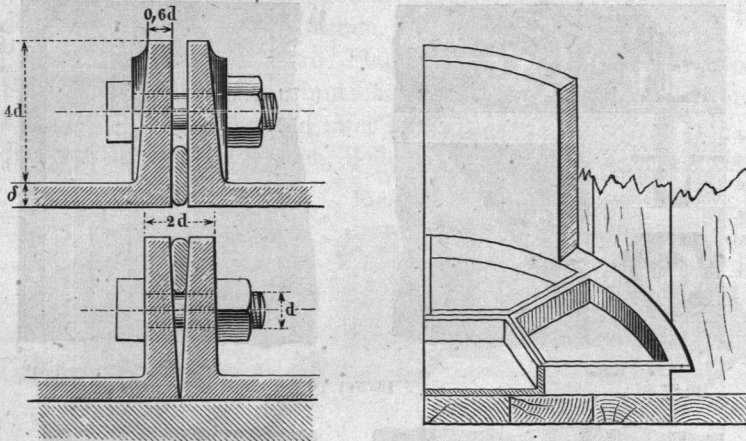
Fig. 268.



Flanschen, welche unbearbeitet aufeinander geschraubt werden, stellt Fig. 269 (a. f. S.) dar; eine flache Gummischnur dient als Dichtungsmittel. Solche Flanschen werden von dem Eisenwerk Gröditz bei sehr dünnwandigen gusseisernen Gefässen angewandt, welche dieses Werk in vorzüglicher Ausführung liefert. Rechts in Fig. 269 ist die Zusammensetzung des Bodens und der Wände eines cylindrischen Gefässes, das als Wasserbehälter dienen kann, gezeigt. Der Boden hat innere Verbindungsflanschen am Rande dagegen eine äussere; auch die Wandflanschen sind äussere. Durch die Verlegung der Bodenflanschen nach innen

wird es ermöglicht, die eigentliche Bodenfläche unmittelbar auf den Bohlenbelag zu legen und durch diesen wirksam zu stützen, so dass der Boden einem beträchtlichen Wasserdruck zu wider-

Fig. 269.



stehen vermag. Die Wanddicke  $\delta$  wird ausserordentlich gering, nämlich 6 bis 7 mm gemacht; Schraubendicke  $d$  dann = 10 mm. Die Entfernung der Mitten benachbarter Schrauben beträgt: bei den stehenden Bodenflantschen  $13,5d$ , bei den stehenden Wandflantschen  $15d$ , bei den liegenden  $20d$ .

## §. 88.

## Entlastete Schraubenverbindungen.

Aehnlich wie in Keilverbindungen (vergl. §. 71) wird auch manchmal in Schraubenverbindungen gesucht, die Kraft, welche die Verbindung belastet, von den Verbindungsschrauben selbst fern zu halten. Namentlich tritt häufig das Bestreben zu Tage, Querbelastungen von den Schraubenbolzen fern zu halten.

Fig. 270 und 271. Verbindungen aufeinandergefalzter gusseiserner Platten. Die Schrauben sind entlastet von solchen Zug- und Druckkräften, welche normal zur Falzrichtung wirken.

Fig. 272. Vollständige Fernhaltung der Querbelastungen der Schrauben vermöge prismatischer Einpassung; Fig. 273 des-



gleichen vermöge Anbringung von Einlegescheiben. Die Einlege- oder Dübelscheibe lässt sich sehr häufig benutzen, und ist

Fig. 270.

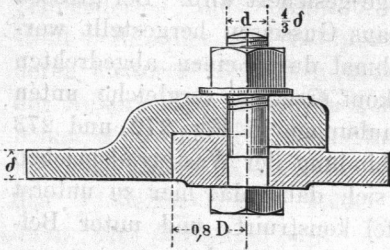


Fig. 271.

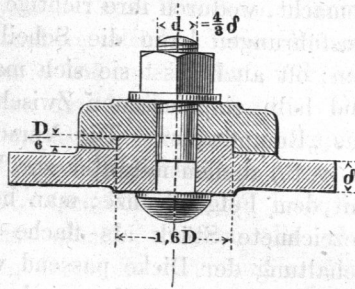


Fig. 273.

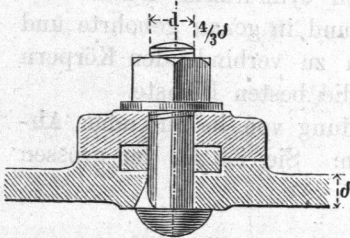
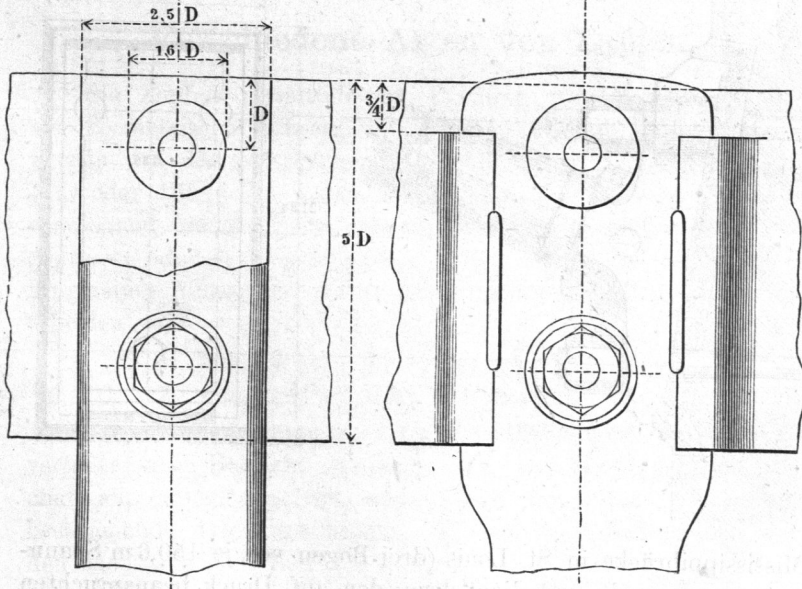
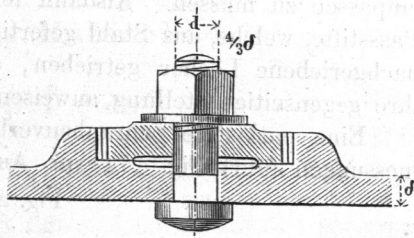


Fig. 272.

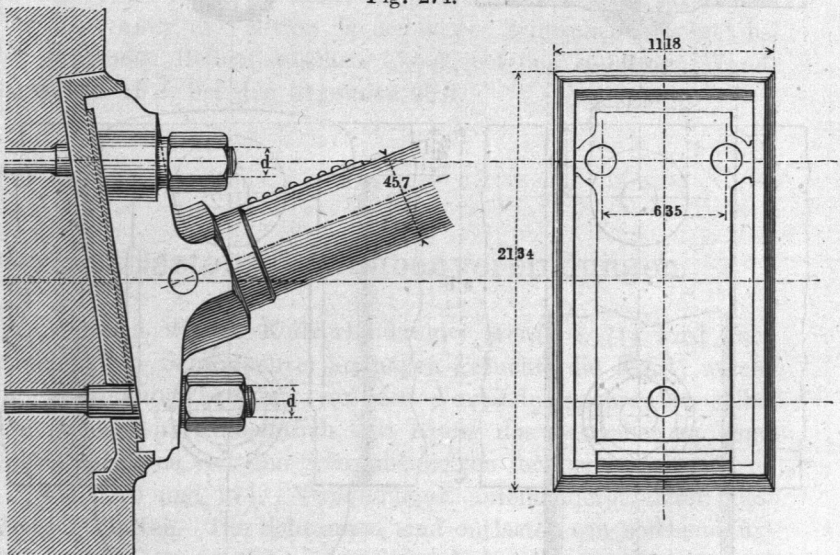


wegen ihrer Einfachheit und Sicherheit sehr zu empfehlen. Sie wird aus Schmiedeisen gefertigt und passend abgedreht; ihre Versenkungen werden nach dem Bohren des Schraubenloches gemacht, wodurch ihre richtige Lage gesichert wird. Bei grossen Ausführungen kann die Scheibe aus Gusseisen hergestellt werden; oft auch lässt sie sich manchmal durch einen abgedrehten und halb eingelassenen Zwischenkopf ersetzen, vergleiche unten das „Rumpflager“. Die Verschraubungen in Fig. 272 und 273 (a. v. S.) dienen mitunter zur Verbindung der Wasserradspeichen mit dem Felgenkranze; man hat sich dabei das hier zu unterst gezeichnete Stück als flache Tafel konstruirt, und unter Beibehaltung der Dicke passend verbreitert zu denken.

In manchen Fällen sind die Seitenkräfte nicht gross, während es zugleich wünschenswerth ist, die Schrauben nicht genau einpassen zu müssen. Alsdann leisten cylindrische Dübel oder Passstifte, welche, aus Stahl gefertigt und in genau gebohrte und nachgeriebene Löcher getrieben, den zu verbindenden Körpern ihre gegenseitige Stellung anweisen, die besten Dienste.

Eine entlastete Schraubenverbindung von bedeutenden Abmessungen führt Fig. 274 vor Augen. Sie ist an der grossen

Fig. 274.



Mississippibrücke in St. Louis (drei Bogen von je 150,6 m Spannweite) angewandt, und dient dazu, den auf Druck beanspruchten

unteren Streckbaum, welcher als stählernes Rohr ausgeführt ist, am Pfeiler zu befestigen. Je vier Träger liegen nebeneinander, die abgebildete Konstruktion ist daher 24 mal angebracht. Der Kämpfer oder Schuh, in welchen das Rohr hineinreicht, ist aus Schmiedeisen, die Sohlplatte desselben aus Gusseisen hergestellt. Kämpfer und Sohlplatte sind mittelst dreier Bolzen, deren äusserer Gewindedurchmesser  $d$  159 mm beträgt, während der Ankerschaft 146 mm dick ist, an den Pfeiler befestigt. Die Anker sind in der Querrichtung entlastet, indem der Kämpfer mit zwei Falzen in die Sohlplatte eingreift, letztere sich aber auf das Quadermauerwerk stützt. Die Querbohrung im Kämpfer dient zur Aufnahme eines Bolzens, durch welchen die vier Kämpferstücke jedes Widerlagers gegeneinander verspannt werden.

## Fünftes Kapitel.

# Z a p f e n .

### §. 89.

## Verschiedene Arten von Zapfen.

Die Zapfen vermitteln die Drehung von Maschinentheilen um geometrische Achsen; sie erhalten deshalb Drehform und werden von den entsprechenden Hohlkörpern, Lagern, Büchsen, ganz oder theilweise umschlossen. Ein Zapfen wird entweder vorwiegend von der Seite, normal zu seiner geometrischen Achse gepresst, oder er empfängt den Druck vorwiegend in der Richtung seiner Achse oder seiner Längsrichtung. Demnach unterscheiden wir:

1. Seitendruck- oder Tragzapfen,
2. Längendruck- oder Stützzapfen.

Bei der Berechnung sind die Festigkeits- und die Reibungsverhältnisse in Betracht zu ziehen. An dem Maschinentheil, welchem ein Zapfen angehört, wird er auf verschiedene, seine Form bestimmende Arten angebracht. Die wichtigsten derselben werden nachstehend in Betracht gezogen.