

Von besonderer Wichtigkeit ist das Verdübeln der einzelnen Theile solcher Träger, die aus zwei parallelen Stücken bestehen und einer Durchbiegung unterworfen sind. (Taf. I. Fig. 17). Ohne Verdübelung würde nämlich jeder Theil für sich durchgebogen werden, wie die Figur 16 auf Tafel I andeutet. Es würde dabei eine Verschiebung der einzelnen Punkte der Fuge gegen einander erfolgen. Wendet man Bolzen oder Nieten an, um die Stücke zusammen zu halten, so ist man nicht immer im Stande, denselben die nöthigen Dimensionen zu geben, um dem dedeutenden Drucke, der dies Verschieben bewirkt, zu widerstehen; es ist daher zu empfehlen, diesen Druck durch passende Dübel aufzuheben. Wenn nämlich die Fuge mit Dübeln versehen ist, so wird dadurch eine Verschiebung der beiden Balken gegen einander beim Durchbiegen beseitigt, beide werden sich wie ein zusammenhängender Balken durchbiegen, und nur eine neutrale Axe haben, während bei der in Fig. 16. Taf. I dargestellten Durchbiegung jeder Balken seine besondere neutrale Axe hat. Taf. I. Fig. 17 zeigt die Durchbiegung eines verdübelten Balkens*).

Die Befestigung durch Verdübeln wird unter andern bei der Konstruktion von Fässern benutzt, um die einzelnen Dauben gegen die Verschiebung in der Richtung der Fuge zu sichern.

C. Zusammenschrauben.

a) Allgemeines.

Prinzip des Zusammenschraubens.

§ 27. Das Zusammenschrauben (fr. *visser* — engl. *screwing*) ist eins der wirksamsten und am häufigsten vorkommenden Befestigungsmittel. Es zeichnet sich vor den beiden vorhin abgehandelten Befestigungsmitteln dadurch aus, das es eine bequeme Lösung und Wiedervereinigung der aneinander befestigten Theile möglich macht, ohne das dabei das Befestigungsmittel ganz oder theilweise zerstört werde, und das es eine Widerstandsfähigkeit der Befestigungsfuge gewährt, welche durch die bis jetzt abgehandelten Befestigungsmittel, mit Ausnahme des Nietens, nicht zu erreichen ist.

*) Vergleiche Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbfleißes in Preußen. Jahrgang 1848. S. 175.

Das Prinzip des Zusammenschraubens besteht darin, daß man die beiden an einander zu befestigenden Körper mittelst einer Schraube (fr. *vis* — engl. *screw*) so stark gegen einander drückt, daß durch die hierdurch erzeugte Reibung ein Verschieben in der Richtung der Fuge beseitigt wird; die Trennung in einer, zur Fuge normalen Richtung wird dagegen durch die Festigkeit der Schraube verhindert. Es ist daher am zweckmäßigsten, die Schraube so anzuordnen, daß ihre absolute Festigkeit in Anspruch genommen werde. Die zur Befestigung dienenden Schrauben stellt man gewöhnlich als Schraubenbolzen (fr. *boulons-taraudés* — engl. *screw-bolts*) dar, und kann in diesem Falle häufig das bei dem Nieten, Nageln und Dübeln angegebene Prinzip mit dem Zusammenschrauben vereinigen, indem man die Schraubenbolzen in entsprechende Sitze steckt (Bolzenlöcher), welche sie vollständig ausfüllen (vergl. § 19). Die im Maschinenbau vorkommenden, zur Befestigung dienenden Schrauben sind in der Regel von Metall, meistens von Eisen, seltener von Messing, Bronze oder Kupfer. Die Konstruktion derselben ist verschieden, je nachdem sie in Metall oder in Holz eingeschraubt werden sollen, und hiernach unterscheidet man:

- 1) Metallschrauben,
- 2) Holzschrauben.

Anwendung der Schraube im Maschinenbau.

§ 28. Die Schraube ist im Maschinenbau von sehr umfassender Bedeutung; es wird daher gerechtfertigt sein, wenn wir schon bei dieser Gelegenheit auf die Konstruktion und die Prinzipien der Schraube im Allgemeinen etwas näher eingehen.

Was zunächst die Anwendung der Schraube im Maschinenbau betrifft, so mag hier beiläufig erwähnt werden, daß man die Schrauben, außer:

- 1) zur Befestigung von Maschinentheilen, noch benutzt:
- 2) um einen Druck vorübergehend auszuüben und dadurch ein Festklemmen von Gegenständen zu erreichen, so z. B. bei Schraubstöcken, Feilkloben, Schraubzwingen etc. Hieher gehören auch die sogenannten Klemmschrauben, Druckschrauben (fr. *vis de pression*), welche bei manchen Werkzeugen und Maschinen vorkommen, z. B. zum Festklemmen der Einsatzstücke in den Stückzirkeln, zum Befestigen der Arbeitsstücke auf den Planscheiben der Drehbänke, u. dergl.

3) um kleine Bewegungen mit Genauigkeit auszuführen und dadurch einen Maschinentheil genau in die beabsichtigte Lage zu bringen. — Stellschrauben (fr. *vis de rappel* — engl. *adjusting-screws*) — Centrirungsschrauben. Solche Schrauben kommen unter andern bei den Walzen für Zeugdruck und für Eisenfabrikation, auch bei Quetschwalzen vor, um die Entfernung derselben genau reguliren zu können, ferner bei Spurlagern, Zapfenlagern etc., um dieselben genau zu centriren und an die richtige Stelle zu bringen; endlich zum Horizontalstellen der Bodensteine bei Mahlmühlen, zum Vertikalstellen der Führungen in Sägemühlen etc.

4) um eine rotirende Bewegung in eine fortschreitend geradlinige zu verwandeln, namentlich wenn letztere mit sehr geringer Geschwindigkeit stattfinden soll. (Leitschrauben, Leitspindeln, Führungsschrauben.) Dergleichen kommen z. B. bei Drehbänken zur Bewegung des Stichelgehäuses auf dem Support oder auch zur Bewegung des ganzen Supports auf dem Bette vor, ferner bei Schraubenschneide-Maschinen etc.

5) um genaue Messungen und Eintheilungen machen zu können: Mikrometerschrauben (engl. *mikrometrical-screws*) z. B. bei astronomischen Instrumenten, bei Theilmaschinen, bei Liniir- und Schraffirmaschinen der Kupferstecher.

6) als selbstständige Maschinen, um den Druck auf Kosten der Geschwindigkeit zu vermehren, so z. B. bei Pressen, bei Winden und andern Hebemaschinen, bei Prägwerken. (Schraube ohne Ende.)

7) um flüssige, pulverförmige und andere, ähnliche Körper fortzubewegen, sei es in horizontaler Richtung, oder um sie zu heben; von der Art sind z. B. die archimedischen Schrauben, die Spiralpumpe, ferner die Conveyer (Mehlschrauben) in den Mahlmühlen; auch benutzt man die Schrauben wohl im entgegengesetzten Sinne zur Nutzbarmachung der Kraft bewegter flüssiger Körper, z. B. als Wasserräder.

8) als Regulatoren, Zählapparate etc. bei verschiedenen Maschinen, z. B. bei Graupenmühlen etc.

Wir haben es hier vorzugsweise mit den Befestigungsschrauben zu thun, wollen aber bei dieser Gelegenheit auch die allgemeinen Verhältnisse und die Konstruktion der Schrauben besprechen.

Schraubenlinie (Spirale).

§ 29. Jeder Schraube liegt eine Schraubenlinie (Spirale) zum Grunde. Denkt man eine beliebige Linie a und eine zweite beliebige Linie b , welche a schneidet, und es werde b auf a kontinuierlich fortbewegt, so daß sie fortwährend die Linie a schneidet, während sie sich dabei gleichzeitig um a kontinuierlich dreht, so ist der Weg, welchen die Linie b bei dieser zwiefachen Bewegung durchläuft, eine Schraubenfläche (Spiralfläche). Die Linie a heißt die Axe, die Linie b die Erzeugungsline der Schraubenfläche. Denkt man in der Erzeugungsline irgend einen Punkt, so ist der Weg, welchen dieser Punkt während jener Doppelbewegung beschreibt, eine Schraubenlinie.

Diese eben aufgestellten Definitionen sind die allgemeinsten und umfassendsten, und es sind demnach Schraubenflächen und Schraubenlinien von unendlich verschiedenen Formen denkbar. Es ist aber einleuchtend, daß die Gestalt der Schraubenfläche bedingt sein wird:

1) durch die Form der Axe, ob dieselbe eine gerade Linie, eine Kurve von einfacher oder von doppelter Krümmung ist. (Als Beispiel einer Schraubenfläche mit geradliniger Axe dienen die gewöhnlichen Schraubenspindeln; als Beispiel für die Axe mit einfacher Krümmung kann man einen Ring denken, welcher mit Draht oder Seide umwickelt ist, und für die Axen mit doppelter Krümmung die Windungen der einzelnen Litzen eines Seils, welches auf eine Windetrommel aufgewickelt ist.) Es kann hier zunächst nur der Fall näher besprochen werden, wo die Axe eine gerade Linie ist.

2) durch die Form der Erzeugungsline; je nachdem dieselbe geradlinig, einfach oder doppelt gekrümmt ist, wird auch die Schraubenfläche eine windschiefe, oder eine eigenthümlich hohle oder erhabene oder wellenförmige Gestalt bekommen. Für unsere Betrachtung ist zunächst nur die gerade Erzeugungsline von besonderem Interesse, und soll hier stets vorausgesetzt werden.

3) durch die Art des Durchschnitts der Erzeugungsline mit der Axe. Es ist denkbar, daß bei der Bewegung der Erzeugungsline der Winkel, unter welchem sie die Axe schneidet, stets derselbe bleibt, oder daß sich dieser Winkel nach irgend einem Gesetz kontinuierlich ändert. Den letztern Fall wollen wir für die fernere Behandlung ausschließen, da er in der Praxis selten vorkommen dürfte. Es ist ferner denkbar, daß bei der Bewegung der Erzeugungsline stets ein und derselbe

Punkt dieser letztern Durchschnittspunkt mit der Axe bleibt, oder, daß nach und nach verschiedene Punkte der Erzeugungslinie zum Durchschnitt mit der Axe gelangen. Dieser letzte Fall würde z. B. Statt finden, wenn die Bedingung gestellt wäre, es solle die Bewegung der Erzeugungslinie so geschehen, daß ein gegebener Punkt derselben sich stets in der Mantelfläche eines, die Axe umschließenden Körpers befinde. Jener Punkt würde dann auf der Mantelfläche dieses Körpers eine Schraubenlinie beschreiben, welche man nach der Form des Körpers benennt, z. B. konische, sphärische, paraboloidische, cylindrische Spirale. Der Körper selbst heißt dann die Spindel der erzeugten Schraubenlinie. Für die Befestigungsschrauben ist nur die cylindrische Spirale von besonderer Wichtigkeit, und zwar für den Fall, daß die Axe des, als Spindel dienenden Cylinders mit der Axe der Schraubenlinie zusammenfällt.

Die Form der Schraubenfläche ist endlich noch bedingt:

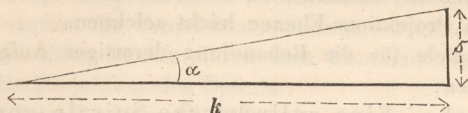
4) durch das Gesetz, welches für das Verhältniß zwischen dem Fortrücken und der Drehung der Erzeugungslinie maassgebend ist. Es ist denkbar, daß ein Punkt, welcher in einem bestimmten Abstände von der Axe sich befindet, und welcher mit der Erzeugungslinie so verbunden gedacht wird, daß er mit derselben sich gemeinschaftlich dreht, ohne selbst fortzurücken, — bei dieser Drehung in gleichen Zeit-Elementen gleich große Bögen durchläuft, oder, daß diese Bögen sich nach einem bestimmten Gesetz ändern, und daß in denselben Zeit-Elementen die Fortrückung der Erzeugungslinie auf der Axe stets um gleiche Stücke erfolgt, oder endlich daß diese Stücke sich ebenfalls nach einem gewissen Gesetze ändern.

Das Verhältniß zwischen dem Stücke, um welches die Erzeugungslinie auf der Axe in einem bestimmten Zeit-Elemente fortgerückt ist, zu der Länge des Bogenstückes, welches ein bestimmter Punkt der Erzeugungslinie in demselben Zeitelemente durch Drehung zurücklegen würde, wenn er nicht fortrückte, nennt man das Steigungsverhältniß dieses Punktes für dieses Zeitelement.

Dieses Steigungsverhältniß kann also entweder konstant oder veränderlich sein. Die Länge, um welche die Erzeugungslinie auf der Axe während einer bestimmten Zeit fortgerückt ist, nennt man die Steigung der Spirale für diese Zeit.

Denkt man ein rechtwinkliges Dreieck, dessen eine Kathete gleich der Steigung s in einem bestimmten Zeitelemente, dessen andere Kathete gleich dem Bogen k ist, welchen ein

Punkt der Spirale durch Drehung, ohne fortzurücken, in demselben Zeitelemente durchlaufen würde, so nennt man den Winkel α ,



welcher der Kathete s gegenüberliegt, den Neigungswinkel der Spirale für dieses Zeitelement; da nun

$$\text{tang. } \alpha = \frac{s}{k}$$

ist, so hat man den Satz: daß die Tangente des Neigungswinkels in irgend einem Zeitelement gleich dem Steigungsverhältniße in demselben Zeitelemente sei.

Am häufigsten kommen solche Spiralen vor, die in der Mantelfläche eines normalen Cylinders liegen (No. 3.), — deren Axen geradlinig sind (No. 1.) und mit den Axen der Spindeln zusammenfallen, — deren Erzeugungslinie eine gerade ist (No. 2.), welche mit der Axe stets denselben Winkel (No. 3.), vorzugsweise einen rechten Winkel bildet, — deren Steigungsverhältniße endlich (also auch Neigungswinkel) konstant ist. (No. 4.).

Darstellung der Spiralen durch Zeichnung.

§ 30. Nach dem Vorigen wird es nicht schwer sein, eine Spirale zu zeichnen, wenn die Axe, die Erzeugungslinie, die Art des Durchschnitts und das Steigungsverhältniße gegeben sind. Man hat nur nöthig, auf der Axe die in möglichst kleinen Zeiträumen zurückgelegten Wege durch Eintheilung zu bestimmen, aus diesen Theilpunkten mit der jedesmaligen Entfernung des Punktes, dessen Spirale man konstruiren will, Kreise zu beschreiben, auf diesen Kreisen die aus dem Steigungsverhältniße und der Steigung zu findende Länge der Bogenstücke, welche für diese Zeitelemente durchlaufen worden, nach und nach abzutragen und durch die so bestimmten Punkte eine kontinuierliche Kurve zu legen. Die Radien jener Kreise ergeben sich, wenn man die Erzeugungslinie in den einzelnen Theilpunkten der Axe unter dem Winkel, welchen sie eben machen soll (wenn derselbe konstant ist, vereinfacht sich die Konstruktion), anlegt, so daß auch der bestimmte Durchschnittspunkt der Erzeugungslinie in den Theilpunkt der Axe fällt. Soll die Spirale in der Mantelfläche eines bestimmten Körpers liegen, so

bestimmt sich hierdurch derjenige Punkt der Erzeugungslinie, welcher Durchschnittspunkt sein muß. Durch die bekannten Hilfsmittel der beschreibenden Geometrie lassen sich die Projektionen in den verschiedenen Projektions-Ebenen leicht zeichnen.

Als Beispiele für die Behandlung derartiger Aufgaben mögen folgende dienen:

1. Aufgabe. Eine cylindrische Spirale von konstantem Steigungs-Verhältniß in der ersten und zweiten Projektions-Ebene darzustellen, wenn der Spindeldurchmesser und die Steigung gegeben sind. Taf. 2. Fig. 1.

Taf. 2.
Fig. 1.

Da die Spirale in der Mantelfläche des gegebenen Cylinders liegen soll, so ist die erste Projektion ein Kreis. Denken wir den Umfang dieses Kreises in eine beliebige (möglichst große) Anzahl gleicher Theile getheilt, so werden die Theilpunkte die Projektionen verschiedener Punkte der Spirale darstellen, und, während die erzeugende Linie die einzelnen gleichen Bogenstücke durch Drehung durchläuft, muß sie auch — wegen des konstanten Steigungs-Verhältnisses — gleiche Wegstücke auf der Axe fortschreitend zurücklegen. Theilen wir also auf der Axe die Steigung in eben so viel gleiche Theile, wie den Kreisumfang, und ziehen wir durch diese Theilpunkte Linien, welche zur Axe normal sind, so müssen die zweiten Projektionen jener Punkte der Reihe nach in diese Linien fallen, und man kann sie finden, wenn man aus der ersten Projektion die projicirenden Linien aufzieht. Verbindet man die Projektionen der einzelnen Punkte durch eine kontinuierliche Kurve, so ist diese die zweite Projektion der Spirale.

2. Aufgabe. Auf der Mantelfläche eines geraden Kegels eine Spirale zu zeichnen, welche für jede Umdrehung um gleiche Stücke steigt. Der Kegel und die Steigung sind gegeben. Taf. 2. Fig. 2.

Taf. 2.
Fig. 2.

Die Spirale hat kein konstantes Steigungs-Verhältniß, da zwar die Wegstücke, um welche sie fortschreitet, für jede Umdrehung konstant sind, aber nicht die durch Drehung durchlaufenen Wege, indem die Peripherien der Kreise von der Grundfläche nach der Spitze hin abnehmen. Es ist vielmehr das Verhältniß zwischen der Steigung und dem durch Drehung durchlaufenen Winkel konstant. Man trage auf der Axe von der Spitze des Kegels abwärts die einzelnen Steigungen ab, und theile jede Steigung in möglichst viele gleiche Theile; lege durch die Theilpunkte Ebenen, welche mit der ersten Projektions-Ebene parallel sind; projicire die Kreise, in welchen diese Ebenen den Kegel schneiden; theile

den Umfang eines dieser Kreise in der ersten Projektions-Ebene in ebenso viel gleiche Theile, wie die Steigung; ziehe die Radien, und die diesen Radien entsprechenden Projektionen der Kegelseiten, so ergeben sich sofort die Projektionen einzelner Punkte der Spirale. Verbindet man diese Punkte durch eine kontinuierliche Kurve, so erhält man die Projektion der Spirale.

3. Aufgabe. Auf der Oberfläche einer gegebenen Kugel eine Spirale mit konstantem Steigungs-Verhältniß zu konstruiren, welche von einem Pol zum andern steigt, und im Ganzen zwei Umdrehungen macht. Taf. 2. Fig. 3.

Taf. 2.
Fig. 3.

Man theile in der zweiten Projektions-Ebene den Kugeldurchmesser, welcher der Axe der Spirale entspricht, in möglichst viele gleiche Theile (hier sind deren im Ganzen 16, also für eine Umdrehung der Spirale acht angenommen worden), lege durch die Theilpunkte Ebenen, normal zur Axe, und projicire die Kreise, in welchen diese Ebenen die Kugel schneiden, in die zweite Projektions-Ebene. Während der erzeugende Punkt durch Fortschreiten auf der Axe gleiche Wegstücke durchläuft, soll er auch — wegen des konstanten Steigungs-Verhältnisses — gleiche Bogenstücke durch Drehung zurücklegen; er befindet sich dabei nach und nach in den Kreisen $1a'$; $2a''$; $3a'''$ etc. Da diese Kreise aber verschiedene Halbmesser haben, so werden gleiche Bogenstücke derselben nicht gleichen Winkeln angehören, sondern die Winkel, welche den gleichen Bogenstücken entsprechen, werden sich umgekehrt verhalten wie die Radien der Kreise $1a'$, $2a''$, $3a'''$, Um also die Projektionen derjenigen acht Punkte der Spirale zu finden, welche in den acht Kreisen liegen, die wir für eine Umdrehung angenommen haben, müssen wir den Winkel von vier Rechten, welcher der ganzen Umdrehung entspricht, in acht Theile theilen, welche sich umgekehrt wie die Radien verhalten; die Halbmesser $y'o$, $y''o$, $y'''o$. . . , welche man von den so bestimmten Theilpunkten nach dem Mittelpunkt der sämtlichen projicirten Kreise zieht, schneiden auf den Kreisen nach der Reihe gleiche Bogenstücke ab, und geben so in den Durchschnittspunkten p' p'' p''' die ersten Projektionen der gesuchten acht Punkte der Spirale; die Projektionen in den andern beiden Projektions-Ebenen ergeben sich leicht durch Aufziehen der projicirenden Linien. Es wird sich also hauptsächlich darum handeln, den Winkel von vier Rechten in der angegebenen Weise zu theilen. Dies ist durch geometrische Konstruktion nicht möglich, wohl aber durch ein praktisches Verfahren; hier ist folgende Konstruktion gewählt:

Es ist auf einer durch den Punkt o gelegten geraden Linie das Stück ox gleich der halben Peripherie des Kreises vom Halbmesser ox' , das Stück oy gleich der halben Summe der Radien $1a'$, $2a''$, $3a''' \dots$ gemacht, die Linie xx' , und parallel damit yy' gezogen; oy' ist der Radius eines Kreises, dessen Umfang gleich der Summe der Radien $1a'$, $2a''$, $3a''' \dots$ ist. Auf diesem Umfange ist der Bogen $y'y^{VIII}$ gleich der Länge des Radius $8a^{VIII}$, der Bogen $y^{VIII}y^{VII}$ gleich der Länge des Radius $7a^{VII}$, gemacht, und dadurch die oben gesuchte Eintheilung vollzogen etc.

Verbindet man die gefundenen Projektionen der einzelnen Punkte durch kontinuierliche Kurven, so sind diese die Projektionen der Spirale auf der einen Halbkugel. Für die andere Halbkugel werden die Projektionen ganz ähnlich gefunden. Die Winkeltheilung für die andere Halbkugel ist durch die punktirten Radien angedeutet*).

Anwendung der Spiralen auf die Theorie von Werkzeugmaschinen.

§ 31. Es ist hier die Bemerkung am Orte, daß, wenn man sich die Steigung einer Spirallinie für eine ganze Umdrehung unendlich klein denkt, offenbar die einzelnen Theile der Spirale unendlich nahe zusammenfallen müssen; sie werden daher eine zusammenhängende Fläche darstellen. Da man andererseits in der Mantelfläche jedes beliebigen Körpers, welcher die Axe der Spirale umschließt, eine Schraubenlinie konstruiren kann (§ 29. No. 3.), so kann man diese Schraubenlinie auch von unendlich kleiner Steigung denken. Es folgt hieraus, daß sich die Oberfläche jedes Körpers, als erzeugt durch eine passende Spirallinie, denken läßt, daß sie also dadurch gebildet werden kann, daß ein Punkt einer passenden Erzeugungslinie sich mit dieser um eine passende Axe dreht, und daß die Erzeugungslinie bei jeder Umdrehung

*) Obwohl hier vorzugsweise die cylindrische Spirale gebraucht wird, so ist doch zu empfehlen, den Schüler in der Konstruktion auch anderer Spiralen zu üben, damit ihm die oben dargestellten Bedingungen anschaulich und geläufig werden. Es wird nicht schwer werden, zahlreiche Beispiele zu finden. Als passende Beispiele mögen hier angeführt werden: Konstruktion einer Spiralfäche, deren Erzeugungslinie wellenförmig gekrümmt ist, wenn die Axe geradlinig ist; Konstruktion einer Spirallinie auf einem kreisförmigen oder elliptischen Ringe, dessen Querschnitt wieder kreisförmig oder elliptisch sein kann; Konstruktion einer Spirale auf einem Kegel, so daß das Steigungs-Verhältniß konstant ist, oder so, daß die Steigungen für jede Umdrehung konstant sind; dieselbe Konstruktion auf einer paraboloidischen Spindel oder auf einer Kugeloberfläche. Konstruktion einer Spiralfäche, deren Erzeugungslinie gerade ist, deren Axe aber eine gegebene Spirale, etwa eine der vorhin konstruirten ist etc.

unendlich wenig auf der Axe vorrückt, während sich dabei der Abstand des Punktes von der Axe fortwährend in passender Weise ändert oder auch konstant bleibt. Es wird hierbei gleichgiltig sein, ob der Punkt sich in der angedeuteten Weise bewegt und die Mantelfläche mit der Axe feststehend ist, oder ob der Punkt feststeht und man die Mantelfläche mit der Axe die entsprechenden Bewegungen machen läßt, oder endlich, ob man die erforderlichen Bewegungen zum Theil von dem Punkte und zum Theil von der Axe mit der Mantelfläche ausführen läßt.

Diese Betrachtung erklärt die Theorie fast aller Maschinen, welche zur Herstellung bestimmter Körper-Oberflächen dienen. Namentlich beruht hierauf das Prinzip des Abdrehens, des Bohrens und der zahlreichen Vorrichtungen zum Gestalten unregelmäßiger Körperformen auf der Drehbank (Ovaldrehen, Drehen von Gewehrkolben etc.). Wenn das Vorrücken der Erzeugungslinie auf der Axe gleich Null gedacht wird, so ist auch das Steigungs-Verhältniß gleich Null; die Erzeugungslinie wird in diesem Falle auf der Axe gar nicht vorrücken, und die Drehung stets um denselben Punkt erfolgen. Auch dieser Fall läßt sich als besonderer der Spirale denken, und erklärt manche mechanische Operationen, z. B. das Plandrehen. Endlich kann man die Drehung als unendlich klein annehmen, während das Fortschreiten in der Axe einen bestimmten meßbaren Werth hat, oder man kann auch den eben bezeichneten Fall denken, daß die Drehung stets um denselben Punkt, aber mit unendlich großem Halbmesser erfolgt. Diese Voraussetzungen würden das Prinzip der Rundhobel-Maschinen und der Planhobel-Maschinen geben. Ueberhaupt ist die obige Darstellung der Entstehung einer Spirale im weitesten Sinne sehr fruchtbar für die Entwicklung der Prinzipien der Werkzeug-Maschinen, und dürfte für die Konstruktion derselben einen wesentlichen Fingerzeig enthalten. — Näher darauf einzugehen, muß für einen andern Ort vorbehalten bleiben. Nur Folgendes sei hier noch zur Ergänzung bemerkt:

Setzt man eine geradlinige Axe und eine gerade Erzeugungslinie voraus, so sind im Allgemeinen vier relative Bewegungen denkbar, welche ein Punkt der Erzeugungslinie annehmen muß, um eine Spirallinie zu erzeugen. Nämlich:

- a) die fortschreitende Bewegung, durch das Weiterrücken der Erzeugungslinie auf der Axe bedingt;

- b) die drehende Bewegung, durch das Rotiren der Erzeugungslinie um die Axe erzeugt;
- c) die centrale Bewegung, durch die Veränderung des Durchschnittspunktes der Erzeugungslinie mit der Axe hervorgebracht;
- d) die Winkel-Bewegung, durch die Veränderung des Neigungswinkels der Erzeugungslinie gegen die Axe veranlaßt.

Man kann diesen vier Bewegungen sehr verschiedene Werthe beilegen, wobei nicht ausgeschlossen ist, daß sie auch den Werth Null annehmen.

Werden drei der Bewegungen gleich Null, so ist die erzeugte Linie eine ebene Kurve, werden zwei der Bewegungen gleich Null, so kann die Kurve eine ebene oder nach Umständen eine doppelt gekrümmte sein. Letzteres tritt ein, wenn die Bewegungen a und b , oder b und d bestehen bleiben. Wenn endlich nur eine Bewegung gleich 0 wird, so ist die Kurve eine ebene, im Fall daß die Bewegung $b = 0$ ist, sonst aber eine doppelt gekrümmte. Da die Bewegungen a und d in einer und derselben Ebene erfolgen, so kann man sie unter Umständen als identisch ansehen. Die passende Kombination dieser vier relativen Bewegungen, die angemessenen relativen Werthe derselben zu einander, und die Sicherheit in ihrer Ausführung, werden also das Problem sein, welches für jene Werkzeugmaschinen zu lösen ist.

Aus dem Gesagten ist ferner ersichtlich, daß man jede Linie unter den Begriff der Spirale bringen kann und daß in der hier entwickelten Theorie der Zusammenhang zu finden ist für viele äußerlich sehr verschiedene Konstruktionen.

Mutter der Spirale.

§ 32. Denkt man eine Spirale und auf derselben einen Punkt, welcher mit ihr so verbunden ist, daß er zwar auf der Spirale gleiten, sich aber nicht von derselben entfernen kann, und ertheilt man dem Punkte durch irgend eine Kraft eine oder mehrere von den Bewegungen, durch welche die Spirale entstanden ist, hindert ihn aber, die andern Bewegungen auszuführen, so muß nothwendig die Spirale die andern Bewegungen machen, wenn sie ihrerseits gehindert ist, den Bewegungen zu folgen, welche der Punkt angenommen hat.

Dieser Satz ist einleuchtend, wenn man erwägt, daß der Punkt stets in der Spirale bleiben soll, also denselben Weg zurücklegen muß, welchen derjenige Punkt der Erzeugungslinie durchlief, durch dessen Bewegung die Spirale entstanden ist, und wenn man bedenkt, daß nur durch die Vereinigung sämtlicher relativer Bewegungen die Spirale hergestellt werden konnte. Es ist auch ersichtlich, daß es nöthig ist, die Spirale zu hindern, der Bewegung des Punktes freiwillig zu folgen, weil sonst beide gemeinschaftlich sich bewegen würden.

Dieser Satz gilt auch umgekehrt, d. h. es wird der Punkt die übrigen Bewegungen machen, wenn man der Spirale eine oder mehre der erzeugenden Bewegungen ertheilt, wenn man ausserdem den Punkt hindert, den Bewegungen der Spirale, die Spirale aber hindert, den Bewegungen des Punktes zu folgen.

Da dieser Punkt während der erwähnten Bewegungen die Spirallinie durchläuft, sie gleichsam von Neuem erzeugt, so nennt man ihn die Mutter der Schraubenlinie. Hat man z. B. eine konische Spirale, welche durch eine fortschreitende, drehende und centrale Bewegung entstanden ist, und giebt man der Mutter die centrale Bewegung, so muß die Spirale rotirend fortschreiten, wenn die obigen Bedingungen erfüllt werden. Giebt man andererseits der Spirale eine fortschreitende Bewegung, hindert sie aber am Drehen und an der centralen Bewegung, so wird die Mutter diese beiden Bewegungen annehmen.

Setzt man den Fall der einfachen cylindrischen Spirale voraus, so ist diese Spirale durch die fortschreitende Bewegung in Verbindung mit der drehenden entstanden. Die Centralbewegung und die Winkelbewegung sind $= 0$.

Hieraus und aus obigem Gesetz folgt für die cylindrische Spirale:

1) wenn man die Mutter feststellt, und der Spirale eine drehende Bewegung giebt, so wird diese letztere zugleich eine fortschreitende Bewegung annehmen.

2) Wenn man die Schraubenlinie feststellt und die Mutter dreht, so wird letztere auch mit der Axe parallel fortschreiten.

3) Wenn man die Mutter dreht, aber am Fortschreiten hindert, so wird die Spirale fortschreiten, wenn sie am Drehen gehindert ist.

4) Wenn man die Mutter geradlinigt fortrückt, aber am Drehen hindert, so dreht sich die Spirale, ohne fortzuschreiten.

5) Wenn man die Spirale dreht, aber am Fortschreiten hindert, so schreitet die Mutter fort, ohne sich zu drehen.

6) Wenn man die Spirale in der Richtung der Axe fortrückt, ohne sie zu drehen, so dreht sich die Mutter, ohne fortzurücken.

Man sieht hieraus, in wie vielfacher Weise die Spirale in Verbindung mit ihrer Mutter zur Abänderung der Bewegung benutzt werden kann.

Schraubengewinde.

§ 33. Die Spirale, welche in dem Mantel eines Cylinders liegt und welche eine konstante Steigung hat, ist für die Befestigungsschrauben die wichtigste und soll bei den folgenden Betrachtungen stets voraus gesetzt werden.

Da man in der Technik die Schraubenlinie nicht als mathematische Linie, sondern nur körperlich ausführen kann, so geht bei der technischen Darstellung die Spirale in einen spiralförmig gewundenen Körper über, welcher das Schraubengewinde (fr. *filet* — engl. *worm*) genannt wird. Denkt man sich eine Spirale und eine ebne Figur, welche mit der Spirallinie einen Punkt gemein hat, und führt man diese Figur auf der Spirale so fort, daß stets derselbe Punkt in der Spirale bleibt und daß die Ebene der Figur die Axe stets unter demselben Winkel schneidet, so ist der Körper, welcher den Weg der Figur darstellt, ein Schraubengewinde.

Nach der Gestalt der erzeugenden Figur pflegt man das Schraubengewinde ein dreieckiges (dreiseitiges) (fr. *filet triangulaire* — engl. *angular-thread*, *triangular-thread*), (Taf. 2. Fig. 4) ein viereckiges (beziehlich quadratisches) (fr. *filet carré* — engl. *square-thread*), (Taf. 2. Fig. 5) ein trapezförmiges, (Taf. 2. Fig. 6) ein kreisförmiges (fr. *filet arrondi* — engl. *round-thread*) (Taf. 2. Fig. 7) etc. zu nennen. Jeder Punkt der Figur beschreibt dabei eine Schraubenlinie, und da die Steigungen aller dieser Spiralen offenbar gleich derjenigen der Grundspirale sein müssen, die Wege aber, welche die einzelnen Punkte vermöge der Drehung beschreiben würden, wenn sie nicht geradlinigt fortrückten, sich verhalten müssen, wie die Abstände der Punkte von der Drehachse, so werden diese verschiedenen Spiralen verschiedene Steigungsverhältnisse (§ 29) haben, in sofern sie von Punkten beschrieben werden, deren Abstände von der Drehachse verschieden sind.

Der Theil des Schraubengewindes, welcher bei einer Umdrehung erzeugt wird, heißt ein Schraubengang, Gewindengang, kurz: ein Gang (fr. *pas* — engl. *thread*). Die Steigung der Grundspirale, also auch sämmtlicher in dem Gewinde liegender Spiralen nennt man auch wohl die Ganghöhe oder die Höhe (Weite) des Schraubenganges. Denkt man sich das Schraubengewinde durch eine Ebene geschnitten, welche durch die Achse geht, so nennt man diejenige Dimension der Durchschnittsfigur, welche mit der Achse parallel ist, die Breite des Gewindes, oder auch die Gangbreite. Denkt man endlich die Radien der Kreise, welche diejenigen Punkte der erzeugenden Figur, die den geringsten und den größten normalen Abstand von der Drehachse haben, beschreiben würden, wenn sie sich drehten, ohne fortzurücken, so nennt man die Differenz dieser beiden Radien die Gangtiefe (Tiefe des Gewindes). Den Cylinder, welcher dem Grundkreise von dem größten Durchmesser entspricht, wollen wir im Folgenden vorzugsweise die Spindel, denjenigen, welcher dem kleinsten Durchmesser entspricht, den Kern der Schraube nennen. Hiernach ist die Bezeichnung: Spindeldurchmesser und Kerndurchmesser verständlich. Das Verhältniß zwischen der Ganghöhe (Steigung) und einer bestimmten Länge nennt man die Feinheit des Gewindes (engl. *rate*). Für diese Länge wählt man entweder eine Längeneinheit (z. B. den Zoll) oder den Spindeldurchmesser, und bezeichnet die Feinheit des Gewindes durch Angabe der Zahl der Gänge auf einen Zoll Länge oder auf eine Länge gleich dem Spindeldurchmesser. Die erstere Ausdrucksweise ist bei Schrauben von geringem Durchmesser üblich, und die größte Feinheit des Gewindes, welche bei ganz kleinen Schraubchen zu Uhrmacher-Arbeiten vorkommt, ist etwa 120 Gänge pro Zoll; die andere Bezeichnung wendet man bei größeren Schrauben an und als Maximum kann man hier auf den Spindeldurchmesser $1\frac{1}{2}$ bis 1 Schraubengang rechnen.

Die Mutter, welche bei der theoretischen Betrachtung als ein Punkt vorausgesetzt wurde, muß bei der Ausführung ebenfalls als ein Körper erscheinen. Sie besteht häufig nur aus einem Stift oder aus einem Ansatz, welcher in den Zwischenraum zwischen die Schraubengänge eingreift, oft sind mehre solcher Ansätze vorhanden, welche an verschiedenen Stellen zwischen die Vertiefungen des Gewindes einfassen; noch häufiger aber verbindet man diese verschiedenen Ansätze durch einen zusammenhängenden Körper, welcher sich in die vertieften Schraubengänge einlegt, und dann wie-

derum ein Gewinde bildet, welches auf der innern Mantelfläche eines hohlen Cylinders gedacht werden kann. Diese Anordnung nennt man eine Schraubenmutter (Mutterschraube, inwendige Schraube) (fr. *écrou* — engl. *female-screw*, *inside-screw*, *box*, *nut*, *screw-nut*). Im Gegensatze hierzu nennt man die ursprüngliche Schraube, deren Spindel ein voller Cylinder ist, auswendige Schraube, Spindel, Schraube, Schraubenspindel (fr. *vis* — engl. *screw*). Die Zusammenstellung einer Schraubenspindel mit der zugehörigen Mutter nennt man eine komplette Schraube, einen Schraubensatz.

Taf. 2.
Fig. 8
bis 11.

Taf. 2. Fig. 8 bis Fig. 11 zeigt die Konstruktion der Projektionen von Schrauben und Schraubenmuttern, und zwar:

Fig. 8 eine Schraube mit dreiseitigem Gewinde,

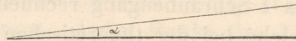
Fig. 9 die Mutter dazu;

Fig. 10 eine Schraube mit quadratischem Gewinde,

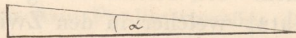
Fig. 11 die Mutter dazu.

Wenn das Gewinde der Mutter vollständig den Raum zwischen dem Gewinde der Schraube ausfüllt, so ist keine Verschiebung der Schraubenmutter auf den Gewinden denkbar, ohne daß gleichzeitig eine Drehung erfolge; wenn dagegen die Schraubengänge der Mutter den Raum zwischen den Gewinden der Spindel nicht vollkommen ausfüllen, so kann noch eine Bewegung in der Richtung der Achse oder auch eine Centralbewegung der Mutter (Schlottern) gedacht werden. Die Differenz zwischen der Gangbreite der Muttergewinde und zwischen der Gangbreite der vertieften Gänge der Spindel ist das Stück, um welches die Mutter sich auf der Spindel unabhängig von dieser verschieben läßt, und wird der todte oder leere Gang der Schraube genannt (fr. *temps perdu* — engl. *end play*, *loss of time*).

Das Gewinde einer Schraube kann entweder von der Linken zur Rechten



oder von der Rechten zur Linken



hin aufsteigen. Die erste Anordnung, welche übrigens in jeder theoretischen Beziehung und in der Art der Ausführung mit der zweiten vollkommen übereinstimmt, ist die allgemein übliche, und nur in Ausnahmefällen kommt die zweite Art zur Ausführung. Man be-

nennt in dieser Beziehung die Schrauben nach der Richtung, in welcher sie aufsteigen, und unterscheidet:

Rechts-Schrauben, rechte Gewinde (fr. *vis filetées à droite* — engl. *right-hand-screws, right-handed-screws*).

Links-Schrauben, linke Gewinde (fr. *vis filetées à gauche* — engl. *left-hand-screws, left-handed-screws*).

Da man auf einem Cylindermantel unendlich viele Spiralen von gleicher Steigung denken kann, so kann man auch jede derselben als Grundspirale für ein Schraubengewinde ansehen. Diese verschiedenen Schraubengewinde lassen sich aber nur dann vollständig körperlich ausführen, wenn sie sich nicht durchdringen, wenn also die Gangbreite jedes einzelnen Gewindes kleiner oder nach Umständen auch gleich ist der Entfernung von der zunächst liegenden Spirale. Man kann auf diese Weise zwei, drei etc. Schraubengewinde auf derselben Spindel darstellen, welche verschiedenen parallelen Grundspiralen angehören.

Bei den gewöhnlichen Befestigungsschrauben gehören alle Gänge einer und derselben Grundspirale an und man nennt sie in dieser Beziehung auch einfache Schrauben (fr. *vis à pas simple* — engl. *single-thread-screws*). Wenn dagegen eine Schraube gedacht wird, deren Gänge verschiedenen Spiralen angehören, so nennt man sie eine mehrfache Schraube (fr. *vis à plusieurs filets* — engl. *multiplex thread*). Diese Anordnung findet nur bei Schrauben von sehr bedeutenden Steigungen Anwendung; die Grundspiralen sind dann gewöhnlich so vertheilt, daß sie, in einer Seite der cylindrischen Spindel gemessen, überall gleiche Abstände haben. Je nach der Zahl der verschiedenen Grundspiralen unterscheidet man doppelte Schrauben (fr. *vis à double pas, vis à deux filets* — engl. *double threads*), dreifache Schrauben (dreifaches Gewinde) (fr. *vis à triple pas, vis à trois filets* — engl. *triple-threads*) etc. Auch die mehrfachen Schrauben können natürlich rechts, links, dreiseitig, quadratisch etc. sein.

Von einer guten Schraube müssen folgende Bedingungen erfüllt werden*):

- a) die Gänge des Gewindes müssen von einer dem Zwecke und dem Durchmesser der Schraube angemessenen Steigung und Stärke sein;

*) Karmarsch Handbuch der mechan. Technologie zweite Auflage Thl. I. S. 332. Prechtl's techn. Encyklop. Bd. XIII. Art. »Schrauben« S. 323.

- b) die Steigung des Gewindes mu \ddot{u} s in allen Theilen desselben ganz gleich sein;
- c) die Spindel sowohl, als die H \ddot{o} hlung der Mutter mu \ddot{u} s ganz gerade, genau rund und \ddot{u} berall von gleichem Durchmesser sein;
- d) das Gewinde mu \ddot{u} s glatt und rein ausgearbeitet sein, um keine unn \ddot{o} thige Reibung bei der Bewegung zu veranlassen;
- e) die Spindel mu \ddot{u} s genau in die Mutter passen, ohne sich zu klemmen oder zu schlottern, zu welchem Behufe es nothwendig ist, da \ddot{s} s der Durchmesser des Kernes gleich sei dem Durchmesser der Mutter an dem innern Rande der G \ddot{a} nge.

Was die erste Forderung anbetrifft, so hat die Erfahrung \ddot{u} ber die Steigung und \ddot{u} ber die Feinheit des Gewindes gewisse Verh \ddot{a} ltnisse als angemessen und passend herausgestellt, und es ist rathsam, wo nicht besondere Umst \ddot{a} nde eine Abweichung unvermeidlich machen, diese durch die Praxis bew \ddot{a} hrten Gesetze als Norm zu nehmen.

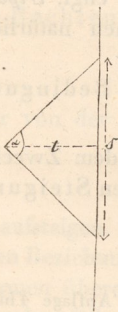
Die am h \ddot{a} ufigsten zur Ausf \ddot{u} hrung kommenden Schraubenformen sind das dreiseitige und rechteckige Gewinde.

b) Formen der Schraubengewinde.

1) Das dreiseitige Schraubengewinde.

Verh \ddot{a} ltnisse des dreiseitigen Gewindes, Whitworthsche Skala.

§ 34. Das dreiseitige Gewinde, auch scharfes Gewinde genannt, kommt vorzugsweise bei den Befestigungsschrauben zur Anwendung, und zwar hier namentlich das einfache Gewinde.



Das Dreieck, welches diesem Gewinde zum Grunde liegt, ist gleichschenkelig, auch wohl gleichseitig. Die Grundlinie dieses Dreiecks, welche mit der Achse der Spindel parallel ist und die Gangbreite repr \ddot{a} sentirt, macht man gleich der Steigung, so da \ddot{s} s die einzelnen Schraubeng \ddot{a} nge unmittelbar an einander sto \ddot{s} sen, ohne dazwischen ein St \ddot{u} ck des Kernes freizulassen. Der Winkel in der Spitze dieses Dreiecks (der Kantenwinkel) variirt bei guten Ausf \ddot{u} hrungen zwischen 50 und 60 $^{\circ}$ und hierdurch ist die Gangtiefe gegeben. Ist der Kantenwinkel = α , die

Tiefe des Gewindes = t und die Gangbreite, hier gleich der Ganghöhe oder Steigung = s , so hat man:

$$t = \frac{1}{2}s \cotg. \frac{1}{2}\alpha,$$

für $\alpha = 50^\circ$ ist demnach $t = 1,072s$,

„ $\alpha = 55^\circ$ „ „ $t = 0,96s$,

„ $\alpha = 60^\circ$ „ „ $t = 0,87s$.

Wenn dagegen die Gangtiefe gleich der Ganghöhe sein soll, also $t = s$, so hat man:

$$\cotg. \frac{1}{2}\alpha = 2$$

$$\alpha = 53^\circ.$$

Die Feinheit des Gewindes kann man passend durch die Erfahrungsformel bestimmen:

$$z = 7,6 \sqrt[3]{(d + 0,11)},$$

wenn z die Anzahl der Gewinde auf eine Länge gleich dem Durchmesser und d den Durchmesser der Spindel in preufs. Zollen bezeichnet*). Hieraus ergibt sich die Ganghöhe:

$$s = \frac{d}{z} \text{ Zoll.}$$

Von sehr wesentlichem Nutzen für die Technik würde es sein, wenn man sich über die Annahme eines bestimmten Systems für die Befestigungsschrauben allgemein verständigte, damit sich nicht allein Reparaturen von Maschinen, die aus einer Werkstatt hervorgegangen sind, in der andern leicht ausführen lassen, sondern auch Schrauben in Vorrath gehalten werden können, die in alle Muttern von demselben Durchmesser passen. Dies ist von besonderer Bedeutung für die Befestigungsschrauben. Der Maschinenbauer Joseph Whitworth in England machte zuerst auf die Vortheile aufmerksam, welche aus der allgemeinen Annahme übereinstimmender Schraubengewinde entstehen würden, und hat zu dem Zweck ein System von Schraubengewinden zusammengestellt, wel-

*) Nach Redtenbacher: »Resultate für den Maschinenbau § 61«, für franz. Maafs:

$$z = \sqrt[3]{(48 + 168d)}$$

wenn d in Centimètres.

Dies giebt für preufs. Maafs:

$$z = 5\sqrt[3]{(1 + 3d)}$$

wenn d in Zollen.

ches dadurch zu Stande gebracht wurde, dafs man eine grofse Menge Schraubenbolzen von den vorzüglichsten Maschinenwerkstätten Englands sammelte, die Ganghöhe ihrer Gewinde mit dem Durchmesser verglich, und aus den Mittelwerthen eine regelmäfsige Skala bildete.

Die Schrauben von $\frac{1}{4}$ " , $\frac{1}{2}$ " und $1\frac{1}{2}$ " Durchmesser wurden besonders ausgewählt, und als feststehende Punkte der Skala angenommen, nach welchen man die dazwischen fallenden Abstufungen bestimmte. Diese Skala wurde später bis auf sechs Zoll Durchmesser ausgedehnt, und ist unter dem Namen der Whitworthschen Schrauben-Skala bekannt.

Die Whitworthsche Skala hat nicht nur in England eine ziemlich allgemeine Annahme gefunden, und ist in den meisten grössern Werkstätten dieses Landes, so wie in dem Royal Dock-Yard zu Woolwich und bei der Königl. Postdampfboot-Gesellschaft eingeführt, sondern sie ist auch in Deutschland üblich geworden und namentlich hat die Versammlung deutscher Eisenbahn-Techniker, welche im Februar 1850 in Berlin zusammentrat, dieses System für sämtliche deutsche Eisenbahnen anzunehmen, durch Beschlufs festgestellt. Dieser Beschlufs lautet im § 169 der „Grundzüge für die Gestaltung der Eisenbahnen Deutschlands“:

„Für alle Schrauben an den Lokomotiven, Tendern und Wagen mufs das Whitworthsche Gewinde zur Anwendung kommen“.

Wir wollen daher auch hier das Whitworthsche Gewinde ausschliesslich berücksichtigen und im Folgenden zum Grunde legen.

Die Durchmesser der Schrauben der Whitworthschen Skala sind sämtlich nach englischem Maafs bestimmt und es ist von $\frac{1}{4}$ " Spindel-Durchmesser bis zu 6" steigend eine Reihe von 33 verschiedenen Schrauben-Durchmessern festgestellt, welche allein zur Ausführung zulässig sind.

Wenn in Folgendem von Durchmessern der Befestigungsschrauben die Rede ist, soll allemal der Spindel-Durchmesser in **englischen** Zollen verstanden werden.

Uebrigens ist 1 preufs. Zoll = 1,03 engl. Zoll,

1 engl. Zoll = 0,97 preufs. Zoll.

Folgende Tabelle gibt eine Zusammenstellung der Whitworthschen Schraubenskala:

II. Tabelle

über die Durchmesser und die Feinheit der dreiseitigen Schraubengewinde nach der Whitworthschen Skala:

No.	Durchmesser der Schraube in engl. Zoll.	Anzahl der Gewinde	
		auf einen engl. Zoll Länge.	auf eine Länge gleich dem Spindel- Durchmesser.
1	$\frac{1}{4}$	20	5
2	$\frac{5}{16}$	18	$5\frac{5}{8}$
3	$\frac{3}{8}$	16	6
4	$\frac{7}{16}$	14	$6\frac{1}{8}$
5	$\frac{1}{2}$	12	6
6	$\frac{5}{8}$	11	$6\frac{7}{8}$
7	$\frac{3}{4}$	10	$7\frac{1}{2}$
8	$\frac{7}{8}$	9	$7\frac{7}{8}$
9	1	8	8
10	$1\frac{1}{8}$	7	$7\frac{7}{8}$
11	$1\frac{1}{4}$	7	$8\frac{3}{4}$
12	$1\frac{3}{8}$	6	$8\frac{1}{4}$
13	$1\frac{1}{2}$	6	9
14	$1\frac{5}{8}$	5	$8\frac{1}{8}$
15	$1\frac{3}{4}$	5	$8\frac{3}{4}$
16	$1\frac{7}{8}$	$4\frac{1}{2}$	$8\frac{7}{16}$
17	2	$4\frac{1}{2}$	9
18	$2\frac{1}{4}$	4	9
19	$2\frac{1}{2}$	4	10
20	$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{2}$	$9\frac{5}{8}$
21	3	$3\frac{1}{2}$	$10\frac{1}{2}$
22	$3\frac{1}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$10\frac{9}{16}$
23	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{4}$	$11\frac{3}{8}$
24	$3\frac{3}{4}$	3	$11\frac{1}{4}$
25	4	3	12
26	$4\frac{1}{4}$	$2\frac{7}{8}$	$12\frac{7}{32}$
27	$4\frac{1}{2}$	$2\frac{7}{8}$	$12\frac{15}{16}$
28	$4\frac{3}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$13\frac{1}{16}$
29	5	$2\frac{3}{4}$	$13\frac{3}{4}$
30	$5\frac{1}{4}$	$2\frac{5}{8}$	$13\frac{25}{32}$
31	$5\frac{1}{2}$	$2\frac{5}{8}$	$14\frac{7}{16}$
32	$5\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$14\frac{3}{8}$
33	6	$2\frac{1}{2}$	15

Der Kantenwinkel ist bei sämmtlichen Gewinden 55 bis 60 Grad und daher die Gangtiefe nach dem Fröhern 0,96 bis 0,87 der Steigung (S. 61). Diese Skala gilt sowohl für Schrauben von Gufseisen wie auch von Schmiedeeisen.

Die Resultate der Whitworthschen Skala werden für fernere Berechnungen hinreichend genau wieder gegeben durch die Formel

$$z = 7,52 \sqrt[3]{(d+0,12)},$$

wenn z die Zahl der Schraubengänge ist, auf eine Länge gleich d , dem Spindel-Durchmesser in englischen Zollen.

Diese Formel korrespondirt mit der oben angegebenen für preufs. Maafs (s. S. 61).

Taf. 2. Fig. 12 bis 15 zeigen in natürlicher Gröfse die Durchschnitte durch Schrauben der Whitworthschen Skala, und zwar:

Fig. 12	eine Schraube von	$\frac{1}{4}$ Zoll-Durchmesser,	
Fig. 13	"	"	$\frac{1}{2}$ "
Fig. 14	"	"	$\frac{3}{4}$ "
Fig. 15	"	"	1 "
Fig. 16	"	"	$1\frac{1}{4}$ "
Fig. 17	"	"	$1\frac{1}{2}$ "

Wenn man veranlaßt ist, Schrauben mit mehrfachen Gewinden zu konstruiren, so bleiben die Dimensionen des Gewindes dieselben, wie bei den einfachen Gewinden, nur wird dann die Steigung gleich der 2 bis 3fachen Gangbreite, je nachdem die Schraube eine doppelte, dreifache etc. werden soll.

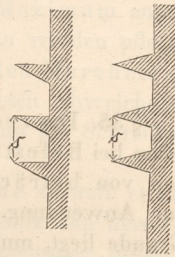
Der Neigungswinkel der Spirale (§ 29), welcher von der Spitze des erzeugenden Dreiecks beschrieben wird, ist, wenn die Steigung im Durchmesser enthalten ist:

3 mal	$3\frac{1}{2}$ mal	4 mal	$4\frac{1}{2}$ mal	5 mal	6 mal	7 mal	8 mal	9 mal	10 mal	12 mal	15 mal
6° 3'	5° 12'	4° 32'	4° 3'	3° 39'	3° 2'	2° 36'	2° 17'	2° 2'	1° 50'	1° 31'	1° 13'

Außer bei den Befestigungsschrauben kommt die dreiseitige Form des Gewindes auch bei Schrauben vor, welche aus Holz (gewöhnlich aus einem harten, festen Holze) angefertigt werden. Die Natur des Materials gestattet hier nicht eine so große Feinheit des Gewindes, wie bei den metallenen Schrauben und

eben so wenig eine so große Verschiedenheit in dem Verhältnisse zwischen dem Durchmesser und der Steigung. Eine allgemein angenommene Skala existirt hier nicht, doch kann nach guten Mustern die Regel aufgestellt werden: daß man für Schrauben von Holz die Gangbreite gleich $\frac{1}{4}$ bis $\frac{2}{7}$ des Spindeldurchmessers mache, daß also der Spindeldurchmesser das $3\frac{1}{2}$ bis 4fache der Gangbreite betragen müsse. Bei Schrauben, deren Durchmesser einen Zoll und weniger beträgt, wählt man am passendsten das Verhältniß 1:4 zwischen Gangbreite und Spindeldurchmesser. Bei Schrauben von sehr großem Durchmesser kann man bis zu einem Verhältniß von 1:4 $\frac{1}{2}$ gehen. Nur selten findet man das Verhältniß von 1:5 in Anwendung gebracht; es ist dieses überhaupt als die äußerste Grenze der Feinheit der Gewinde bei hölzernen Schrauben anzusehen. Bei mehrfachen Schrauben von Holz behält man dieselbe Gangbreite bei, welche eine einfache Schraube von demselben Durchmesser haben würde. Die Steigung ist dann aber gleich der mehrfachen Gangbreite.

Die dreiseitigen Schraubengewinde finden noch eine fernere Anwendung bei den Holzschrauben (fr. *vis à bois*, *clous à vis* — engl. *wood-screws*). Der Kern der Schraube ist hier gewöhnlich ein wenig konisch und es ist unter dem Spindeldurchmesser der mittlere Durchmesser verstanden. Das erzeugende Dreieck ist bei diesen Schrauben entweder ein gleichschenkliges oder ein rechtwinkliges, dessen eine Kathete in die Seite des konischen Kerns fällt. Die Verhältnisse dieser Schrauben sind nach Angaben von Karmarsch aus Messungen an besonders schönen Exemplaren folgende:



III. Tabelle

über die Verhältnisse guter Holzschrauben:

Durchmesser in Zollen	Anzahl der Gewinde auf eine Länge		Tiefe der Gewindengänge	Verhältniß der Gewindetiefe zum Durchmesser	
	gleich 1 Zoll	gleich dem Durchmesser		zum Durchmesser	zur Steigung
0,44	6 $\frac{1}{4}$	2,75	0,078"	1:5,64	1:2,05
0,23	12	2,76	0,050"	1:4,6	1:1,67
0,17	15	2,55	0,040"	1:4,25	1:1,67
0,08	27	2,16	0,020"	1:4,0	1:1,85

Gewöhnlich macht man die Gangbreite, wenn der Querschnitt des Gewindes ein gleichschenkliges Dreieck ist, gleich der halben Steigung, und dann ist der Kantenwinkel durchschnittlich $51^{\circ} 35'$. Wenn dagegen der Querschnitt des Gewindes ein rechtwinkliges Dreieck ist, so macht man die Gangbreite etwa gleich $\frac{3}{4}$ der Steigung, und dann ist der Kantenwinkel durchschnittlich $= 55^{\circ} 35'$. In beiden Fällen wird zwischen den einzelnen Schraubengängen, da die Gangbreite kleiner, als die Steigung ist, ein Theil des Kerns sichtbar werden.

2) Das rechteckige Gewinde.

Verhältnisse des rechteckigen Gewindes.

§ 35. Das rechteckige, auch flache Gewinde genannt, kommt selten bei Befestigungsschrauben, und überhaupt nur bei Schrauben von beträchtlichem Durchmesser und größerer Steigung zur Anwendung. Das Rechteck, welches diesem Gewinde zum Grunde liegt, muß wenigstens gleiche Höhe und Breite haben, also ein Quadrat sein, besser ist es jedoch, wenn man die Dimension, welche der Gangtiefe entspricht, ein wenig größer macht (etwa $\frac{1}{5}$ bis $\frac{1}{4}$), als die andere Dimension, welche die Gangbreite abgiebt. Die Gangbreite muß hier immer kleiner als die Steigung sein; man macht sie bei Schrauben mit einfachen Gewinden gewöhnlich gleich der halben Steigung. Wenn die Mutter aus einem Material von geringerer Widerstandsfähigkeit, als die Schraube besteht, so sucht man auch wohl zuweilen die Widerstandsfähigkeit der Schraube und der Mutter dadurch gleich groß zu machen, daß man den Gängen der Mutter eine größere

Breite, als denen der Schraube giebt. Aus diesem Grunde macht man den Zwischenraum zwischen den Schraubengängen, welcher den Gängen der Mutter entspricht, quadratisch im Querschnitt, während die Gänge der Schraube ein Rechteck zum Querschnitt haben.

Bezeichnet b die Gangbreite,
 t die Gangtiefe,
 s die Steigung,

so hat man hiernach:

$$t = b, \text{ auch wohl } = 1\frac{1}{5}b \text{ bis } \frac{1}{4}b,$$

$$b = \frac{1}{2}s, \text{ auch wohl } = s - t, \text{ daher} \\ = \frac{8}{17}s \text{ bis } \frac{4}{9}s.$$

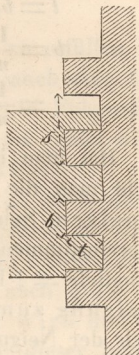
Die Feinheit des Gewindes variirt bei den Schrauben mit flachen Gängen viel weniger, als bei den Schrauben mit dreiseitigen Gewinden. Eine allgemein eingeführte Skala fehlt hier noch, ist auch von geringerer Wichtigkeit, als bei den dreiseitigen Gewinden.

Dennoch pflegt man hier das Verhältnifs $3\frac{1}{2}:1$ bis $4:1$ zwischen dem Spindeldurchmesser und der Steigung bei einfachen Schrauben ziemlich allgemein als das beste festzuhalten. Sehr selten findet ein kleineres oder ein größeres Verhältnifs statt, und $3\frac{1}{3}:1$ kann man als das Minimum, $4\frac{1}{2}:1$ als das Maximum ansehen, welches überhaupt in der Praxis ausgeführt zu werden pflegt. Die Gangbreite ist daher gewöhnlich $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ des Durchmessers, mit Rücksicht auf die kurz vorher angedeuteten Abweichungen für den Fall, wo man die Gänge der Mutter und der Schraube von verschiedener Breite macht.

Da die Gangbreite der flachen Gewinde überall etwa nur halb so groß ist, als die der dreiseitigen Gewinde von derselben Steigung, so eignen sich jene für große Steigungen besser, als diese.

Man wendet daher bei starken Steigungen vorzugsweise die flachen Gewinde an, entweder einfach oder als mehrfache Gewinde. Das mehrfache Gewinde kommt allemal zur Anwendung, wo das Verhältnifs der Steigung zum Durchmesser die oben angegebenen normalen Werthe übersteigt, wo also die Steigung größer ist, als $\frac{2}{7}$ bis $\frac{1}{4}$ des Durchmessers.

Bei Anwendung der mehrfachen Gewinde bestimmt man die Gangbreite und Gangtiefe ähnlich wie bei den einfachen Schrauben. Wenn man eine n -fache Schraube hat, ist daher:



$$t = b, \text{ auch wohl } = 1\frac{1}{8}b \text{ bis } 1\frac{1}{4}b,$$

$$b = \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{2}s, \text{ auch wohl } = s - nt, \text{ daher}$$

$$= \frac{1}{n} \cdot \frac{8}{17}s \text{ bis } \frac{1}{n} \cdot \frac{4}{9}s.$$

Hat man in der Bestimmung der Verhältnisse freie Wahl, so sucht man die Dimensionen des Gewindes auch bei mehrgängigen Schrauben mit denjenigen der einfachen Schrauben übereinstimmend zu machen. Man macht also die Gangbreite und Gangtiefe $= \frac{1}{7}$ bis $\frac{1}{8}$ des Spindeldurchmessers; das Verhältniß der Steigung zum Durchmesser ist hierdurch fest bestimmt, daher auch der Neigungswinkel der Spirale, welche von dem äußersten Punkte der Schraube beschrieben wird. Es ist nämlich:

für das	Wenn die Gangbreite gleich $\frac{1}{7}$ des Durchmessers ist:		Wenn die Gangbreite gleich $\frac{1}{8}$ des Durchmessers ist:	
	das Verhältniß der Steigung zum Durchmesser	der Neigungswinkel	das Verhältniß der Steigung zum Durchmesser	der Neigungswinkel
zweifache Gewinde	1 : $1\frac{3}{4}$	10° 19'	1 : 2	9° 3'
dreifache „	1 : $1\frac{1}{6}$	15° 16'	1 : $1\frac{1}{3}$	13° 26'
vierfache „	1 : $\frac{7}{8}$	20°	1 : 1	17° 40'

c) Schrauben zur Befestigung.

Schraubenbolzen. Befestigungsschrauben.

§ 36. Die zur Befestigung dienenden Schrauben sind stets mit Schraubenmuttern versehen. Ist die Schraubenmutter in eins der aneinander zu befestigenden Stücke eingeschnitten, so heißt das Befestigungsmittel vorzugsweise eine **Befestigungsschraube**; ist die Schraubenmutter als besonderer, von den Befestigungsstücken unabhängiger Theil dargestellt, so nennt man den Theil, welcher das äußere Schraubengewinde trägt, einen **Schraubenbolzen** (fr. *boulon taraudé* — engl. *screw-bolt*). Sowohl die Befestigungsschrauben, als die Schraubenbolzen müssen mit einem Kopf (fr. *tête de vis* — engl. *screw-knob*) versehen sein, denn da die Wirkung der Schraube bei der Befestigung in dem Zusammenklemmen der Befestigungsstücke vermöge eines hinreichend starken Druckes besteht (§ 27), so ist es nöthig, diesem Druck an jedem der Befestigungstheile eine hinreichende An-

griffsfläche darzubieten; diesen Zweck erfüllt einerseits die Schraubenmutter, andererseits der Kopf.

Da beide Theile einen ganz ähnlichen Zweck zu erfüllen haben, so pflegt man ihnen bei den Schraubenbolzen auch eine äusserlich ganz ähnliche Form zu geben. Was daher in Folgendem über die Form der Muttern der Schraubenbolzen gesagt wird, gilt fast allgemein auch für die Form der Bolzenköpfe.

Die Form der Muttern und Bolzenköpfe ist noch durch einen zweiten Zweck bedingt, welchen sie neben jenem der Darbietung einer geeigneten Angriffsfläche für den Druck, erfüllen müssen. Die Wirkung einer Schraube kann nämlich nach § 32 nur dann erfolgen, wenn entweder die Mutter gedreht wird und der Bolzen feststeht, oder umgekehrt etc. Einer dieser beiden Theile muss also so beschaffen sein, dass man ihn ohne Schwierigkeit in Umdrehung setzen kann, der andere aber so, dass er dieser Umdrehung nicht zu folgen vermag. Es ist üblich, bei den Befestigungsschrauben die Schraube, bei den Bolzen die Mutter zu drehen. Die Umdrehung erfolgt gewöhnlich bei den Befestigungsschrauben und bei den Bolzen mittelst eines Hebels. Zuweilen ist dieser Hebel mit dem Schraubenkopf oder mit der Mutter zusammenhängend, zuweilen besteht er in einem besondern Werkzeug und heisst dann Schraubenschlüssel (fr. *clef à vis*, *clef à écrous* — engl. *screw-key*, *screw-wrench*). Kleinere Schrauben dreht man mittelst eines Schraubenziehers (fr. *tournevis* — engl. *screw-driver*, *turn-screw*) d. i. ein Werkzeug, welches aus einer Drehachse besteht, die mit dem Schraubenkopf in irgend einer Weise so gekuppelt wird, dass sie mit der Verlängerung der Achse der Schraubenspindel zusammenfällt, und welche man mit der Hand so in Umdrehung setzt, dass sich die Schraube mit dem Schraubenzieher gemeinschaftlich drehen muss.

Hiernach lassen sich die Köpfe und beziehungsweise die Muttern ihrer äussern Form nach eintheilen:

- a) in solche, welche ohne besonderes Werkzeug mit den Fingern oder mit der Hand gedreht werden;
- b) in solche, welche mittelst eines Schraubenschlüssels gedreht werden;
- c) in solche, welche mittelst eines Schraubenziehers gedreht werden.

1) Köpfe und Muttern, welche ohne besonderes Werkzeug angezogen werden.

Verschiedene Formen und Verhältnisse derselben.

§ 37. Den Köpfen und Muttern der Schrauben, welche ohne Hilfe eines Schraubenschlüssels oder Schraubenziehers gedreht werden sollen, pflegt man folgende Formen zu geben:

1) Mikrometernuttern. Ganz kleinen Befestigungsschrauben, welche nur eines geringen Druckes zur Umdrehung bedürfen, giebt man kreisförmige, flache Köpfe oder Muttern, welche an ihrer äußern Peripherie mit Einschnitten versehen (gerändert) sind. Man sucht hierdurch die nöthige Rauheit zu erzeugen, um zu verhindern, daß die Finger beim Anfassen gleiten. Man macht den Durchmesser dieser Köpfe etwa gleich dem 3 bis $3\frac{1}{2}$ fachen des Durchmessers der Schraube und die Höhe derselben gleich dem 1 bis $1\frac{1}{4}$ fachen Durchmesser. (Taf. I. Fig. 18 und 19.)

Taf. 1.
Fig. 18
und 19.

2) Flache, ovale Köpfe wendet man ebenfalls nur bei schwachen Schrauben an, und namentlich dann, wenn die Schraube öfters gelöst werden soll und wenn man dies mit einiger Bequemlichkeit bewirken will. Die Form des Kopfes ist eine Ellipse, deren kurze Achse in der Verlängerung der Spindelachse liegt, und die gleich dem $1\frac{3}{4}$ bis 2fachen des Spindeldurchmessers ist. Die lange Achse kann gleich dem 3 bis $3\frac{1}{2}$ fachen des Spindeldurchmessers gemacht werden, und die Dicke des Kopfes gleich dem halben, bei schwachen Schrauben auch wohl gleich dem ganzen Spindeldurchmesser. (Taf. I. Fig. 20.) Für Muttern ist diese Form nicht möglich; man ersetzt sie durch:

Taf. 1.
Fig. 20.

3) Flügelmuttern. Die Muttern selbst haben gewöhnlich äußerlich eine cylindrische oder auch wohl konische Form. Sie sind mit zwei Flügeln versehen, denen man eine passende Gestalt giebt, um sie mit den Fingern leicht drehen zu können. Die Stärke dieser Flügel macht man gleich dem halben bis ganzen Spindeldurchmesser, durchschnittlich gleich $\frac{3}{4}$ desselben. Folgende Verhältnisse sind für die Muttern und Flügel im Allgemeinen passend (Taf. I. Fig. 21 und Fig. 22):

Taf. 1.
Fig. 21
und 22.

Spindeldurchmesser der Schraube	= d
Höhe der Mutter	= $1\frac{1}{2}$ bis $2d$
Äußerer Durchmesser der Mutter oben	= $1,5d$
Äußerer Durchmesser der Mutter unten	= $2d$
Äußerer Durchmesser der Flügel	= $6,5$ bis $7d$
Stärke der Flügel	= $\frac{3}{4}d$
Höhe der ganzen Mutter mit den Flügeln	= $3,5$ bis $4d$

Für hölzerne Schrauben pflegt man die Flügelmutter nach den auf Taf. 1. Fig. 23 dargestellten Form zu gestalten.

Taf. 1.
Fig. 23.

4) Armmuttern. Anstatt der Flügel giebt man den Muttern, namentlich wenn der zum Anziehen oder zum Lösen anzuwendende Druck zu bedeutend ist, um ihn mit den Fingern zu bewirken, Arme. Man macht deren einen, zwei bis vier. Diese Arme erhalten sehr verschiedene Formen, deren einige auf Taf. 1. Fig. 24 und 25 und Taf. 3. Fig. 1 angedeutet sind.

Taf. 1.
Fig. 24
und 25.

Fig. 24 zeigt eine Armmutter von Messing oder Bronzezuguss, welche sich in ihrer Form den Flügelmuttern nähert.

Fig. 25 zeigt eine Mutter mit Armen, welche nach der Form gewöhnlicher Hebel konstruirt und mit Handhaben versehen sind.

Taf. 3. Fig. 1 ist eine Mutter mit zwei Armen, welche entweder mit der cylindrischen Mutter zusammengegossen werden können, oder als besondere Theile in dieselbe eingeschraubt sind. Man macht dergleichen Arme wenigstens so lang, das man sie mit der vollen Faust bequem umfassen kann, d. i. $3\frac{1}{2}$ bis 4", und giebt dieser Länge, je nach dem erforderlichen Druck, welchen man durch den Hebelsarm übertragen will, noch den 3 bis 6fachen Spindeldurchmesser zu.

Taf. 3.
Fig. 1.

5) Bügelmuttern. Wenn die Mutter zwar gewöhnlich mit der Hand gedreht werden, aber doch zuweilen einen so grossen Druck ausüben soll, das man ihn nur mittelst eines Hebels erzeugen kann, wendet man Bügelmuttern oder Köpfe mit Bügeln an. Dieselben gestatten ein bequemes Einfassen mit der Hand und geben zugleich die Möglichkeit, einen Hebel durchzustecken, mit welchem man die Schraube fester anziehen kann. Um die Finger, mit Ausschluss des Daumens, bequem durchstecken zu können, mus der Bügel im Lichten wenigstens 3 bis $3\frac{1}{2}$ " weit sein. Die lichte Höhe desselben mus, damit man sich die Finger nicht stösst, $1\frac{1}{4}$ bis $1\frac{1}{2}$ " betragen. Zu dieser Höhe kommt noch bei Schraubenmuttern das Stück, um welches sich die Spindel durch die Mutter durchschraubt. Von der Länge dieses Stückes hängt es daher ab, ob man dem Bügel eine elliptische oder kreisförmige Gestalt geben mus. Die Stärke des Bügels macht man wenigstens $\frac{1}{4}$ Zoll; bei stärkern Schrauben, die einen grössern Druck auszuhalten haben, macht man sie etwas stärker. Man kann als passenden Werth für die Stärke des Bügels

Taf. 3.
Fig. 2
und 3.

$$= \frac{1}{3}d + \frac{1}{4} \text{ Zoll}$$

nehmen, wenn d den Spindeldurchmesser der Schraube in Zollen bezeichnet.

2) Köpfe und Muttern, welche mittelst eines Schraubenschlüssels gedreht werden.

Runde Schraubenköpfe und Muttern.

§ 38. Die Hauptformen der Köpfe und Muttern, welche mittelst eines Schraubenschlüssels gedreht werden sollen, beschränken sich auf drei, nämlich:

- | | | |
|---|---|--------------------|
| 1) runde
2) quadratische
3) sechseckige | } | Köpfe und Muttern. |
|---|---|--------------------|

Durch die Form des Kopfes oder der Mutter wird auch die Form des Schraubenschlüssels bedingt.

Die runden Köpfe und Muttern haben zwar das Bequeme, daß sie sich auf der Drehbank leicht herstellen lassen, indessen macht die Anbringung des Schraubenschlüssels einige Schwierigkeit.

Die **runden Köpfe** der Befestigungsschrauben, welche entweder cylindrisch oder kugelförmig sind, pflegt man kreuzweise zu durchbohren (Taf. 3. Fig. 4) und den Schlüssel in Form eines cylindrischen oder etwas konischen Dorns zu gestalten. Zuweilen ist es bequem, den Schlüssel hakenförmig zu machen, um sicherer einfassen zu können. Ein solcher Schlüssel ist dann gewöhnlich an dem andern Ende als Dorn gestaltet, um ihn in beiderlei Gestalt gebrauchen zu können. (Taf. 3. Fig. 5.) Die hakenförmige Gestalt ist besonders dann zu empfehlen, wenn man den Kopf so niedrig machen muß, daß die kreuzweise Durchbohrung in der erforderlichen Stärke nicht möglich ist. Man macht dann am Rande des Kopfes prismatische Einschnitte, deren Seitenbegrenzung gewöhnlich radial ist. Einen andern Schlüssel, welcher zu derselben Form der Muttern gebraucht werden kann, zeigt Taf. 3. Fig. 6. Man kann für diesen Schlüssel die Mutter auch wie in Fig. 7 gestalten. Für Schraubenköpfe, bei denen zwischen den Zapfen des Schlüssels kein Platz zum Durchlassen der Schraube nöthig ist, kann der Schlüssel auch die Form Taf. 3. Fig. 8 bekommen.

Wenn es darauf ankommt, den Schlüssel immer im Kopf stecken zu lassen (welches bei Schrauben, die häufig und augenblicklich gelöst werden sollen — in sofern es der Platz gestattet — besonders Schlüsseln allemal vorzuziehen ist), so macht man den Schlüssel cylindrisch und versieht ihn an jedem Ende mit einem Knopf, welcher das Durchgleiten verhindert. Der Schlüssel ist im Kopf verschiebbar, um stets einen möglichst langen Hebelsarm zu gewähren.

Taf. 3.
Fig. 4.

Taf. 3.
Fig. 5.

Taf. 3.
Fig. 6
bis 8.

Taf. 3.
Fig. 9.

Die Verhältnisse dieser Köpfe sind passend folgende (Taf. 3. Fig. 4 und 9):

Spindeldurchmesser der Schraube . . .	= d
Höhe des Kopfes	= 1.5 bis $2d$
Durchmesser des Kopfes	= $2d$
Durchmesser des Lochs für den Schlüssel	= $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}d$
Länge des Schlüssels	= 8 bis $9d$.

Die runden Köpfe der Schraubenbolzen sind selten zum Drehen des Bolzens bestimmt, da man hier vielmehr die Mutter zu drehen pflegt. (§. 36). Dagegen muß man dafür sorgen, daß der Bolzen dieser Drehung nicht folgt, und kann dies leicht bewirken, indem man den Bolzenkopf festhält, etwa mit einem Schraubenschlüssel. Dann giebt man demselben die eben beschriebenen Formen, wie bei den Befestigungsschrauben. Gestatten der Raum oder andere Rücksichten diese Anordnung nicht, so muß man das Drehen des Bolzens auf andere Weise verhindern. Man kann dies erreichen:

- a) indem man den Schaft des Bolzens und das Bolzenloch quadratisch gestaltet (Taf. 3. Fig. 10);
- b) indem man dem Bolzenschaft eine kleine Feder einsetzt, welche in eine entsprechende Nuth des Bolzenlochs einfaßt (Taf. 3. Fig. 11);
- c) indem man dem Bolzenkopf da, wo er mit dem Schaft zusammentrifft, eine kleine Warze giebt (Taf. 3. Fig. 12).

Taf. 3.
Fig. 10
bis 12.

Es mag hier gleich angeführt werden, daß man sich bei eckigen Köpfen dadurch helfen kann:

- d) daß man den Kopf in das eine Befestigungsstück ganz oder theilweise einläßt (Taf. 3. Fig. 13) oder
- e) daß man seitwärts oder durch den Schaft einen flachen Keil einschiebt, in welchem Falle man häufig den Kopf überhaupt entbehren kann. (Taf. 3. Fig. 14 und 15.)

Taf. 3.
Fig. 13
bis 15.

Die runden Köpfe der Bolzen gestaltet man entweder als Kugelsegmente (Taf. 3. Fig. 10) oder als Halbkugeln (Taf. 3. Fig. 12) oder cylindrisch (Taf. 3. Fig. 11). Den Durchmesser macht man gewöhnlich gleich dem doppelten Spindeldurchmesser der Schraube, die Höhe ist dann bei dem halbkugelförmigen Kopfe gleich dem Spindeldurchmesser, bei den beiden andern Formen nimmt man sie $\frac{1}{2}$ bis $\frac{3}{4}$ desselben.

Die **runden Muttern** der Schraubenbolzen, welche durch einen Schlüssel gedreht werden sollen, kann man selten, wie

den Kopf in Taf. 3. Fig. 4 gestalten, da die Mutter durch die mehrfachen Bohrungen zu sehr geschwächt werden würde. Es ist dies nur bei Müttern von beträchtlichem Durchmesser zulässig. Man wählt hier lieber die in Taf. 3. Fig. 7 angedeutete Form.

Will man den Schraubenköpfen oder den Müttern aus irgend einem Grunde keine Ecken, Einschnitte oder Durchbohrungen geben, sondern sie vollkommen cylindrisch lassen, so kann man den in Taf. 3. Fig. 16 gezeichneten Schraubenschlüssel von Jones *) anwenden. Der Schlüssel besteht aus zwei Schenkeln nach Art einer Zange; der eine Schenkel hat ein kreisförmiges Auge, in welches der Schraubenkopf oder die Mutter genau paßt, und außerdem einen kleinen Zapfen, um welchen sich der andere Schenkel drehen läßt. Indem man diesen anzieht, legt sich sein kreisförmiges Maul an die Peripherie des Schraubenkopfes an, und erzeugt dadurch die nöthige Reibung, um denselben zu drehen.

Quadratische Schraubenköpfe und Müttern.

§ 39. Die quadratischen Schraubenköpfe und Müttern werden in den einfachsten Formen, wie in Taf. 3. Fig. 17, gewöhnlich nur bei gröberer Arbeit angewendet. Man schmiedet die Mutter und den Kopf ab und läßt sie im Uebrigen unbearbeitet, allenfalls bricht man die Kanten. Bei sauberer Ausführung bringt man den quadratischen Querschnitt gewöhnlich nur dann zur Anwendung, wenn es darauf ankommt, für den Schraubenkopf aus irgend einem Grunde möglichst kleine Dimensionen zu erhalten; z. B. wenn die Schrauben so nahe neben einander liegen, daß man für den Angriff des Schraubenschlüssels im Platz beschränkt ist etc. Den Müttern pflegt man in diesem Falle noch einen Ansatz von kreisförmigem Querschnitt zu geben, um ihre Lagerfläche zu vermehren, wie in Taf. 3. Fig. 18, auch gestaltet man die Schraubenköpfe ähnlich, wie in Taf. 3. Fig. 19 und in Fig. 20. Dieser Ansatz hat zugleich den Zweck, dem Schraubenschlüssel als Auflager zu dienen, was besonders dann von Wichtigkeit ist, wenn man den Schlüssel zu öfterm Gebrauch auf den Schraubenköpfen stecken lassen will, oder wenn man den Schraubenkopf beim Ansetzen des Schlüssels nicht sehen kann. Sind die genannten Bedingungen nicht vorhanden, so läßt man den Ansatz fort, wie in Taf. 3. Fig. 21 und Fig. 22.

Die äußere Begrenzung der Müttern und Schraubenköpfe macht

*) Prechtl's technol. Encyklop. Band XIV. S. 48.

man entweder prismatisch, wie in Taf. 3. Fig. 20 und in Fig. 21 oder in Form einer abgestumpften Pyramide (Fig. 19 und 22).

Die Schraubenschlüssel für Muttern und Köpfe von quadratischem Querschnitt sind entweder offen oder geschlossen.

Man nennt einen Schraubenschlüssel offen, wenn er nur einen Theil der Begrenzung der Mutter umfaßt, und auf diese seitwärts aufgeschoben werden kann. Ein offener Schlüssel muß aber wenigstens eine Fläche mehr, als die Hälfte der Seitenzahl der Mutter oder des Kopfes umschließen.

Ein geschlossener Schraubenschlüssel dagegen ist ein solcher, welcher die ganze Mutter umfaßt.

Den Stiel oder das Heft des Schraubenschlüssels gestaltet man entweder flach oder rund, und biegt ihn zuweilen um, wenn es der Platz, den die Schraube einnimmt, erfordert. Die Länge des Stieles, von der Mitte der Schraube an gerechnet, macht man

$$= 3'' + (8 \text{ bis } 9)d.$$

Die Stärke des Stieles ist passend

$$= (\frac{1}{8} \text{ bis } \frac{1}{6}) \text{ Zoll} + \frac{1}{3}d, \text{ auch wohl}$$

$$= \frac{5}{12}d.$$

Die Breite des Stieles oben am Maule

$$= 2,4d \text{ oder}$$

gleich dem Durchmesser des um die Mutter beschriebenen Kreises.

Der Stiel verjüngt sich in seiner Breite nach dem Ende hin um etwa $\frac{1}{15}$ seiner Länge. Hat man zwei verschiedene Schlüssel an einem und demselben Stiele, so bestimmt man die Dimensionen des letztern nach dem stärksten Schraubendurchmesser, und läßt das Ende des Stieles passend in den Schlüssel für die kleinere Schraube übergehen.

Das Maul des offenen Schlüssels (Taf. 3. Fig. 23) macht man entweder $\frac{5}{6}$ so stark, wie der Schraubenkopf hoch ist, zuweilen etwas schwächer oder stärker. Die Breite des vollen Eisens läßt man in den Ecken gleich d und giebt dann durch die Korblinie eine passende Abrundung. Wenn man die Diagonale des Quadrats des Schraubenkopfes $= 2,4d$ oder die Seite des Quadrates $= 1,7d$ macht, so hat man den Vortheil, diese offenen Schlüssel auch sogleich für sechseckige Köpfe und Muttern von Schrauben, die denselben Durchmesser haben, gebrauchen zu können, namentlich wenn man eine Seite, wie in Fig. 25 auf Taf. 3 ausrundet. (Vergl. § 40. S. 78).

Das Maul des geschlossenen Schlüssels wird äußerlich entweder parallel zu der Oeffnung (Taf. 3. Fig. 26 u. 27) oder durch

Taf. 3.
Fig. 23
und 24.

Taf. 3.
Fig. 25
bis 27.

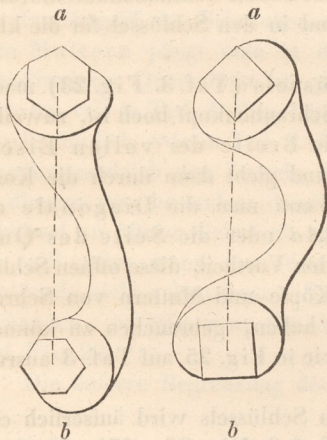
Taf. 3. einen Kreis begrenzt (Taf. 3. Fig. 28). Dasselbe schließt sich gewöhnlich so an den Stiel, daß die Diagonale des Quadrates in die Richtung des Stieles fällt, oder auch so, daß dieser normal zur Seite des Quadrates ist. Die geringste Wandstärke des Maules pflegt man in diesem Falle nicht unter $\frac{1}{2}d$ zu nehmen.

Der Schlüssel in Fig. 28 eignet sich vorzugsweise für die Schraubenköpfe Fig. 18 bis 21.

Sechseckige Schraubenköpfe und Muttern.

§ 40. Die sechseckige Form für die Köpfe und Muttern der Schraubenbolzen ist gegenwärtig die üblichste und fast von allen Maschinenbauern adoptirt worden. Diese Form gewährt gegen die quadratische nicht allein den Vortheil, daß sie eine größere Lagerfläche bei demselben Durchmesser des umschriebenen Kreises darbietet, sondern auch den, daß man stets nur eine Sechstel-Umdrehung zu machen braucht, um den Schlüssel in derselben Lage ansetzen zu können, von der man ausging, während bei den viereckigen Köpfen dazu eine Viertel-Umdrehung gehört. — Dies ist besonders von Wichtigkeit, wenn der Raum zum Anziehen der Mutter sehr beschränkt ist.

Es mag hier gleich bemerkt werden, daß man bei sehr engem Platze durch sogenannte Doppelschlüssel den Bogen, um welchen der Schlüssel gedreht werden muß, um ihn wieder ansetzen zu können, auf die Hälfte vermindern kann, so daß er bei viereckigen Muttern nur eine Achtel-, bei sechseckigen



nur eine Zwölftel-Umdrehung zu betragen braucht. Man giebt nämlich beiden Enden des Schlüssels Mäuler, welche für denselben Schraubenkopf passen, stellt diese Mäuler aber um eine Achtel-, beziehlich um eine Zwölftel-Umdrehung gegen einander verdreht. (Siehe den nebenstehenden Holzschnitt.) Es läßt sich leicht übersehen, daß wenn jetzt das Ende *a* des Schlüssels an den Schraubenkopf angreift, nach einer Drehung, die der doppelten Seitenzahl der Mutter entspricht, diese in

eine solche Stellung kommen muß, daß man mit dem Ende *b* anpacken kann, wobei der Stiel eine zu der jetzigen kongruente Stellung einnimmt.

Ist der Raum noch mehr beschränkt, und hat man der Schraube mehrere Umdrehungen zu geben, wobei das wiederholte Abnehmen und Ansetzen des Schlüssels unbequem und zeitraubend ist, so wendet man mit Nutzen den auf Taf. 3. Fig. 29 skizzirten Schlüssel mit Sperrhaken an. Er ist ein geschlossener Schlüssel, bei welchem das Heft sich um das Maul, dessen äußere Begrenzung cylindrisch ist, frei drehen kann. Das Heft und das Maul bilden also zwei unabhängige Stücke, damit jedoch das Maul, und somit die Mutter oder der Schraubenkopf, sich durch das Anziehen des Hefts gemeinschaftlich drehen können, ist das erste mit einem Sperrrad, das andre mit einem Sperrkegel versehen, welcher beim Vorwärtsdrehen das Maul mitnimmt, beim Rückwärtsbewegen des Hefts aber über die Zähne schleift.

Taf. 3.
Fig. 29.

Die Verhältnisse der sechseckigen Muttern und Schraubenköpfe sind passend folgende:

Spindeldurchmesser des Bolzens	= <i>d</i>
Höhe der Mutter oder des Kopfs	= <i>d</i>
Durchmesser des, um das Sechseck der Mutter umschriebenen Kreises	= $2d$
Seite des Sechsecks	= <i>d</i> .

Die sechseckigen Schraubenköpfe und Muttern führt man entweder ganz einfach aus, indem man nur an der äußern Fläche die Kanten bricht (Taf. 4. Fig. 1) oder man verziert sie, indem man die Stirnflächen kugelförmig abwölbt (Taf. 4. Fig. 2), oder als Facetten in die Seitenflächen übergehen läßt (Taf. 4. Fig. 3).

Taf. 4.
Fig. 1
bis 3.

Will man der Mutter eine größere Höhe geben, als die oben bezeichnete, so pflegt man gleichwohl die Höhe des sechskantigen Theils nicht größer als *d* zu machen, und dreht den obern Theil nach der Oberfläche einer Kugel ab. Man nennt solche Muttern kurzweg gedrehte Muttern (Taf. 4. Fig. 4). Wenn eine Mutter den Schlufstheil, den Mittelpunkt, oder sonst eine in die Augen fallende Stellung in der Maschine einnimmt, und als Haupttheil dargestellt werden soll, so pflegt man neben einer besonders eleganten und sauberen Ausführung, ihr auch eine auszeichnende Form zu geben, etwa wie in Taf. 4. Fig. 5. Muttern von dieser Form nennt man Hutmuttern.

Taf. 4.
Fig. 4.

Taf. 4.
Fig. 5.

Die Schraubenschlüssel für sechseckige Köpfe und Mut-

tern bekommen ähnliche Verhältnisse wie diejenigen für quadratische, über welche in § 39 das Nöthige gesagt worden ist. Wenn man die oben angeführten Verhältnisse für die Köpfe in Anwendung bringt, so hat man den Durchmesser des in das Sechseck geschriebenen Kreises gleich

$$2d \cdot \cos. 30^\circ = 1,732d.$$

Macht man also die Seite eines quadratischen Kopfes $= 1,7d$, oder die Diagonale (Durchmesser des umschriebenen Kreises) $= 1,7d \cdot \sqrt{2} = 2,4d$, so paßt dieser Schlüssel auch für einen quadratischen Schraubenkopf (§ 39. S. 75).

Taf. 4.
Fig. 6
bis 8.

Die Fig. 6, 7 und 8 auf Taf. 4 zeigen verschiedene Formen von offenen und geschlossenen Schraubenschlüsseln für sechseckige Muttern und Schraubenköpfe mit den passenden Verhältnissen. Andere Formen kann man leicht den Schraubenschlüsseln in § 39 (Taf. 3. Fig. 23 bis 29) nachbilden.

Taf. 4. Fig. 6 zeigt einen Schraubenschlüssel mit offenem Maule für sechseckige Schraubenköpfe und Muttern. Das Maul ist äußerlich durch eine Korblinie begrenzt, deren Mittelpunkte in zwei Ecken des Sechsecks und in dem Mittelpunkt der Schraube liegen. Der Stiel ist flach, $\frac{1}{3}d + \frac{1}{8}$ Zoll stark.

Taf. 4. Fig. 7 ist ein Doppelschlüssel in halber natürlicher Größe, für Schrauben von 1 Zoll und von $\frac{2}{3}$ Zoll Spindel-durchmesser passend; das Heft ist von kreisförmigem Querschnitt, $\frac{4}{5}d$ im Durchmesser.

Taf. 4. Fig. 8 ist ein Schraubenschlüssel mit geschlossenem sechseckigem Maule und mit rundem Stiele für eine halbzöllige Schraube.

Universal - Schraubenschlüssel.

§ 41. In einer geordneten Werkstatt wird man für die üblichen Dimensionen der Befestigungsschrauben die nöthigen Schraubenschlüssel vorrätzig haben. Selten kommen Befestigungsschrauben von mehr als 2 Zoll Durchmesser vor. Nimmt man die Durchmesser der Whitworth'schen Skala (§ 34), und richtet jeden Schlüssel für zwei Schraubendurchmesser passend ein, so hat man nur acht verschiedene Schlüssel nöthig.

Bei ein und derselben Maschine sucht man möglichst wenig Schrauben von verschiedenen Durchmessern in Anwendung zu bringen, so daß man möglichst wenig verschiedener Schraubenschlüssel bedarf, um die Maschine auseinander zu nehmen und zusammzusetzen. Zur Erreichung dieses Zweckes, macht man lie-

ber einzelne Schrauben ein wenig stärker, als durchaus nöthig ist, oder weicht wohl (was aber weniger empfehlenswerth ist) von den üblichen Verhältnissen etwas ab. Dennoch kommt es vor, daß man mit Schraubenköpfen und Muttern von sehr verschiedenen Dimensionen zu thun hat; theils weil die einzelnen Werkstätten noch kein übereinstimmendes System angenommen haben, und daher die Schlüssel der einen Werkstatt nicht immer zu denen der andern passen, theils auch, weil man in manchen Werkstätten in dieser Beziehung noch eine große Unordnung oder wenigstens Unachtsamkeit findet. Es ist daher von Wichtigkeit, Schraubenschlüssel zu besitzen, welche für Köpfe und Muttern von sehr verschiedenen Dimensionen passen. Solche Schraubenschlüssel nennt man Universalschlüssel. Sie werden gewöhnlich dadurch hergestellt, daß die Backen des Schlüsselmaules sich gegeneinander verstellen, und in der für den Schraubenkopf passenden Entfernung fixiren lassen; wegen der hierzu erforderlichen Einrichtung pflegt man dergleichen Schlüssel auch wohl Schraubenschlüssel mit Mechanismus zu nennen*).

Einige der empfehlenswerthesten Universalschlüssel sind in der Fig. 9 bis 12 auf Taf. 4 in Fig. 1 auf Taf. 5 dargestellt:

1) Taf. 4. Fig. 9. Der gewöhnliche, sogenannte englische Universalschlüssel besteht aus drei Haupttheilen: a) der Spindel, deren Ende hammerförmig ist und den einen Backen des Schlüsselmauls bildet, b) dem Rahmen, welcher den zweiten Backen darstellt, in welchem der flache Theil der Spindel sich verschieben läßt, und die nöthige Führung erhält, und endlich c) dem Griff, welcher hohl ist, und die Mutter der Spindel enthält. Um das Schlüsselmaul für verschiedene Muttern zu stellen, hat man nur nöthig, die Backen einander zu nähern oder von einander zu entfernen, was man dadurch erreicht, daß man den an der Spindel befestigten Backen geradlinig fortschiebt. Man wendet dabei das Prinzip in § 32 No. 3 an. Indem man nämlich den Griff, welcher die Mutter enthält, mit der Hand dreht, muß die Spindel sich heraus- oder hineinschieben, wenn man zugleich die Mutter hindert, sich ihrerseits gradlinig fortzubewegen. Um dies zu bewirken, ist das cylindrische Ende des Griffs mit einem Einschnitt x versehen

Taf. 4.
Fig. 9.

*) Eine sehr ausführliche Zusammenstellung der bisher gebräuchlichen Universal-Schraubenschlüssel befindet sich von Altmütter bearbeitet im 14. Bande von Prechtl's technol. Encyclopädie. Stuttgart 1846. Artikel »Schraubenschlüssel«.

(Fig. 9a), in diesen wird der aus zwei Hälften bestehende Ring (Fig. 9b) gelegt, und nun das Ende in die cylindrische (in Fig. 9c punktirte) Höhlung des Rahmens geschoben. Indem man von Aussen die kleinen Schraubchen in den Ring hineinschraubt, wird derselbe in der Höhlung des Rahmens festgehalten, hindert dadurch die Spindel, sich durch die Höhlung durchzuschieben, gestattet aber die Drehung derselben. Die Figuren sind sämmtlich ein Drittel natürlicher Gröfse.

Taf. 4. 2) Taf. 4. Fig. 10 zeigt einen Universalschlüssel für kleinere Bolzenköpfe und Muttern. Derselbe beruht auf einem ganz ähnlichen Prinzip wie der vorige, nur ist das eine Stück *b* anstatt in Form eines Rahmens, als runde Buchse gestaltet, und umschliesst die Spindel vollkommen. Der Schraubenschlüssel ist in der Ansicht und im Durchschnitt gezeichnet, und zwar in einem Drittel natürlicher Gröfse.

Taf. 4. 3) Taf. 4. Fig. 11. Der Schraubenschlüssel in Fig. 11 ist für Schraubköpfe bis zu 2" im Quadrat bestimmt und unterscheidet sich von den beiden vorigen dadurch, dass der Griff mit dem Rahmen fest verbunden ist, die Mutter *p* aber in einem entsprechenden Einschnitt des Rahmens liegt, und mit den Fingern gedreht werden kann, um die Spindel vor- oder zurückzuschieben. Die Seitenansicht und die Ansicht von oben sind in einem Drittel der natürlichen Gröfse dargestellt.

Taf. 4. 4) Taf. 4. Fig. 12. Ein abweichendes Prinzip für die Verschiebung und Feststellung des beweglichen Backens zeigt der Schraubenschlüssel in Fig. 12, welcher von seinem Erfinder Fenn benannt zu werden pflegt. Das Fixiren geschieht hier durch den kleinen Keil *n*, welcher mittelst eines Winkelhebels *p* ange-drückt wird. Die Einrichtung des Schlüssels ist übrigens aus der Zeichnung deutlich; dieselbe stellt eine Längensicht und eine Stirnansicht, sowie die Details des Keils *n* und des Hebels *p* in einem Drittel der natürlichen Gröfse dar.

Taf. 5. 5) Taf. 5. Fig. 1 zeigt einen andern englischen Universal-schlüssel in einem Drittel der natürlichen Gröfse. — Der Backen *a* ist beweglich; *b* dagegen mit dem Heft des Schlüssels in einem Stück. Der Backen *a* hat an seiner Basis eine Leiste *x*, welche sich in einer entsprechenden Nuth verschieben läfst. Dies Verschieben wird durch eine Schraube *y* bewirkt, welche in eine Oeffnung des Schlüssels eingesetzt ist, und in entsprechende Muttergewinde der Leiste eingreift. Die Schraube *y* dreht sich zwischen zwei kleinen, seitwärts eingeschraubten Spitzen (eine dieser Spitzen ist bei *z*

sichtbar) und ragt ein wenig über die Oberfläche des Schlüssels hervor, so daß man dieselbe mit dem Daumen und mit dem Zeigefinger, indem man den Schlüssel umgreift, leicht bewegen kann. Die Leiste x ist übrigens so gestaltet, daß sie sich nicht aus der Nut herausheben kann.

3) Köpfe und Muttern, welche mittelst eines Schraubenziehers gedreht werden.

Verschiedene Formen der Schraubenköpfe und Schraubenzieher.

§ 42. Die Schraubenköpfe, welche mittelst eines Schraubenziehers angezogen werden, sind meistens rund, entweder cylindrisch oder konisch. Letztere Form kommt namentlich dann vor, wenn die Schraubenköpfe nach Art der Niete versenkt werden sollen (§ 21). Zuweilen giebt man ihnen auch eine vier-eckige Form, wie die in § 39 beschriebenen und auf Taf. 3 in Fig. 18 bis 22 gezeichneten. In jedem Falle muß der Kopf so gestaltet sein, daß sich der Schraubenzieher ankuppeln läßt, und andererseits muß dieser wieder eine, der Form des Kopfes entsprechende Gestalt haben.

Für kleine Schraubchen ist es am üblichsten, dem Kopfe einen rechteckigen, schmalen Einschnitt zu geben, welcher in der Richtung des Durchmessers liegt (Taf. 5. Fig. 2); seltener macht man zwei, sich rechtwinklich kreuzende Einschnitte (Taf. 5. Fig. 3). Der Schraubenzieher bekommt in diesem Falle die Form eines flachen Meißels und ist von beiden Seiten zugeschärft, ohne doch eine eigentliche Schneide zu bilden. Dieser meißelförmige Theil des Schraubenziehers ist gewöhnlich von Stahl und gehärtet.

Taf. 5.
Fig. 2
und 3.

Für ganz kleine Schraubchen vereinigt man mehrere Schraubenzieher zu einem Werkzeuge. (Taf. 5. Fig. 4.)

Taf. 5.
Fig. 4.

Für größere Schrauben, welche zum Anziehen einen schärfern Druck erfordern, versieht man den stählernen Schraubenzieher mit einem Heft von Holz, welches entweder rund abgedreht und glatt (Taf. 5. Fig. 5), oder, um die Reibung in der Hand zu vermehren, geriffelt (Taf. 5. Fig. 6) oder kantig (Taf. 5. Fig. 7) ist.

Taf. 5.
Fig. 5
bis 7.

In Fig. 7 kann der Schraubenzieher in das Heft besonders eingesteckt werden; derselbe läßt sich nicht allein von beiden Enden brauchen, so daß, wenn das eine Ende durch den Gebrauch abgenutzt ist, man das andere nach außen bringen kann, sondern gewährt auch den Vortheil, Schraubenzieher von verschiedenen Formen bequem einsetzen zu können.

Taf. 5.
Fig. 8
und 9.

Will man den Schraubenkopf durch den Einschnitt nicht zu sehr schwächen, so giebt man auch wohl dem letztern eine, von der Mitte nach dem Rande zu schräge ablaufende Form. (Taf. 5. Fig. 8 und 9.) Der Schraubenzieher muß dann entsprechend gestaltet sein. Dieser Fall kommt namentlich bei kugelförmig gewölbten (Fig. 8) und bei sehr flachen Köpfen (Fig. 9) vor.

Ist der Schraubenkopf so flach, daß überhaupt kein Einschnitt zulässig ist, so giebt man demselben Oeffnungen, oder Kerben von der Seite, ähnlich den in § 38 beschriebenen und auf Taf. 3. Fig. 7 dargestellten runden Schraubenköpfen. Von dieser Art sind z. B. die Zirkelschrauben. Will man Muttern mit dem Schraubenzieher anziehen, so ist diese Konstruktion ausschließlich zu wählen, da hier diametrale Einschnitte nicht anzubringen sind. Der Schraubenzieher bekommt dann für kleinere Schraubchen die Form in Fig. 10 auf Taf. 5, auch die in Fig. 10. Fig. 4 an dem einen Schenkel angedeutete Form.

Taf. 5.
Fig. 11
und 12.

Als Universal-Schraubenzieher kann man sich für diesen Fall eines kleinen zirkelförmig gestalteten Werkzeugs bedienen (Taf. 5. Fig. 11). Für gröfsere Schraubenmuttern bedient man sich eines stärkern Schraubenziehers mit einem Heft, nach Art der Fig. 5. 6. 7, nur muß die Spitze wie in Fig. 12 gestaltet sein.

Die Schraubenköpfe von quadratischem Querschnitt, welche man durch Schraubenzieher anziehen will, bedürfen natürlich eines Werkzeugs, dessen Form von der vorigen wesentlich abweicht, insofern das Ende des Schraubenziehers hier mit einer Höhlung versehen ist, welche auf den Kopf genau aufpaßt. Das obere Ende kann nach einer der frühern Anordnungen gestaltet sein; häufig giebt man demselben die Gestalt eines Schlüssels (Taf. 5. Fig. 13). Auch für runde Köpfe kann man sich eines ähnlichen Instrumentes bedienen, wenn der Kopf einen Einschnitt, und die Höhlung des Schraubenziehers ein entsprechendes Querstück hat (Taf. 5. Fig. 14).

Taf. 5.
Fig. 14.

Erfordert das Anziehen der Schraube eine gröfsere Kraft, als man an dem gewöhnlichen Heft durch die Hand ausüben kann, so giebt man dem Schraubenzieher ein Querheft, nach Art eines Nagelbohrers (Fig. 14) oder setzt denselben auch wohl in einen gewöhnlichen Drehbohrer der Tischler ein.

Das Einstecken der Schrauben in die Muttern ist nicht selten mit Umständen verknüpft, namentlich wenn die Schraubchen sehr klein sind, so daß man sie mit den Fingern schwer fassen kann, oder auch, wenn man etwas lange Schrauben hat, denen man

mehrere Umdrehungen geben muß, bevor man den gewöhnlichen Schraubenzieher ansetzen kann. Im ersten Falle hilft man sich durch kleine Zangen (Pincetten), mit denen man das Schraubchen erfaßt. Hat man Schraubchen von Eisen oder von Stahl, so kann man mit Vortheil den Schraubenzieher magnetisch machen, wodurch er dieselben festhält.

Bei langen Holzschrauben wendet man sogenannte Schraubenlaternen an. Als Beispiel eines solchen Werkzeugs, dem man übrigens verschiedene Formen geben kann*), dienen Fig. 15 und 16 auf Taf. 5.

Taf. 5. Fig. 15 stellt eine Schraubenlaterne in einem Viertel natürlicher Größe dar, wie sie zur Befestigung der Eisenbahnschienen mittelst Holzschrauben von 6 bis 7 Zoll Länge und $\frac{1}{2}$ Zoll Durchmesser auf der Great-Western-Eisenbahn benutzt wurde. Die Schraubenköpfe sind mit einem Einschnitt versehen, in welchen sich der eigentliche Schraubenzieher *a* einsetzt; außerdem wird der Kopf noch von außen durch die beiden gabelförmigen Arme *b b'* der Laterne erfaßt. Diese Arme sitzen an einem gemeinschaftlichen Stiel, haben unten passende Einschnitte, um den Kopf fassen zu können, und halten denselben zangenartig fest, wenn man sie durch Hinabschieben des Ringes *c* zusammenspannt. Läßt man den Ring nach, so federn die Arme auseinander und der Kopf wird frei. Der Stiel ist da, wo er sich in die beiden Arme spaltet, mit einer flachrunden Höhlung versehen, in welcher der ähnlich gestaltete Kopf des Schraubenziehers hängt, so daß er vor dem Herausfallen geschützt ist. Zum Umdrehen des Schraubenziehers dient das Querheft *d*. Mit Hilfe dieser Schraubenlaterne kann man die Schrauben nicht vollständig einschrauben, man muß vielmehr zur Vollendung der Arbeit noch einen gewöhnlichen Schraubenzieher zu Hilfe nehmen.

Taf. 5. Fig. 16 ist eine andere Schraubenlaterne, bei welcher der Schraubenzieher mit dem Heft fest zusammenhängt, und die Schenkel der Zange seitwärts angeschraubt sind. Die Figuren sind in halber natürlicher Größe gezeichnet und für sich verständlich. Der Ring *x* spannt die Schenkel zusammen.

Die Schraubenlaternen dienen, außer zu dem genannten Zwecke, namentlich auch dazu, um die Schraube behufs des Schraubenschneidens am Kopfe festhalten zu können.

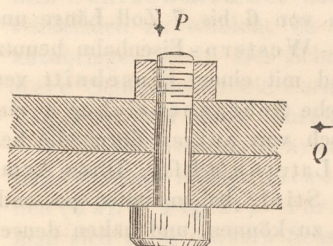
*) Prechtl's technologische Encyclopädie, Band XIV. S. 11 u. f.

Es lassen sich noch eine Menge Schraubenzieher dadurch konstruiren, daß man sie den in § 37 dargestellten Flügelmuttern etc. nachbildet. Man braucht nur die Höhlung von quadratischem Querschnitt zu machen, und sie auf passend gestaltete Schraubenköpfe aufzustecken.

d) Berechnung der Schrauben.

Widerstände, welche die Befestigungsschrauben auszuhalten haben.

§ 43. Nachdem in Vörstehendem die Konstruktion, die Form und die Verhältnisse der Schrauben erörtert worden sind, wird es nun darauf ankommen, den Werth der Einheit, von welcher alle jene Verhältnisse abhängig gemacht sind, nämlich den Spindel-Durchmesser, zu bestimmen.



Nach dem in § 27 aufgestellten Principe sollen die beiden Stücke mit einem solchen Drucke gegeneinander geprest werden, daß die hierdurch entstehende Reibung genügend ist, um dem auf Verschieben wirkenden Drucke Wider-

stand zu leisten; die Trennung der Fuge dagegen soll durch die Festigkeit der Schraube verhindert werden. Hiernach wird es bei der Berechnung der Dimensionen der Schraube auf die Beantwortung folgender beiden Fragen ankommen:

- 1) Wie stark muß die Schraube gemacht werden, um die beiden zu befestigenden Stücke mit dem, die nöthige Reibung erzeugenden Drucke zusammen zu pressen?
- 2) Welche Dimensionen muß die Schraube erhalten, um dem auf Trennung der Fuge wirkenden Drucke gehörig zu widerstehen?

Obwohl der Widerstand gegen das Verschieben außer durch die Reibung, auch noch durch die, in ihren Sitzen wie Niete wirkenden Bolzen gebildet wird, so ist es doch zu rathen, diesen Widerstand nicht mit in Rechnung zu ziehen, da man sich selten auf das vollkommene Schließen sämtlicher Bolzen verlassen kann, oft auch wohl den Bolzen und Schrauben absichtlich ein Spielraum in den Schraubenlöchern gegeben wird.

Bezeichnet P den Druck, mit welchem beide Befestigungsstücke zusammengeprest werden, μ den Reibungs-Koeffizien-

ten des Materials, und Q den Druck, welcher auf Verschiebung in der Richtung der Fuge wirkt, so hat man:

$$P\mu = Q,$$

$$P = \frac{Q}{\mu}.$$

Ist also der Druck Q bekannt, so kann man den Druck P leicht finden, und es handelt sich daher zur Beantwortung der ersten Frage darum:

den Druck zu bestimmen, welchen man durch eine gegebene Schraube nach der Richtung ihrer Axe ausüben kann.

Man wird dann sofort die Anzahl der erforderlichen Schrauben von gegebenen Durchmessern berechnen können, wenn man mit dem Druck, welchen eine Schraube ausüben kann, in den Gesamtdruck dividirt, oder umgekehrt, man wird den Druck, welchen jede einzelne Schraube auszuhalten hat, finden, wenn man mit der gegebenen Anzahl der Schrauben in den Gesamtdruck dividirt.

Zu diesen Berechnungen ist eine Untersuchung der statischen Wirkung der Schraube nöthig, welche der folgende § enthält.

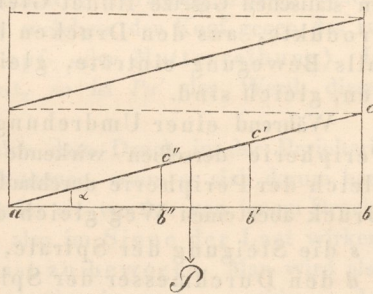
Berechnung der Schrauben auf den Widerstand gegen das Verschieben in der Richtung der Fuge.

§ 44. Denkt man eine Spirale mit konstantem Steigungsverhältniß in der Mantelfläche eines normalen Cylinders, und wickelt man die

Mantelfläche des Cylinders auf einer Ebene ab, so wird die Spirale als gerade Linie erscheinen. Bezeichnet nämlich ab die abgewickelte Peripherie, bc die Steigung der Spirale während einer Umdrehung, so ist $\frac{bc}{ab}$ das Steigungsverhältniß;

ist a der Anfangspunkt der Spirale, und zieht man ac , so

ist ac die abgewickelte Spirale. Denn, da das Steigungsverhältniß der Spirale konstant sein soll, so muß auch für jeden Punkt der abgewickelten Spirale, z. B. für c' , c'' etc. das



Verhältniß $\frac{c' b'}{a b'}$; $\frac{c'' b''}{a b''}$, welches das Steigungsverhältniß repräsentirt, konstant, also $= \frac{bc}{ab}$ sein; und dies ist nur möglich, wenn die abgewickelte Spirale eine gerade Linie ist. Der Winkel α ist dann der Neigungswinkel der Spirale, und diese selbst stellt sich in der Abwicklung als ein System von schiefen Ebenen dar. Man kann daher eine solche Spirale als eine kontinuierliche schiefe Ebene sich vorstellen, welche auf dem Mantel eines Cylinders aufgewickelt ist. Der Neigungswinkel dieser schiefen Ebene ist überall derselbe, nur ändert sich in jedem Punkte die Richtung ihrer Bahn.

Die Schraube wird nun nach den früher aufgestellten Ansichten nichts weiter, als die körperliche Darstellung dieser schiefen Ebene, behufs ihrer praktischen Anwendung sein (§ 33).

Denkt man in irgend einem Punkte auf der schiefen Ebene einen Druck P wirksam in einer konstanten Richtung, parallel mit der Axe der Spindel, und setzt man voraus, daß das ganze System der Richtung dieses Drucks nicht folgen könne, so wird die Schraube eine Drehung annehmen müssen; denn man braucht nur diesen Punkt als Mutter der Spirale (§ 32) anzusehen, und in Erwägung zu ziehen, daß hier der in § 32 unter No. 4 besprochene Fall vorliegt. Will man die Spirale an der Drehung hindern, also den Punkt im Gleichgewicht halten, so wird dies dadurch erreicht werden, daß man in der Peripherie der Spindel einen der Drehung entgegenwirkenden Druck anordnet. Nach einem bekannten statischen Gesetze findet Gleichgewicht statt, wenn die Produkte, aus den Drucken in die Wege, welche diese, falls Bewegung einträte, gleichzeitig durchlaufen würden, gleich sind.

Während einer Umdrehung der Spindel würde der an der Peripherie derselben wirkende Druck offenbar einen Weg gleich der Peripherie durchlaufen, der in der Mutter wirkende Druck aber einen Weg gleich der Steigung. Bezeichnet also:

s die Steigung der Spirale,

d den Durchmesser der Spindel,

P den Druck, welcher parallel mit der Axe wirkt,

p den Druck in der Peripherie der Spindel,

so hat man für das Gleichgewicht die Bedingungsgleichung:

$$Ps = p \cdot \pi d,$$

folglich

$$P = p \cdot \frac{\pi d}{s}$$

$$p = P \cdot \frac{s}{\pi d}$$

Es ist aber $\frac{s}{\pi d}$ das Steigungsverhältniß, und wenn

α den Neigungswinkel der Spirale

bezeichnet, so hat man:

$$P = p \cdot \cotang \alpha,$$

$$p = P \cdot \tang \alpha.$$

Diese Betrachtung gilt nur, wenn man sämtliche Widerstände, welche durch Reibung erzeugt werden, unbeachtet läßt. Diese Widerstände sind aber bei der Schraube gewöhnlich so beträchtlich, daß sie nicht vernachlässigt werden dürfen, ohne bedeutende Fehler zu machen. Es sind namentlich folgende Reibungswiderstände hier in Betracht zu ziehen:

1) Auf der schiefen Ebene selbst wird sowohl durch den Druck der Last P , als durch den Druck p eine Reibung erzeugt (Reibung im Gewinde), deren Werth nach dem obigen Gesetz sich leicht finden läßt. Es ist nämlich der durch P erzeugte Normaldruck $= P \cdot \cos \alpha$ und der von p erzeugte Normaldruck $= p \cdot \sin \alpha$, folglich wenn μ den Reibungs-Koeffizienten bezeichnet, der Werth der Reibung $= (P \cdot \cos \alpha + p \cdot \sin \alpha) \mu$.

2) Durch die Drehung der Mutter oder des Kopfes beim Einschrauben wird eine beträchtliche Reibung erzeugt, welche von dem Druck P herrührt, mit welchem der Kopf gegen das ruhende Stück gepreßt wird (Kopf- oder Mutterreibung). Ist μ' der Reibungs-Koeffizient, so ist $P\mu'$ der Werth dieser Reibung.

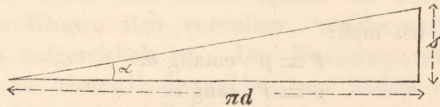
Beide Reibungswerthe werden dem Druck in der Peripherie der Spindel entweder zu Hilfe kommen, wenn es sich darum handelt, die Last fest zu halten, oder sie werden von jenem Drucke überwunden werden müssen, also im Sinne der Last wirken, wenn es darauf ankommt, die Last zu bewegen. Man wird also ihren Einfluß im ersten Falle negativ, im andern positiv zu der Wirkung von P hinzufügen müssen.

Betrachten wir jetzt die Wege, welche die einzelnen Drucke gleichzeitig bei eintretender Bewegung, z. B. während einer Umdrehung der Spindel, durchlaufen würden:

1) Der Druck p macht den Weg πd , und man hat das Produkt $p \cdot \pi d$ gleich zu setzen dem Produkt der Widerstände in ihre Wege.

2) Der Druck P macht den Weg s .

3) Die Reibung im Gewinde $(P \cdot \cos \alpha + p \cdot \sin \alpha) \mu$ durchläuft offenbar die Hypotenuse des rechtwinklichen Dreiecks,



und man hat das Produkt:

$$(P \cdot \cos \alpha + p \cdot \sin \alpha) \mu \sqrt{(s^2 + \pi^2 d^2)}.$$

4) Der Reibungswert $\mu' P$ ist auf der ringförmigen Fläche wirksam, welche durch die Differenz des Querschnitts des Kopfs oder der Mutter und des Spindelquerschnitts gebildet wird. Man kann denselben in einem Kreise vereinigt denken, dessen Halbmesser

$$\frac{2}{3} \frac{r^3 - r'^3}{r^2 - r'^2}$$

ist*), wenn r den größten Halbmesser des Ringstücks, r' den kleinsten bezeichnet. Nennt man den Durchmesser der Spindel d , denjenigen der Mutter D ; so ist $r = \frac{1}{2}D$, $r' = \frac{1}{2}d$, folglich der Halbmesser des Kreises, den der in Rede stehende Reibungswert bei einer Umdrehung durchlaufen würde:

$$\frac{1}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2},$$

folglich das Produkt aus der Reibung und dem Wege:

$$P \cdot \mu' \cdot 2 \cdot \frac{1}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \cdot \pi^{**}).$$

*) Vergl. Weisbachs Lehrbuch der Ingenieur- und Maschinen-Mechanik. Braunschweig 1845. Th. I. § 171. S. 176.

**) Man darf nicht übersehen, daß dieser Widerstand sich anders berechnet, wenn die Schraube etwa mit einer Spitze gegen das Widerlager drückt, oder wenn überhaupt die Voraussetzung nicht zutrifft, daß die Mutter oder der Kopf durch den Druck P gegen das Widerlager gepreßt werden, und bei der Umdrehung derselben die dadurch entstehende Reibung überwunden werden muß.

Hiernach hat man die Gleichung:

$$p \cdot \pi d = P \cdot s \pm \left[(P \cdot \cos \alpha + p \cdot \sin \alpha) \mu \sqrt{(s^2 + \pi^2 d^2)} + P \mu' \cdot \frac{2}{3} \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \pi \right]$$

Setzt man hierin den Durchmesser der Mutter durchschnittlich $D = 2d$, so findet sich der Werth p , welcher an der Peripherie der Spindel wirksam sein muß, um dem Drucke P **das Gleichgewicht zu halten** (—) oder den Druck P **zu bewegen** (+):

$$\begin{aligned} p &= P \frac{s}{\pi d} \pm \left[(P \cdot \cos \alpha + p \cdot \sin \alpha) \mu \frac{\sqrt{(s^2 + \pi^2 d^2)}}{\pi d} + P \cdot \mu' \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{7}{3} \right] \\ &= P \cdot \tan \alpha \pm \left[(P + p \cdot \tan \alpha) \mu + P \cdot \frac{14}{9} \cdot \mu' \right] \\ &= P \cdot \left\{ \frac{\tan \alpha \pm \left(\mu + \frac{14}{9} \mu' \right)}{1 \mp \tan \alpha \cdot \mu} \right\}. \end{aligned}$$

Setzt man durchschnittlich $\mu = \mu'$, und für Schmiedeeisen auf Schmiedeeisen $\mu = 0,16$, so hat man für den Druck, welcher zum **Anziehen** der Schraube nöthig ist:

$$p = P \frac{\tan \alpha + 0,41}{1 - 0,16 \tan \alpha}.$$

Der Werth von $\tan \alpha$ ist abhängig von dem Verhältniß zwischen der Steigung und dem Durchmesser der Spirale. Es folgt hieraus, daß dieser Werth nicht nur für die verschiedenen Befestigungsschrauben des Whitworthschen Systems, sondern auch für ein und dieselbe Schraube an Punkten, deren Drehungshalbmesser verschieden ist, verschieden sein müsse (§ 33. S. 63). Um die Formel zum Gebrauch bequem zu gestalten, muß man für $\tan \alpha$ einen Durchschnittswerth nehmen, was um so mehr zulässig ist, als Aenderungen von $\tan \alpha$, innerhalb der bei Befestigungsschrauben vorkommenden Werthe, auf den Werth in der Klammer, wegen des überwiegenden Einflusses der Widerstände, nur von geringer Bedeutung sind. Aus demselben Grunde werden wir, ohne wesentlichen Fehler, überall die Spirale, welche dem Spindeldurchmesser entspricht, in Rechnung bringen können, anstatt, wie es genauer wäre, die Spirale, welche in einem Cylinder liegt, dessen Durchmesser das Mittel zwischen dem Spindeldurchmesser und dem Durchmesser des Kerns ist.

Die gewöhnlich vorkommenden Befestigungsschrauben haben selten gröfsere Durchmesser, als zwei Zoll. Nach der Whitworthschen Skala (S. 63) gehen bei zweizölligen Schrauben 9,

bei viertelzölligen Schrauben 5 Gewinde auf eine Länge gleich dem Durchmesser; es ist daher nach § 34 (Tabelle auf S. 64):

im ersten Falle . . $\alpha = 2^{\circ} 2'$, $\tan \alpha = 0,035$,

im letzten Falle . . $\alpha = 3^{\circ} 39'$, $\tan \alpha = 0,064$.

Hieraus ergibt sich mittelst der obigen Formel:

für zweizöllige Gewinde . . . $p = 0,44P$,

für viertelzöllige Gewinde . . $p = 0,48P$.

Im Mittel also $p = 0,46P$.

Der diesem mittlen Werthe entsprechende Werth von $\tan \alpha$ läßt sich leicht berechnen; er ist:

$$\tan \alpha = 0,0465$$

$$\alpha = 2^{\circ} 40'$$

Es ist also bei gewöhnlichen Befestigungsschrauben der Druck, welcher zum **Festdrehen** der Schraube an der Peripherie der Spindel wirksam sein muß, etwa 0,46 desjenigen, welcher durch das Anziehen der Schraube in der Richtung ihrer Achse erzeugt wird.

Man sieht hieraus, daß der mit Berücksichtigung der Widerstände bestimmte Druck mehr als das Zehnfache desjenigen ist, welcher mit Vernachlässigung derselben zur Bewegung der Last gefunden worden war (S. 87).

Die Festigkeit der Schraube muß so groß sein, daß sie den, auf sie einwirkenden Drucken genügenden Widerstand darbietet. Die Schraube wird nicht nur durch den Druck P auf Zerreißen in Anspruch genommen, sondern auch durch den Druck p auf Abwürgen. Die Widerstandsfähigkeit der Schraube gegen diese letztere Belastung ist fast unter allen Umständen die geringste; man findet selten Schrauben, die der Länge nach zerissen wären, wohl aber häufig abgewürgte Schrauben. Es folgt hieraus, daß es nöthig ist, die Dimensionen der Schraube mit Rücksicht auf den Widerstand gegen das **Abwürgen** zu bestimmen. Nach einer, bei Gelegenheit der Berechnung der Wellenstärken näher zu erörternden Formel hat man mit Bezug auf den Widerstand eines cylindrischen Körpers gegen das Abwürgen:

$$d = 0,35 \sqrt[3]{(pR)},$$

wenn d der gesuchte Durchmesser (in preussischen Zollen),

p die Belastung in Pfunden, an dem Hebelsarm R (in Fussen) wirksam gedacht

ist.

Gestalten wir die Formel für den vorliegenden Fall, so ist der auf Abdrehen wirkende Druck p hier an der Peripherie der Spindel wirksam, er hat also den Hebelsarm $\frac{1}{2}d$; nimmt man d in Zollen, und setzt $p = 0,46P$, so hat man:

$$pR = 0,46P \cdot \frac{1}{2} \frac{d}{12} \text{ folglich}$$

$$d = 0,35 \sqrt[3]{\left(0,46P \cdot \frac{d}{24}\right)}$$

$$d = 0,35 \sqrt[3]{\left(\frac{0,46 \cdot 0,35}{24}\right) \cdot P}$$

$$\mathbf{d = 0,029 \sqrt[3]{P}} \text{ preufs. Zolle, oder}$$

$$\mathbf{d = 0,03 \sqrt[3]{P}} \text{ engl. Zolle,}$$

($d = 0,111 \sqrt[3]{P}$, wenn d in Centimètres, P in Kilogrammes)*).

Durch diese Formel findet man also den Spindel-Durchmesser d , wenn der Druck P in preussischen Pfunden bekannt ist, welchen die Schraube in der Richtung ihrer Axe ausüben soll, und umgekehrt, ist der Spindel-Durchmesser d gegeben, so findet man den Druck P , welchen die entsprechende Schraube in der Richtung ihrer Axe ausüben kann, in preufs. Pfunden:

$$\mathbf{P = 1190 d^2}$$
, wenn d in preufs. Zollen,

$$\mathbf{P = 1111 d^2}$$
, wenn d in engl. Zollen

gegeben ist.

$$(P = 81 d^2, \text{ wenn } P \text{ in Kilogrammes, } d \text{ in Centimètres}).$$

Nimmt man nun den Reibungs-Koeffizienten zwischen den zu befestigenden Flächen (§ 64) bei trockner Beschaffenheit der Oberflächen durchschnittlich:

$$\text{für Holz auf Holz } \mu = 0,50,$$

$$\text{für Holz auf Eisen } \mu = 0,20,$$

$$\text{für Eisen auf Eisen } \mu = 0,16,$$

so findet man den Seitendruck $Q = \mu P$ (§ 43) in preussischen Pfunden, welcher auf Verschieben in der Richtung der Fuge wirksam sein kann, wenn die Bolzenstärke gleich d ist:

*) Redtenbacher giebt in seinen Resultaten für den Maschinenbau § 61 eine genau übereinstimmende Formel, nämlich:

$$d = \frac{1}{3} \sqrt[3]{P},$$

wenn d in Centimètres und P in Kilogrammes genommen werden. Redtenbacher unterscheidet jedoch nicht die beiden Fälle, ob die Schraube den Druck P ausüben, oder ob sie denselben gegen Abreißen aushalten soll.

für Holz auf Holz: Holz auf Eisen: Eisen auf Eisen:
 d in preufs. Zollen $Q = 595 d^2$ $Q = 238 d^2$ $Q = 190 d^2$
 d in engl. Zollen $Q = 556 d^2$ $Q = 222 d^2$ $Q = 178 d^2$
(d in Centimètres $Q = 40,5 d^2$ $Q = 16,2 d^2$ $Q = 13 d^2$,
wenn Q in Kilogrammes).

Hiernach ist für die Schraubenbolzen der Whitworthschen Skala (§ 33) für die üblichen Dimensionen, welche bei Befestigungsschrauben vorkommen, folgende Tabelle berechnet worden:

IV. Tabelle

über die Widerstandsfähigkeit von Schraubenbolzen und Befestigungsschrauben, wenn der Druck auf eine Verschiebung in der Richtung der Fuge wirksam ist.

No.	Durchmesser des Bolzens nach der Whitworthschen Skala in engl. Zollen d	Druck P , welchen man durch die Schraube in der Richtung ihrer Axe ausüben kann:	Druck Q , welchem die Befestigungsfuge in der Richtung auf Verschieben widerstehen kann, wenn dieselbe durch einen Bolzen vom Durchmesser d mit dem Druck P zusammengepreßt wird, und zwar, wenn die Befestigungsstücken sind:		
		Pfund preussisch	Holz auf Holz	Holz auf Eisen	Eisen auf Eisen
1	$\frac{1}{4}$ Zoll	69,4	34,7	14,0	11,1
2	$\frac{5}{16}$ "	108,5	54,3	21,7	17,4
3	$\frac{3}{8}$ "	156,2	78,1	31,2	25,0
4	$\frac{7}{16}$ "	212,7	106,4	42,5	34,0
5	$\frac{1}{2}$ "	277,8	138,9	55,6	44,4
6	$\frac{5}{8}$ "	434,0	217,0	86,8	69,4
7	$\frac{3}{4}$ "	625,0	312,5	125,0	100,0
8	$\frac{7}{8}$ "	850,0	425,0	170,0	136,0
9	1 "	1111,0	556,0	222,0	178,0
10	$1\frac{1}{8}$ "	1406,0	703,0	281,0	225,0
11	$1\frac{1}{4}$ "	1736,0	868,0	347,0	278,0
12	$1\frac{3}{8}$ "	2100,0	1050,0	420,0	336,0
13	$1\frac{1}{2}$ "	2500,0	1250,0	500,0	400,0
14	$1\frac{5}{8}$ "	2934,0	1467,0	587,0	469,0
15	$1\frac{3}{4}$ "	3403,0	1702,0	681,0	544,0
16	$1\frac{7}{8}$ "	3906,0	1952,0	781,0	625,0
17	2 "	4444,0	2222,0	889,0	711,0

Man sieht hieraus, daß die Widerstandsfähigkeit der Schraubenbolzen gegen einen Seitendruck, welcher auf Verschieben in der Ebene der Fuge wirkt, nicht sehr beträchtlich ist. Es ist daher zu empfehlen, da wo ein bedeutendes Bestreben zur Verschiebung nach der Seite hin vorhanden ist, diesen Seitendruck niemals von den Schrauben allein tragen zu lassen, sondern noch auf irgend eine Weise den Schrauben zur Hilfe zu kommen. Hierher gehört z. B. das Einlassen des einen Befestigungsstückes in das andere, die Anwendung der Dübel (§ 26), oder auch eine eigenthümliche Gestaltung der Befestigungsfuge (s. Holzverbände im zweiten Kapitel A, a).

Berechnung der Schrauben auf den Widerstand gegen die Trennung der Fuge.

§ 45. Es bleibt nun noch nach § 43 die zweite Frage zu beantworten:

welche Dimensionen muß die Schraube erhalten, um dem auf Trennung der Fuge wirkenden Druck gehörig zu widerstehen?

Der auf Trennung der Fuge, also in der Richtung der Axe der Schraube wirkende Druck kann eine Lösung der Befestigung in zwiefacher Weise bewirken; nämlich:

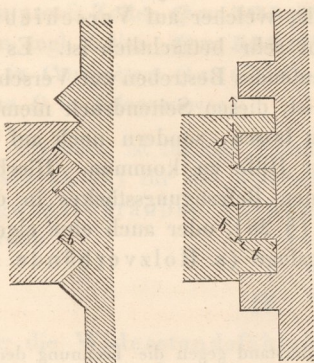
- 1) indem er das Material der Schraube zerstört, die Schraube also zerreißt, oder
- 2) indem er die Reibung in der Schraubenmutter überwindet, und eine Drehung und fortschreitende Bewegung des einen oder des anderen Schraubentheils hervorbringt.

Untersuchen wir zuerst die Widerstandsfähigkeit der Schrauben gegen das Zerreißen.

Während die Berechnungen des vorigen Paragraphen den Zweck hatten, zu untersuchen, welchen Druck man mittelst der Schraube durch Umdrehung der Mutter ausüben kann, um die zu befestigenden Theile zusammen zu pressen, wird es hier sich darum handeln, zu bestimmen, welchem Druck die Schraube mit Sicherheit widerstehen könne, wenn selbiger in der Längenrichtung der Schraube auf **Zerreissen** der Schraube wirkt.

Das Zerreißen der Schraube kann wieder in zwiefacher Weise erfolgen:

- a) indem die absolute Festigkeit der Schraube in Anspruch



genommen wird, und an der schwächsten Stelle der Spindel ein Abreißen stattfindet, oder

- b) indem die einzelnen Schraubengänge, welche sich an den Kern als Vorsprünge ansetzen, von dem Kern getrennt werden, also von dem Kern der Schraube oder von der äußern Mantelfläche der Mutter durch den in der Richtung der Axe wirkenden Druck abgelöst, gleichsam abgeschnitten oder abgestreift werden.

Um diese Art des Zerreißens der Schraube anschaulich zu machen, braucht man nur sich vorzustellen, die Gewinde der Mutter und der Spindel blieben in einander stecken und der Kern der Schraube werde durch die Mutter hindurch gezogen, indem sich die Gewinde vollständig abstreifen.

Offenbar wird der Widerstand gegen die Trennung in der angedeuteten Weise ein um so größerer, je größer die Anhaftungsfläche der Gewinde an den Kern ist; je höher also unter sonst gleichen Umständen die Mutter ist.

Die Mutter und die Spindel müssen nun so proportionirt werden, daß sie eine möglichst gleiche Widerstandsfähigkeit gewähren, und danach ist die Höhe der Mutter zu bemessen.

Bezeichnet d' den Durchmesser des Kerns in engl. Zollen, h die Höhe der Mutter, so wird bei dreiseitigen Gewinden, welche zwischen den einzelnen Schraubengängen den Kern nicht bloß lassen, denselben vielmehr vollständig bedecken (§ 39. S. 60) die Anhaftungsfläche der Schraubengänge an den Kern

$$= \pi d' h$$

sein. Bei flachgängigen Schrauben, bei welchen die Breite des Ganges gleich der Breite des Zwischenraums ist, würde man nur $\pi \cdot d' \cdot \frac{1}{2} h$ für die Anhaftungsfläche zu setzen haben.

Obwohl bestimmte Versuche über den Widerstand gegen das Abschneiden noch nicht existiren, so läßt sich doch aus der absoluten Festigkeit mit ziemlicher Zuverlässigkeit ableiten, daß man

den preussischen □Zoll einer Fläche, welche dem Abschneiden widerstehen soll, für Schmiedeeisen mit hinreichender Sicherheit nicht stärker als 1000 bis 2000 Pfund belasten dürfe*).

Nimmt man als Durchschnittswerth 1900 Pfund und setzt man 1 engl. □Zoll = 0,943 preufs. □Zoll, so hat man für die Belastung eines engl. □Zolls mit Sicherheit 1790 preufs. Pfund. Hiernach wird die Belastung, welche eine Befestigungsschraube vom Kerndurchmesser d' mit Sicherheit aushalten kann, sich ausdrücken durch:

$$\pi d' h . 1790 \text{ Pfund.}$$

Die schwächste Stelle der Schraubenspindel ist gewöhnlich der Kern, und man wird behufs der Bestimmung der Festigkeit, welche die Schraube gegen Zerreißen darbietet, den Querschnitt des Kerns als maassgebend ansehen. Rechnet man die Belastung, welche schmiedeeiserne Stäbe mit Sicherheit tragen können, wenn sie nur bis zur Hälfte der Grenze der vollkommenen Elastizität in Anspruch genommen werden, zu 10000 Pfund pro 1 preufs. □Zoll oder zu 9430 preufs. Pfund für einen engl. □Zoll, so ist die zulässige Belastung in dieser Beziehung für einen Kerndurchmesser = d' .

$$1) \frac{1}{4} \pi d'^2 . 9430.$$

Setzen wir die beiden eben gefundenen Werthe einander gleich,

*) Den Widerstand gegen das Abschneiden oder Abdrücken eines Körpers kann man sich nämlich als die Kraft denken, welche sich dem Verschieben des abzuschneidenden Theiles gegen den feststehenden entgegensetzt; es muß bei diesem Verschieben ein Gleiten des ersten über den letzten stattfinden. Kennt man nun den Druck, mit welchem beide Theile zusammengepreßt werden, = P , und den Reibungs-Koeffizienten des Materials = μ , so muß der Widerstand gegen das Abschneiden oder Abdrücken sich ausdrücken durch μP . Der Druck P ist aber kein anderer, als die absolute Festigkeit der Materialien, denn man wird mit Recht schliessen können, daß der Druck, mit welchem die einzelnen Theilchen zusammenhalten, gleich demjenigen sei, welcher sich ihrer Trennung entgegensetzt. Diese Ansicht bedarf natürlich noch der Bestätigung durch Versuche. Einstweilen mag man sie adoptiren, und berücksichtigen, daß man Maschinentheile und Baukonstruktionen auf die Dauer nur mit $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{8}$ des Druckes in Anspruch nehmen darf, welcher die Trennung herbeiführen würde. Hiernach hätte man für einen preufs. □Zoll:

	Absolute Festigkeit P .	Reibungs-Koeffiz. μ .	Widerst. geg. d. Abdrücken $P\mu$.	Zulässige Belastung pro □Zoll.
Schmiedeeisen	60000 Pfd.	0,2	12000	$\frac{1}{8} \cdot 12000 = 2000$
Gufseisen . . .	20000 »	0,2	4000	$\frac{1}{8} \cdot 4000 = 700$
Bronze	37000 »	0,2	7400	$\frac{1}{8} \cdot 7400 = 1230$
hartes Holz . . .	16000 »	0,4	6400	$\frac{1}{10} \cdot 6400 = 640$
weiches Holz . .	9000 »	0,4	3600	$\frac{1}{10} \cdot 3600 = 360$.

so ergibt sich daraus die Höhe der Anhaftungsfläche der Gewinde an den Kern, oder — bei gewöhnlichen scharfen Gewinden der Befestigungsschrauben — die Höhe der Schraubenmutter, welche nöthig ist, wenn die Schraube gegen das Zerreißen und gegen das Abschneiden (Ausreißen) der Gänge gleich stark in Anspruch genommen werden soll:

$$\pi d' h 1790 = \frac{1}{4} \pi d'^2 9430.$$

$$2) \quad h = \frac{9430}{4 \cdot 1790} \cdot d' = 1,31 d'.$$

Nun ist, wenn d den Spindel-Durchmesser, t die Tiefe des Gewindes bezeichnet,

$$d' = d - 2t;$$

es ist aber (§ 34) $t = 0,96s$ bei einem Kantenwinkel von 55° ,

$$t = 0,87s \text{ bei einem Kantenwinkel von } 60^\circ,$$

wenn s die Steigung bezeichnet, also:

$$d' = d - 1,9210s \text{ bei einem Kantenwinkel von } 55^\circ,$$

$$d' = d - 1,7321s \text{ bei einem Kantenwinkel von } 60^\circ.$$

Nach der Whitworthschen Skala (S. 63) gehen bei $\frac{1}{4}$ Zoll starken Schrauben 5, bei 2zölligen Schrauben 9 Gewinde auf eine Länge gleich dem Durchmesser; es ist also:

$$s \text{ für } \frac{1}{4} \text{zöllige Schrauben} = \frac{1}{5} d,$$

$$s \text{ für 2zöllige } \quad \quad \quad = \frac{1}{9} d,$$

daher für einen Kantenwinkel von 55° :

$$\text{für } \frac{1}{4} \text{zöllige Schrauben } d' = 0,616 d,$$

$$\text{für 2zöllige } \quad \quad \quad d' = 0,786 d;$$

für einen Kantenwinkel von 60° :

$$\text{für } \frac{1}{4} \text{zöllige Schrauben } d' = 0,654 d,$$

$$\text{für 2zöllige } \quad \quad \quad d' = 0,808 d.$$

Setzt man diese Werthe in den Werth 2) für die Höhe der Mutter h ein, so hat man:

	für 55° Kantenwinkel	für 60° Kantenwinkel
für $\frac{1}{4}$ zöllige Schrauben	$h = 0,81 d, \dots$	$0,86 d,$
für 2zöllige	$h = 1,03 d, \dots$	$1,06 d.$

Diese Rechnung rechtfertigt also vollkommen die konstruktive Annahme der §§ 38, 39 und 40, nach welcher die Höhe der Mutter durchschnittlich gleich dem Schrauben-Durchmesser zu nehmen sei — und dafs diese Höhe nur dann gröfser zu sein

braucht, wenn man eine starke Abnutzung der Gewinde durch häufiges Lösen und Anziehen der Schraube zu fürchten hat*).

Es wird nicht schwer sein, diese Rechnungen, vorkommenden Falls, auf die Gewinde mit rechteckigem Querschnitt auszudehnen**), oder sie für den Fall umzugestalten, wenn die Mutter und die Schraube aus verschiedenen Materialien besteht, oder wenn beide nicht aus Schmiedeeisen, sondern aus einem andern Material konstruirt werden sollen.

Nennt man P die Belastung, welche man der Schraube in der Richtung ihrer Axe geben kann, ohne daß die Schraube in Bezug auf Festigkeit und Elastizität zu stark in Anspruch genommen wird, so hat man nach der Gleichung 1):

$$P = \frac{1}{4} \pi d'^2 \cdot 9430,$$

$$d' = \frac{1}{81,4} \sqrt{P}.$$

Setzt man für d' die oben ermittelten Werthe, so ergibt sich für einen Kantenwinkel von

55°:	60°:
für $\frac{1}{4}$ zöll. Schr. $d = \frac{1}{50} \sqrt{P} = 0,02 \sqrt{P}$	$d = \frac{1}{53} \sqrt{P} = 0,019 \sqrt{P}$
für 2 zöll. „ $d = \frac{1}{64} \sqrt{P} = 0,016 \sqrt{P}$	$d = \frac{1}{66} \sqrt{P} = 0,015 \sqrt{P}$
Im Mittel $d = 0,018 \sqrt{P}$	$d = 0,017 \sqrt{P}$

Man wird daher durchschnittlich setzen können

$$d = 0,018 \sqrt{P},$$

wenn d den Durchmesser der Schraube in engl. Zollen, P die Belastung derselben in preufs. Pfunden, wenn selbige in der Richtung der Axe auf Zerreißen wirkt, bezeichnet.

($d = 0,0689 \sqrt{P}$, wenn d in Centimètres, P in Kilogr.)

Hieraus ergibt sich die Belastung P , welche eine Schraube von gegebenem Durchmesser mit Sicherheit aushalten kann:

$$P = 3086 d^2 \text{ Pfund}$$

($P = 212 d^2$, wenn P in Kilogrammes, d in Centimètres).

* Redtenbacher giebt in seinen Resultaten für den Maschinenbau § 61 für die Höhe der Mutter von Befestigungsschrauben

$$h = 0,24 + 1,16 d \text{ (in Centimètres),}$$

welches für preufs. Maafs ist:

$$h = \frac{1}{10} \text{ Zoll} + 1,16 d.$$

** Für flache Schraubengewinde mit quadratischem Querschnitt wird die Mutter doppelt so hoch, als für scharfe Gewinde.







Vergleicht man hiermit das Resultat des vorigen Paragraphen, so ergibt sich:

dafs die Belastung, welche eine Schraube mit Sicherheit tragen kann, wenn sie auf Zerreißen in Anspruch genommen wird, 2,78, also mehr als $2\frac{3}{4}$ mal so groß ist, als der Druck, welchen man durch dieselbe Schraube in der Richtung ihrer Axe mittelst Anziehen der Mutter ausüben kann;

und:

dafs eine Schraube, welche durch einen gegebenen Druck auf Zerreißen in Anspruch genommen wird, nur 0,6 so stark zu sein braucht, als wenn sie diesen Druck durch Anziehen hervorbringen sollte.

Hiernach ist für die Schraubenbolzen der Whitworthschen Skala (Seite 63), soweit dieselben als Befestigungsschrauben vorkommen, folgende Tabelle berechnet worden, in welcher sich zugleich das Gewicht von 100 laufenden Zollen des Bolzens, sowie der quadratischen und sechseckigen Schraubenköpfe angegeben findet, wenn dieselben nachstehende Dimensionen haben:

			
			
Inhalt:	$2,89 d^3$	$2,60 d^3$	$0,785 d^2 l$
Gewicht in preufs. Pfundem*)	für d und l in preufs. Zollen:		
}	$0,85 d^3$	$0,77 d^3$	$0,23 d^2 l$,
	für d und l in engl. Zollen:		
	$0,78 d^3$	$0,70 d^3$	$0,21 d^2 l$,
	für d in engl., l in preufs. Zollen:		
	$0,78 d^3$	$0,70 d^3$	$0,22 d^2 l$

*) Schmiedeeisen: 1 preufs. Kubikzoll = 0,295 preufs. Pfund.
1 engl. " = 0,270 " "

V. Tabelle

über die Widerstandsfähigkeit von Schraubenbolzen und Befestigungsschrauben, wenn der Druck in der Richtung der Axe auf Zerreißen wirkt, so wie über die Gewichte der Bolzen und der quadratischen und sechseckigen Schraubenköpfe.

No.	Durchmesser des Bolzens nach der Whitworthschen Skala in engl. Zollen d	Druck P , welchen die Schraube in der Richtung ihrer Axe mit Sicherheit aushalten kann, in preufs. Pfunden	Gewicht einer Bolzenlänge von 100 preufs. Zollen in preufs. Pfunden	Gewicht von 10 Stück quadratischen Schraubenköpfen von $1,7d$ Seite und d Höhe in preufs. Pfunden	Gewicht von 10 Stück sechseckigen Schraubenköpfen von d Seite und d Höhe in preufs. Pfunden
1	$\frac{1}{9}$	190	1,38	0,12	0,11
2	$\frac{5}{16}$	300	2,15	0,24	0,21
3	$\frac{3}{8}$	430	3,10	0,41	0,37
4	$\frac{7}{16}$	590	4,21	0,65	0,59
5	$\frac{1}{2}$	770	5,50	0,98	0,88
6	$\frac{5}{8}$	1200	8,60	1,90	1,71
7	$\frac{3}{4}$	1730	12,40	3,29	2,95
8	$\frac{7}{8}$	2360	16,84	5,22	4,69
9	1	3080	22,00	7,80	7,00
10	$1\frac{1}{8}$	3900	27,86	11,11	9,97
11	$1\frac{1}{4}$	4820	34,40	15,23	13,70
12	$1\frac{3}{8}$	5840	41,75	20,28	18,20
13	$1\frac{1}{2}$	6940	49,60	26,32	23,62
14	$1\frac{5}{8}$	8150	58,31	33,47	30,04
15	$1\frac{3}{4}$	9450	67,36	41,80	37,52
16	$1\frac{7}{8}$	10850	77,63	51,42	46,14
17	2	12350	88,00	62,40	56,00

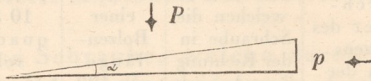
Berechnung des Drucks zum Lösen der Schrauben.

§ 46. Betrachten wir schliesslich den zweiten Fall des § 45. Eine Lösung der Befestigungsschrauben kann auch dadurch eintreten, daß der in der Richtung der Axe wirkende Druck P auf irgend eine Weise vermehrt, oder der in der Richtung der Peripherie wirkende Druck p auf irgend eine Weise vermindert wird. Es ist denkbar, daß durch den Druck P nicht nur der

Druck p , sondern auch die Widerstände der Reibung überwunden werden, so daß die Gleichung des § 44:

$$p = P \left\{ \frac{\tan \alpha \pm (\mu + \frac{14}{9} \mu')}{1 \mp \tan \alpha \cdot \mu} \right\}$$

nicht mehr erfüllt wird. Soll der Druck P auf solche Weise Be-



wegung erzeugen, so gelten nach § 44 (S. 89) die untern Vorzeichen, und die Gleichung nimmt die Form an:

$$p = P \left\{ \frac{\tan \alpha - (\mu + \frac{14}{9} \mu')}{1 + \tan \alpha \cdot \mu} \right\}$$

Es bezeichnet dann aber p nicht, wie in § 44, den Druck, welcher an der Peripherie der Spindel nöthig ist, um in der Richtung der Axe den Druck P zu **erzeugen**; es ist vielmehr in diesem Falle p derjenige Druck, welcher an der Peripherie der Spindel wirksam sein muß, um den in der Axe der Spindel wirkenden Druck P im **Gleichgewicht** zu erhalten.

Dieser Druck p kann positiv, negativ, auch gleich Null sein.

Ist der Druck $p = 0$, so wird eben Gleichgewicht zwischen P und den Reibungswiderständen stattfinden, so daß eine Vermehrung von P Bewegung erzeugen würde.

Ist der Druck p positiv, so zeigt dies an, daß die Widerstände der Reibung für sich nicht im Stande sind, dem Druck P das Gleichgewicht zu halten, daß vielmehr noch ein Druck p an der Peripherie der Schraube wirksam sein müsse, um die Last P vor dem Niedersinken zu schützen. Dieser Druck p muß dann natürlich der Last P entgegen, also in dem Sinne wirken, welcher dem Heben der Last entspricht.

Ist endlich der Druck p negativ, so zeigt dies an, daß die Reibungswiderstände dem Druck P nicht nur das Gleichgewicht halten, sondern noch überwiegend sind, und daß der berechnete Werth p noch in der Peripherie in einem, dem vorigen entgegengesetzten, Sinne wirksam sein müsse, um den Druck P in seiner eigenen Richtung zu bewegen.

Setzen wir $p = 0$, so folgt aus der obigen Gleichung:

$$\text{tang } \alpha = \mu + \frac{14}{9} \mu'$$

d. h. wenn zwischen dem Druck P in der Richtung der Axse und den Reibungswiderständen Gleichgewicht sein soll, so muß die Tangente des Neigungswinkels gleich dem Reibungs-Koeffizienten in den Gewinden *plus* der Reibung der Mutter sein, also in unserm Falle, wenn wir, wie in § 44, $\mu = \mu'$ nehmen:

$$\begin{aligned} \text{tang } \alpha &= 0,41 \\ \alpha &= 22^\circ 20' \end{aligned}$$

oder, ohne Berücksichtigung der Mutter-Reibung, wenn $\mu' = 0$ genommen wird:

$$\begin{aligned} \text{tang } \alpha &= 0,16 \\ \alpha &= 9^\circ \end{aligned}$$

sein.

Ist $\text{tang } \alpha$ kleiner als jene Werthe, so wird p negativ, und das System bleibt ohne Weiteres im Gleichgewicht; ist dagegen $\text{tang } \alpha$ gröfser als jene Werthe, so wird p positiv, und der Druck P wird die Schraube bewegen, wenn p aufgehoben oder vermindert wird.

Für manche Anwendungen der Schraube, z. B. bei Präge- und Stofswerken, ist diese Eigenthümlichkeit der Schrauben, daß sie nämlich durch einen, in der Richtung der Axse wirkenden Druck bewegt werden, sobald der Druck in der Peripherie aufgehoben wird, Bedingung; und man sieht, aus der Zusammenstellung in § 34 (S. 64), daß mehrfache Gewinde, namentlich die drei- und vierfachen, wegen des größern Neigungswinkels, die Eigenschaft im hohen Grade besitzen, durch einen Gegendruck zurück zu springen.

Was nun die Befestigungs-Schrauben der Whitworth'schen Skala betrifft, so giebt sich, wenn wir $\mu = \mu'$ setzen:

$$p = \frac{P \text{ tang } \alpha - 0,41}{1 + 0,16 \text{ tang } \alpha}$$

und (S. 89 und 90)

für viertelzöllige Schrauben:

$$\text{tang } \alpha = 0,035 \quad p = -0,373 P,$$

für zweizöllige Schrauben:

$$\text{tang } \alpha = 0,064 \quad p = -0,343 P,$$

$$\text{im Mittel} \quad p = -0,36 P,$$

d. h. der zum Lösen der Schraube an der Peripherie der Spindel nöthige Druck ist etwa 0,36 desjenigen, welcher in der Richtung der Axe der Spindel beim Zusammenschrauben ausgeübt wurde, oder circa 0,78 desjenigen, welcher an der Peripherie der Spindel zum Anziehen derselben erforderlich war.

Es folgt hieraus, daß die Befestigungs-Schrauben, wenn sie einmal durch den Druck p angezogen sind, und dadurch in der Richtung ihrer Axe den Druck P erzeugt haben (§ 45), diesen Druck P festhalten, selbst wenn p , also die in der Peripherie der Spindel wirkende Kraft, aufgehört hat, und daß zunächst nur dann ein Lösen der Befestigung möglich ist, wenn in der Peripherie der Spindel noch der Druck $0,36P$ zur Hilfe kommt.

Bei Befestigungs-Schrauben, welche Stößen ausgesetzt sind, namentlich, wenn diese Stöße häufig wiederkehren, ist ein Lösen der Befestigung aber auch noch außerdem dadurch denkbar, daß zeitweise der Druck P aufgehoben, oder wohl gar negativ wird; in diesem Falle hören zeitweise auch die Reibungs-Widerstände, namentlich die Reibung der Mutter ganz oder zum Theil auf, und wenn sich diese Operation zum Oeftern wiederholt, so löst sich die Befestigung nach und nach auf.

Es ist von Wichtigkeit diesen Uebelstand zu beseitigen, und die bisherigen Betrachtungen lassen sofort erkennen, welche Mittel man dazu anwenden kann.

e) Mittel, um eine unbeabsichtigte Lösung der Schraube zu verhüten.

Verschiedene Konstruktionen zur Verhütung einer unbeabsichtigten Lösung der Schrauben.

§ 47. Offenbar kann eine Lösung der Schraube nicht erfolgen, wenn Schraube und Mutter keine relative Bewegung gegen einander annehmen können; andererseits wird aber auch eine solche Lösung nicht möglich sein, wenn man die Widerstände der Reibung so bedeutend vermehrt, daß sie solchen Erschütterungen nicht weichen, was namentlich dadurch erreicht werden kann, daß man die Reibung, außer von dem Druck P , noch von andern Verhältnissen abhängig macht.

Hiernach lassen sich die Mittel zur Verhütung des Lösens der Schrauben-Befestigung auf zwei Prinzipien zurückführen, nämlich:

- a) Verhütung des Drehens oder der fortschreitenden Bewegung entweder der Mutter oder der Schraube,
b) Vermehrung der Reibungs-Widerstände.

Die Konstruktionen, welche man zur Darstellung des erstgenannten Prinzips zur Anwendung bringt, sind sehr verschieden, und kommen meistens darauf hinaus, die Mutter, nachdem sie angezogen worden, festzuhalten. Man kann dies einfach dadurch bewirken, daß man auf die Mutter oder den Schraubenkopf einen Schraubenschlüssel steckt, und das Ende des Hefts gegen ein Widerlager stützt (Taf. 5. Fig. 17). Hat man zwei Schrauben neben einander, so kann man die Anordnung in Taf. 5. Fig. 18 treffen, indem man eine Eisenplatte in Form eines Schraubenschlüssels zwischen beide steckt. Wo die Lokalität es gestattet, kann man die Einrichtung in Taf. 5. Fig. 19 wählen, indem man die Mutter mit einem Arm versieht, diesen durch ein geschlitztes Kranzstück unterstützt und an demselben festschraubt. Taf. 5. Fig. 20 zeigt eine ähnliche Anordnung: der hebelartige Arm federt ein wenig, und hält dadurch die Klemmschraube fest, welche gegen eine Unterstüßung gepreßt wird.

Taf. 5.
Fig. 17
und 18.

Taf. 5.
Fig. 19.

Taf. 5.
Fig. 20.

Soll die Mutter nur nach einer Richtung hin gegen die Umdrehung gesichert werden, so versieht man sie mit einem Sperrrade (Taf. 5. Fig. 21), wenn sie dagegen nach beiden Richtungen hin unbeweglich sein soll, wendet man ein kleines Rädchen, ähnlich einem Stirnrade, mit Einfallklinke an (Taf. 5. Fig. 22). Will man die Drehung der Mutter nicht eben verhindern, sondern nur erschweren, so kann man statt der Zähne runde Einschnitte machen, in welche eine Feder mit rundem Kopf einfasst; bei scharfem Anziehen der Mutter mit dem Schlüssel gleitet die Feder zurück (Taf. 5. Fig. 23).

Taf. 5.
Fig. 21.

Taf. 5.
Fig. 22.

Taf. 5.
Fig. 23.

Eine sehr sichere Manier, die Lösung der Schraube zu verhüten, besteht darin, daß man dieselbe in die Mutter einnietet, indem man das Ende der Schraube durch Hämmer in die Mutter einreibt, und dadurch die Gewinde zerstört, oder auch, daß man die Mutter auf der Schraube festrostet läßt, oder, daß man die Gewinde der Schraube unmittelbar über der Mutter durch Hämmern ungangbar macht; allein diese Methoden sind einerseits ziemlich roh und plump, andererseits aber nur dann anzuwenden, wenn die Schraube niemals wieder gelöst werden darf.

Auch die in Taf. 6. Fig. 1 dargestellte Manier, die Schraube über der Mutter aufzuspalten und durch einen Keil aufzutreiben, ist für saubere Arbeiten nicht zu empfehlen. Besser ist es schon,

Taf. 6.
Fig. 1.

einen Schlitz quer durch die Schraube zu machen, und durch einen Keil oder einen Splint die Mutter festzuhalten (Taf. 6. Fig. 2).

Eins der empfehlenswertheften Mittel, die Mutter vor dem Losdrehen zu schützen, ist ein Klemmring (Taf. 6. Fig. 3), welcher etwa 2 bis 3 Muttergewinde enthält, und durch ein Schraubchen auf der Spindel festgeklemmt werden kann.

Das Prinzip, die Reibungs-Widerstände der Mutter zu vermehren, um dadurch das Lösen derselben zu verhüten, wird 1) durch sogenannte Gegenmuttern, 2) durch die gespaltenen Muttern und 3) durch die Muttern mit Seitenpressung zur Geltung gebracht.

Denkt man eine Schraubenmutter fest angezogen, so daß dadurch in der Axe der Schraube der Druck P erzeugt ist, so werden die Reibungs-Widerstände, sowohl im Gewinde, als zwischen der Fläche der Mutter und der Unterlage dem Drucke P entsprechen, sie werden aber verdoppelt werden, wenn man gegen die obere Fläche der Mutter eine zweite Mutter ebenfalls mit dem Drucke P andrückt. Diese zweite Mutter heißt die Gegenmutter oder Contremutter (Taf. 6. Fig. 4); sie wird ebenso konstruirt und berechnet, wie die Hauptmutter, ihr Zweck ist aber allein der, die Reibungs-Widerstände zu vermehren. Man sieht leicht, daß es ein Irrthum wäre, wenn man die Gegenmutter dadurch entbehrlich machen wollte, daß man der Hauptmutter die doppelte Höhe gäbe.

Während die Gegenmutter die Reibung sowohl in den Gewinden, als an den Stirnflächen der Mutter vermehrt, kann man mit der gespaltenen Mutter nur die Reibung in den Gewinden vermehren. Dieselbe ist ähnlich gestaltet, wie der Klemmring in Taf. 6. Fig. 3, nur ist hier die eigentliche Mutter an einer Seite aufgeschlitzt, und wird durch eine oder zwei Schrauben zusammengezogen (Taf. 6. Fig. 5). Diese Anordnung eignet sich vorzugsweise für alle die Fälle, wo die Schraube keine aufliegende Mutter hat, wo sie z. B. zwischen Spitzen etc. drehbar ist; sie hat den Vortheil, daß die Reibung in den Schraubengängen durch mehr oder minderes Anklebmen innerhalb gewisser Grenzen regulirt werden kann, und daß sich die Schraube in jeder Stellung fixiren läßt. Aus diesem Grunde wendet man häufig diese Einrichtung bei Schraubenwinden zum Feststellen der Last; bei Bohrtischen, um sie in verschiedenen Höhen fixiren zu können, und bei ähnlichen Maschinen an (Taf. 6. Fig. 6).

Die Muttern mit Seitenpressung sind bei einfachen Befestigungsmitteln

stigungsschrauben wenig üblich, wohl aber kommen sie bei Stellschrauben und dergl. vor. Die Anordnung ist im Allgemeinen folgende: Ein Theil der Mutter *a* ist cylindrisch abgedreht (Taf. 6. Fig. 7), und wird auf der einen Seite von einem hohlen, genau passenden Cylinder-Segment *b*, welches feststehend ist, auf der entgegengesetzten Seite aber von einem beweglichen Backen *c* umschlossen; mittelst einer Schraube, eines Keils *d* oder anderer Vorrichtungen kann man diesen beweglichen Backen gegen die Peripherie der Mutter pressen, und dadurch an derselben die erforderliche Reibung erzeugen. Taf. 6.
Fig. 7.

Dies Prinzip ist unter andern auch bei der Befestigung der Kernspitzenspindel in der Spitzdocke der Drehbänke üblich. Taf. 6. Fig. 8 zeigt eine solche Einrichtung, wie sie bei den Drehbänken, die aus der Werkstatt des Königl. Gewerbe-Instituts hervorgegangen sind, angeordnet ist. Taf. 6.
Fig. 8.

Auf einem ähnlichen Prinzip beruht die auf Taf. 6. Fig. 9 dargestellte Konstruktion, welche bei englischen Schiffs-Dampfmaschinen in Anwendung ist. Die Mutter ist unmittelbar über ihrer Lagerfläche mit einem cylindrischen Einschnitt versehen, auf welchen ein genau passender Ring geschoben wird. Dieser Ring ist durch einen kleinen Stift, der in das eine Befestigungsstück eingreift, gegen das Drehen gesichert, hindert aber vorläufig die Mutter nicht am Umdrehen. Erst wenn diese angezogen ist, schraubt man ein kleines, radial durch den Ring gebohrtes Schraubchen fest gegen den cylindrischen Einschnitt, und hindert so die unbeabsichtigte Drehung der Mutter. Taf. 6.
Fig. 9.

f) Holzschrauben.

Form und Widerstandsfähigkeit der Holzschrauben.

§ 48. Es bleibt nun noch, zum Schlusse des Kapitels über die Befestigung durch Schrauben, übrig, etwas über die Befestigung durch Holzschrauben (§ 27 und 34) zu sagen.

Die Holzschrauben, welche man zur Befestigung von Holz- oder Eisentheilen an Holzstücken anwendet, geben der Befestigung eine grössere Haltbarkeit als Nägel, da diese nur durch die Reibung halten, wogegen bei dem Ausreißen einer Schraube die zwischen dem Gewinde sitzenden Holztheile abgebrochen und fortgedrückt werden müssen. Fände nur ein Fortdrücken der Holztheilchen statt, so könnte man die Widerstandsfähigkeit der Schraube nach den Angaben in der Anmerkung zu § 45 (S. 95) berechnen; allein,

da die in das Holz eingeschnittenen Muttergewinde förmlich abgebrochen werden, insofern sie dem in der Richtung der Schraubenaxe wirkenden Drucke einen Hebelsarm darbieten, so muß sich die Rechnung anders gestalten.

Wollte man alle, durch die Gestalt der Schraube und die Wirkung des Druckes bedingten Verhältnisse in Rechnung ziehen, so würde die Rechnung zu komplizirt, und für die Praxis dennoch zu unzuverlässig werden. Es ist also jedenfalls vorzuziehen, sich an praktische Versuche zu halten, deren einige, wenn auch unvollständige, von Karmarsch, andre von Bevan vorliegen.

Nach den von Karmarsch mitgetheilten Versuchen*) ist der Druck, welcher zum Ausreißen einer Holzschraube erforderlich ist, außer von der Beschaffenheit des Holzes, einfach von dem Spindeldurchmesser und von der Länge des in das Holz eingeschraubten Theiles der Schraube abhängig. Die Gangtiefe und die Anzahl der im Holze befindlichen Schraubengänge hat nach diesen Versuchen keinen bemerkbaren Einfluß auf die Haltbarkeit der Schraube, wenn, wie bei allen guten Holzschrauben, die Gewinde dünn, weit auseinander liegend, und verhältnißmäßig tief sind. Diese Versuche, welche freilich nur

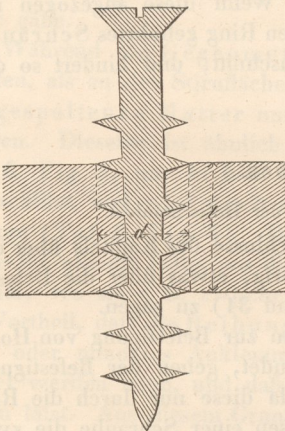
mit Holzschrauben von etwa $\frac{1}{4}$, $\frac{1}{6}$ und $\frac{1}{12}$ Zoll preussisch im Durchmesser angestellt worden sind, würden die Ansicht bestätigen, daß nur ein einfaches Abdrücken der Holzfasern stattfindet.

Bezeichnet

d den Spindeldurchmesser,

l die Länge des eingeschraubten Theiles in Zollen preuss.,

so würde πdl die Größe der anhaftenden Fläche der Holztheilchen bezeichnen, und man hätte, wie in § 45, bei der Berechnung der Mutterhöhe für den Druck P , welcher der Widerstandsfähigkeit einer Schraube entspricht:



*) Karmarsch Handbuch der mechan. Technologie, zweite Auflage. Hannover 1851. Thl. I. S. 788.

für Schrauben in hartem Holz $P = 6400\pi dl = 20100 dl$,

„ „ „ weichem „ $P = 3600\pi dl = 11300 dl$.

Die Versuche von Karmarsch haben jedoch ein sehr bedeutend geringeres Resultat gegeben, was dadurch zu erklären ist, daß keineswegs ein einfaches Abdrücken der Holztheile, sondern komplizirtere Verhältnisse stattfinden, während gleichwohl die Widerstandsfähigkeit der Schraube von der Anhaftungsfläche πdl abhängig ist. Nach diesen Versuchen ergibt sich der Druck, welcher erforderlich ist, um eine Holzschraube auszureißen, wenn man den Durchmesser derselben (d) mit der in das Holz eingeschraubten Länge l (beides in preuss. Zollen ausgedrückt) multipliziert, und dies Produkt noch mit einem konstanten Faktor (π mal dem Festigkeitsmodulus) multipliziert; dieser konstante Faktor beträgt nach den Versuchen von Karmarsch für preussisches Maass und Gewicht berechnet*):

für Tannen-Längenholz	2000,	Querholz	3100,
„ Lindenholz	2820,	„	3870,
„ Weisbuchenholz	4160,	„	6270,
„ Rothbuchenholz .	3080,	„	4900,
„ Eichenholz	3650,	„	4170.

Es ist hiernach also der Druck, welcher ein Ausreißen der Schraube bewirkt, etwa nur $\frac{1}{3}$ des, nach der Widerstandsfähigkeit gegen das Abdrücken der Holzfasern oben berechneten Werthes. Ausserdem folgt aus diesen Angaben, daß die Schrauben in

Lindenholz	etwa 1,4mal	} fester halten als in Tannenholz.
Rothbuchenholz .	„ 1,5 „	
Eichenholz	„ 1,8 „	
Weisbuchenholz	„ 2,0 „	

Für ein und dieselbe Holzart ist der Widerstand gegen das Ausreißen gröfser, wenn die Holzschrauben quer gegen die Fasern, als wenn die Axe der Schraube parallel mit den Holzfasern eingeschraubt ist, und zwar:

bei Eichen im Verhältnifs	1,14:1,
„ Tannen	} 1,4:1,
„ Linden	
„ Rothbuchen	
„ Weisbuchen	

*) Die Angaben von Karmarsch beziehen sich auf den hannoverschen Quadratzoll, 1 Quadratzoll preuss. = 1,155 hannov. Quadratzoll.

Die Versuche von Bevan*) ergeben im Gegensatz zu denen von Karmarsch, daß der Widerstand gegen das Ausreißen der Schrauben auch von der Tiefe der Schraubengänge abhängig sei. Die Schrauben, mit welchen die Versuche angestellt wurden, hatten 2 Zoll Länge, 0,22 Zoll Spindel-Durchmesser, und 0,15 Zoll Kerndurchmesser, mithin 0,035 Zoll Gangtiefe; das Holz, durch welches die Schrauben ganz durchgebohrt waren, war $\frac{1}{2}$ Zoll stark. Der zum Ausreißen erforderliche Druck war bei diesen Schrauben:

für trocknes	Rothbuchenholz . . .	460 bis 790	Pfund,
„	„ Eichenholz . . .	760 „ 790	„
„	„ Mahagoniholz . . .	770	Pfund,
„	„ Ulmenholz . . .	650	„
„	„ Maulbeerfeigenholz .	830	„

Bei weichen Hölzern, wie Tannen etc., war nur die Hälfte des Druckes erforderlich. Hieraus leitet Bevan zur Bestimmung des, zum Ausreißen einer Holzschraube erforderlichen Druckes P folgende Formel her:

$$\begin{aligned} \text{für hartes Holz: } & P = 200000 dtl, \\ \text{„ weiches „ : } & P = 100000 dtl, \end{aligned}$$

worin

- d den äußern Durchmesser,
- t die Tiefe des Gewindes,
- l die Länge des eingeschraubten Theils,

sämmtliche Dimensionen in Zollen, bezeichnet.

Setzt man durchschnittlich:

$$t = \frac{1}{6} d,$$

so hat man:

$$\begin{aligned} \text{für hartes Holz: } & P = 33333 d^2 l, \\ \text{„ weiches „ : } & P = 16667 d^2 l. \end{aligned}$$

Diese Formel stimmt für Schrauben von $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{6}$ Zoll Durchmesser ziemlich gut mit den Versuchen von Karmarsch, für größere Durchmesser liefert sie eine größere, für kleinere eine geringere Widerstandsfähigkeit, als jene Versuche. Man wird gut thun, der Sicherheit wegen immer auf die geringste Widerstandsfähigkeit zu rechnen, und außerdem bei Belastungen auf die

*) W. Salzenberg: »Vorträge über Maschinenbau«. Berlin 1842. Seite 57.

Dauer die Schrauben nie stärker als mit einem Zehntel bis einem Sechstel desjenigen Drucks zu belasten, durch welchen sie ausgerissen werden würden.

D. Zusammenkeilen.

Prinzip des Zusammenkeilens.

§ 49. Das Zusammenkeilen (fr. *coigner* — engl. *wedging*) findet im Maschinenbau als Befestigungsmittel zwar nicht eine so ausgedehnte Anwendung, wie das Zusammenschrauben, wird indessen in vielen Fällen als Ersatz für das letztere angewendet, da es, wie dieses, den Vortheil einer grossen Haltbarkeit mit der Möglichkeit einer leichten Lösung der Befestigung verbindet.

Das Prinzip des Zusammenkeilens ist ein ähnliches, wie dasjenige des Zusammenschraubens, und besteht darin, dass man die, aneinander zu befestigenden Theile mittelst eines Keils (fr. *coin* — engl. *wedge*) fest aneinander presst, so dass die hierdurch erzeugte Reibung gross genug ist, um einer Verschiebung in der Richtung der Fuge zu widerstehen. Die Trennung in einer Richtung normal zur Fuge wird bei diesem Befestigungsmittel gewöhnlich durch eine eigenthümliche Gestaltung der aneinander zu befestigenden Stücke, oder durch eine eigenthümliche Form des Keiles, oder endlich durch ein anderes Befestigungsmittel, gewöhnlich durch Schrauben, verhindert.

Der Keil gehört, in Bezug auf seine statische Bedeutung wie die Schraube, zu den sogenannten einfachen Maschinen, und tritt häufig als selbstständige Maschine auf, z. B. bei Pressen, bei Hebemaschinen, bei schneidenden Werkzeugen, beim Spalten von Holz etc. Jedem Keil liegt eine schiefe Ebene zum Grunde, und ein Befestigungskeil ist eben nur die technische, materielle Darstellung einer schiefen Ebene, entweder aus Eisen oder einem andern Metall, oder auch aus Holz.

Denkt man sich die schiefe Ebene, welche dem Keil zum Grunde liegt, so nennt man den Winkel α den Neigungswinkel, oder

