Zeitschrift: Schweizerische Polytechnische Zeitschrift

Band: 2 (1857)

Heft: 2

Rubrik: Maschinenkunde und mechanische Technologie

Maschinenkunde und mechanische Technologie.

Ueber die Festigkeit und Elastizität einiger Federarten.

Von F. Reuleaux,
Professor am eidgen. Polytechnikum.

(Fortsetzung.)

Taf. 4.

II. Die zusammengesetzten Blattfedern.

Will man sehr grosse Kräfte durch Federn ausüben lassen, so wendet man andere, als die besprochenen einfachen Blattfedern an, da diese für grose Belastungen unbequeme und schwer ausführbare Abmessungen erhalten. Beim Eisenbahnwesen sind namentlich die zusammengesetzten Blattfedern sehr im Gebrauch. Doch sind sie schon lange nicht mehr die einzigen, deren man sich hier bedient. Häufig findet man z. B. bei den Personenwagen die Adam'schen Bogenfedern angewandt; bei den Buffern kommt immer mehr die Kegelfeder (von der weiter unten die Rede sein wird) und neuerdings auch die Kautschukfeder in Gebrauch. Immerhin aber sind die zusammengesetzten Blattfedern die wichtigsten und verbreitetsten geblieben, so dass diese vorerst hier behandelt werden sollen. Die Theorie derselben ist in neuerer Zeit von zwei ausgezeichneten Fachmännern fast gleichzeitig aufgesucht und in grösseren Abhandlungen besprochen worden, nämlich von dem Ingenieur Philips (Annales des mines, 1852 I.), der seine mathematischen Untersuchungen mit ausgedehnten Versuchen begleitete, und von Prof. Redtenbacher (in dessen Werk: Die Gesetze des Locomotivbaues, Mannheim, 1855). Diese beiden Arbeiten behandeln die Festigkeitstheorie der Bündel-Blattfedern in der vortrefflichsten und erschöpfendsten Weise; sie bieten ausserdem das grosse Interesse, dass sie, unabhängig von einander entstanden, ihre Aufgabe auf verschiedenem Wege zur allgemein gültigen Lösung bringen.

Wenn ich dessenungeachtet hier in Kürze die Fragen nochmals behandeln will, welche sich über die Festigkeitstheorie der Bündelblattfedern aufwerfen lassen, so geschieht dieses, weil ich für die hauptsächlichsten jener Fragen einfachere Antworten, als sie in den genannten Schriften gegeben sind, gefunden zu haben glaube. In der Form, wie die Ergebnisse der theoretischen Untersuchungen dort ausgesprochen sind, können sie trotz ihrer mathematischen Klarheit schwerlich so recht in den praktischen Maschinenbau übergehen. In der That aber lassen sich die Grundsätze, nach welchen sich die Construction der Bündelblattfedern richten muss, auf eine recht einfache Form bringen, und zwar liegt die Einfachheit darin, dass sich die zusammengesetzten Blattfedern mit der grössten Leichtigkeit auf einfache Blattfedern zurückführen, und demnach wie solche behandeln lassen. Wir werden somit die im vorigen Abschnitt gefundenen Formeln und die dort gewonnenen Anschauungen über Biegsamkeit u. s. w. hier recht nützlich verwenden können.

Wie wir früher mit der einfachen Rechteckfeder anfingen, beginnen wir hier mit dem Bündel ganz gleicher Rechteckfedern, deren Fig. 10, Tafel 4 in monodimetrischer Zeichnung eines darstellt. Die in unbelastetem Zustand ganz geraden Federn liegen fest aufeinander, sie sind bei A festgehalten und bei B mit einer Kraft P belastet. Es handelt sich um die Auffindung der Tragkraft und der Biegsamkeit dieses Federbündels oder Federwerkes, das seiner Zusammensetzung wegen ein Rechteckfederwerk heissen möge. Die Federn werden bei B alle gleichzeitig von der Kraft P erfasst, und widerstehen derselben, da sie alle gleich sind, jede mit der gleichen Kraftäusserung. Mithin kommt auf jede einzelne Feder, wenn deren Zahl $= n$ ist, eine biegende Kraft $\frac{P}{n}$. Diese in die Gleichung (1) eingesetzt, gibt:

$$\frac{P}{n} = \mathfrak{S}\,\frac{bh^2}{6l}$$

wenn b die Breite, h die Dicke der einzelnen Feder und l die Länge derselben bezeichnet. Die Kraft $\frac{P}{n}$ komt $n$mal vor; man hat also den Gesammtwiderstand des Federwerkes:

$$P = n\,\frac{\mathfrak{S}\,bh^2}{6l}$$

oder auch

$$P = \frac{\mathfrak{S}\,(nb)\,h^2}{6l} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (17)$$

Dies ist aber nichts anderes, als die Formel für eine einfache Rechteckfeder von der Länge l, der Dicke h und der Breite nb, Fig. 11, auf deren vorderen Rand man sich die Kraft P gleichförmig vertheilt zu denken hätte. Diese neue Feder hat ganz denselben Körperinhalt, und also auch dasselbe Gewicht, wie das obige Rechteckfederwerk; schnitte man dieselbe in n gleichbreite Streifen, und legte diese untereinander, so würde man das Federwerk Fig. 10 wieder erhalten. — Die Biegsamkeit des Federwerkes ist leicht zu untersuchen. Nach Formel (6) beträgt die Biegung der einzelnen Feder bei der Belastung $\frac{P}{n}$:

$$f = \frac{P}{n} \frac{4l^3}{E\,bh^3} = \frac{4\,Pl^3}{E\,(nb)\,h^3} \quad \ldots\ldots \quad (18)$$

welch letzterer Ausdruck aber wiederum der für die Biegung der neuen Feder Fig. 11 ist. Setzt man hierin noch für P dessen Werth aus (17) und theilt beiderseits durch l, so erhält man als Ausdruck für die Biegsamkeit:

$$\frac{f}{l} = \frac{2}{3} \frac{\mathfrak{S}}{E} \frac{l}{h} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

welcher Werth mit (6) übereinstimmt. Bei diesem wurde bereits erörtert, dass die Biegsamkeit unabhängig von der Federbreite sei, und so gilt Formel (19) ebensowohl für eine einzelne Feder aus dem Rechteckfederwerk, als für die Feder Fig. 11. Es hat sich also ergeben: dass ein Rechteckfederwerk von gleichen Blättern sich an Tragkraft, Gewicht, Biegung und Biegsamkeit gerade so verhält, wie eine einfache Rechteckfeder (aus demselben Material) von der Länge und Dicke der einzelnen Feder des Bündels, und von einer Breite, die der Summe der Breiten der einzelnen Federn gleichkommt.

Denkt man sich also z. B. 6 gleiche Rechteckfedern aufeinander gelegt, so erhält man ein Federwerk, welches die 6fache Tragkraft der einzelnen Feder, aber ganz dieselbe Biegsamkeit hat. Beim Biegen nehmen die einzelnen Federn alle dieselbe Krümmung an; die einzelnen Blätter werden einander daher überall und bei jeder Belastung berühren, also auch die Anforderung erfüllen, welche der Praktiker an jedes gute Blattfederwerk stellt.

Das Gefundene führt auf den Schluss, dass man ein zu construirendes Rechteckfederwerk gerade so berechnen kann, als ob man eine einfache Blattfeder haben wollte, und dass man diese nachher in so viele gleiche Streifen zu theilen hat, als man Blätter erhalten will. Beispiel. Belastung P eines zu construirenden Rechteckfederwerkes $= 1500^k$; Material feinster Federstahl (No. 7 der obigen Tabelle); Länge $l = 500^{mm}$; Biegung f bei obiger Belastung $= 50^{mm}$. Die Querschnitt-Abmessungen der Federn sind zu suchen.

Man hat hier $\frac{f}{l} = \frac{50}{500} = \frac{1}{10}$; mithin nach Formel (6), da wieder $E = 20000$, $\mathfrak{S} = 40$ einzuführen ist,

$$h = \frac{l}{f} \frac{2}{3} \frac{\mathfrak{S}}{E} l = 10 \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{40}{20000} \cdot 500 = 6^2/_3{}^{mm}.$$

Für die Breite $B = nb$ hat man nun nach (8):

$$B = \frac{9\,P}{h} \frac{f}{l} \frac{E}{\mathfrak{S}^2} = \frac{9.1500}{6^2/_3} \cdot \frac{1}{10} \cdot \frac{20000}{1600} = 2531^{mm}.$$

Will man die Blätter etwa 100^{mm} breit haben, so erhält man hiernach 25 Blätter. — Auch hierbei sind wieder, entsprechend den oben bei der einfachen Rechteckfeder gefundenen Ergebnissen, die Zahlen gross ausgefallen; doch muss man auch hier bedenken, dass das berechnete Federwerk kein solches ist, wie es die Praxis verlangt und gebraucht. In der Praxis verjüngt man die zusammengesetzten Federwerke von der Befestigungsstelle nach dem Lastpunkte zu, und zwar bekanntlich meistentheils so, dass man die Blätter untereinander abstuft, wodurch die Biegsamkeit erhöht und der Materialaufwand bedeutend vermindert wird. Ehe wir jedoch zu dem Stufenfederwerk übergehen, wollen wir noch ein Federwerk anderer Art untersuchen, mit welchem der genannte Zweck ebenfalls erzielt werden kann.

Vereinigt man nämlich eine Anzahl gleicher Dreieckfedern zu einem Federwerk, Fig. 12, so haben dessen einzelne Blätter, wie man aus dem Früheren weiss, überall dieselbe Festigkeit und biegen sich in Folge der Belastung bei G nach einem Kreisbogen. Die Tragkraft dieses Federwerkes ist bei n Blättern wieder $= n$mal der Tragkraft der einzelnen Feder, so dass man nach (1) hat:

$$P = n \frac{\mathfrak{S}\,bh^2}{6l} = \frac{\mathfrak{S}\,(nb)\,h^2}{6l}$$

Auf die einzelne Feder kommt, da alle ganz gleiche Abmessungen haben, die biegende Kraft $\frac{P}{n}$. Man hat daher nach (11) die Biegung f der einzelnen Feder, und somit auch die des ganzen Federwerkes:

$$f = \frac{P}{n} \frac{6l^3}{E\,bh^3} = \frac{6\,Pl^3}{E\,(nb)\,h^3}$$

Setzt man hierin wiederum für P dessen so eben gefundenen Werth ein, und theilt beide Seiten der Gleichung durch l, so ergibt sich als Ausdruck für die Biegsamkeit des Federwerkes:

$$\frac{f}{l} = \frac{\mathfrak{S}}{E} \frac{l^2}{h}$$

Endlich ist der Körperinhalt des Dreieckfederwerkes

$$V_1 = n \frac{bl\,h}{2} = \frac{(nb)\,lh}{2}$$

Diese vier Formeln enthalten aber, wie man leicht sieht, nichts anderes, als die betreffenden Ausdrücke für eine einzelne Dreieckfeder, Fig. 13, von der Länge l, der Dicke h und der Breite nb an der Befestigungsstelle, d. h. einer Breite, welche der Summe derer der einzelnen Blätter des Federwerkes gleich ist. Es hat also mit andern Worten das Dreieckfederwerk ganz dieselbe Tragkraft und Biegsamkeit, und bei der gleichen Belastung dieselbe Biegung, wie diese einzelne Dreieckfeder; eben so hat es mit ihr einerlei Gewicht. Wie sich eine Dreieckfeder zu einer Rechteckfeder aus dem gleichen Material verhält, wenn beide bei gleicher Belastung und Länge gleich grosse Biegungen annehmen sollen, wurde schon früher, S. 5 und 6, gezeigt. Es erwies sich nämlich dort, dass die Dreieckfeder weit günstigere Querschnittverhältnisse erhält und nur ein Drittel so viel Material verbraucht, als die Rechteckfeder. Ganz dieselben Bezüge bestehen aber, wie wir oben sahen, zwischen Rechteck- und Dreieckfederwerk; so dass das Letztere dem ersteren weit voranzustellen ist. Ob es schon praktische Anwendung gefunden hat, ist mir nicht bekannt; vielleicht möchte die spitzige Form der Blätter bei manchen Anwendungen unbequem sein.

Besser verhält es sich in dieser Beziehung bei einem andern Federwerk, zu dessen Untersuchung jetzt geschritten werden soll; es ist dies das oben schon erwähnte Stufenfederwerk, deren Fig. 14 eines darstellt. Bei demselben sind die fest aufeinander liegenden Federn bei A befestigt; das oberste Blatt wird bei G von der abwärts wirkenden Kraft P ergriffen. Die folgenden Blätter treten stufenförmig jedes unter das nächstobere zurück. Die Enden der einzelnen Blätter findet man immer auf irgend eine Weise verjüngt. Entweder schärft man die Enden unter Beibehaltung der Breite zu, wie bei m Fig. 14, oder man vermindert die Breite, wie bei p u. s. w. Es ist dies nothwendig, wenn die Federn bei angehängter Belastung nicht auseinander klaffen sollen. Hier sollen nun wiederum Tragkraft, Biegung, Biegsamkeit und Körperinhalt des Stufenfederwerkes untersucht werden, und dabei ein Verhältniss der Stufenlängen und Regeln für die Verjüngung der Blattenden gesucht werden, durch welche sowohl das Federwerk gleiche Festigkeit erhält, als auch dem Klaffen der Blätter vorgebeugt wird.

Wir ordnen für diese Untersuchungen zunächst das Federwerk so an, wie es Fig. 15 zeigt, rücken nämlich die einzelnen Blätter etwas auseinander, und vermitteln ihr Aufeinanderwirken durch die an den Enden der einzelnen Stufen zwischengelegten Stege. Zuerst sollen nun diejenigen Bedingungen für die Formgebung aufgesucht werden, welche wegen der gleichen Festigkeit des Federwerkes zu erfüllen sind; die Formen müssen dafür so bestimmt werden, dass die bei G wirkende Kraft P in allen Querschnitten dieselbe Maximalspannung hervorruft.

Was das Stück $G\,A_1$ betrifft, so ist dessen Form nach dem oben Abgehandelten leicht der genannten Bedingung gemäss zu bestimmen, da P an $A_1\,G$ gerade so wirkt, wie an einer einfachen Blattfeder. Man braucht dasselbe z. B. nur als Dreieckfeder, oder auch als parabolisch zugeschärfte Feder u. s. w. auszuführen. Anders verhält es sich mit dem Stück $A\,A_1$. Um die Wirkung von P auf $A\,A_1$ zu untersuchen, rücken wir P wieder nach A_1, indem wir hier die beiden P gleichen und parallelen, aber einander aufhebenden Kräfte P_1 und P_2 anbringen. P_2, welches zunächst die Scheerfestigkeit der obern Feder beansprucht, drückt niederwärts auf den untergelegten Steg und wirkt somit biegend auf die folgende Feder, P_1 und P aber wirken auf das Stück $A\,A_1$. In Bezug zur neutralen Achse eines um ein beliebiges Mass x von A_1 abstehenden Querschnittes hat P das statische Moment $P\,(a+x)$, wenn man $A_1\,G$ mit a bezeichnet, und $P_1 = P$ das Moment Px, welches dem erstgenannten Moment entgegenwirkt. Man hat daher das auf jenen Querschnitt kommende Moment M der biegenden Kräfte:

$$M = P\,(a+x) - Px$$

oder

$$M = P.\,a$$

d. h. das Moment M ist constant; es hängt gar nicht von x ab, sondern nur von P und a, und es erfährt somit jeder einzelne Querschnitt zwischen A und A_1 dasselbe biegende Moment, welches der Querschnitt in A_1 auszuhalten hat. Man braucht also, um gleiche Festigkeit herbeizuführen, nur die Querschnitte der Feder zwischen A und A_1 alle gleich, oder Höhe und Breite daselbst constant zu machen.

Geht man nun zur folgenden Feder über, so hat man an deren Ende wieder eine abwärts wirkende Kraft P, und in einer Entfernung $A_1\,B_1 = a_1$ einen unterstützenden Steg. Offenbar sind dieses ganz ähnliche Bedingungen, wie im ersten Fall, und die gleiche Festigkeit kann auf ganz entsprechende Weise herbeigeführt werden. Das Endstück würde wieder wie eine einfache Blattfeder von der Länge a_1 behandelt werden können, und das Stück $B\,B_1$ lauter gleiche Querschnitte erhalten, welche alle dem biegenden Moment Pa_1 ausgesetzt sind. Ebenso geht es mit der dritten und jeder folgenden Feder; die biegende Kraft P pflanzt sich von Steg zu Steg fort; zwischen dem Stege und der Wand müssen alle Federn von constantem Querschnitt sein, und zwar werden die biegenden Momente für dieselben $= Pa_2,\ Pa_3 \ldots . Pa_n$ sein, während die Endstücke als einfache Federn von den Längen $a_2,\ a_3 \ldots . a_n$ anzusehen sind.

Die zweite Bedingung für die Formung der Federn, diejenige nämlich, dass bei eintretender Biegung die Federn nicht klaffen sollen, kann man als erfüllt betrachten, wenn man die einzelnen Blätter so formt, dass sie alle dieselbe Krümmung annehmen. Dies ist aber nicht schwer zu bewerkstelligen. Die Krümmung, welche $A\,A_1$ annimmt, wird für alle Stellen gleich stark ausfallen, da die Querschnitte alle gleich sind. Für den Krümmungshalbmesser nach Formel (4) hat man hier $M = P.\,a$, $T = \frac{bh_3}{12}$, mithin

$$\varrho = \frac{bh^3\,E}{12\,Pa}$$

also constant, so dass die Krümmung ein Kreisbogen wird. Für das Stück $B\,B_1$ der zweiten Feder hat man, wenn ihre Dicke $= h_1$, und ihre Breite $= b_1$ ist:

$$\varrho_1 = \frac{b_1\,h_1{}^3\,E}{12\,Pa_1};$$

für die dritte Feder ist:

$$\varrho_2 = \frac{b_2\,h_2{}^3\,E}{12\,Pa_2}$$

u. s. w. Damit nun die Stücke zwischen den Stegen und der Wand gleiche Krümmung erhalten, muss $\varrho = \varrho_1 = \varrho_2 = \ldots . \varrho_n$ sein. Demgemäss muss, wenn wir bei den Federn gleiche Dicke und Breite voraussetzen, $a = a_1 = a_2 = \ldots . a_n$ sein, oder: die Endstücke müssen alle dieselbe Länge haben. Noch ist aber damit die Bedingung für die gleiche Krümmung der Feder nicht ganz erfüllt, indem nun auch noch die Endstücke so bestimmt werden müssen, dass sie sich nach einem Kreisbogen von dem Halbmesser $\varrho = \frac{b\,h^3\,E}{12\,Pa}$ krümmen. Nach Gleichung (10) findet dies aber unter Erhaltung der gleichen Festigkeit statt, wenn man die Endstücke als Dreieckfedern formt. Denken wir uns nun sämmtliche Federn so geformt, wie wir es so eben als richtig gefunden haben, so kann man die Stege in Fig. 15 hinweggenommen und die Federn wieder zusammengerückt denken; sie werden dann ein schön schliessendes *) Fe-

*) Ganz in aller Strenge findet das Aufeinanderliegen der gebogenen Blätter übrigens doch nicht statt, indem eigentlich hierfür jeder Krümmungshalbmesser um h kleiner sein müsste, als der vorige, doch ist die entstehende

derwerk bilden, das überall dieselbe Festigkeit gewährt; ein solches Federwerk zeigt Fig. 16. Was das Endstück der obersten Feder betrifft, so muss dieses dieselbe Länge haben, wie die übrigen Endstücke; man braucht aber seine Breite nicht bis auf Null abnehmen zu lassen, da seine Krümmung nicht mit einer andern parallel zu sein braucht. Man kann deshalb bei diesem einen Endstück auch die Breite unvermindert lassen, um, wie es die Punktirung andeutet, ein Oehr für den Endbolzen der Feder bequem anbringen zu können. Die Seitenansicht unseres Federwerks lässt sich durch ein Trapez einschliessen; Redtenbacher nennt deshalb Federwerke, bei denen dies der Fall ist, sehr passend Trapezfederwerke, welcher Name auch hier angewendet werden soll.

Die Tragkraft des gefundenen Trapezfederwerkes ist leicht zu bestimmen, wenn man bedenkt, dass es von gleicher Festigkeit ist, man also einfach die Gleichung von P für eine beliebige Stelle, z. B. für A_1 aufzustellen braucht. Hierfür hat man nach (1)

$$P = \frac{\mathfrak{S}\, bh_2}{6a}$$

Nun ist aber bei n Blättern die Länge $a = \frac{l}{n}$, dies eingesetzt, gibt:

$$P = \frac{\mathfrak{S}\,(nb)\, h_2}{6l} \quad \ldots\ldots \quad (20)$$

Die Einbiegung f des Federwerkes in Folge der Belastung P ist auch leicht zu bestimmen. Da nämlich die Krümmung jeder Feder ein Kreisbogen von dem Halbmesser $\varrho = \frac{bh^3 E}{12\, Pa}$ ist, so hat man nur diesen Werth in Formel (11) einzuführen, wonach man dann hat:

$$f = \frac{l^2}{2\varrho} = \frac{12\, Pa\, l^2}{2\, bh^3 E}$$

oder, indem man wieder für a dessen Werth $\frac{l}{n}$ setzt:

$$f = \frac{6\, Pl^3}{(nb)\, h^3 E} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

Theilt man wieder auf beiden Seiten durch l, und setzt für P wieder dessen so eben gefundenen Werth, so erhält man als Ausdruck für die Biegsamkeit des Trapezfederwerkes:

$$\frac{f}{l} = \frac{6\, \mathfrak{S}\,(nb)\, h^2 l^2}{6\,(nb)\, h^3 El} = \frac{\mathfrak{S}}{E}\, \frac{l}{h} \quad \ldots\ldots \quad (22)$$

Aus (20) hat man noch: $nb = \frac{6\, Pl}{\mathfrak{S}\, h^2}$. Hierin für $\frac{l}{h}$ dessen aus (22) zu ziehenden Werth gesetzt, gibt:

$$nb = \frac{6\, P}{h}\, \frac{f}{l}\, \frac{E}{\mathfrak{S}^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

Eine Betrachtung dieser Formeln zeigt aber, dass dieselben uns nicht neu sind: sie stimmen Punkt für Punkt mit denen überein, welche vorhin für das Dreieckfederwerk gefunden wurden, oder sind wie jene übereinstimmend mit den Formeln für eine einfache Dreieckfeder von der Länge l, der Dicke h des einzelnen Blattes und der Breite nb = der Summe der Breiten der einzelnen Blätter. Siehe Fig. 17. Dieses überraschend einfache Ergebniss wird noch um so interessanter dadurch, dass auch noch der körperliche Inhalt unseres Federwerkes mit dem der genannten Dreieckfeder übereinstimmt. Der Inhalt unseres Trapezfederwerkes setzt sich zusammen aus dem der Endstücke und dem der prismatischen Mittelstücke. Für die n Endstücke hat man den Inhalt

$$J = n.\ bh\ \frac{a}{2} = \frac{n.\ bh.\ l}{2n} = \frac{bhl}{2};$$

ferner für die $n-1$ prismatischen Stücke

$$J_1 = \frac{1 + (n-1)}{2}\,(n-1)\ bh\ \frac{l}{n} = (n-1)\,\frac{bhl}{2};$$

mithin ist der ganze Inhalt V_1,

$$V_1 = J + J_1 = \frac{bhl}{2}\,(n - 1 + 1) = \frac{(nb)\, hl}{2},$$

was auch der Inhalt der genannten Dreieckfeder ist. In der That kann man sich sogar das Trapezfederwerk durch Zerschneidung der Dreieckfeder gebildet denken. Man braucht diese letztere nur in parallele Streifen von der Breite $\frac{b}{2}$ zu theilen, Fig. 17, alsdann 1 mit 1, 2 mit 2, 3 mit 3 u. s. w. zusammenzusetzen, und die so gebildeten Federblätter untereinander zu legen, um das Trapezfederwerk wieder vor sich zu haben.

Es wurde vorhin gefunden, dass die Endstücke als Dreieckfedern ausgeführt werden sollten, um den gestellten Bedingungen Genüge zu leisten. Gibt man die Forderung der gleichen Festigkeit für die Endstücke auf, so kann man für diese auch eine Menge anderer Formen zur Anwendung bringen, bei denen die richtige Krümmung ebenfalls eintritt. So z. B. kann man die bei den Formeln (15) und (16) besprochene Zuschärfung nach der cubischen Linie ganz wohl hier anbringen. Redtenbacher beschränkt sich auf die Anrathung dieser Zuschärfungsform. Die Blätter des Federwerks können dabei in der Breite unverändert gelassen werden; nur müssen die, nach der Form Fig. 8, Tafel I oder einer Annäherung zugeschärften Endstücke stets die Länge $\frac{l}{n}$ haben. Fig. 18 zeigt ein Trapezfederwerk mit solchen Zuschärfungen.

Eine sehr gebräuchliche Verjüngungsart der Endstücke ist die in Fig. 14 bei p angedeutete, bei welcher man die Enden im Grundriss trapezisch formt, so zwar, dass die Breite sich von b bis auf b_1 vermindert. Auch hierbei muss eigentlich die Dicke ebenfalls nach der Spitze zu abnehmen, und zwar lässt das Gesetz dieser Verminderung sich wie folgt aus der Bedingungsgleichung (14) ableiten. Man hat in derselben zu setzen:

$$y = b_1 + \frac{x}{l}\,(b - b_1)$$

oder, wenn $b_1 = \beta\, b$ ist,

$$y = b\left(\beta + \frac{x}{a}\,(1-\beta)\right) = \frac{b}{a}\left(x + \beta\,(a-x)\right)$$

dies in (14) eingesetzt, gibt:

$$\frac{b}{a}\left(x + \beta\,(a-x)\right)\frac{z_3}{x} = \frac{bh_3}{l},$$

Ungenauigkeit ganz verschwindend klein, wenn $\frac{l}{h}$ nur einen einigermassen erheblichen Werth hat.

woraus:

$$z = h\sqrt[3]{\frac{x}{x + \beta\,(a - x)}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (24)$$

Ist, wie man sehr häufig findet, $b_1 = \frac{1}{2}\,b$, oder $\beta = \frac{1}{2}$, so geht die letztere Formel über in

$$z = h\sqrt[3]{\frac{2x}{x + a}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (25)$$

Dies gibt z. B. für:

$$x = \frac{a}{2},\ z = 0{,}87\ h$$

und für: $x = \frac{a}{15},\ z = \frac{1}{2}\ h.$

Eine solche Verminderung der Dicke nach dem Blattende zu würde nicht schwer anzubringen sein.

Die Berechnung eines Beispiels wird das Verständniss der Theorie des Trapezfederwerkes noch erleichtern. Wir wählen dieselbe Aufgabe, für welche weiter oben ein Rechteckfederwerk berechnet wurde, nämlich: Belastung $P = 1500^{k}$, Material feinster Federstahl, No. 7 der Tabelle, Länge $l = 500^{mm}$, verlangte Biegung (bei der obigen Belastung) $f = 50^{mm}$. Hier haben wir uns der Formeln (20) bis (23) zu bedienen. Man hat nach der obigen Tabelle $E = 20000$ und bei zweifacher Tragsicherheit wieder $\mathfrak{S} = 40$; mithin aus (22) für die Blattdicke:

$$h = \frac{l}{f}\ \frac{\mathfrak{S}}{E}\ l = \frac{10.\ 40.\ 500}{20000} = 10^{mm};$$

und ferner für die Breite nb der dem Federwerk gleichwerthigen Dreieckfeder nach (23):

$$nb = \frac{6.\ 1500}{10}\ .\ \frac{1}{10}\ .\ \frac{20000}{1600} = 1125^{mm}.$$

Bei etwa 100^{mm} Breite des einzelnen Blattes erhält man hiernach 11 Blätter von $102{,}3^{mm}$ Breite, also sowohl bequeme Querschnittverhältnisse, als eine nicht zu grosse Blätterzahl, während man bei dem Rechteckfederwerk 25 Blätter von $101{,}25^{mm}$ Breite und $6^{2}/_{3}{}^{mm}$ Dicke erhielt. Ein Vergleich der Körperinhalte beider Federwerke zeigt zudem, wie es nach dem oben allgemein Gefundenen sein muss, dass das Trapezfederwerk wirklich $^{1}/_{3}$ des Gewichtes des Rechteckfederwerkes hat.

Somit wären denn die Theorien der wichtigsten Blattfederwerke entwickelt; sie haben sich, wie man gesehen hat, auf ganz einfache Fälle zurückführen lassen. Redtenbacher bespricht ausser den Trapezfederwerken noch eine andere Art, die er wegen ihrer Form hyperbolische Federwerke nennt; auch Philips geht noch auf einige andere Blattfederwerke, sowie auf besondere Eigenschaften derselben ein, weshalb wegen eines Weiteren auf die oben angeführten Abhandlungen verwiesen werden kann. Das hier Gegebene behandelt aber alle Hauptsätze, welche bei der Federconstruktion zur Anwendung kommen, und ist daher für eine grosse Zahl von Fällen ausreichend. Einige Andeutungen über die praktische Benutzung der gefundenen Sätze werden hier am Platze sein.

Zunächst ist jetzt erwiesen, dass die Sätze, welche bei Formel (6) und (8) ausgesprochen wurden, auch für die zusammengesetzten Blattfedern ihre volle Gültigkeit haben. Es ist also auch bei den Federwerken die Biegsamkeit $\frac{f}{l}$ nur von l und h, von Länge und Dicke der Federn abhängig, während die Aenderung der Breite nur die Tragkraft ändert. Hätte man deshalb ein bekanntes, vorhandenes Federwerk, dessen Biegsamkeit für seinen Zweck passend erschiene, und wollte aus demselben Material ein ebenso biegsames Federwerk für eine grössere Belastung bauen, so brauchte man nur dem neuen Federwerk eine in demselben Verhältniss grössere Breite zu geben, während alle übrigen Masse unverändert bleiben könnten. Es kann dies solchen, welche Federwerke unter bekannten Bedingungen erprobt gefunden haben, oftmals nützlich sein.

Während der ganzen bisherigen Untersuchung wurden die Federn im unbelasteten Zustand als gerade angenommen; bei den wirklichen Ausführungen gibt man ihnen aber in der Regel eine Biegung, welche der durch die Last hervorgebrachten entgegengesetzt ist, siehe Fig. 18, theils aus constructiven Rücksichten, theils auch wegen des Aussehens. Die Krümmung ist aber nicht stark, so dass man ohne merkbaren Fehler von ihr absehen kann; sie ist um so weniger von einem die Rechnung unsicher machenden Einfluss, als mit zunehmender Belastung die Feder sich immer mehr der vorausgesetzten gerade gestreckten Form nähert. Bei einem zu bauenden Trapezfederwerk hat man also nur die Blätter nach wie vor so zu formen, als ob sie einer geraden Dreieckfeder entnommen wären, und sie nachher so zu biegen, wie es die dem Federwerk zu gebende ursprüngliche Sprengung verlangt. — Ein anderer noch unbesprochener Umstand ist der, dass man meistens nicht solche einschenklige Federwerke, wie die obigen, anwendet, sondern sie zweischenklig, etwa wie Fig. 18 zeigt, gebraucht. Dabei stossen nicht etwa zwei der oben behandelten Federwerke in der Mitte zusammen, sondern die einzelnen Blattschenkel sind durch prismatische Mittelstücke verbunden, welche in dem Gehäuse H eingebettet liegen. Vollführt man daher wieder die Umformung in die gleichwerthige Dreieckfeder, so wird man eine Form erhalten, wie Fig. 19 zeigt. Das mittlere prismatische Stück ist dabei von der Länge der Kapsel H. Die Länge l, welche wir in die Rechnung einzuführen haben, wird aber nun nicht etwa gleich der Hälfte von $G\,G_1$ sein, sondern es muss hiervon noch die Hälfte der Kapsellänge abgezogen werden. Dies muss man wohl im Auge behalten, indem man sonst Irrthümer begeht. Was die Form der Zwischenstücke anlangt, so ist diese ganz geeignet, wenn man die Federn prismatisch durch die Kapsel gehen lässt. Es schadet der Festigkeit des Federwerks auch nicht, wenn man die Blätter von den Rändern der Kapsel nach deren Mitte zu etwas abnehmen lässt. Etwas Aehnliches geschieht in der Regel bei Eisenbahnfedern, indem man hier die Blätter in der Mitte durch einen Bolzen (den Federstift) zusammenschraubt, für welchen jedes einzelne Blatt eine Durchbohrung erhält Fig. 19. Nur muss man dann stets darauf sehen, dass die Federn durch die Kapsel recht fest zusammengehalten werden.

Auf jene Durchbohrung und überhaupt auf die Form des Federwerkes in der Mitte sollte man aber namentlich bei dem Probiren der Federwerke stets sehr achten, wenn man nicht ganz trügerische Ergebnisse erhalten will. Belastet man ein nicht in seine Kapsel eingespanntes Federwerk in der Mitte mit der ihm bestimmten Maximallast $2P$, während es an den beiden Enden gestützt ist, so erfährt das Federwerk eine ganz andere Beanspruchung, als in dem Falle, wo es an den Eisenbahnwagen seinen Dienst versieht. Denn 1) ist der Hebelarm der Kraft P nun um die halbe Kapsellänge grösser, als beim späteren Gebrauch; 2) ist das so abgelöste Federwerk nicht von gleicher Festigkeit, sondern hat einen gefährlichen Querschnitt in dem mittleren Belastungspunkte, und 3) ist dieser Querschnitt noch in der Regel durch die erwähnte Durchbohrung ganz erheblich gegen die benachbarten Querschnitte verkleinert. Alle drei Umstände werden dahin wirken, dass das Versuchergebniss sehr viel schlechter ausfällt, als das eigentlich zu suchende. Das Federwerk wird eine viel grössere Durchbiegung erhalten, als ihm die gleiche Belastung am Wagen selbst beibringen würde; es wird sich dabei auch auf eine andere Weise krümmen, und bei solchen Proben, die bis zum Zerbrechen getrieben werden, in der Mitte zuerst und zumeist Schaden leiden, während die Construktion beabsichtigt, hauptsächlich alle Stellen ausserhalb der Kapsel, und diese alle gleichstark beanspruchen zu lassen. Prüfungen fertiger Federwerke sollten möglicherweise immer so vorgenommen werden, dass Belastung und Befestigung des Federwerkes genau so wären, wie es bei seiner eigentlichen Anwendung der Fall sein soll.

Um die Grösse der hierbei möglichen Irrthümer beurtheilen zu können, nehmen wir beispielsweise an, das oben für die Belastung von 1500^k berechnete Trapezfederwerk habe eine Kapsellänge von 100^{mm} und eine Bohrung für den Federstift von $12\frac{1}{2}^{mm}$. Würde man dieses nun mit einer Last von 1500^k am Ende belasten, während es an dem durch die Mitte des Federstiftes gehenden Querschnitt gestützt wäre, so hätte man die dort eintretende Maximalspannung:

$$\mathfrak{S} = \frac{6.\ P\,(l + 50)}{n\,(b - 12{,}5)h^2} = \frac{6.\ 1500.\ 550}{11.\ 90.\ 100} = 50^k,$$

statt 40^k, wobei die Verhältnisse sehr wenig ungünstig angenommen sind. Diese Probe würde also das Federwerk nur $\frac{4}{5}$ so stark erscheinen lassen, als es ist.

Hier will ich noch auf eine andere nützliche Anwendung des oben Gefundenen aufmerksam machen, und zwar auf eine Anwendung, die ebenfalls das Probiren der Federn betrifft, aber nicht das Prüfen an der fertigen Feder, sondern am Modell. Zunächst ist klar, dass, wenn man eine Dreieckfeder anfertigte, welche genau die dem gleichwerthigen Trapezfederwerk entsprechenden Abmessungen hätte, man an derselben das Gewicht, die Tragkraft, die Biegung bei bestimmten Lasten und die Biegsamkeit erproben könnte. Ganz dasselbe kann man aber auch bei einem aus dem gleichen Material gefertigten Modell dieser Dreieckfeder thun. Ein solches Modell ist immer sehr leicht anzufertigen und zu prüfen; dabei ist das Verhältniss zwischen der Probebelastung der Ausführung und der des Modells ein sehr einfaches. Für die Dreieckfeder hat man

$$P = \frac{\mathfrak{S}\,bh_2}{6l},$$

wenn b die Breite an der Befestigungsstelle bezeichnet. Macht man nun alle Abmessungen der Feder um $\frac{1}{m}$ kleiner, so erhält man ein Modell im Massstab von $\frac{1}{m}$, und hat nun dessen Belastung P_1, welche dieselbe Spannung $\mathfrak{S}$ in der neuen Feder hervorbringt:

$$P_1 = \frac{\mathfrak{S}}{6}\cdot\frac{b}{m}\cdot\frac{h_2}{m_2}\cdot\frac{m}{l} = \frac{1}{m_2}\cdot\frac{\mathfrak{S}bh_2}{6l}$$

Diese Gleichung durch die vorige getheilt, gibt:

$$\frac{P_1}{P} = \frac{1}{m_2}\ ^{*)}$$

Die Körperinhalte und somit die Gewichte verhalten sich dagegen wie $\frac{1}{m_3} : 1$. Ist also das Modell in einem Massstab von $\frac{1}{4}$ ausgeführt, so muss die Probebelastung desselben $\frac{1}{16}$ von derjenigen der grossen Ausführung sein. Das Gewicht des Modells würde hierbei $\frac{1}{64}$ von dem der Ausführung sein. Man kann alsdann an dem Modell alle nur wünschbaren Versuche mit Leichtigkeit und Genauigkeit machen; man kann ihm jede beliebige Sprengung oder Krümmung geben, kann Elastizitätsgrenze und Bruchfestigkeit suchen u. s. w. Auch lassen sich kleine Einzelheiten der Form sehr gut mit in die Prüfung hineinziehen. Da man z. B. die oberste Feder eines Trapezfederwerkes gewöhnlich mit einem Oehr zur Aufnahme des Endbolzens versehen muss, so würde eine spitz zulaufende Modellfeder sich um ein Geringes verschieden von der wirklichen biegen. Nichts hindert aber, bei der Modellfeder selbst, wie in Fig. 20 angedeutet, ebenfalls dieses Oehr und die entsprechende Durchführung der Blattbreite anzubringen. Es erleichtert dies sogar das Anhängen des Belastungsgewichtes. Soll bei der Ausführung im Grossen bei den Federenden nicht die Dreieckzuspitzung, sondern die nach der cubischen Linie angewandt werden, so wird das Gewicht um ein Geringes grösser, als wenn die erste Formung angewandt würde, und zwar wird jedes der Federenden $1\frac{1}{2}$ mal so schwer. Dieser, übrigens unbedeutende Unterschied, liesse sich leicht durch Rechnung ausgleichen.

Zum Schluss dieses Abschnittes verdient noch eine besonders interessante Folgerung aus den entwickelten Formeln hervorgehoben zu werden, nämlich das Güteverhältniss verschiedener Materialien für die bisher behandelten Federn. Das Material eines Federwerkes kann man um so besser nennen, je geringer das Gewicht des Federwerkes für bestimmte Leistungen an Tragkraft und Biegsamkeit zu sein braucht. Zum Vergleichen der Gewichte können wieder die Körperinhalte dienen. Nun ist der In-

*) Diese einfache Beziehung zwischen der Belastung einer Construktion und der einer ihr geometrisch ähnlichen ergibt sich übrigens für alle Arten von Festigkeit, also eben so gut für Zug-, Druck- und Drehungsfestigkeit, was für die Versuche an Probemodellen sehr günstig ist.

halt V eines Trapezfederwerkes von n Blättern, welche die Dicke h und die Breite l haben, wie man aus dem obigen weiss:

$$V = \frac{nb\ hl}{2};$$

und der Inhalt V_1 eines anderen:

$$V_1 = \frac{n_1\ b_1\ h_1\ l_1}{2}$$

Beide mögen nun für dieselbe Aufgabe, aber aus verschiedenem Material construirt sein, und zwar müssen wir annehmen, dass beide gleich gut gearbeitet und berechnet seien. Die Länge l_1 ist hierbei $= l$, so dass man hat:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{nbh}{n_1\ b_1\ h_1}$$

Nun ist nb nach Formel (23) $= 6\ \frac{P}{h}\ \frac{f}{l}\ \frac{E}{\mathfrak{S}_2}$, und also: $n_1\ b_1 = 6\ \frac{P}{h_1}\ \frac{f}{l}\ \frac{E_1}{\mathfrak{S}_1^2}$. Diese Werthe in die letzte Formel eingesetzt, gibt:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{E}{E_1}\ \frac{\mathfrak{S}_1^2}{\mathfrak{S}^2}$$

Je grösser nun bei einem Material $\mathfrak{S}$ werden kann, um so geringer wird V ausfallen; die grössten Werthe von $\mathfrak{S}$ und $\mathfrak{S}_1$ sind aber die zugehörigen Tragmodel Z und Z_1, d. h. diejenigen Spannungen, bei deren Hervorrufung die Elastizitätsgrenze erreicht wird, und welche im ersten Abschnitt für eine Reihe von Materialien mitgetheilt wurden. Setzt man diese Tragmodel hier ein, so erhält man als Ausdruck für das zu suchende Güteverhältniss zweier Materialien:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{E}{Z_2} \cdot \frac{Z_1^2}{E_1} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (26)$$

Ist also z. B. bei einer Stahlsorte der Elastizitätsmodul $E = 25000$, und der Tragmodul $Z = 120$, während bei einer anderen $E_1 = 20000$, $Z_1 = 80$ ist, so hat man:

$$\frac{V}{V_1} = \frac{25000}{14400} \cdot \frac{6400}{20000} = \frac{5}{9}$$

Es bedarf also ein Federwerk von der ersten Stahlsorte nur $5/9$ mal so viel Material als ein aus der zweiten Sorte gefertigtes. — Namentlich ist, wie man sieht, die Grösse des Tragmoduls von besonderm Einfluss, da Z quadratisch in die Formel eingeht. Es würde also dem Fabrikanten, welcher möglichst guten Federgussstahl fertigen will, zu rathen sein, seinem Material vor Allem einen hohen Tragmodul, und in zweiter Linie einen kleinen Elastizitätsmodul zu verleihen zu suchen. Das heisst, das Material muss zu allererst möglichst hoch belastet werden können, ohne bleibende Formänderungen anzunehmen; in zweiter Reihe steht dann die Eigenschaft, dass es sich bei diesen Belastungen verhältnissmässig stark ausdehne oder überhaupt in der Form verändere.

Hierin liegt auch eine theoretische Erklärung des Umstandes, warum das Härten so günstig auf die Federkräftigkeit des Stahls einwirkt. Das Härten, und namentlich das mit darauffolgendem Ablassen (*tremper et recuire*) des Stahls ändert nur wenig an dessen Elastizitätsmodul, verstärkt aber ganz bedeutend seine Eigenschaft, sich stark dehnen zu lassen, ohne bleibende Formänderungen anzunehmen, d. h. erhöht den Tragmodul, und also in hohem Grade die Federkräftigkeit. Ganz Aehnliches wird durch das Ziehen des Eisen- und Messingdrahtes und durch das Hämmern des Eisen- und Messingbleches erreicht. Das Ziehen steigert z. B. beim Eisendraht den Tragmodul auf das Doppelte und Dreifache, ohne dabei den Elastizitätsmodul wesentlich zu ändern. In Folge davon eignen sich hart gezogener Draht und gehämmertes Blech so gut zu Federn, wozu sie bekanntlich sehr vielfach angewandt werden. Zunächst gilt übrigens die hier gefundene theoretische Schätzung der Federtauglichkeit der Materialien nur für die Blattfedern und solche, die ähnlich wirken, wie es sich damit bei andern Federarten, z. B. den Schraubenfedern verhält, kann aus dem Obigen noch nicht gefolgert werden. (Schluss folgt.)

Dampfmaschine mit flüssiger Kohlensäure.

Von Ghilliano und Christin.

Taf. 6. Fig. 7 und 8.

Zum Betriebe dieses neuen Motoren wird die in flüssigen Zustand gebrachte Kohlensäure benutzt, welche auf ähnliche Weise, wie eine permanente Flüssigkeit, in Dampf oder Gas verwandelt werden muss. Erst nach vielfältigen Versuchen sind die Erfinder dahin gelangt, die gewaltige Kraft, welche das in geschlossenem Raume entwickelte kohlensaure Gas auszuüben vermag, praktisch verwendbar zu machen.

Die erste Idee hiezu bestand darin, dass man die flüssig gemachte Kohlensäure in ein von heissem Wasser umgebenes Gefäss brachte, in welchem sie durch die erhöhte Temperatur in Gas verwandelt und nun als solches zur Bewegung eines gewöhnlichen Dampfkolbens verwendet wurde.

Dieses Verfahren wurde in neuster Zeit dahin abgeändert, dass man die flüssige Kohlensäure direkt in den Cylinder bringt, in welchem sich der Kolben befindet, und erst hier sich in Dampf verwandeln lässt, der dann seine Wirkung auf den Kolben unmittelbar ausüben kann.

Die Fig. 7 gibt einen Längen-, die Fig. 8 einen Querschnitt dieses Apparates.

Der Cylinder A, welcher zugleich als Dampferzeuger zu funktioniren hat, besteht aus Gusseisen und liegt in einem mit Wasser gefüllten Kessel B, welcher von dem Ofen C aus auf eine gewisse Temperatur erwärmt und wodurch der Cylinder A fortwährend auf einem constanten Wärmegrade erhalten wird. In diesem Cylinder bewegt sich der Kolben D mit einer in zwei Stopfbüchsen geführten Stange, deren alternative Bewegung auf gewöhnliche Art mittelst Schubstange und Kurbel in eine drehende verwandelt wird.

Der Cylinder ist mit zwei konischen Ventilen, F und F' zur Einführung der flüssigen Kohlensäure, und mit zwei ähnlichen, G und G' (Fig. 8) versehen, durch welche letztere das kohlensaure Gas austritt, nachdem dasselbe seine Wirkung auf den Kolben ausgeübt hat. Die Ventile F u. F'

sind in Büchsen eingeschlossen, welche den Cylinder *A* mit einer horizontalen Röhre *a* vereinigen, die wiederum durch ein anderes Rohr *H* mit einer Speisepumpe in Verbindung steht. Die letztere taucht in ein Gefäss, in welchem sich die flüssige Kohlensäure befindet und über welchem ein spiralförmiger Condensator aufgestellt ist.

Die beiden andern Ventile *G* und *G'* sind ebenfalls durch eine Röhre *c* (Fig. 8) mit einander verbunden, von welcher aus ein Rohr *E* nach dem obern Theile jenes Condensators führt. Die sämmtlichen Ventilstangen sind, wie in Fig. 7 zu sehen ist, mit den erforderlichen Dichtungen gegen die Entweichungen des Gases versehen.

Bevor wir zur Beschreibung der Mechanismen übergehen, welche die Funktionen der einzelnen Theile bewirken, nehmen wir an, der sich bewegende Kolben *D* sei am Ende seines Laufes angekommen: dasjenige der Ventile *G'*, durch welches der Dampf nun zu entweichen hat, öffnet sich zu gleicher Zeit, wo das entgegengesetzte sich schliesst. In demselben Augenblicke öffnet sich auch das Ventil *F* auf der Seite, wo sich der Kolben *D* befindet und lässt eine gewisse Quantität flüssiger Kohlensäure in den Cylinder treten, welche von der oben erwähnten Speisepumpe unaufhörlich in das Rohr *a* geliefert wird. Diese Kohlensäure verwandelt sich in diesem erwärmten Cylinder sofort in Dampf und treibt den Kolben an das Ende desselben. Während dieser Bewegung entweicht das auf der andern Seite des Kolbens befindliche Gas durch das geöffnete Ventil *G'*, begibt sich in den Condensator, der durch kaltes Wasser auf einer niedrigen Temperatur erhalten wird, geht hier wieder in flüssigen Zustand über und fliesst dann in den Behälter zurück, aus welchem sie von Neuem durch die Speisepumpe in den Cylinder geliefert wird.

Die Bewegungen der beiden Eintrittsventile *F* und *F'* sollen ganz unabhängig von einander sein. Als eine hiezu dienende Vorrichtung ist eine horizontale Achse *d* angegeben, an welcher sich zwei Däumlinge *e* und *e'* befinden, welche bei jeder Umdrehung der Achse die Ventilstange einmal herabdrücken und so die Ventile öffnen; ist die Einwirkung der Däumlinge vorüber, so schliessen sich die Ventile sogleich durch den Druck der Federn *f* und *f'*. Die Drehung der Achse *d* wird durch Räderwerk von der Triebwelle aus vermittelt.

Das Spiel der Austrittsventile *G* und *G'* ist ein abwechselndes und zwar in der Weise, dass immer das eine sich öffnet, wenn das andere sich schliesst. Sie werden durch einen Hebel *l* in Bewegung gesetzt, dessen Drehstange einen gabelförmigen Arm *m* trägt, welcher seinerseits durch die mit Stellringen versehene und von einem Exzentrik bewegte Stange *n* hin und her geschoben wird.

Unter dem Cylinder *A* befindet sich in dem Kessel ein Metalltuch *q*, welches zum Zwecke hat, die aufsteigenden Dampfbläschen zu zertheilen und dadurch deren unmittelbare Einwirkung auf den Cylinder zu verhindern.

Da der Kolben *D* sehr klein, der Druck auf denselben aber ausserordentlich gross ist, so hat man, um den letztern auf beiden Seiten gleichmässig zu erhalten, die Kolbenstange durchgehend angenommen.

Ueber die Resultate aus angestellten Versuchen mit einem solchen Apparate ist noch Nichts bekannt geworden. Immerhin ist bei dem ungeheuern Drucke, den schon die flüssige, und in viel höherm Grade die in einem geschlossenen Gefässe in Dampf verwandelte Kohlensäure ausübt, der Gebrauch eines solchen Apparates mit grosser Gefahr verbunden.

(Nach Gén. industr.)

Dreschmaschine.

Von N. Duvoir.

Taf. 6. Fig. 9—11.

Man verdankt dem Construkteur dieser Maschine verschiedene Verbesserungen von Dreschmaschinen. Der vorliegende Apparat, von welchem Fig. 9 eine äussere Ansicht, Fig. 10 einen Querschnitt nach Linie 1—2 und Fig. 11 einen Längendurchschnitt zeigt, vereinigt folgende zweckmässige Abänderungen gegenüber den bisher gebräuchlichen Einrichtungen der Dreschmaschinen:

1) Die Anwendung von Kautschukfedern, welche die Achse der Schlägertrommel tragen und die geeignete Elastizität darbieten.

2) Die auf langen drehbaren Achsen befestigten grossen Friktionsrollen, welche die Zapfen der Trommelwelle tragen.

3) Die Anwendung des Gegenschlägers über der Trommel, statt unter derselben, wodurch die Speisewalzen überflüssig werden. Der Apparat wird dadurch einfacher und das Stroh weniger dem Zerquetschen und Zerbrechen ausgesetzt.

Um eine äusserst sanfte Bewegung der Schlägertrommel *A* zu bewirken ist dieselbe sehr leicht gebaut und die Zapfen ihrer eisernen Achse *a* liegen frei auf grossen gusseisernen Rollen *B*, deren Achsen *b* fest in den Naben stecken und sich in den Lagern *c* drehen. Diese Einrichtung ist weit besser als diejenige, wo die Achsen fest, die Rollen aber auf diesen beweglich sind. Wenn auch hiebei die Rollen ziemlich gross gemacht werden mussten, so gewähren sie wieder den Vortheil einer langsamen Drehung und geringen Abnutzung.

Die Lager *C* sind über eine vertikale Säule *D* geschoben und mit zwei Hülsen *e* versehen, welche Kautschukfedern *f* enthalten *); sie stützen sich mit diesen auf die senkrechten Stangen *g*, welche mit Stellschrauben versehen sind, und geben so dem ganzen Systeme eine elastische Grundlage. Wenn demnach eine zu grosse Quantität Stroh oder Aehren, oder ein grösserer fremdartiger Körper zwischen die Schläger geräth, so kann die Trommel dem dadurch entstehenden Drucke nachgeben, wodurch ein Stocken oder Brechen der Maschine unmöglich wird.

Der Gegenschläger oder Rost *E* befindet sich über der Trommel und gewährt dadurch den Vortheil, dass die Speisewalzen überflüssig werden. Die Korngarben werden auf dem Tische *F* ausgebreitet und zwischen den beiden

---

*) Die Kautschukfedern können auch durch metallene Federn ersetzt werden, und die letztern dürften noch vorzuziehen sein, indem der Cautschuk bei oft wiederholten Schlägen gerne zerstört wird.

Brettern *G* und *G'* eingeschoben. Die Halme werden sofort von den Latten *i* der Trommel und den eisernen Stäben *h* des Rostes gepackt.

Der Rost *E* ist so zwischen den beiden Schilden *H J* des Gestelles angebracht, dass seine Stellung aufs Genauste mittelst Schrauben (Fig. 10) sich reguliren lässt.

Pumpe mit einer neuen Art Kautschukventile.

Von Perreaux.

Taf. 6. Fig. 12—15.

Diese Klappen bestehen aus einem hohlen cylindrischen Stücke von geschwefeltem Kautschuk, welches sich nach oben keilförmig zuspitzt und eine geradlinige aufgeschnittene Kante bildet, so dass das Ganze dem Mundstück einer Hautbois vollkommen ähnlich sieht (Fig. 12). Das Oeffnen und Schliessen der obern Ritze kann am Besten mit der Bewegung der Mundlippen verglichen werden. Die äussere Fläche ist mit einem oder zwei ringförmigen Ansätzen, die mit dem Ganzen gegossen werden, versehen (Fig. 13) und in gewissen Fällen werden noch längliche Rippen (Fig. 14) zur Verstärkung angebracht.

Diese Figuren stellen drei verschiedene Arten solcher Ventile dar, die in der Grundform übereinstimmen und sich bloss in den ausserhalb angebrachten Rippen von einander unterscheiden. So zeigt Fig. 12 ein Ventil für Wasserleitungen, Fig. 13 ein solches für Pumpen oder Spritzen zu landwirthschaftlichem Gebrauche und Fig. 14 ein Ventil, das versuchsweise an der Speisepumpe einer Locomotive angewendet wurde und stärker als die beiden andern ist. Bei allen diesen Formen öffnet und schliesst sich das Ventil nach der Ritze *aa*. Was diese Ventile vortheilhaft auszeichnet, ist einerseits der Umstand, dass sie fremdartige Körper mit der grössten Leichtigkeit durchschlüpfen lassen, und anderseits der gute Verschluss, den sie darbieten.

Die Fig. 15 stellt den vertikalen Durchschnitt einer mit solchen Ventilen (Modell Fig. 13) versehenen Saug- und Druckpumpe dar, wie solche von Perreaux um den billigen Preis von Fr. 125 mit eisernem und für Fr. 115 mit hölzernem Hebelwerk geliefert werden. Die Einrichtung dieser Pumpe bedarf wohl keiner weitern Erklärung.

(Gén. industr.)

Maschinen zur Bearbeitung des Holzes.

Construirt in der mechanischen Anstalt zu Grafenstaden.

(Fortsetzung.)

Taf. 5.

6. Zapfen-Schneidmaschine.

Fig. 1 Seitenansicht, Fig. 2 Vorderansicht und Fig. 3 Längenschnitt der Arbeitsmaschine.

Ueber der auf Füssen ruhenden Bank befindet sich das feste Gestelle *S* und der nach der Längenrichtung verschiebbare Schlitten *D* mit seinen beliebig festzustellenden Backen *MM* zum Einspannen des Holzes. Die Schneidzeuge sitzen auf der Achse *A* und werden durch Zwischenringe in solcher Entfernung von einander gehalten, wie sie den Dimensionen des Zapfens entspricht. Die Maschine schneidet von beliebigen Dimensionen doppelte wie dreifache Zapfen, sowie auch Nuthen im Querholz; Fig. 4 zeigt einen Doppelzapfen, wie er der Vertheilung der Hobeln in Fig. 2 entspricht, und Fig. 5 eine Nuth. Die einfachen Zapfen werden, wie man später sehen wird, zweckmässiger auf der Maschine 7 geschnitten.

Die Achse *A* wird durch eine Rolle *P* bewegt und ist durch einen Schlitten getragen, der auf der Vorderfläche des Gestelles mittelst einer Schraube *a* auf- und niedergeführt werden kann. Die Schraube wird durch conische Räder von einer horizontalen Welle aus bewegt und zwar zum Niedergehen von freier Hand mit der Kurbel *m*, während zum schnelleren Rücklaufen die Riemenscheibe *k* benutzt wird, indem man durch den Hebel *B* das auf der horizontalen Achse sitzende Zahnrad mit einem korrespondirenden auf der Achse der Scheibe *K* in Eingriff bringt.

Der Schlitten zum Aufspannen des Holzes gestattet zweierlei Bewegungen; die eine in der Längenrichtung der Bank durch die Schraube *V* mit der Mutter *i*, und die Querbewegung durch die Schraube *D* mit entsprechender Mutter am Obertheile des Schlittens.

7. Maschine zum Nuthenschneiden und Fräsen der einfachen Zapfen.

Fig. 17 Seitenansicht, Fig. 18 Grundriss, Fig. 19 Vorderansicht und Fig. 20 Querschnitt.

Ueber dem Gestelle *B* befindet sich der bewegliche Tisch *C*, worauf das Holz mittelst Klammern und Winkeln aufgespannt wird. Die Bewegung erhält derselbe von den Riemenrollen *P* durch Uebertragung mittelst Räderwerk und einer Kette. Der Wechsel der Bewegung wird durch Ueberwerfen des Riemens von einer Rolle auf die andere bewirkt, was entweder von freier Hand mittelst des an der Vorderseite der Maschine gelegenen Hebels *L*, oder selbstwirkend durch das auf der Hinterseite gelegene System von Hebeln und Stangen geschieht.

Soll das Holz eine Nuth der Länge nach erhalten, so wird es in der Fig. 19 angegebenen Weise aufgespannt. Ist die Nuth nur einseitig, so wird ein Hobel auf die Welle *a* aufgesteckt, soll aber auf beiden Seiten zugleich eine Nuth eingeschnitten werden, so setzt man einen zweiten Hobel auf die Welle *a'* und stellt die beiden Hobel vermittelst der Schrauben *V* auf die den verlangten Dimensionen entsprechende Entfernung.

Die Hobeln werden durch die auf ihren Achsen sitzenden Riemenrollen *n* und *n'* bewegt und zwar unabhängig von der Bewegung des Tisches. Eine andere Verrichtung dieser Maschine ist das Schneiden der einfachen Zapfen. Das Holz wird zu diesem Zwecke quer auf den Tisch aufgespannt, wie in Fig. 20 angegeben, worauf die beiden Hobel die Theile *x* und *y* wegnehmen, und zugleich die Kreissäge *F* die Zapfen auf die erforderliche Länge abschneidet.

Am Schlusse der Beschreibung dieser Holzarbeitsmaschine muss bemerkt werden. dass die Gestelle dieser

Maschinen, abweichend von der in dieser Zeichnung dargestellten Weise stets von Gusseisen wie auch von Holz hergestellt werden können.

8. Maschine zum Hobeln der eisernen Windengetriebe.

Diese Maschine, wovon Fig. 6 die Seitenansicht, Fig. 7 die Vorderansicht und die Figuren 8 bis 16 mehrere Einzelnheiten dieser Maschine darstellen, dient zur Bearbeitung der vier- und mehrzähnigen Windengetriebe und zwar 1) zum Hobeln der ebenen Flächen des Prismas und 2) zum Hobeln der krummen Zahnflächen.

Bekanntlich müssen die Windengetriebe eine sehr bedeutende Festigkeit besitzen, indem auf ihnen der ganze Widerstand lastet, den die Winde zu bewältigen hat: sie werden desshalb aus sehr wiederstandsfähigem Material verfertigt, aus Stahl oder aus gutem Eisen, das nach Vollendung des Getriebes eingesetzt und gehärtet wird; ausserdem ist es zur Vermehrung der Festigkeit durchaus nothwendig, dieselben nicht wie gewöhnliche Zähne frei durchlaufen zu lassen, sondern sie an beiden Seiten mit vollen Randscheiben fest unter einander verbunden zu halten, d. h., die Zahnlücken müssen aus dem Material eines Prismas so weit herausgearbeitet werden, dass an beiden Enden ein Rand in Form einer Scheibe stehen bleibt, welche beschwerliche Arbeit bisher immer von freier Hand mit dem Meissel ausgeführt werden musste.

Diese Arbeit ist es nun, welche von der fraglichen Maschine verrichtet wird, und zwar schneller, besser und mit einer Regelmässigkeit, die nichts zu wünschen übrig lässt.

Die Windengetriebe werden aus quadratischen, oder in Ausnahmsfällen 6, 7, oder mehreckigen Prismen Fig. 16 angefertigt, deren beiderseitige Ende für die Zapfen cylindrisch ausgeschmiedet und abgedreht werden: der mittlere nach Bedürfniss mehrseitige prismatische Theil wird nach den verlangten Dimensionen gehobelt, welche letztere Operation übrigens auch auf dieser Maschine vorgenommen werden kann. Nach dieser Vorarbeit werden die Lücken der Getriebe auf einer Fräsmaschine zur Tiefe des Zahnes ausgearbeitet, und zwar wird zuerst an einem Ende der beabsichtigten Lücke ein Loch gebohrt und so ausgesenkt, dass dessen Conicität mit der Form der Lücke an der Wurzel des Zahnes übereintrifft; dann erst lässt man dieses Loch mittelst des Schlittens und einer Schraube durch eine passende Fräse bei vorrückendem Schlitten nach der andern Seite verlängern, so dass die Fräse, die jetzt nur auf einer Seite angreift, das anfänglich runde Loch auf die Länge der Lücke ausarbeitet. Auf diese Art werden allmälig die vier oder mehr Lücken eingefräst, indem man das in Arbeit befindliche Getriebe jedesmal zwischen den Spitzen, in denen es festgehalten ist, nach und nach um den Werth einer Zahnstellung weiter dreht.

Sind nun die Lücken eingefräst, wodurch der untere geradlinige Theil oder die Wurzel des Zahnes seine richtige Form erhält, so bleibt nur noch der obere Theil oder die Krone zu vollenden übrig, indem man die (Fig. 15 schwarz angegebene) von der Fräse am Zahne stehen gebliebenen Ecken bei *E* und *V* wegnimmt. Diese Operation geschieht auf der in Tafel 5 in Fig. 6 und 7 in 1/10 natürlicher Grösse abgebildeten Maschine. Der Transversalschlitten, der die Bestandtheile zum Aufspannen des Getriebes trägt, ist Fig. 11, 12, 13, 14 in 1/5 natürlicher Grösse abgebildet; das Getriebe ist zentrirt zwischen zwei Spitzen, deren eine je nach der erforderlichen Entfernung verstellbar ist. An der festen Spitze wird das Getriebe noch durch eine Zange mit 2 Klauen (Fig. 13) festgehalten, welche sich um zwei Zapfen drehen und durch eine Schraube mit rechtem und linkem Gewinde angezogen werden, so dass sie jedes Getriebe, welches auch sein Durchmesser sei, fest spannen können. Die Zapfen der Klauen stecken in einer Scheibe (Fig. 13), die in ihrer jedesmaligen Stellung durch einen Zahn festgehalten wird, den eine Spiralfeder *u* in einen der Einschnitte am Umfange der Scheibe eindrückt, deren Zahl und Stellung der Zahl der Zähne des Getriebes entspricht. Ein Paar Backen *M* Fig. 12, halten das Getriebe fest und werden mit einer Schraube mit rechtem und linkem Gewinde geöffnet und geschlossen. Der Schlitten mit den Backen *M* ist gleichfalls auf dem Transversalschlitten verstellbar. Dieser letztere trägt zwei Zapfen *tt* Fig. 11, die in dem Lager *H* Fig. 6, ruhen. Die Achse des Getriebes und daher auch die der beiden Spitzen, steht parallel und verschiebbar gegen die Achse der beiden Zapfen *tt*, wodurch das Getriebe bei seiner Drehung, um *tt* oscillirend, einen Kreisbogen beschreibt, dessen Halbmesser je nach der Grösse des Getriebes durch die Schrauben *v' v'* sehr genau regulirt werden kann. Da die Zahnkurve durch die Entfernung des Zapfens *t* von der Achse des Getriebes bedingt ist, hat man auf dem kleinen Schlitten eine Scala angebracht, mittelst deren man den Abstand mit grösster Genauigkeit abmessen und nach Erforderniss berichtigen kann. Zu bemerken ist hierbei noch, dass bei einem vierfachen Windegetriebe der Winkel, der durch Verlängerung der geraden Flächen des unteren Theiles oder der Wurzel zweier auf einander folgender Zähne gebildet wird, stets 45° beträgt.

Die Maschine empfängt ihre Bewegung mittelst der Riemenscheibe *P* von zwei Läufen, welche dieselbe durch einen Zapfen auf die excentrisch mit ihr in dem Gestelle laufende Welle *A* überträgt. Die Welle *A*, Fig. 10, trägt drei Bewegungen; eine constante excentrische Bewegung durch die Scheibe *K* und zwei veränderliche Kurbelbewegungen, die ausserdem durch die excentrische Stellung der Welle *A* eine veränderliche Winkelgeschwindigkeit besitzen, um ein langsames Vorgehen während der Arbeit und ein schnelles arbeitsloses Rückgehen zu bewirken. Die erste Kurbel *E* versetzt den Transversalschlitten *G* mittelst der Schubstange *E'* in eine oscillirende Bewegung um den Zapfen *tt*. Diese Bewegung, in Fig. 8 durch einfache Linien dargestellt, dient dazu, den oberen abgerundeten Theil oder die Krone des Zahnes zu hobeln, wobei also das Windengetriebe die Kurve beschreibt, während der Meissel fest stehen bleibt. Letzterer ist in einem Schlitten *D* gehalten, der sich mittelst der Kurbel *m* und *n* Fig. 7, nach der Länge und Quere verschieben lässt. Diese letztere Querbewegung lässt sich sowohl von freier Hand, als auch durch die Maschine selbst bewirken mittelst der excentrischen Scheibe *K*, die durch Stangen *G* und *L* den

Hebel *h*, Fig. 6 und 7, in eine oscillirende Bewegung und durch diese mittelst Einfallen nach rechts und links des Sperrhakens in das Rad *R* den Schlitten *D* selbst in eine Bewegung nach rechts und links versetzt. Es ist nun klar, dass durch die gemeinschaftliche Wirkung dieser beiden Bewegungen, der oscillirenden des Getriebes und der Seitenbewegung des Werkzeuges, allmälig der Zahn nach seiner ganzen Länge seine richtige Form ausgehobelt erhält und dass also durch jedesmaliges Weiterdrehen um einen Zahn das Windengetriebe vollendet die Maschine verlässt und zwar vollkommen richtig und mit einer Genauigkeit, die auf anderem Wege nicht zu erreichen möglich wäre.

Wie schon oben vorübergehend bemerkt wurde, ist die Maschine ausserdem eingerichtet, die dem Hobeln der Zahnflächen vorausgehende Operation des Hobelns der geraden Flächen des Prisma vorzunehmen. Es geschieht dies durch die zweite Kurbel *F* Fig. 7, und die Stangen *F'* und *U*, wodurch der Schlitten *T*, auf welchen der Schlitten *D* ruht, vertical auf- und niedergeführt wird, wie die Darstellung dieser Bewegung durch einfache Linien Fig. 9 ersehen lässt, wobei jedoch die oscillirende Bewegung des Getriebes ausgehängt und das zu bearbeitende Getriebe zwischen den Backen *M* festgestellt ist. Die Schraube mit Stellrad *O* dient zum Reguliren der verticalen Stellung des Schlittens *T*.

Aus dieser Beschreibung aller Funktionen der Maschine wird man ersehen, dass dieselbe im Stande ist, die Flächen des Grundprisma als Vorarbeit, und die Zähne von Windengetriebe aller Dimensionen zu hobeln, wobei natürlich für die verschiedenen Dimensionen verschiedene Fräsen zur Verrichtung der Vorarbeit nothwendig sind.

(Zeitschr. d. österr. I.-V.)

Regulator für Kraftmaschinen.

Von Molson.

Taf. 6. Fig. 16—18.

Dieser Regulator besteht aus einem Differenzialgetriebe und einem Flügelrade, welches sich entweder in der Luft oder in einer Flüssigkeit dreht. Wenn man den erstern Fall wählt und einen ziemlich bedeutenden Widerstand nöthig hat, so muss man entweder den Flügeln grosse Dimensionen geben, oder dieselben sehr schnell laufen lassen. Aus diesen Gründen zieht der Erfinder eine Disposition vor, bei welcher sich das Flügelrad in einer Flüssigkeit bewegt, wodurch das Ganze viel kleiner und einfacher wird. Die Fig. 16—18 zeigen einen solchen Apparat, bei welchem die Flügel sehr klein sind, aber in der Flüssigkeit, in welcher sie sich drehen, hinreichenden Widerstand finden.

Fig. 16. Senkrechter Schnitt durch die Achse des Regulators.

Fig. 17. Horizontaler Schnitt durch die Achse der Triebrolle.

Fig. 18. Aeussere Ansicht.

Das Gestelle, welches den ganzen Apparat trägt, ist ein runder gusseiserner Kasten *A*, welcher mit irgend einer Flüssigkeit (Wasser, Oel etc.) angefüllt und dessen innere Fläche mit vorstehenden Rippen *a* versehen ist; diese letztern sind so geformt, dass sie der Bewegung der horizontalen Scheibe *B* und der daran befestigten Flügel *b* hinreichenden Spielraum gestatten. Die Scheibe dient zugleich als Schwungrad und regulirt somit den Gang der Flügel in der Flüssigkeit.

Der Deckel *C* bildet ein Stück mit dem Halslager *c* der vertikalen Achse *D*, welche sich in einer auf dem Boden des Kastens *A* befindlichen Pfanne dreht. Der Deckel wird mittelst den Schrauben *d* auf dem Kasten befestigt und hat bei *E* (Fig. 17) ein Zapfenloch, durch welches die Flüssigkeit eingegossen werden kann. Der Deckel trägt ferner zwei Lager *F* für die horizontale Achse *G* und die Büchse *H*, auf welcher die Triebrolle *H'* aufgekeilt ist. Die letztere empfängt ihre drehende Bewegung durch einen Riemen von der Hauptwelle der Maschine und trägt dieselbe auf ein Differenzialgetriebe über, durch welches sodann die Regulirung des Ganges des betreffenden Motoren bewirkt wird. — Diese Differenzialbewegung wird durch das inwendig gezahnte und auf der Hülse *H* befestigte Stirnrad *I* erhalten, welches in die beiden Getriebe *J* eingreift, die sich frei auf den am Hebel *J'* angebrachten Zapfen drehen können. Der Hebel selbst ist über die Achse *G* geschoben, ohne auf dieser befestigt zu sein. Dagegen trägt die letztere ein festes Rädchen *K*, welches mit jenen beiden Getrieben *J* im Eingriffe steht. Auf der nämlichen Achse befindet sich ein konisches Rad *L* in Verbindung mit dem kleinen Schwungrädchen *l*. Von diesem Rade aus wird das Getriebe *M* und somit die senkrechte Achse *D* getrieben, auf welcher das in die Flüssigkeit tauchende Flügelrad angebracht ist.

Der Hebel *J'* steht in Verbindung mit der Drosselklappe bei Dampfmaschinen, oder mit einer Regulirschütze bei Wasserrädern und wird durch ein Gegengewicht *P* equilibrirt.

Denkt man sich diesen Apparat in Verbindung mit einem Motoren, welcher der Rolle *H'* eine Normalgeschwindigkeit von 100 Umgängen per Minute mittheilt, und diese Bewegung auf die verschiedenen Räder und auf das Flügelrad übergetragen; das Gewicht *P* wird nun so gestellt, dass das Gleichgewicht in allen Theilen hergestellt ist. So lange die Geschwindigkeit der Rolle *H'* sich nicht verändert, wird auch am Hebel *J'* keine Bewegung wahrzunehmen sein; wenn aber die Geschwindigkeit des Motoren (z. B. durch Abstellen einiger Transmissionen etc.) steigt, so wird das Rad *I* schneller gehen als das Getriebe *K* und dadurch auch eine Differenz in der Geschwindigkeit des letzteren und der Rädchen *J* entstehen, in Folge dessen diese sich um *K* herum verschieben und somit auch den Hebel *J'* in eine andere Lage bringen müssen; dadurch wird nun die Drosselklappe (oder der Regulirschütze) mehr geschlossen und es entsteht sofort eine Abnahme in der Geschwindigkeit des Motoren bis zu dem Punkte, wo dieser seinen normalen Gang wieder erlangt hat. Dass bei zu geringer Geschwindigkeit ein ähnlicher Vorgang in entgegengesetztem Sinne erfolgt, lässt sich leicht erklären.

(P. M. Journal.)

Instrumente zur direkten Auffindung des Durchmessers grosser Kreise, von welchen nur ein kleiner Bogen untersucht werden kann.

Taf. 6. Fig. 19.

In den Mittheilungen des Gewerbvereins in Hannover beschreibt Hr. Direktor Karmarsch drei zu obigem Zwecke dienende Instrumente, welche zwar in ihrer Form ganz verschieden sind, denen allen aber das nämliche Construktionsprinzip zu Grunde liegt, welches durch den geometrischen Satz ausgedrückt wird: «dass die Kreislinie durch drei in derselben gegebene Punkte bestimmt ist.« Es folgt daraus von selber, dass man in einem vorliegenden Kreise nur die gegenseitige Lage dreier Punkte zu ermitteln hat, um alles Nöthige zur Bestimmung des zugehörigen Durchmessers zu besitzen.

Das erste dieser Instrumente ist der bekannte vom Ingenieur C. Merz in Stuttgart erfundene und schon im Jahr 1844 veröffentlichte Taschen-Dickzirkel, das zweite eine Art Halbmond von Stahl mit runden Enden und in der Mitte etwas dicker zur Aufnahme eines messingenen Lineals, welches sich in einer zur Verbindungslinie der beiden Enden senkrechten Richtung verschieben lässt. Um von diesem Instrumente Gebrauch zu machen, legt man es mit den Enden des Halbmondes an den zu untersuchenden Kreis und schiebt das Lineal so weit vor, dass es mit seinem abgerundeten Ende ebenfalls diesen Kreis berührt. Alsdann gibt eine Theilung auf dem Lineale den Durchmesser des Kreises an, welchem der gefasste Bogen angehört.

Diese beiden Instrumente haben jedoch eine sehr fühlbare Unvollkommenheit mit einander gemein, welche darin besteht, dass in den höheren Maassen die Skalentheile sehr klein werden, die Gefahr einer merklichen Ungenauigkeit also entsprechend wächst, zumal dort die direkte Ablesung nur mit Sprüngen von 5 oder gar 10 Centimeter geschehen kann. Dieser Uebelstand ist um so fühlbarer, als gerade bei Gegenständen von grossem Durchmesser (wo gewöhnliche Dick- und Hohlzirkel ihre Brauchbarkeit verlieren) der Besitz eines guten Messinstrumentes recht wünschenswerth wird.

In dieser Hinsicht entspricht dem Bedürfnisse weit besser das dritte Instrument, von dem Fig. 19 die Ansicht in halber wirklicher Grösse ist, welches hingegen eine beschränktere Anwendbarkeit hat, weil es nur zum Auswendig-Messen (nicht für Höhlungen) taugt. Ich habe dasselbe von Paris erhalten; der Erfinder scheint Mennyalle zu heissen, wenigstens ist dieser Name mit dem Beisatze Bté (d. h. Breveté, patentirt) daraufgestempelt.

Die Einrichtung, flüchtig betrachtet, gleicht jener der allgemein bekannten fransösischen Schiebmaasse, wie sie jetzt in den Werkstätten der Mechaniker etc., ja selbst bei den Schuhmachern zum Massnehmen, verbreitet sind. Als abweichend stellt sich jedoch sofort der Umstand dar, dass zwei Auszüge vorhanden sind, das Ganze überhaupt aus drei Theilen besteht, welche gleich den Theilen eines Fernrohrs in einander stecken. Das erste Stück ist ein plattvierseitiges Messingrohr *ab*; in diesem schiebt sich ein zweites ähnliches messingenes Rohr *cd*, und hierin endlich ein stählernes Lineal *ef*. Die stufenweise abnehmende Breite dieser Theile ist aus der Zeichnung zu erkennen; die Dicke beträgt an *ab* 6½ Millimeter, an *cd* 4 und an *ef* nur noch 2 Millimeter. An dem Ende *b* des Rohres oder der Hülse *ab* befindet sich ein stählerner Schenkel *ho*, am Ende *f* des Lineals *ef* ein gleicher *gp*; die einander zugekehrten Seiten beider Schenkel sind der Dauerhaftigkeit wegen mit angeschraubten gehärteten Stahlplättchen belegt, welche man durch die Schraffirung bei *g* und *h* angezeigt findet. Eine durch die Ecken *g* und *h* gezogen gedachte gerade Linie ist zu *ab*, *cd* und *ef* parallel, und von *cd* um 25 Millimeter entfernt.

Wenn das Instrument gänzlich zusammengeschoben ist, sind die Schenkelflächen *fg* und *ch* mit einander in Berührung. Zieht man nun das Rohr *cd* aus *ab* hervor (während jedoch *ef* gänzlich in *cd* verborgen bleibt), so kann man zwischen *fg* und *ch* einen Gegenstand einbringen, dessen Dicke gemessen werden soll. Es wird vorausgesetzt, dass dieser Gegenstand von kreisförmigem Querschnitt und der Durchmesser dieses letztern zu ermitteln sei. Das gesuchte Mass wird direkt auf der Theilung der Hülse *cd* durch die Kante *cn* des Schenkels *ho* abgeschnitten und kann sofort abgelesen werden. Diese Theilung reicht aber nur bis 28 (Centimeter). Ist der Durchmesser des Messobjektes grösser, so muss — nachdem *cd* vollständig herausgezogen ist — auch noch *ef* so weit als nöthig aus *cd* hervorgezogen werden; dann geschieht das Ablesen auf der Theilung von *ef*, welche mit 28 anfängt und bis zu 100 Centimeter reicht; als Zeiger dient die Kante *dm* der Hülse *cd*. Im gänzlich ausgezogenen Zustande, wie unsere Zeichnung es darstellt, misst also das Instrument noch einen Zylinder von 1 Meter.

In allen Fällen hat man das Instrument so an den zu messenden Kreis zu legen, dass dieser die Eckpunkte *gh* der Schenkel und zugleich einen sich von selbst bestimmenden (veränderlichen) Punkt auf der Kante *cd* berührt.

Ueber die Beschaffenheit der Theilung auf *cd*, *ef* ist Folgendes zu bemerken. Da nach Obigem die Länge *ch* = 25 Millimeter; so folgt, dass Kreise von höchstens 50 Millimeter (5 Centimeter) an den Enden ihres Durchmessers von den Schenkeln *ch* und *fg* berührt werden, wenn man sie in der eben angezeigten Weise zwischen dieselben bringt: daher sind die ersten 5 Centimeter auf *cd* (vom Anfange bei *d* bis zum Striche 5) wirkliches unverjüngtes Mass. In dem Verhältnisse aber, wie die Grösse des der Messung unterworfenen Kreises mehr und mehr über 5 Centimeter hinausgeht, fassen die Schenkel-Ecken *g*, *h* zwischen sich einen (seiner Gradezahl nach) mehr und mehr sich verkleinernden Kreisbogen, weil sie nun die Endpunkte einer Sehne berühren, welche mit jenem Bogen einen Kreisbogen von konstant 25 Millimeter Pfeilhöhe darstellt. Deshalb müssen im Fortschreiten der Theilung — zuerst auf *dc*, und dann weiter auf *fe* — die einem gleichen Durchmesser-Unterschiede entsprechenden Abschnitte kleiner und kleiner ausfallen. Dabei behalten aber die für 1 Centimeter des Durchmessers geltenden Skalentheile immer noch eine solche Grösse, dass sie Unterabtheilungen – und also das direkte Ablesen von Centimeter-Bruchtheilen – gestatten. In der That ist jeder Centimeter von Anfang bis einschliesslich 20 in 10 Theile, von 20 bis 60 in 5, und von 60 bis 100 in 2 Theile getheilt, so dass beziehungsweise, 1, 2 und 5 Millimeter abgelesen werden können.

Der Weg zur praktischen Herstellung der Theilung ist die Verzeichnung der sämmtlichen Sehnen in Kreisen von 6, 7, 8, 9, ... bis 100 Centimeter, oder deren Berechnung, wozu folgende Anweisung aus der Natur der Sache sich ergibt.

Nennt man R den Halbmesser des Kreises, in Millimetern ausgedrückt, so ist

$$\frac{R-25}{R} = \cos \frac{1}{2} \varphi$$

und φ der Winkel, dessen Bogen von dem Instrumente umfasst wird, wozu man aus den Tafeln die Sehne (oder den doppelten Sinus von $\frac{1}{2} \varphi$) entnimmt: letztere gibt die Länge L des Raumes an, welcher für den Durchmesser $= 2 R$ auf die Skale zu tragen ist.

Kürzer findet man, direkt aus dem Durchmesser D des Kreises, L nach der Formel:

$$L = 10 \sqrt{D-25}$$

indem man den in Millimetern ausgesprochenen Durchmesser um 25 vermindert, und die Quadratwurzel des Restes zehnfach nimmt.

Der Skalenraum für 1 Centimeter nimmt nach und nach von der wahren Grösse = 10 Millimeter, bis zu 1,6 Millimeter ab. Die Unterabtheilungen eines und desselben Centimeters können unbedenklich gleich gross gemacht werden.

Zum Schlusse sei bemerkt, dass an dem Instrumente die beiden breiten Flächen der äussersten Hülse *a b* zur Anbringung einer gewöhnlichen Millimeter-Theilung benutzt sind, die Rückseite von *c d* und *e f* aber ebenfalls eine derartige Theilung enthält, deren Bezifferung bei *f* mit Null anfängt und in *c* mit 310 Millimeter endigt, so dass man — wenn zuerst *e f* und dann nöthigen Falls auch *c d* ausgezogen wird — zwischen den Schenkeln *c h* und *f g* die Dicke oder Breite eines nicht runden Gegenstandes messen und das Mass sofort in Millimetern ablesen kann.

Bau- und Ingenieurwesen.

Schweizerische Eisenbahnen.

Rheinfallbahn. *)

Die Rheinbrücke bei Schaffhausen.

Mitgetheilt von Herrn Ingenieur Saller.

Taf. 7.

In geringer Entfernung oberhalb des berühmten Rheinfalles ist diese Brücke über den Rhein geführt und zwar an einer Stelle, wo der Fluss schon tobend und schäumend durch das zerklüftete Felsenbette seinem nahen Sturze entgegen eilt. Die Brücke selbst kann keineswegs als ein Muster der Construktion gelten; die ungleichen Oeffnungen, der Winkel, den die Brückenachse macht, der sonderbar construirte linke Brückentheil, werden Manchem zu denken und ohne Zweifel auch zu lächeln geben, und der Fachmann wird sich auf den ersten Blick hin, wenn ihm die beim Bau obgewalteten Umstände nicht bekannt sind, jedenfalls ungünstig über diese Baute aussprechen. Es liegt auch keineswegs in unserer Absicht, durch Mittheilung der Zeichnung dieser Brücke, dieselbe auf die gleiche Stufe anderer grossartiger Bauten, wie sie an den schweizerischen Eisenbahnen in nicht geringer Anzahl zu finden sind, erheben zu wollen, — aber wir benutzen gerne diese Gelegenheit, die Geschichte des Baues dieser Brücke in einem weitern Kreise bekannt machen zu können und hoffen dadurch die gegenwärtige Ausführung bei unsern Fachgenossen, wenn auch nicht vollständig zu rechtfertigen, doch zu entschuldigen. Zudem dürften der Beschreibung manche lehrreiche Angaben in Bezug auf die schnelle und wohlfeile Ausführung der Baute selbst, die lange vor dem anberaumten Termine vollendet wurde, zu entnehmen sein.

Zur Führung der Rheinfallbahn (Schaffhausen-Winterthur) über den Rhein war eine Stelle, nur wenige 100 Fuss oberhalb des Rheinfalls durch Lokalverhältnisse geboten, wo der Strom ein für Staatsstrassen fast zu grosses Gefälle und daher eine beträchtliche Geschwindigkeit besitzt. Das Flussbett besteht aus Kalksteinfelsen von häufigen Lettenlagern durchbrochen; der Strom hat sich nun, begünstigt durch die Lettenlager, nach allen Richtungen tiefe Rinnen gegraben, welche ihn im Winter bei niederem Wasserstande fast gänzlich aufnehmen, so dass die dazwischenliegenden Felsplatten oft nur wenig mit Wasser bedeckt sind. Diess ist dann die Zeit für Sondirung, Bauten etc. Im Sommer jedoch ist der Fluss gänzlich »unnahbar«.

Die Baustelle bildet ein Chaos von unerforschbaren Rinnen, Kalken, Felsblöcken und grossen Platten, welche jedoch mehrere Fuss tief verwittert, zerklüftet und häufig unterhöhlt sind. Dieser Baugrund war also durchaus kein

*) Durch besondere Umstände sind wir genöthigt, die allgemeine Beschreibung der Rheinfallbahn mit dem Grundplan und Längenprofile auf das nächste Heft zu verschieben und beginnen nur mit der Mittheilung der Kunstbauten auf dieser Strecke.