Maschinenkunde und mechanische Technologie

Objekttyp: **Group**

Zeitschrift: **Schweizerische Polytechnische Zeitschrift**

Band (Jahr): **3 (1858)**

Heft 2

PDF erstellt am: **25.05.2024**

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Maschinenkunde und mechanische Technologie.

Ueber Fontaine's und Brault's Verbesserungen der Fontaine'schen Turbinen.

Von Prof. Dr. Zeuner.

Taf. 4.

Nach Armengaud's »Publication industrielle, Bd. XI, S. 119« sind an den bekannten Fontaine'schen Turbinen in neuerer Zeit von ihrem Erfinder einige bemerkenswerthe Verbesserungen angebracht worden, unter denen zunächst eine eigenthümliche Schützenvorrichtung hervorzuheben ist, die darin besteht, dass über den Einlaufkanälen ein oder zwei Streifen von Gutta-percha oder Kautschuk ausgebreitet werden können und auf diese Weise ein Abschliessen einzelner oder sämmtlicher Einlaufkanäle erzielt wird.

Das eine Ende jedes dieser Streifen ist am Umfange eines abgestumpften Kegels befestigt, dessen Spitze in die Axe der Welle fällt und der über den Einlaufkanälen hinrollt, wenn man seiner geneigten Axe die gehörige Bewegung ertheilt.

Bei dieser rollenden Bewegung des Kegels wickelt sich der Gutta-percha-Streifen auf den Kegelumfang auf oder davon ab.

Der Hauptvortheil dieser ganzen Anordnung liegt nicht allein in der grossen Einfachheit, sondern auch besonders darin, dass die Bewegung der ganzen Schützenvorrichtung ausserordentlich wenig Kraft beansprucht und doch der Abschluss der Kanäle höchst vollkommen ist.

Fig. 1 und 2 zeigen zunächst das Modell einer Fontaine'schen Turbine mit der erwähnten Schützenvorrichtung, welches sich im Conservatoire des arts et métiers in Paris befindet.

Fig. 1 ist der Verticaldurchschnitt und Fig. 2 der Horizontaldurchschnitt nach der Linie 1 – 2.

Das Turbinrad *A* sitzt, wie bei der bisher bekannten Fontaine'schen Turbine auf der hohlen Welle *B*, die oben bei *b* erweitert ist und an dem obern Ende das conische Rad *C* trägt, von welchem aus die Bewegung fortgepflanzt wird.

Die hohle Welle *B* umschliesst die Axe *D*, welche unten auf dem Support *E* ruht, der auf eine aus der Figur deutlich hervorgehenden Weise mit dem umstehenden Mauerwerke verbunden ist. Der obere Theil der Säule *D* trägt ein Lager *a*, welches den erweiterten Theil der hohlen Welle *B* einnimmt und das den mit letzterer fest verbundenen Zapfen *cf* trägt.

Ueber dem Turbinenrade *A* liegt eine gegossene Scheibe *H*, die mit den Leitkanälen verbunden ist; sie umgiebt mittelst der bronzenen Büchse *h* die hohle Welle *B*; diese sowie eine Büchse h_1, am obern Deckel *J* des ganzen Gehäuses erhält die Welle genau vertikal. In dieses Gehäuse mündet von der Seite das Rohr J_1, durch welches das Wasser eintritt. Ueberdies ist das vertikale cylindrische Rohr des Gehäuses *J* an der Seite noch mit einer verschliessbaren Oeffnung *j* versehen, durch die man in das Innere gelangen kann. Die hohle Welle *B* ist von einem zweiten Rohre *K* umgeben, welches von ersterer das Wasser entfernt hält und innerhalb dessen das Oel von dem obern Halslager h_1 zu dem untern *h* gelangen kann.

Das Rohr *k* umschliesst endlich wieder auf seinen grössten Theil ein drittes gusseisernes Rohr *L*, das am untern Theile mit dem Ringe *M* verbunden ist, der die Lager für die Axen der beiden Kegel *N* und N^1 trägt. Das Rohr *L* wird am obern Ende durch den Ring *k* konzentrisch mit dem Rohre *K* erhalten und kann sich frei umdrehen, wobei am untern Theile die Nabe der Scheibe *H* als Führung dient. Die Drehung des Rohres *L* geschieht mit der Schraube ohne Ende *O*, die in das auf dem Rohre *L* festsitzende Zahnrad *P* eingreift. Die Axe der Schraube durchdringt das Gehäuse beim Lager *o* und kann aussen mit der Hand durch das Schwungrädchen *V* in Umdrehung gesetzt werden. Die Schraubenwelle trägt aussen noch eine zweite Schraube *l*, die in einem mit einem Zeiger versehenen Sector eingreift, der durch seine Stellung an einer Scala die Anzahl der geschlossenen Leitkanäle angibt. (Das Letztere ist in der Figur nicht angegeben.)

Der ringförmige Gutta-percha-Streifen, der zum Abschliessen der Leitkanäle dient, ist in zwei Hälften geschnitten; das eine Ende jedes Streifens ist bei *p* und p^1 am Leitapparate befestigt, das andere Ende aber am Umfange des Kegels; die Gutta-percha-Streifen sind, wie Fig. 10 zeigt, mit schmalen Blechstreifen besetzt, damit das über dem Leitapparat stehende Wasser den sonst biegsamen Streifen nicht in die Kanäle hineinpresst und so einen undichten Abschluss bewirkt. Um ferner keine seitlichen Abweichungen zu erhalten, werden die Leitkanäle

durch die Ringe *m* begrenzt, zwischen welche sich der Streifen einlegt.

Es ist leicht zu übersehen, wie durch Drehung der Schraubenwelle *O* mit Hülfe des Schwungrädchens *V* ein Fortrollen der beiden Kegel auf dem Leitapparate und sonach auch ein Abwickeln oder Aufwickeln der Streifen stattfindet, also nach Belieben die Leitkanäle für den Durchgang des Wassers geöffnet oder geschlossen werden. Fig. 2 zeigt, wie eben die Hälfte aller Leitkanäle geöffnet ist. Bei Hochdruck zeigte sich hier der Uebelstand, dass in Folge des starken Wasserdruckes eine Drehung der Kegel um ihre Axe stattfand, ohne dass eine Drehung des Rohres *L* eintrat; dadurch wurden die Streifen schlaff und der Abschluss war nicht mehr vollkommen. Um das zu umgehen, versah Fontaine den innern Theil des Kegels mit einem konischen Rade (Fig. 11), welches in ein auf der Platte *H* sitzendes Kronrad n^2 eingriff. Durch diese Anordnung wurde der bemerkte Uebelstand vollständig beseitigt, und die Vorrichtung arbeitete mit vollkommener Präzision.

Eine andere wichtige Verbesserung besteht in der Herstellung

transportabler Turbinen.

Fig. 3 gibt die Seitenansicht einer solchen Turbine, gesehen von der Seite, auf welcher der Kanal für den Austritt liegt, Fig. 4 ist der Grundriss, Fig. 5 ein Vertikaldurchschnitt nach der Linie 1—2 (Fig. 4); Fig. 6 ein Horizontalschnitt nach der Linie 3—4 (Fig. 5); Fig. 7 endlich zeigt im Detail den Einlauf nebst einem Stück Vertikaldurchschnitt des Rades nach der Linie 5—6 (Fig. 6). Alle Figuren sind in 1/8 der natürlichen Grösse gezeichnet. Die hier dargestellte Turbine kann beliebig aufgestellt werden und gibt bei 50 Meter Gefälle und 4 Liter Aufschlag pro Sekunde und bei 800 Umdrehungen pro Minute mit 2 Einläufen 4 Pferdestärken; die Anzahl der Einläufe kann aber leicht auf 8 vermehrt werden, so dass bei gehöriger Wassermenge die Leistung auf 16 Pferdestärken gesteigert werden kann.

Das Turbinenrad *A* ist, wie bei allen Fontaine'schen Turbinen, auf der hohlen Welle *B* befestigt, die oben aufgelagert ist, wie es schon oben bei der Beschreibung der Figur 1 und 2 erörtert wurde. Die vertikale Säule *D*, welche oben das Lager trägt, steht unten bei f^1 fest auf dem Boden des Gehäuses *F*, welches die Turbine umgibt, und an der Seite mit dem Ausmündungsrohre F^1 versehen ist. Das Gehäuse *F* ist oben offen und ringsum mit der Flantsche *E* versehen, auf welche nicht allein die gusseiserne Platte *H*, sondern auch das obere Gehäuse *J* aufgeschraubt ist. Das obere Gehäuse ist mit zwei gegenüberliegenden, verschliessbaren Oeffnungen j versehen, die dazu dienen, in das Innere zu gelangen und ausserdem mündet von der Seite das Einfallrohr j^1 ein. Die Platte *H* ist mit dem Rohre H^1 verbunden, an dessen obern Theile mittelst Flantschen das Bronzerohr *K* aufgeschraubt ist. Dieses letztere Rohr umschliesst die Turbinewelle und erhält durch das Halslager *h'* die letztere vertikal.

Da diese Turbine bei einem Gefälle von 5 Metern etwa 800 Umdrehungen per Minute macht, so würde eine starke Abnutzung stattfinden, wenn nicht durch eine gehörige Schmierung die Reibung möglichst herabgezogen würde. Fontaine wendet folgende Einrichtung an. Mit der hohlen Turbinewelle ist ein kupfernes Rohr *L* am untern Theile fest verbunden und unten durch die Stopfbüchse *h* dicht verschlossen. Dieses Rohr bildet ein Oelreservoir, das sich mit der Welle dreht. Das im Innern dieses Rohres *L* liegende Rohr *K* ist ringsum durchlöchert, so dass von da aus das Oel leicht nach den sich reibenden Flächen gelangen kann. Die Schmierung ist also kontinuirlich und eine starke Erhitzung ist nicht zu befürchten. Der Inhalt des Kupferrohres ist so gross, dass eine Erneuerung des Oeles nur etwa alle 3 Monate nothwendig wird; die Zuführung des Oeles geschieht dann durch das mit einem Hahne verschliessbare Rohr *r*.

Bei den bisherigen Fontaine'schen Turbinen erstreckte sich der Leitapparat über das ganze Turbinenrad; wollte man diese Anordnung auch bei Turbinen der vorliegenden Art anwenden, deren Aufschlagwassermenge so gering ist, so würde daraus ein sehr kleiner Raddurchmesser hervorgehen. Um das zu umgehen, hat Fontaine nur wenig Einlaufkanäle und zwar bei vorliegender Turbine nur zwei in Anwendung gebracht. Diese Einläufe *s* bestehen ganz einfach aus Oeffnungen, die im gusseisernen Deckel *H* angebracht sind und deren Gestalt der Durchschnitt Fig. 7 deutlich zeigt; durch die Erweiterung der Oeffnung nach oben hin wird das Wasser in gehöriger Richtung in das Rad geführt. Diese Oeffnungen lassen sich nun entweder ganz oder zum Theil durch die beweglichen Stücke *t* schliessen, die wie Schieber in Führungen auf der Platte *H* hin- und hergeschoben werden können. Je nach der vorhandenen Wassermenge ändert man bei dieser Schützenvorrichtung durch Verstellen des Schiebers nichts, als die Strahldicke; Richtung und Form des in das Rad tretenden Wasserstrahles bleiben immer dieselben. Um die beiden Schützenschieber *t* gleichzeitig zu bewegen, ist folgende Anordnung getroffen: Durch das Gehäuse *j* geht durch die Stopfbüchse *u* eine vertikale Axe *L*, die unten mit dem Excenter s^1 versehen ist, welches von dem kreisförmigen Ausschnitte des Armes t_1 umfasst wird. Dieser Arm ist, wie die beiden Arme, welche die Schieber *t* leiten, mit einem aus zwei Theilen bestehenden und durch Schrauben verbundenen Ringe *T* befestigt.

Der oberste ausserhalb des Gehäuses liegende Theil der Welle *L* ist mit einem gezahnten Sector *P* aus Bronze verbunden, in welchen die Schraube ohne Ende *O* eingreift. Die Axe *o* der Schraube liegt horizontal in zwei auf den Supports *U* befindlichen Lagern und trägt am einen Ende das Handschwungrädchen V. Wie nun durch Drehung dieses Rades ein Drehen des Excenters s^1 und dadurch wieder die Bewegung der Schieber *t* erfolgt, ist leicht zu übersehen.

Die ganze Turbine lässt sich leicht auf einem Wagen transportiren und kann daher zu verschiedenen Zwecken, bei vorübergehenden Arbeiten verschiedener Art verwendet werden.

Als letzte Anordnung, welche Fontaine für seine Turbinen in Anwendung gebracht hat, ist noch die in Fig. 8 und 9 gegebene zu erwähnen. Sie unterscheidet sich von der in Fig. 1 und 2 abgebildeten dadurch, dass der Leitapparat nur über einen Theil des Rades sich ausbreitet und das Abschützen nur durch einen über dem Leitapparate hinrollenden Kegel stattfindet, von dessen Umfang sich der Gutta-percha-Streifen abwickelt. Diese Anordnung hat vor der eben beschriebenen den Vortheil, dass das Turbinenrad freier und zugänglicher ist, wenn Reparaturen vorzunehmen und Störungen zu untersuchen sind.

Das Turbinenrad *A* sitzt wieder an der hohlen Welle *B*, die oben im erweiterten Theile *b* mit dem Zapfen versehen ist, der in einem auf der Säule *D* befindlichen Lager läuft. Die Welle wird oben durch das Halslager *h'* umfasst, welches im Mauerwerk *I* befestigt ist.

In das Gehäuse *J*, welches am untern Theile den Leitapparat trägt, mündet von der Seite das Einfallrohr *J'* ein. Das Gehäuse überdeckt nur einen Theil des Rades und innerhalb desselben rollt über den Mündungen des Einlaufes der Kegel *N* mit seiner Gutta-percha-Umhüllung; seine Axe liegt in einer Gabel, die am Ende einer bogenförmigen Zahnstange *M'* fest sitzt; diese Zahnstange erhält ihre Bewegung von einem Zahnrädchen *P*, welches an einer durch den obern Theil des Gehäuses gehenden Welle sitzt, durch deren Umdrehungen das Fortrollen des Kegels bewerkstelligt wird, wobei das Auf- oder Abrollen des Gutta-percha-Streifens stattfindet. An dem grossen Gehäuse *J*, welches den Leitapparat überdeckt, ist das zweite Gehäuse *M* angebracht, welches die bogenförmige Zahnstange aufnimmt, wenn die Einlaufkanäle geöffnet sind; der Querschnitt dieses Gehäuses ist nur eben so gross, dass der gezahnte Bogen *M'* Raum genug darin findet.

Unsere Quelle führt zum Schluss noch eine Reihe von Bremsversuchen an, die von dem Hrn. Ingenieur Slawecki an einer Turbine der oben beschriebenen Art in der Fabrik der Hrn. Gebrüder Hilzinger in Perriers-sur-Andelle angestellt wurden.

Der Leitapparat der Turbine hatte 46 Einlaufkanäle von 40 Centimeter Weite und 4 Centimeter Höhe. Der äussere Durchmesser der Turbine betrug 2,60^{m}. Der Uebereinkunft gemäss sollte die Turbine bei einem Gefälle von 2,30^{m} und 3500 Liter Aufschlag per Sekunde den Wirkungsgrad 0,65 ergeben. Das Bremsdynamometer wurde auf die erste Welle gebracht, die von der Turbinenwelle ihre Bewegung erhielt.

Die Versuchsresultate waren folgende:

Aufschlagwassermenge pro Sekunde	Gefälle	Disponible Leistung	Anzahl der Umdrehungen der Bremswelle p. Minut.	Effektive Leistung	Wirkungsgrad
Liter	Meter	Pferdestärk.		Pferdestärk.	
1. Reihe. Die Turbine benutzte d. ganze Wassermenge des Flusses.					
4000	2,325	124,00	27,70	86,79	0,700
2. Reihe. Die Turbine benutzte nur einen Theil der ganzen Wassermenge.					
2894	2,325	89,71	27,30	63,65	0,709
3. Reihe. Leistung, welche die Fabrik v. d. Turbine beansprucht.					
—	—	—	27,17	65,40	—

Ueber die Wirksamkeit der neuen Schützenvorrichtung spricht sich der Ingenieur, welcher vorstehende Versuche leitete, sehr günstig aus. So weit unsere Quelle.

Die Fontaine'sche Turbine in ihrer bisherigen Einrichtung gehört unstreitig zu den besten hydraulischen Motoren und ebenso sind die oben beschriebenen Verbesserungen aller Beachtung werth.

Es darf aber nicht unerwähnt bleiben, dass diese Verbesserungen schon früher von anderer Seite in Vorschlag gekommen sind; das Abschliessen der Leitkanäle durch einen Lederstreifen, der sich um einen beweglichen Kegel wickelt, wurde schon von Henschel im Jahre 1837 in Vorschlag gebracht und ausgeführt, der nach Professor Rühlmann als der eigentliche Erfinder der sogenannten Jonvalturbinen zu betrachten ist. (Siehe Zeitschrift des hannöver'schen Ingenieurvereines. B. I. 1855. S. 227). Für die Fontaine'sche Turbine, die sich von der Jonval'schen eigentlich nur dadurch unterscheidet, dass sie stets über dem Unterwasser, in freier Luft läuft, während die Letztere immer unter Wasser geht, ist die erwähnte Schützenvorrichtung jedenfalls sehr zu empfehlen; sehr zweifelhaft würde aber der Erfolg ihrer Anwendung bei den Jonvalturbinen sein; bei diesen Turbinen, bei denen fortwährend sämmtliche Radkanäle vollständig mit Wasser gefüllt sind, weil sie eben unter Wasser laufen, haben bis jetzt alle Versuche ergeben, dass ihr Wirkungsgrad schnell und stark sinkt, wenn, wie diess häufig geschieht, bei geringerer Aufschlagwassermenge einzelne Leitkanäle durch Klappen oder Schieber verdeckt werden; dasselbe würde sich natürlich ergeben, wenn man bei diesen Turbinen einzelne Kanäle in der Weise abschliessen würde, wie dies oben bei den Fontaine'schen Turbinen in Vorschlag gebracht worden ist. Der Grund der schnellen Abnahme des Wirkungsgrades bei den Jonval-Turbinen mit den angegebenen Schützenvorrichtungen ist leicht zu erklären. So lange ein Turbinenkanal unter den offenen Leitkanälen hinstreicht, geht das Wasser mit einer gewissen und gewöhnlich sehr grossen Geschwindigkeit durch den Turbinenkanal hindurch; tritt nun dieser Kanal plötzlich unter eine oder mehre hinter einander liegende verdeckte Leitkanäle, so wird zunächst das noch im Kanale befindliche Wasser in Folge der Trägheit das Bestreben haben, abwärts zu fliessen und hinter sich einen luftleeren Raum zu bilden; das wird jedoch in Wirklichkeit dadurch verhindert, dass in Folge des äussern Atmosphärendruckes das Unterwasser von unten nach oben in die Radkanäle tritt und die Ausfüllung derselben übernimmt, so lange der Kanal unter den verdeckten Leitkanälen hinstreicht. Jetzt tritt nun dieser Turbinenkanal plötzlich wieder unter einen offenen Leitkanal, das zuströmende Wasser stösst gegen das, wenn wir hier diesen technischen Ausdruck gebrauchen dürfen, todte Wasser im Turbinenkanale und es muss eine gewisse Zeit vergehen, ehe das Wasser mit der gehörigen Geschwindigkeit wieder durch die Kanäle geht. Dieses abwechselnde Eintreten und Zurückdrängen des Unterwassers muss in den Turbinenkanälen zu Wirbelungen Anlass geben, die nicht anders als von sehr schäd-

lichem Einflusse auf den Wirkungsgrad der Turbine sein können; berücksichtigt man dabei noch die gewöhnlich sehr grosse Umdrehungszahl der Jonval-Turbinen und wie schnell auf einander in Folge dessen diese schädlichen Einwirkungen stattfinden, so lässt sich gar nichts anderes erwarten, als dass in allen Turbinenkanälen, selbst in denen, welche eben unter offnen Leitkanälen hinstreichen, Wirbel und Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers stattfinden, in Folge deren der Wirkungsgrad stark herabgezogen wird. Die Versuche, welche Prof. Brückmann an einer Jonval-Turbine anstellte, die aus der berühmten Fabrik von Escher, Wyss u. Co. in Zürich hervorging, ergab bei vollständig geöffnetem Leitapparat den ausgezeichneten Wirkungsgrad 0,78 (beim vortheilhaftesten Gange). Sobald aber von den 15 Leitkanälen 3 verdeckt waren, sank der günstigste Wirkungsgrad auf 0,75 und wenn 5 verdeckt waren, gar auf 0,65. (Polyt. Centralblatt 1849 S. 1348.) Aehnliche Versuche siehe: Hydraulique de d'Aubuisson, Experiences de Morin.

Nach dem oben Erwähnten sind diese Resultate erklärlich, ebenso lässt sich leicht übersehen, dass die schädlichen Einwirkungen um so grösser sein werden, je mehr Leitkanäle verdeckt sind.

Es ist unzweifelhaft, dass alle Schützenvorrichtungen bei Vollturbinen (Reaktionsturbinen), d. h. bei solchen Turbinen, die unter Wasser laufen, bei denen überhaupt stets sämmtliche Turbinenkanäle mit Wasser gefüllt sind, unzweckmässig sind, wenn sie so angeordnet werden, dass bei geringerem Aufschlage einzelne Leitkanäle ganz geschlossen werden. Weit vortheilhafter ist dann die Anordnung, wie sie in neuerer Zeit bei den Jonvalturbinen vorkommt, wenn sie für veränderliche Wassermengen bestimmt sind, dass man nämlich Doppelturbinen herstellt; die eine (die äussere) ist für das Minimum der Aufschlagwassermenge berechnet, und ohne eigentliche Schützenvorrichtung, die andere (die innere) ist mit einem Ringschützen versehen. Auf nähere Untersuchung dieser Anordnung kann ohne Rechnungen nicht weiter eingegangen werden.

Ganz anders, als wir es eben für die Jonval-Turbine erörtert haben, verhält sich die Sache bei den Turbinen, die in freier Luft über dem Unterwasser laufen, also z. B. bei den Fontaine'schen Turbinen, mit denen wir es hier speziell zu thun haben. Hier kann das Verdecken einzelner Leitkanäle durchaus nicht schädlich wirken, denn sobald ein mit durchströmendem Wasser gefüllter Turbinenkanal unter einen verdeckten Leitkanal tritt, wird das Weiterfliessen nicht gehemmt, das Wasser fällt aus dem Kanale und es tritt dafür Luft ein. Hieraus erklärt sich auch, wesswegen alle bis jetzt angestellten Versuche*) (siehe auch die oben angegebene Versuchstabelle) das Resultat geben, dass der günstigste Wirkungsgrad fast konstant bleibt, mögen alle Leitkanäle offen oder einzelne verdeckt sein; auf welche Weise dann das Verschliessen stattfindet, ob durch Schieber, Klappen oder Gutta-percha- oder Lederstreifen ist gleichgültig hinsichtlich des günstigsten Wirkungsgrades und nur in konstruktiver Hinsicht von Wichtigkeit.

Dieser Umstand lehrt aber zugleich, dass man bei sehr veränderlichen Wassermengen die Turbine besser in freier Luft als unter Wasser laufen lässt, denn für die letztere Turbine besitzen wir eben noch keine zweckmässige Schützenvorrichtung; die Rechnung zeigt, dass selbst die Ringschützen bei der Turbine von Jonval, Fourneyron, Cadiat, bei den Turbinen mit äusserer Beaufschlagung (Turbine von Francis) ihren Zweck nicht vollkommen erfüllen.

Sobald die Fontaine-Turbine in Folge veränderlichen Unterwassers in das Wasser taugt, verliert aber plötzlich die obige Schützenvorrichtung allen Werth, sofort treten dann auch hier alle die Uebelstände ein, die wir oben bei der Jonval-Turbine erwähnten. Hier tritt nun der grosse Vortheil der Hydropneumatisation hervor, wie sie von Girard vorgeschlagen wurde; dieselbe besteht bekanntlich darin, dass der Raum unter der Fontaine-Turbine von der äussern Atmosphäre abgeschlossen und dass mit Hülfe einer Luftpumpe Luft in diesen Raum gepresst wird; in Folge des Luftdruckes wird der Unterwasserspiegel stets so weit herabgedrückt, dass die Turbine nicht in das Wasser taugt, der Vortheil der Hydropneumatisation tritt also besonders dann hervor, wenn einzelne Leitkanäle verschlossen sind; ist hingegen der ganze Leitapparat geöffnet, so ist das Eintauchen des Rades in das Unterwasser nicht schädlich und dann nützt auch die Hydropneumatisation nicht viel. Die Versuche Girard's (Polytechnisches Centralblatt 1851) bestätigen vollkommen das Gesagte. Weder Girard noch Andere haben auf den wahren Grund hingedeutet, weswegen die Hydropneumatisation der Fontaine-Turbinen besonders bei geringerm Aufschlage, als den normalen, so vortheilhaft ist.

Eben so wie die Fontaine-Turbine der bisherigen Konstruktion im Grunde nichts anderes als eine Jonval-Turbine ist, und sich von Letzterer nur dadurch unterscheidet, dass sie nie unter Wasser läuft, so sind auch die oben beschriebenen und in den Figuren 3 bis 7 und den Figuren 8 und 9 dargestellten Turbinen nichts anderes, als die, die schon längst unter dem Namen Borda-Turbinen bekannt sind; die Fontaine-Turbinen unterscheiden sich also von den genannten Systemen einzig und allein nur durch ihre konstruktive Ausführung; diese muss aber unbedingt als sehr gelungen und beachtenswerth bezeichnet werden.

Zum Schluss seien uns noch einige Bemerkungen über die Ausführung von Bremsversuchen an Turbinen gestattet. Die obige Versuchsreihe von Slawecki veranlasst uns, den Wunsch auszusprechen, dass doch bei Veröffentlichung derartiger Untersuchungen genauere Angaben über die Dimensionen und Aufstellung der Turbine, über die Winkel, welche die Enden der Rad- und Leitschaufeln mit dem Horizonte oder dem Radumfange einschliessen und über die Art und Weise gemacht werden möchten, in welcher die Wassermessung ausgeführt wurde. Sollen die Versuche dazu dienen, die Ergebnisse der Theorie mit den Erfahrungen zu vergleichen, und das kann doch nur der Hauptzweck der Veröffentlichung der Versuche sein, dann müssen auch alle Verhältnisse genau angegeben sein, die

*) Girard's Versuche Comptes rendus T. XXXIII p. 379 und Polytechnisches Centralblatt 1851 S. 1509.

man bei den theoretischen Untersuchungen zu Grunde legen muss. Die meisten der bisher veröffentlichten Versuche erfüllen diesen Zweck nicht, es wird gewöhnlich als das Hauptresultat der Wirkungsgrad der Maschine hingestellt; besser ist es aber, nicht das Verhältniss der effektiven zur theoretischen Leistung, sondern beide für sich genau zu kennen. Die effektive Arbeit der Maschine wird gewöhnlich, so weit es unsere Bremsdynamometer gestatten, genau genug angegeben, so dass man diesen Angaben fast immer Glauben schenken kann. Anders verhält es sich aber mit der disponiblen Arbeit; diese, die hauptsächlich von der richtigen Wassermessung abhängt, muss man immer mit Misstrauen aufnehmen, wenn nicht ganz genau angegeben wird, auf welche Weise die Bestimmung der Aufschlagwassermenge vorgenommen wurde; das gilt besonders in solchen Fällen, wo die Wassermessung mit Hülfe von Ueberfällen oder rektangulären Ausflussmündungen vorgenommen wird, also gewisse durch andere Versuche bekannte Ausflusskoëfficienten zu Grunde gelegt werden. Bei hydraulischen Untersuchungen anderer Art nimmt man, um sicher zu gehen, gewöhnlich die kleinern Werthe dieser Koëfficienten und diese Methode wenden viele Ingenieure auch bei den Wassermessungen bei Bremsversuchen hydraulischer Maschinen an und geben dann bei Veröffentlichung der Versuche häufig nicht einmal den Werth des Koëfficienten, den sie der Rechnung zu Grunde legten. Solche Versuchsresultate wird Niemand zur Vergleichung mit den Resultaten theoretischer Untersuchungen benutzen.

Ist L die Arbeit der Turbine in Meterkilogrammen, Q die theoretische Ausflussmenge (bei Ueberfällen) und μQ die wirkliche Wassermenge, wo μ der Ausflusskoëfficient ist, h has Gefälle und γ das Gewicht eines Kubikmeters Wasser, so ist die disponible Arbeit

$$\mu Q h \gamma$$

also der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{L}{\mu Q h \gamma}$$

Man sieht daraus sofort, dass der Wirkungsgrad um so grösser ist, je kleiner man μ nimmt, dass also, wie schon erwähnt, den Angaben über die Wirkungsgrade kein Vertrauen geschenkt werden kann, wenn der angenommene Werth des Ausflusscoefficienten μ nicht angegeben ist und nicht die Dimensionen des Ueberfalles, und die Höhe des Wasserspiegels über der Schwelle angegeben werden.

Wenn Versuchstabellen die Wirkungsgrade einer Turbine über 0,76—0,78 geben, so kann man sicher sein, dass die hohen Wirkungsgrade ihr Entstehen meist dem Umstande verdanken, dass der Experimentator bei Berechnung der Wassermenge den kleinsten Ausflusskoëfficienten zu Grunde legte, den Hydrauliker für ähnliche Fälle angeben.

Bourdon's neuer Regulator.

Taf. 5. Fig. 1 und 2.

Zwei konzentrische mit Wasser gefüllte Gefässe A und B stehen durch eine Oeffnung C im Boden des innern Gefässes B mit einander in Verbindung. An der stehenden Welle D sitzt eine Art Ventilator E mit krummen Schaufeln, welcher sich von den gewöhnlichen Ventilatoren nur dadurch unterscheidet, dass er nur eine centrale Saugöffnung hat, während die gegenüberliegende Seite durch eine Scheibe geschlossen ist. Während der Drehbewegung dieses Ventilators tritt ein Theil des Wassers aus dem inneren Gefässe B in das äussere über, so dass der Wasserspiegel in den beiden Gefässen in verschiedener Höhe steht, die um so mehr differirt, je grösser die Geschwindigkeit des Ventilators ist. Den Wasserstand im Gefässe A zeigt ein Glasrohr J an. Wenn man nun die Bewegung der zu regulirenden Maschine mit dem Ventilator in Verbindung setzt und in das innere Gefäss B einen Schwimmer F einhängt, so geht dieser nieder, wenn die Maschine schneller geht, und steigt aufwärts, wenn dieselbe an Geschwindigkeit abnimmt. Die Schwimmerstange GH ist mit der Drosselklappe oder Expansionsvorrichtung in Verbindung gesetzt.

Der Schwimmer, dessen gesammtes Volumen ungefähr 11 Kubikdezimeter beträgt, ist so equilibrirt, dass er zur Hälfte in das Wasser eintaucht, seine Kraft, an der Stange H gemessen, kann daher die Grösse von 5,5 Kilogramm erreichen, wenn er in Folge der Niveauschwankungen ganz in das Wasser eingetaucht ist, oder vollständig über den Spiegel hinausragt. Durch Vermehrung des Schwimmer-Volumens kann man diese Kraft beliebig vergrössern.

Dergleichen Regulatoren nehmen wenig Raum ein; der bei Bourdon selbst aufgestellte hat 43 Centimeter Durchmesser und 50 Centim. Höhe. Der grösste Vortheil aber liegt darin, dass man sie beliebig empfindlich machen kann, indem man, mit Beibehaltung der Dimensionen von Schwimmer und Ventilator, die Durchmesser der Gefässe vergrössert oder verkleinert. Da sich hiernach das Wasservolumen ändert, auf welches der Ventilator einwirkt, so folgt, dass bei einem Apparate mit grösserm Wasservolumen die Niveaudifferenz mit steigender oder abnehmender Geschwindigkeit der Maschine sich weniger rasch ändert und daher der Apparat weniger empfindlich wird, als bei kleinerm Wasserquantum. Endlich ist noch zu bemerken, dass diese Apparate wegen ihrer ausserordentlichen Einfachheit sehr billig zu stehen kommen und nicht leicht Störungen ausgesetzt sind. (Bull. d. l. soc. d'enc.)

Das Zahnexcentric, ein neuer Bewegungsmechanismus.

Von F. Reuleaux, Professor in Zürich.

Taf. 5. Fig. 3—11.

Mit dem Namen «Zahnexcentric» hat der Verf. einen wesentlich neu scheinenden Mechanismus belegt, welchen er durch eine gewisse Zusammensetzung von Zahnrädern erhielt, und welcher so vieler praktischer Verwendungen fähig ist, dass seine Veröffentlichung nützlich sein möchte. Es folgt deshalb hier die Darlegung der Grundidee, der Theorie und einiger der wichtigsten praktischen Anwendungen des neuen Mechanismus.

1. Der allgemeine Fall. Gibt man zwei runden, cylindrischen, sich aussen berührenden Scheiben von beliebiger Grösse excentrische Axen, wovon man die eine nur drehbar, die andere aber ausserdem noch in einer ge-

raden oder gekrümmten Bahn verschiebbar anbringt, so wird sich bei der Drehung der ersten Scheibe die Axe der zweiten verschieben, vorausgesetzt, dass die Umfänge der Scheibe nicht auf einander gleiten, und zwar wird die Bewegung der Axe eine hin- und hergehende sein, wenn dafür gesorgt wird, dass die Scheibenumfänge nicht ausser Berührung kommen. Das Gesetz dieser Hin- und Herbewegung wird sich nach der Grösse der Scheiben und Excentricitäten und nach einigen anderen Verhältnissen richten, lässt sich aber eben dadurch, wie man auf den ersten Blick sieht, auf sehr mannichfache Weise gestalten. Die praktische Verwirklichung dieses Mechanismus ist das Zahnexcentric.

A, Fig. 3 der zugehörigen Abbildungen auf Taf. 5, ist die unverschiebbar gelagerte Axe der Scheibe *C*, welche auf *A* excentrisch befestigt ist, *B* die Axe der zweiten Scheibe *D*, hier in einer geraden, durch den Mittelpunkt von *A* gehenden Bahn verschiebbar. Damit die Umfänge der Scheiben nicht aufeinander gleiten können, sind die letzteren als Stirnräder hergestellt; jedoch unterscheiden sie sich von den gewöhnlichen Zahnrädern dadurch, dass sie seitlich mit abgedrehten Rändern vom Durchmesser ihrer Theilkreise versehen sind, s. Fig. 4. Diese Ränder rollen beim Eingreifen der Räder auf einander, so dass die letzteren im Stande sind, auch radial gerichtete Pressungen auf einander auszuüben. Es ist nun noch erforderlich, eine Vorrichtung anzubringen, vermöge deren die Scheibenränder immer in gegenseitiger Berührung erhalten werden. Hierzu könnte man ein die Axe *B* gegen *A* treibendes Gegengewicht oder auch eine Feder anwenden, wie man es nicht selten bei Kniehebelpressen oder Kurbelpressen (z. B. bei der Borsig'schen Stanzmaschine) findet. Allein die Sache lässt sich hier in der Regel weit einfacher machen. Da nämlich die Punkte *E* und *F* als Mittelpunkte der Räder stets dieselbe Entfernung einhalten müssen, so braucht man den Rädern nur ausser den excentrischen Zapfen auch noch centrische zu geben und diese durch eine Zugstange zu verbinden, wie es in Fig. 3 angedeutet ist.

Das Ganze lässt sich, wie man noch weiter unten sehen wird, sehr leicht constructiv ausführen, und die Vorrichtung wird dann beim Drehen des Rades *C* das folgende Spiel haben: Treibt man das Rad *C*, welches zur Unterscheidung von dem verschiebbaren oder Schubrade *D* das feste Rad heissen möge, in der Richtung des beigezeichneten Pfeiles um, so wird *D* in der entgegengesetzten Richtung in Drehung versetzt, und dadurch *B* nach unten geschoben. Wird dabei dem Punkte *B* ein (überwindbarer) Widerstand entgegengesetzt, so ruft derselbe einestheils einen Druck der Scheibenränder auf einander hervor, und zugleich, wenn die hierbei auf den Rändern entstehende Reibung nicht zum Mitnehmen genügt, auch noch einen Druck zwischen den Radzähnen. Durch diese Pressungen gemeinschaftlich wird die treibende Kraft nach *B* verpflanzt. Ist *B* am Ende seines Schubes angelangt, so wird es durch den Zug der Stange *EF* und die umtreibende Kraft der Radzähne wieder in die Höhe bewegt, um nach Durchlaufung eines gewissen Weges wieder nach unten getrieben zu werden.

Um zu einer allgemeinen Anschauung über das Gesetz der Bewegung des Punktes *B* zu gelangen, werde vorerst das Rad *D* lose auf seiner centrischen Axe *F*, und zugleich diese nur in einer zu *AB* parallelen Richtung verschiebbar gedacht, alsdann wird *D* beim Drehen des Rades *C* die Stelle einer Reibungsrolle vertreten, und *BF* in ganz ähnlicher Weise auf- und niedergeschoben werden, als ob die Bewegung durch eine Kurbel vom Halbmesser *AF* erzeugt würde. *D* ist aber in der That fest auf *F*, und mit diesem nur drehbar um *B*; in Folge dessen wird der Punkt *B* bei jeder ganzen Umdrehung des Rades *D* auch noch eine ganze Hin- und Herbewegung machen, welche einer solchen sehr ähnlich sein muss, die ihm eine Kurbel vom Halbmesser *BF* ertheilen würde. Es wird also die Bewegung von *B* aus zwei schwingenden Bewegungen zusammengesetzt sein, von denen die eine, durch *AF* erzeugte, ihren Schwingungsmittelpunkt fortwährend nach dem Gesetz einer zweiten, durch *BF* erzeugten Schwingung ändert. Eine solche Bewegung lässt sich etwa durch das Diagramm in Fig. 5 versinnlichen.

Einen Bewegungsmechanismus von ähnlicher Wirkung besitzt man aber bereits, und zwar in dem, welchen Redtenbacher in seinem Werke über die Bewegungsmechanismen den »Interferenzmechanismus« nennt und den man auch wohl nach seinem Erfinder mit dem Namen »Römer'sche Räder« bezeichnet. Hier verschieben zwei durch Zahnräder gekuppelte Kurbeln mittelst Schubstangen und eines Gelenkes einen Punkt, und ertheilen diesem, ganz ähnlich wie oben besprochen wurde, gleichzeitig zwei schwingende Bewegungen. Diese Uebereinstimmung oder Aehnlichkeit der Wirkungsweise zwischen den beiden Mechanismen ist sehr interessant und und verdient namentlich darum bemerkt zu werden, weil das Zahnexcentric weit mehr zur Konstruktion geeignet ist, als die Römer'schen Räder, und man daher mittelst desselben die Interferenz-Bewegung weit häufiger wird anwenden können, als bisher.

Nachdem hierauf der Verf. den mathematischen Ausdruck für das Bewegungsgesetz der losen Axe des Zahnexcentrics ermittelt hat, geht er auf besondere Fälle über, in welchen das Zahnexcentric mehr als in dieser allgemeinen Form anwendbar ist.

2. Das feste Rad sei centrisch auf seiner Axe befestigt. Man erhält dann dieselbe Wirkung wie durch einen gewöhnlichen Kurbelmechanismus, und hieraus ergiebt sich sogleich eine ganze Reihe von Anwendungen des Zahnexcentrics, und zwar werden diese in konstruktiver Beziehung darum sehr brauchbar sein, weil bei ihnen die Kurbelbewegung und die Uebersetzung aus dem Langsamen ins Schnelle oder umgekehrt von einem und demselben Mechanismus hervorgebracht werden.

Macht man das feste Rad grösser als das Schubrad, welch letzteres in der Regel das getriebene sein wird, so entstehen bei einer Umdrehung des treibenden Rades mehrere $\left(\frac{R}{R_1}\text{ Mal so viel}\right)$ Hin- und Herbewegungen der

losen Axe. Doch möchten in dieser Form Zahnexcentric und Kurbelmechanismus weniger vorkommen als in der Anordnung, dass das treibende Rad kleiner ist als das getriebene. Der Kurbelmechanismus findet in dieser Weise für Pressen mancherlei Art, als für Lochmaschinen, Nuthstossmaschinen, kleine Hobelmaschinen, Eisenscheeren u. s. w. vielfache Anwendung. Bei allen diesen Maschinen wird er aber durch das Zahnexcentric meist mit grossem Vortheil ersetzt werden können, und zwar aus folgenden Gründen:

1) fällt beim Zahnexcentric die immer sehr kostspielige Kurbel oder Wellenkröpfung weg, indem die Axe ein ganz einfaches Stück wird;
2) ist auch die Schubstange beseitigt, indem beim Zahnexcentric nur eine ganz leichte Zugstange anzubringen ist;
3) können in Folge der an den Radumfängen entstehenden Reibung die Radzähne weit schwächer gemacht werden als beim Kurbelmechanismus, und werden deshalb die Räder kleiner als dort, wie der Verf. durch eine besondere Untersuchung nachweist;
4) ist die Anlage und konstruktive Ausführung des Maschinengestelles beim Zahnexcentric weit leichter zu machen, als bei der andern Anordnung.

Die konstruktive Ausführung des Zahnexcentrics von der vorliegenden Gestalt lässt sich auf sehr mannigfache Weise bewerkstelligen, wovon hier einige Beispiele folgen.

Die Fig. 6 und 7 zeigen eine Durchstossmaschine, bei welcher der neue Mechanismus angewandt ist. *A* ist das feste, *B* das verschiebbare Rad, *C* die Zugstange, welche die Axen der beiden Räder verbindet. Der Schlitten *D* wird durch die Drehung des festen Rades *A* auf- und niedergeschoben, und trägt unten den Lochstempel *E*, welchem eine im Gestell angebrachte Matrize *F* entspricht. Die Abmessungen sind so gewählt, dass der Stempel einen Druck von 50000 Kilogr. ausüben kann. Die Axe des festen Rades erfährt hier einen eben so grossen Druck als die des Schubrades. Um sie nicht deshalb sehr dick machen zu müssen, sind Zapfen und Rad gleich dick gemacht, und der so entstehende Cylinder von einer seine ganze Länge fassenden Oberschale bedeckt, welche durch einen starken (schmiedeeisernen) Lagerdeckel mit vier kräftigen Deckelschrauben niedergehalten wird. Um die äussere cylindrische Form anwenden zu können, und überhaupt die Anfertigung der Räder einfach zu halten, sind dieselben nach der Geradflankenverzahnung verzahnt. Die Zähne des Rades *A* werden hier dadurch gebildet, dass in die glatte cylindrische Axe Vertiefungen mit radialen Flanken eingearbeitet werden, was ganz leicht geschehen kann, überhaupt auch für kleine schmiedeeiserne Getriebe zu empfehlen ist. Man muss beim Verzeichnen der Verzahnung nur darauf achten, dass die Eingriffdauer der Räder nicht kleiner als eine Theilung ausfällt, dies ist durch gute Wahl der Zahnabmessungen leicht zu erreichen, wenn die Zähnezahl nicht gar zu klein (nicht unter 6) ist. Der centrische Zapfen *G* des Schubrades ist hier als aus einem Stück mit der Axe bestehend angenommen. Man sieht, dass das Gestell der Maschine sich sehr günstig anordnet, und das Ganze für die Ausführung keine Schwierigkeiten bietet, indem keinerlei schwierige Guss- oder Schmiedestücke vorkommen.

Manchmal wird es für die Konstruktion bequem sein, die Ebene des Schubrades nicht parallel, sondern senkrecht zu den Schlittenführungen anzuordnen. Man erhält dann einen schmäleren Schlitten, und kann das Gestell dann auch gut so einrichten, dass der Tisch zugänglicher wird als hier, was z. B. für Nuthstossmaschinen nöthig ist. Auch bei liegendem Schlitten, den man nach Art eines Drehbanksupports führt (z. B. bei Nietpressen), würde eine solche Anordnung zweckmässig sein.

Hier und da möchte es auch von Vortheil sein, das Schubrad *B* zweischildig zu machen; der Schlitten brauchte dann nicht gabelförmig gemacht zu werden, und man könnte die Schilde und die Axe als Ein Gussstück herstellen; es müsste dabei übrigens sehr sorgfältig beim Abdrehen der cylindrischen Theile des Schubrades verfahren werden, um die beiden Cylinderaxen parallel zu erhalten.

Zu einer nützlichen Anwendung des Mechanismus leitet auch dessen Eigenthümlichkeit, dass bei passend gemachten Verhältnissen die Zahnkraft unter allen Umständen gleich Null (oder negativ) ausfällt, wo also die Reibung der Radränder zur Kraftübertragung genügt, und man demnach die Zähne ganz weglassen kann. Die beiden Räder erhalten dann glatte cylindrische Umfänge. Bringt man an einer so konstruirten Maschine eine Vorrichtung an, mittelst deren man die Zugstange leicht ein wenig verlängern oder verkürzen kann, so erhält man darin eine sehr einfache Abstellvorrichtung der Maschine. Es wären, beiläufig bemerkt, hiebei statt einer einzigen zwei symmetrisch wirkende Zugstangen anzubringen, damit kein einseitiger Druck stattfinden könnte; man kann dann z. B. daran die die feste Axe fassenden Augen etwas länglich machen und einen Hebel oder eine Schraube anbringen, mittelst deren man die Zugstangen nach der festen Axe hin ziehen könnte. Es würde dann ein ganz leises Gegeneinanderpressen der Räder genügen, die Bewegung augenblicklich einzuleiten, während man ebenfalls durch eine ganz geringe Verschiebung, von 1 bis 2 Millimeter etwa, die Radränder wieder ausser Berührung bringen, also die Bewegungsübertragung wieder aufheben könnte. Bedarf die Behauptung, dass die Randreibung die Bewegung trotz dem heftigsten Widerstand zu übertragen vermag, noch eines Beleges, so braucht man sich nur der Presse mit Evolventensegmenten zu erinnern; bei dieser zeigt sich, dass die Reibung an den Segment-Umfängen bei gut gewählten Abmessungen niemals ein Gleiten entstehen lässt. *)

---

*) Eine andere interessante Folgerung des Obigen möge noch an dieser Stelle Platz finden, und zwar eine Bemerkung über die Anwendung der Reibungsräder überhaupt. Man kann diese nämlich, wie das oben Gesagte bewies, sehr häufig so bauen, dass sie ganz so sicher wirken wie Zahnräder, d. h. dass gar kein Gleiten der Zähne eintreten kann, selbst wenn diese eingeölt sein sollten. Man braucht zu diesem Ende das grosse Reibungsrad auf jeder Welle nur stets 10 bis 12 Mal (bei trocknen Umfängen nur 5 bis 6 Mal) so gross zu machen, als das auf derselben Axe sitzende kleinere Rad (Reibungsrad, Zahnrad), durch welches die Kraft in die Welle eingeleitet wird, muss aber zugleich das nächstangreifende Reibungsrad so anordnen, dass es

Es ist klar, dass sich das Zahnexcentric nicht nur statt des Kurbelmechanismus, sondern auch an der Stelle anderer Kraftmechanismen gebrauchen lässt, z. B. statt des Hebels mit Hebedaumen bei manchen Eisenscheeren und Quetschwerken, statt des Kniehebels u. s. w. So würden sich unter andern die Münzprägewerke, bei denen man sich des Kniehebels bedient, und die dadurch nicht wenig unbehülflich und schwerfällig werden, bei Anwendung des Zahnexcentrics sehr einfach und konstruktiv gestalten. Hierbei ist noch zu bemerken, dass die Zugstange, welche beim Zahnexcentric die Mittelpunkte verbindet und dabei so gute Dienste leistet, sich auch beim Kniehebel und ähnlichen Mechanismen nützlich verwenden lässt.

3. Die Räder seien ungleich gross, aber gleich excentrisch. Das Bewegungsgesetz der losen Axe nimmt dabei insofern eine interessante Gestalt an, als die zu Anfang erwähnten Verschiebungen des Schwingungsmittelpunktes nun eben so gross ausfallen, als die Schwingungen, welche das feste Rad erzeugt. Es entstehen dadurch periodische Veränderungen in der Grösse des wirklichen Hubes der losen Axe, und zwar so, dass deren Schwingungen einen sehr veränderlichen Mittelpunkt haben. Das Bewegungsgesetz stimmt hierbei mit dem physikalischen Gesetz der Interferenzen überein. Das die Bewegung versinnlichende Diagramm fällt je nach dem Verhältniss $\frac{R}{R_1}$ verschieden aus und kann z. B. eine Gestalt wie Fig. 8 annehmen, wo grosse Hübe mit kleinen in eigenthümlicher Weise abwechseln. Das Gesagte gilt fast wörtlich auch von den Römer'schen Rädern, wenn man denselben gleiche Kurbeln bei ungleichen Zahnrädern gibt, und es werden solche Mechanismen nicht selten praktisch angewandt. So z. B. findet man sie bei einzelnen Spinnereimaschinen als Fadenführer, indem die fortwährende Hubänderung benutzt wird, den aufzuwindenden Faden zweckentsprechend an der Spule hin- und herzuführen; auch findet man solche Römer'sche Räder bei einzelnen Tuchdruckmaschinen dazu benutzt, die Farbewalzen und Kissen in bestimmter Weise zu bewegen. Macht man die Räder sehr wenig verschieden, so gehen die Hubänderungen der losen Axe sehr gleichförmig vor sich, und es entsteht eine Bewegung, deren Gesetz sich etwa durch das Diagramm in Fig. 9 darstellen lässt. In dieser Anordnung hat Spiller die Römer'schen Räder zur Bewegung der Pumpen solcher hydraulischen Pressen benutzt, deren Widerstand nach und nach steigt. Spiller lässt die Pumpen beim Beginn der Pressung mit grossem Hub arbeiten; der Mechanismus vermindert aber dann nach und nach den Pumpenhub, und somit auch die zugeführte Wassermenge, bis beinahe auf Null. Zu den angeführten und ähnlichen Zwecken kann man das Zahnexcentric sehr gut benutzen; doch braucht wohl nicht auf nähere Erläuterungen eingegangen zu werden.

Der einzige zu besprechende Punkt ist die Dauer der Perioden, innerhalb deren sämmtliche Hubänderungen durchlaufen werden. Eine Hubperiode wird durchlaufen sein, sobald die beiden Räder gleichzeitig wieder ihre anfängliche Stellung eingenommen haben; die Frage rührt sich daher auf eine bei den Zahnrädern vorkommende zurück, und man erhält für die gesuchte Periodendauer das folgende Gesetz: Die einer Hubperiode entsprechende Umdrehungszahl des treibenden Rades ist die dem getriebenen Rade zukommende von den beiden relativen Primzahlen, welche das Zähnezahlverhältniss der Räder ausdrücken. (Dieser Satz gilt für die Römer'schen Räder ebensowohl als für das Zahnexcentric.) Verhält sich z. B. das treibende Rad zum getriebenen wie 5 : 6, so ist die Hubperiode 6 Umdrehungen des kleineren Rades lang; hat das eine Rad 50, das andere Rad 51 Zähne, so gehen auf die Hubperiode 51 Umdrehungen des kleineren Rades; hat das eine Rad 18, das andere 20 Zähne, so ist die Hubperiode 9 Umdrehungen des 20zähnigen, oder 10 Drehungen des 18zähnigen Rades lang.

Die konstruktive Ausführung des Zahnexcentrics der vorliegenden Form lässt sich ganz ähnlich derjenigen der folgenden Abänderung ausführen, weshalb dieselbe hier unbesprochen bleiben kann.

4. Die Räder seien gleich gross und gleich excentrisch. Die Vorrichtung in dieser letzten Form, welche der Verf. im Gegensatz zu den bisher besprochenen, wo die Räder stets unsymmetrisch waren, als symmetrisches Zahnexcentric bezeichnet, hat mehrere Eigenthümlichkeiten, welche sie zu mannigfaltigen Anwendungen fähig macht, von denen im Folgenden einige angegeben werden sollen.

Anwendung auf die Dampfschieber. Die Bewegung nach dem Sinusverhältniss ist für die Dampfschieber, so zu sagen, die angemessenste, und sucht man dieselbe durch das Excentric mit langer Schubstange zu verwirklichen. Der von der Schubstange herrührende Fehler ist auch in der Regel klein genug, um ganz unberücksichtigt bleiben zu können. Doch kommt es nicht selten vor, dass für eine genügend lange Schubstange nicht Raum ist, und hier könnte man sich dann sehr gut des symmetrischen Zahnexcentrics bedienen, indem dasselbe ja eine sehr geringe Längenausdehnung hat. Die konstruktive Ausführung kann dabei so gemacht werden, wie es Fig. 10 zeigt. Hier ist die Zugstange als ein die beiden Räder umfassender Zaum konstruirt, bei welchem die Abnutzung durch Nachstellen der beiden Schrauben leicht ausgeglichen werden kann. Dieser Zaum hat beim Zurückgehen den ganzen Zug auszuüben, während beim Vorwärtsgehen die Rad-

---

von dem aus der Umfangskraft des vorhergehenden Räderpaares entstehenden Axendruck stets getroffen wird. Dann entsteht nämlich in jedem Falle eine genügende Reibung, und zwar regulirt die Maschine den dazu nöthigen Umfangsdruck selbstthätig, und genau nach Bedürfniss. Auf diese Weise könnte man z. B. sogar die gewöhnliche Wagenwinde ganz mit Reibungsrädern ausführen (das Zahnstangengetriebe ansgenommen) und kann überhaupt bei Windwerken mancherlei Art die Zahnräder durch Reibungsräder ersetzen; auch bei manchen Umtriebsmaschinen würde dies angehen. Bei vorhergehendem Riemenbetrieb würde sich das Halbmesserverhältniss noch weit günstiger, etwa 3 bis $3\frac{1}{2}$ Mal kleiner als oben herausstellen, indem dort der Axendruck von selbst schon so viel grösser ausfällt; dies wäre z. B. bei Uebersetzungen ins Schnelle anzuwenden. Auch bei den sogenannten Keilrädern würde ein weit kleineres Halbmesserverhältniss ausreichen. Auf solche Weise zur Anwendung gebracht, können die bisher so wenig nutzbar gemachten Reibungsräder (von den Lokomotiv-Triebrädern abzusehen) oft treffliche Dienste leisten.

ränder auf einander drücken und die Verschiebung bewerkstelligen. Die Excentrizität der beiden Räder wäre, da der ganze Hub der losen Axe gleich $4r$ ist, gleich dem vierten Theil des Schieberhubes, also halb so gross als bei dem gewöhnlichen Excentric, zu machen, sie fallen also auch kleiner als dieses aus. Der Voreilwinkel, mit dem man sonst das Excentric auf der Kurbelwelle befestigt, würde auch hier beim Anbringen des festen Rades auf der Kurbelwelle anzuwenden sein, während hingegen das Zahnexcentric selbst ohne Voreilen einzurichten wäre. Auch kann man mit dem Zahnexcentric unmittelbar eine Schieberstange bewegen, deren Schubrichtung nicht durch die Kurbelwelle geht, wo man also beim gewöhnlichen Excentric Zwischenhebel anbringen müsste.

Es entsteht hier gewiss sogleich die Frage, ob man nicht das Zahnexcentric zur Konstruktion der Coulissen- oder Taschensteuerungen anwenden, und damit die für den Lokomotivenbau oft so wichtige Aufgabe lösen könne, eine gute Coulissensteuerung mit sehr kurzen Excentricstangen herzustellen. Diese Frage ist mit Ja zu beantworten. Es lassen sich mit dem Zahnexcentric mehrere Arten von Coulissensteuerungen bilden, und zwar lässt sich z. B. die Sache so einrichten, dass bei Anwendung nur *Eines* Zahnexcentrics sich eine Coulissensteuerung ohne jeden Fehler in der Schieberbewegung ergiebt, für welche also das bekannte Zeuner'sche Diagramm, und zwar ein solches für konstantes Voreilen, in aller Strenge richtig ist. Bei anderen Anordnungen entstehen trotz der kurzen Stangen keine grösseren Fehler als bisher bei Anwendung von langen Excentricstangen.

Anwendung für Zwecke der Spinnerei-Maschinen. In den Maschinen, welche die Spinnerei anwendet, kommt manchmal die Forderung vor, einer Welle eine hin- und hergehende und zugleich eine drehende Bewegung zu ertheilen; man bedient sich hiebei des sogenannten Kniees. Für dieselben Zwecke eignet sich das Zahnexcentric sehr gut. Es wäre etwa wie in Fig. 11 anzuordnen. Hier sind die Zapfen für die Zugstange so dick gemacht, dass sie excentrische Axen der Räder einschliessen. Da die Kräfte zum Verschieben nicht gross sind, so können in dem vorliegenden Falle die Radränder ganz wegbleiben, so dass also die Räder A und B gewöhnliche Stirnräder werden. Bei einer gleichförmigen Drehung der Welle von A erhält auch B eine gleichförmige Drehung (von dem durch die Schwingstütze hineingebrachten kleinen Fehler abzusehen), während ihr zugleich durch die excentrischen Räder die verlangte Hin- und Herbewegung ertheilt wird. Die Verstellbarkeit des Hubes von B durch Aenderung des Zahneingriffes könnte hier manchmal nützlich sein.

5. Andere Verwirklichungen der Grundidee des Zahnexcentrics. Mehrfaches Zahnexcentric. Man kann, wie schon oben bei dem Spinnereimechanismus angedeutet wurde, das Zahnexcentric auch so verwirklichen, dass man die Radränder weglässt und das bisher als Zugstange bezeichnete Stück so stark ausführt, dass es den ganzen Axendruck übertragen kann. Es würde dann genau die Stelle der Schubstange des Kurbelmechanismus vertreten. Allein mit dieser Aenderung würde nichts gewonnen, sondern nur verloren werden, indem nun die Zähne wieder den ganzen, nicht durch die Randreibung verminderten Umfangsdruck erführen, die Räder also wieder so gross gemacht werden müssten wie früher. Zugleich würde dann auch die Schubstange in der Regel doppelt angebracht werden müssen, um keine einseitigen Pressungen auftreten zu lassen. Hierdurch würde aber der Mechanismus seiner konstruktiven Einfachheit, die ihn so auszeichnet, beraubt.

Eine andere Verwirklichung des Zahnexcentrics, welche in die allgemeine Reihe seiner Abänderungen gehört, ist die, bei welcher das eine Rad ein Hohlrad (innen verzahntes Rad) ist. Hierbei ergeben sich ähnliche Wirkungen, wie bei den oben betrachteten Arten. Dem symmetrischen Zahnexcentric unter 4 entspricht in den Bewegungserscheinungen dasjenige, bei welchem das Hohlrad doppelt so gross ist als das andere. Es wiederholen sich hier, unter der Beschränkung, dass $r_1 = R_1$ gemacht werden muss, die eigenthümlichen, oben gefundenen Bewegungen, wie dies auch aus der Theorie der Cycloïden bekannt ist. Die Anwendbarkeit des Hohlexcentrics ist übrigens jedenfalls weit geringer als die des oben besprochenen; die theoretische Vollständigkeit erforderte aber hier seine Erwähnung.

Endlich ist noch anzuführen, dass man durch Vereinigung von drei oder mehr Rädern in einem Zahnexcentric noch weitere Mechanismen bilden, auch durch Verbindung zweier oder mehrerer vollständiger Zahnexcentrics noch zahlreiche Abänderungen des einen Mechanismus schaffen kann, wie man es z. B. auch bei den Römer'schen Rädern gethan hat. (Durch P. C. Bl.)

Lager- und Zapfen-Construktion für Eisenbahnwagen-Achsen.

Von Oberingenieur Fischer von Rösslerstamm.

Taf. 5. Fig. 12.

Von den Lagergehäusen mit Anwendung des Oels als Schmiermittel für die Zapfen der Eisenbahnwagenachsen sind die Hodge'schen, auch Paget's Patentlager genannt, die vortheilhaftesten, wenn sie mit erforderlicher Aufmerksamkeit behandelt werden; aber sie lassen noch wesentliche Verbesserungen zu wünschen übrig aus folgenden Gründen:

1. Die Schmierpolsterung aus Wollabfällen schmiert nicht direkt, daher nicht zuverlässig, die Hohlkehlen der Lagerzapfen an deren Wurzeln, weshalb nicht selten ein Warmgehen und Verderben der Lager und Zapfen stattfindet, wenn gleich die Lager bis zum Ueberlaufen mit Oel gefüllt sind.

2. Wenn die Zapfen durch reichliches Schmieren vor trocknem Gange gesichert werden sollen, so entsteht bedeutender Oelverlust, indem das reine Oel an den Achsen sich fortzieht und an den Radnaben herab auf die Bahn

läuft, — hingegen das schmutzige Oel in dem Schmierpolster liegen bleibt. Dadurch wird das letztere bald verunreinigt und in dem untern für das schmutzige Oel bestimmten Behälter sammelt sich reines Oel, was sowohl einen namhaften Materialverlust als allzu häufige Reinigungs- und Schmier-Arbeiten erheischt.

Diese Unvollkommenheiten und daraus hervorgehenden Uebelstände kommen bei den neuen in Fig. 12 dargestellten Lagern nicht vor oder es sind bei den in Rede stehenden Lagern in Verbindung mit Bündelzapfen die Nachtheile geringer, ohne dass bei beiden Arten von Lagern eine besondere Aufmerksamkeit nöthig wäre; wohl aber sind bei den neuen Zapfenlagern alle Vorzüge der bisher gebräuchlichen Oellager in Beziehung auf Dauerhaftigkeit und Oekonomie überhaupt enthalten, was aus nachstehender Beschreibung hervorgehen wird.

In den untern Raum des Lagerkastens wird ein saugender Stoff, als Schwamm etc., so eingestopft, dass derselbe sich an den rippenartigen Steg und gleichzeitig in die Hohlkehle an der Zapfenwurzel genau anlegt, daher letztere auch fortwährend netzt und dadurch das Warmlaufen verhindert. Der Verlust an Oel durch freies Abfliessen gegen das Rad ist vermieden, weil die Achse hinter dem Zapfen hohl ausgedreht ist und daher die Flüssigkeit immer wieder in den Lagerkasten zurückfliessen muss. Man braucht ferner nicht so häufig zu schmieren und zu reinigen, wie bei den Paget'schen Lagern, weil das verunreinigte Oel immer nur zu unterst sich sammelt und durch zeitweiliges Nachgiessen von reinem Oel der Schwamm aufgefrischt, d. h. von oben gereinigt wird. Der Schwamm liegt sehr zweckmässig auf einem kleinen Roste und ist dadurch im Stande, die obere reine Schichte des trüben Oeles fortwährend an sich zu saugen, so dass beim Reinigen nur das letztere durch das Loch hinter dem Zapfen abgelassen werden kann.

Schliesslich ist noch darauf aufmerksam zu machen, dass die Umrissform der Aushöhlung bei *d* diejenige einer Parabel, als die Begrenzungscurve der Körper von gleicher Festigkeit ist, wodurch die Festigkeit der Achsen gegen das Abstossen der Lagerzapfen vergrössert wird.

(Z. d. ö. J. V.)

Reduktion schief gemessener Längen auf den Horizont mittelst des Diopterlineals.

Von Professor Stephan v. Krusper in Ofen.

Taf. 5. Fig. 13—18.

Die Reduktion schief gemessener Längen auf den Horizont ist ein Geschäft, welches der Geometer — besonders bei Aufnahmen von Waldungen in gebirgigen Gegenden — sehr häufig vorzunehmen hat. Es gibt hiezu zwar mehrere Hülfsmittel, von denen die meisten aber entweder zu ungenaue Resultate geben, oder dann zum gewöhnlichen Gebrauche zu umständlich sind. Die meisten Reduktionswerkzeuge nämlich sind auf die Voraussetzung gegründet, dass die Längenmessung etwas Selbstständiges, ein Zweck für sich sei, folglich von andern geometrischen Operationen unabhängige Hülfsmittel erheische. Diese Idee liegt der Staffelmessung, den von Tobias Mayer beschriebenen und seither in alle Lehrbücher übergegangenen Reduktionsapparaten, der Bergwaage etc. zu Grunde. Sie mögen in einzelnen Fällen gute Dienste leisten, leiden aber an den angeführten Unbequemlichkeiten, um zur allgemeinen Geltung gelangen zu können.

Viel förderlicher ist es zur Lösung der fraglichen Aufgabe, wenn man die Längenmessung als einen Bestandtheil derjenigen Operation ansieht, durch welche die Form und Grösse eines Polygons festgestellt wird, welche nothwendig von Winkelmessungen begleitet sein muss; da in Gebirgsgegenden von jenen Aufnahmsmethoden, welche nur aus Längenmessungen bestehen, wegen den Terrainschwierigkeiten kein Gebrauch gemacht werden kann. Denn bei dieser Auffassung fällt die Nothwendigkeit selbstständiger Reduktionsapparate weg, indem die Reduktion auf den Horizont auf einfache Weise mit dem Visierwerkzeug — welches ohnehin unentbehrlich ist — bei der Winkelmessung verrichtet werden kann.

In dieser Beziehung dient der Gradbogen am Perspektivlineale, mittelst dessen der Neigungswinkel der schiefen Linie bestimmt und aus einer Tabelle entweder der Reduktionsfaktor (Cosinus) ohne die Reduktion selbst entnommen werden kann. Würde der Gradbogen anstatt der Grade die Cosinusse geben, so könnte man die Tabelle entbehren, indem die reduzirte Länge gleich der schiefen multiplizirt mit dem Cosinus der Neigungswinkel, folglich die ganze Rechnung auf die Multiplikation der schiefen Länge mit der Angabe des Gradbogens beschränkt sein würde. Bei dieser Anordnung ginge jedoch ein wesentlicher Vortheil bei der Construktion des Apparates, nämlich die Gleichförmigkeit der Theilung, verloren, wodurch die Anwendung eines Nonius unmöglich und der Apparat unnöthigerweise vertheuert werden würde.

Der gleiche Zweck lässt sich auch mit dem Diopterlineale durch die Lehmann'sche Construktion erreichen, obwohl die Theilung desselben (Tangenten) für die vorliegende Aufgabe minder geeignet, und die Grenzen, innerhalb welcher die Höhenwinkel in normaler Stellung der Dioptern gemessen werden können, für die Praxis zu enge, eine Versetzung des Objektivdiopters hingegen während der Arbeit — in der Absicht das Gesichtsfeld desselben zu erweitern — sowohl für die Rektifikation der Visirlinie als auch für die Schärfe der Visur kaum zuträglich sein dürfte.

Viel zweckmässiger kann das Diopterlineal zur Reduktion auf den Horizont auf folgende Weise eingerichtet werden:

Am Ende des Diopters *A* (Fig. 13) wird ein Plättchen *B* (Fig. 15 in der Seitenansicht) befestigt, welches mit einem kreisrunden Scheibchen *C* versehen ist, dessen Mittelpunkt gleich weit von der obern Fläche des Diopters absteht, wie die Drehungsachse *D* des letztern. In der Richtung der Ebene des Scheibchens *C* wird auf das Lineal *G* ein viereckiges Stäbchen *E* aufgeschraubt, welches an der Seite mit einer Theilung versehen ist. Ueber diesem Masstabe lässt sich ein rechtwinkliges Dreieck *H* vorschieben, an dessen Seitenfläche zur Verhinderung des

Herabgleitens zwei Ansätze $F F$ und ein Nonius angebracht sind, mittelst dessen noch Zehntel der Theilung abgelesen werden können. Die Grundeinheit der Theilung ist die Länge $C D$, d. h. der Abstand des Mittelpunktes des Scheibchens von der Drehungsachse des Diopters; sie wird in 100 Theile eingetheilt, aber nur höchstens die Hälfte derselben auf das Stäbchen aufgetragen; die andere Hälfte, als in der Praxis niemals nothwendig, wird weggelassen. Die Theilstriche werden von zehn zu zehn mit den Zahlen 500, 600, 700, 800, 900, 1000 bezeichnet. Der Nonius kann sowohl vor- als nachtragend sein. Die Befestigung des Masstabes am Lineale muss der Art geschehen, dass wenn die obere Fläche des Lineals parallel ist, und das Dreieck mit seiner vertikalen Kante an die Peripherie des Scheibchens angeschoben wird, der Index des Nonius auf dem Striche 1000 stehen muss.

Gebrauch des Apparates. Wenn das Polygon mit dem Messtische aufgenommen wird, stellt man das Diopterlineal auf dem letztern in die Richtung der gemessenen schiefen Linie, neigt das Diopter A so weit, bis die verlängerte obere Fläche desselben die am Ende der Linie aufgestellte Stange ungefähr in der Höhe der Drehungsachse D vom Boden trifft, was man durch Visiren längs der Fläche des Diopters mit hinreichender Genauigkeit bewirken kann. Dadurch wird die Fläche des Diopters mit der schiefen Linie parallel. Dann schiebt man das Dreieck an die Scheibe C, liest die Stellung des Nonius ab, multiplizirt die gefundene Zahl mit der schiefen Länge und dividirt das Produkt durch 1000 und das Resultat ist die gesuchte Länge.

Theorie des Apparates. Da durch das Visiren die obere Fläche des Diopters A (Fig. 16) mit dem Erdboden parallel gemacht wird und die Linealfläche horizontal ist, so ist der Neigungswinkel der schiefen Ebene gegen den Horizont gleich demjenigen des Diopters A gegen die Linealfläche. Bezeichnet man diesen Winkel mit α, so ist

$$\cos \alpha = \frac{E D}{C D} = \frac{m}{1000},$$

wo m die Angabe des Nonius bedeutet, unter der Voraussetzung, dass der Index des letztern in der vertikalen Kante des Dreiecks, ferner der Nullpunkt der Theilung mit D in einer Vertikalen liege und das Dreieck H mit seiner vordern Kante bis an den Nullpunkt des Scheibchens C vorgeschoben werde. Aber der Index liegt nicht in der vertikalen Kante des Dreiecks, sondern weiter rechts gegen die Mitte der horizontalen Kante desselben; auch wird das Dreieck der sichern Einstellung wegen nur bis an die Peripherie des Scheibchens vorgeschoben; somit würde der Nonius bei allen Neigungswinkeln des Diopters um so viel Theile zu wenig zeigen, als solche auf den Halbmesser des Scheibchens und auf den Abstand des Index von der vertikalen Dreieckskante gehen. Es mussten demnach sämmtliche Angaben des Nonius um diese Constante vermehrt werden, um die oben mit m bezeichnete Grösse richtig zu erhalten. Man erspart diese Arbeit, wenn man den Masstab genau um diese Constante rechts verlegt und in dieser Lage am Lineal befestigt. Man erkennt diese Stellung leicht, indem — wenn die obere Fläche des Diopters A mit der Linealfläche parallel gestellt und die vertikale Kante des Dreiecks an die Peripherie des Scheibchens angeschoben wird, — der Index des Nonius auf 1000 stehen muss. Man liest demnach m am Apparate unmittelbar ab, und wenn die gemessene Länge mit l die reduzirte mit l' bezeichnet wird, erhält man

$$l' = l \cos \alpha = \frac{l m}{1000}.$$

Was die Genauigkeit anbelangt, mit welcher die Bestandtheile des Apparates construirt werden müssen, so ist hierin eine übergrosse Skrupulosität gar nicht nothwendig, so dass die Verfertigung desselben jedem Mechaniker, der überhaupt eine geradlinige Theilung ordentlich herzustellen im Stande ist, gelingen muss. Denn nimmt man an, der Nenner in der vorigen Formel wäre der Allgemeinheit wegen $= n$, somit

$$l' = \frac{l m}{n}$$

und setzt man n ein wenig fehlerhatt voraus, so wird die Differentiation und Division mit der gegebenen Gleichung selbst

$$\frac{d l'}{l'} = -\frac{d n}{n}.$$

Limitirt man den Grad der Genauigkeit in der Bestimmung der reduzirten Länge, d. h. $\frac{d l'}{l'}$ auf $\frac{1}{1000}$ so folgt auch

$$\frac{d n}{n} = -\frac{1}{1000},$$

d. h. die Länge der Linie $C D$ darf nicht über ihrem tausendsten Theile zweifelhaft sein. Nun ist $C D$ grösser als 7 Duodezzolle, demnach darf man in der Abnahme der Länge $C D$ einen Fehler von $0{,}007''$ nicht mehr begehen, einen Fehler, der selbst bei Anwendung der einfachsten Messwerkzeuge leicht vermieden werden.

Auch eine genauere Einstellung der Diopterfläche in die mit der schiefen Ebene parallele Lage, als welche das Visiren längs der Diopterfläche gestattet, ist nicht nothwendig, indem der Winkel α, selbst bei 45°, noch um volle 5 Minuten unrichtig sein müsste, wenn der Cosinus um eine Einheit der dritten Dezimalstelle — welche unsere Theilung liefert — unrichtig sein sollte. Da nun bei sorgfältiger Einstellung kaum die Hälfte jenes Fehlers entstehen wird, so ist auch eine besondere Visirvorrichtung zur Einstellung der Diopterfläche in die mit der schiefen Ebene parallele Lage bei diesem Instrumente gar nicht nothwendig.

In dem Bisherigen ist stillschweigend angenommen worden, dass der Boden eine schiefe Ebene bilde; diese Voraussetzung lässt jedoch nicht unbedeutende Abweichungen zu ohne Beeinträchtigung des oben angegebenen Genauigkeitsgrades. Bei muldenförmigem Boden z. B. wird es in den meisten Fällen erlaubt sein, dessen Krümmung als kreisförmig anzusehen. Misst man nun (Fig. 17) die Bogenlänge L, bezeichnet die Curvenhöhe mit p und die Chorde mit l, so ist mit hinreichender Annäherung

$$l = L - \frac{8}{3}\frac{p^2}{L}.$$

Soll der Unterschied zwischen Bogen und Chorde den tausendsten Theil des Bogens nicht überschreiten, so wird

$$\frac{8}{3}\frac{p^2}{L^2}=\frac{1}{1000},$$

woraus folgt

$$\frac{p}{L}=0{,}019, \text{ also nahe } = \frac{1}{50}.$$

So lange demnach die Curvenhöhe $^1/_{50}$ der Bogenlänge nicht erreicht, kann der Bogen für die Sehne genommen werden.

Wenn der Bogen sich mehr der Gestalt zweier sich schneidender Ebenen nähert, so kann man die Längen der Linien L und L' (Fig. 18) in jeder Ebene besonders messen und erhält durch die Formel

$$l=L+L'-\frac{p^2}{2}\frac{L+L'}{LL'}$$

ein noch genaueres Resultat. Es ist einleuchtend, dass in keinem der beiden Fälle eine sehr genaue Messung der Höhe p erforderlich ist.

Kaum ist es nöthig zu bemerken, dass die für das Diopterlineal angegebene Construktion auch bei Perspektiv-Linealen angewendet werden kann.

(Z. d. öster. Ing. Ver.)

Vergus' Sprengbohrer.

Taf. 5. Fig. 19 und 20.

Die Löcher zum Sprengen des Gesteines mittelst Pulver werden bekanntlich mittelst Eisenstangen, die unten mit einer gestählten Kante versehen sind, auf eine Tiefe von 1 bis 2 Meter rund ausgebohrt. Die Pulverladung mit Zündfaden wird hineingebracht und der übrige Raum ausgestopft. Allein diese cylindrische Form des Sprengloches ist der beabsichtigten Wirkung der Explosion nicht so günstig; diese würde offenbar weit beträchtlicher ausfallen, wenn man im Stande wäre, das Sprengloch unten zu erweitern und somit eine Kammer zur Aufnahme der Sprengladung zu bilden. Dieses hat aber seine Schwierigkeiten und die Versuche, mittelst hineingegossenen Säuren das Bohrloch unterhalb zu erweitern, hatten in wenigen Fällen den gewünschten Erfolg; ebensowenig die Bohrwerkzeuge, die man bis dahin zum gleichen Zwecke in Anwendung gebracht hat. Die in den Fig. 19 und 20 dargestellte Vorrichtung soll dagegen sehr günstige Resultate geben und mittelst derselben eine Erweiterung des Sprengloches am Boden desselben ohne Schwierigkeit zu bewerkstelligen sein.

Das betreffende Werkzeug besteht aus einer eisernen Stange a von 2 bis 3 Meter Länge, die unten in eine starke breite Gabel b ausläuft. An jedem Ende der letztern ist ein stählerner Stift c angebracht, der nach innen ein wenig vorsteht. Zwei starke in dem Gelenke d mit einander verbundene stählerne Schneiden e und e', die sich neben einander, wie eine Scheere, zusammenlegen (Fig. 19), oder ausbreiten lassen (Fig. 20), werden an jener Gabel durch die Stifte c und c' gehalten, indem diese in die an der äussern Seite jeder Schneide vorhandene Kerbe f und f' eingreifen. Auf diese Weise sind die Schneiden genöthigt, bei der vorwärts gehenden Bewegung der Stange a seitwärts auszuschlagen, bei der rückwärts gehenden aber sich zusammenzulegen. Das Verfahren bei der Arbeit ist folgendes:

Es wird vorerst auf die gewöhnliche Weise ein cylindrisches Loch g in das Gestein G gebohrt, dessen Oeffnung so gross ist, dass der beschriebene Apparat in seiner in Fig. 19 angegebenen Stellung leicht in dasselbe eingeführt werden kann. Wenn das Gelenke d den Boden des Loches erreicht hat, so gibt man einige Hammerschläge auf die Stange a, wodurch die Schneiden e und e' anfangen, das Gestein seitwärts zu zermalmen. Dann dreht man die Stange ein wenig, gibt wieder einige Schläge und fährt nun so fort, bis der ausgehöhlte Raum h die gehörige Dimension (Fig. 20) erreicht hat. Es versteht sich von selbst, dass das Werkzeug von Zeit zu Zeit herausgenommen werden muss, um den Sand mittelst eines Löffels herauschaffen zu können. Dass auf diese Weise die Wirkung des in die Kammer gebrachten Sprengpulvers eine weit beträchtlichere sein muss, als es bei dem gewöhnlichen Verfahren der Fall ist, dürfte auf den ersten Blick einleuchten.

(Gén. ind.)

Taillefer's Bremse für Schraubenmuttern.

Taf. 5. Fig. 21—24.

Das leichte Losgehen der Schraubenmuttern bei Maschinen, die Erschütterungen auszuhalten haben, ist bekannt und ebenso die Mittel, welche zur Verhinderung desselben gebräuchlich sind. Dass aber weder die sogenannten Gegenmuttern, noch die Stiften, noch die Stellriegel, welche die Hälfte der Schraubenmuttern umfassen, dem Zwecke völlig genügen, weiss man ebenfalls. Dagegen dürfte die zu beschreibende Einrichtung in vielen Fällen vollständig befriedigen, indem durch dieselbe die Unverrückbarkeit der Schraubenmutter gesichert, zugleich aber auch die Möglichkeit gegeben ist, die Mutter um einen sehr kleinen Winkel drehen und wieder feststellen zu können.

Die Fig. 21 und 23 zeigen im Aufriss die Deckelschraube eines Zapfenlagers mit zwei verschiedenen Anordnungen der Stellvorrichtung. Fig. 22 ist der Grundriss des Lagerdeckels b, Fig. 24 eine Ansicht der Schraubenmutter a' von unten. Bei Fig. 21 und 22 ist in die Schraubenmutter a ein rundes, unten etwas verengtes Loch gebohrt und in dasselbe ein mit dem Ansatze g versehener Zapfen d gesteckt, welcher an dem unten vorragenden Theile schräg abgeschnitten ist und zwar nach der Seite hin, nach welcher die Schraubenmutter zugedreht wird. Diesen Zapfen d drückt die Feder e, die sich oben an die eingeschraubte kleine Hülse f stemmt, abwärts und zwar je in eine der Oeffnungen c, welche um das Loch im Lagerdeckel herum in beliebiger Anzahl eingebohrt sind. Will man die Schraubenmutter zudrehen, so kann dieses ganz ungehindert geschehen, indem der Zapfen d vermöge seines schief abgeschnittenen Endes von einem Loch c in das andere hinübergleitet. Die Aufdrehung der Schraubenmutter aber wird durch den nämlichen Zapfen verhindert, indem sich derselbe an die innere Wand der Löcher c an-

stemmt. Soll die Schraubenmutter losgemacht werden, so hat man nur der Hülse *f* mit Hülfe eines gewöhnlichen Schraubenziehers eine halbe Drehung zu geben, in Folge deren sich auch der Zapfen *d* wendet und seine schräge Fläche nach der andern Seite kehrt. Zu diesem Zwecke ist der Zapfen *d* am obern Ende prismatisch gemacht, auf welche Form die Höhlung der Hülse *f* genau passt.

In Fig. 23 und 24 ist eine andere Anordnung getroffen, indem hier der Zapfen *d'* im Lagerdeckel *b'* angebracht ist und sein vorstehendes Ende in die auf der untern Fläche der Schraubenmutter *a'* (Fig. 24) eingebohrten Löcher eingreift. Der Zapfen *d'* hat an seinem untern Ende ebenfalls eine schiefe Fläche und liegt mit derselben auf einer ähnlichen des horizontalen Zapfen d^2, der (wie bei der frühern Anordnung) durch eine Feder *e'* nach rechts gedrückt wird und so den Zapfen *d'* aufwärts schiebt. Um die Schraubenmutter *a'* losdrehen zu können, ist man hier genöthigt, die Hülse *f'* herauszunehmen und den Zapfen d^2 zurückzuziehen, worauf dann derjenige *d'* herabfällt.

(Gén. ind.)

Hauff's Stellzirkel.

Taf. 5. Fig. 25 und 26.

Dieser Zirkel ist, wie die Figur zeigt, mit einer neuen Vorrichtung zum Oeffnen und Schliessen und zur Verhinderung des zufälligen Verrückens versehen, welche gänzlich von den bisher zu ähnlichen Zwecken gebräuchlichen Einrichtungen abweicht. Bekanntlich bestehen die letztern entweder in einem Bogen, der am einen Zirkelfusse befestigt ist, durch einen Schlitz im andern Fusse geht und durch eine Schraube festgestellt werden kann, oder aber in der Verbindung der Zirkelfüsse durch eine flache Feder, welche sie auseinder treibt, wobei eine Schraube und Mutter dazu dienen, die Spitzen in einer bestimmten Stellung zu erhalten. Diese Schrauben sowohl als jene Bögen sind häufig im Wege und immer unbequem. Bei dem neuen Zirkel ist dieses vermieden. In Fig 25 ist die vordere Platte des Zirkelkopfs abgenommen gedacht. Die Zirkelfüsse *aa'* sind beim Kopfe auf der einen Seite mit Zähnen versehen, welche in die Schraube *b* eingreifen. Die Platte *c* des Zirkelkopfs (Fig. 26) hat nicht die gewöhnliche runde, sondern eine längliche Form und bietet Raum genug, um die Füsse in der zum Eingriff in die Schraube passenden Stellung darauf anzubringen. Ein runder Aufsatz *d* verbindet die beiden Platten *c* und hält sie in der nöthigen Entfernung von einander, um eine freie Bewegung der Füsse zwischen denselben möglich zu machen. Durch diesen Aufsatz *d* geht die Schraube *b* so hindurch, dass sie sich zwar frei drehen kann, an der Verschiebung aber durch zwei Muttern *e* und *f* verhindert wird. Die obere Mutter *e* kann jedoch ganz weggelassen werden, wenn man die Schraube mit einem geeigneten Ansatz oberhalb des Aufsatzes *d* versieht. Dagegen dürfte dann unten eine Verbindung der beiden Platten *c* angebracht sein, welche einen runden Zapfen am untern Ende der Schraube aufnähme und dann erst eine Schraubenmutter, um die Schraube *b* an ihrer Stelle zu erhalten.

Es ist klar, dass ein Drehen der Schraube ein Auf- oder Zugehen des Zirkels zur Folge hat, und dass diese letztern in jeder Stellung feststehen, wenn die Schraube gut in die beiden gezahnten Bogen passt. Um dieses zu erreichen, lässt man die Zapfen *gg'*, um welche sich die Zirkelfüsse drehen, in kleinen flachen Schlitzen in den Platten *c* ein und drückt sie mittelst angebrachter Feder gegen die Schraube *b*; oder man kann auch auf jeder Seite jener Zapfen kleine Schraubenmuttern anbringen, und auf diese Weise einen guten Eingriff von Schrauben und Zähnen wieder herstellen, wenn er durch längern Gebrauch des Instrumentes gelitten haben sollte.