



**Lexikon der gesamten Technik und ihrer
Hilfswissenschaften**

Lueger, Otto

Stuttgart [u.a.], [1906]

D

[urn:nbn:de:hbz:466:1-83332](https://nbn-resolving.de/urn:nbn:de:hbz:466:1-83332)

D

Dolomit, Dolomitpat, Rautenpat, ein Mineral, kohlenfaure Kalkmagnesia $CaMgCO_3$ ($54,23\%$ $CaCO_3$ + $45,77\%$ $MgCO_3$ oder $47,83\%$ CO_2 , $30,43\%$ CaO , $21,74\%$ MgO) als Normaldolomit; Abarten sind Mesitin, kohlenfaures Magnesiaefenoxydul $MgFeC_2O_6$, ferner Ankerit, kohlenfaures Kalkeisenoxydulmagnesiamanganoxydul $CaCO_3 + (FeMgMn)CO_3$, oder endlich, wenn hier Eifenoxydul gegen Magnesia zurücktritt, noch Braunspat $CaCO_3 + (MgFeMn)CO_3$.

Alle diez untereinander eng verwandten Verbindungen kristallisieren hexagonal, und zwar vorwiegend in Rhomboedern. Meist hell gefärbt, weiß, matt und trüb durchscheinend, seltener wasserklar und durchsichtig, rot, grün, gelb; gut spaltbar nach den Rhomboederflächen; glas- bis perlmuttenglänzend; spröde. Härte 3,5—4,5, spez. Gew. 2,85—3,1, letzteres bei den eisenreichen. Gilt als unschmelzbar, verliert aber beim Brennen die Kohlensäure wie Kalkpat. In Salzsäure kalt wenig löslich, in kalter Essigsäure gar nicht, gepulvert und erwärmt mit Salzsäure gänzlich löslich unter Aufbrausen; in kohlenfaurehaltigem Waffer ist Dolomit schwerer löslich als Kalkpat. 10000 Teile mit Kohlensäure gesättigten Waffers lösen nach Cossa 3,1 Teile Normaldolomit, aber 11,6 Kalkpat. Meist im Gips und im Chloritfchiefer vorkommend. Als Mineral technisch ziemlich ohne Bedeutung, von größerer als Gestein [1].

Als folches stellt der Dolomit ein kristallinkörniges Aggregat von mineralischem Dolomit dar, und zwar mehr der eisen- und mangenfreien Abarten. Doch ist möglich, daß eine Reihe von Dolomiten aus einem Gemenge von Kalkpat- und Dolomitkörnern bestehen. Seltens sind unter den Dolomitgesteinen solche von der Zusammensetzung des Normaldolomites; meist überwiegt das Kalkkarbonat das Magnesiakarbonat bedeutend, und es werden somit Übergänge zum reinen Kalkstein erzeugt; solche Gesteine werden als dolomitische Kalksteine bezeichnet. Die gelb, braun und schwarz verwitternden Dolomite enthalten meist Eisen oder Mangan beigemengt. Als Verunreinigungen führt der Dolomit oft noch Quarzfand, Ton, Eifenoxyd und -hydroxyd, Kohlenteilchen u. i. w. Die Dolomite sind in der Regel deutlich kristallinkörnig, seltener dicht. Man unterscheidet nach dem Gefüge der Körner und ihrer Größe: körnigen Dolomit, teils fest und sandsteinartig, teils locker, zuckerkörnig oder auch zerfallend und sandartig. Die Farbe ist meist hell, weiß, hell- bis dunkelgrau, auch braun. Der Bruch ist glänzend und oft perlmuttartig schimmernd. Feinkörnige Dolomite zerfallen mitunter zu einem sand- oder staubförmigen Pulver von weißer oder grauer Farbe und mattschimmerndem Glanz infolge des Reflexes der kleinen Rhomboederflächen der einzelnen Körner; solche sandige oder aschenartige, sich rauh anführende Dolomite werden als Dolomitaschen oder Dolomitfande bezeichnet. Sie treten vielfach in der Zechsteinformation Deutschlands auf und werden in Hessen und anderwärts zum Düngen verwendet. Als Zellendolomite, Rauchwacke und Rauhkalk bezeichnet man großblückige, poröse, unregelmäßig eckigzellige Dolomite, die an den Wandungen der Hohlräume mit kleinen Dolomitkriställchen überzogen sind und sehr rauhe Bruchflächen haben. Die Zellen waren vielfach ursprünglich mit Kalkpat ausgefüllt, der ausgelaugt wurde. Mitunter führen sie noch sandigen oder mehligen Dolomit. Dichte Dolomite sind von dichten Kalken schwer zu unterscheiden. Oberflächliche Unterscheidung gibt ein Aetzversuch mit verdünnter, etwa 20prozentiger Salzsäure: Dolomit braust wenig und nur mit kleinen Bläschen, Kalk stark und mit großen Blasen auf. Genaue Bestimmung gibt nur die quantitative Analyse. Gurhonian wird ein sehr dichter Dolomit aus Oberösterreich benannt. Dolomit tritt vorzugsweise geschichtet in den sedimentären Formationen, vorwiegend in der Devon-, der Zechstein-, Muschelkalk-, Keuper- und Juraformation auf; doch fehlt er den kristallinen Schiefern und der Kreideformation keineswegs. In den Alpen bildet Dolomit ganze Gebirge von wildem, zerklüftetem und ungefächtem Aussehen. Die starke Zerklüftung des Dolomites bedingt eine starke Aufnahme von Sickerwaffer und damit die Bildung von Quellen an Stauwänden des Gebirges. Da im Gegensatz zum Kalk der Dolomit nur zum geringsten Teil ein Ausscheidungsprodukt von Meeresorganismen sein kann, so bleibt die Gegenwart so großer und gebirgsbildender Massen von Magnesiakarbonat im Dolomit ein Rätsel, und man hat oft ver sucht, die Dolomite als chemisch umgewandelte Kalksteine zu betrachten. Wahrcheinlich ist die

Lueger, Lexikon der gesamten Technik. 2. Aufl. III.

große Masse der Dolomite ein ursprünglicher Absatz von Magnesiakalkkarbonat und in vielen Fällen eine Anreicherung von Magnesiakarbonat durch eine nachträgliche Wegführung und Auslaugung des Kalkcarbonates erzielt worden. Ein Teil der Dolomite mag auch wohl durch Zuführung von Magnesiakarbonat in Kalksteine entstanden sein; man bezeichnet diesen Vorgang als Dolomitifizierung.

Die technische Verwendung des Dolomites gleicht derjenigen des Kalkes. Politurfähige Arten wurden als Marmore zu Statuen schon im Altertum gebraucht. Der größere Widerstand gegen Verwitterung (vgl. Löslichkeit durch kohlensäurehaltiges Wasser) gibt dem Dolomit in manchen Fällen einen gewissen Vorteil bei Hoch- und Wasserbauten, Denkmälern, Brunnen, Kapitälen u. f. w. vor dem Kalkstein, ebenso auch seine größere Härte. Alpine Vorkommen und solche des Fränkischen Jura (Umgebung von Neuburg a. D.) wurden und werden daher viel im mittleren und südlichen Europa benutzt (Festungsbauten von Ingolstadt). Die Druckfestigkeit [2] wurde bestimmt beim Dolomit von Viezenhofen bei Beilngries (Bayern) zu 1000 kg, von Holzen bei Holzminden (Braunschweig) zu 871 kg, von Wiershausen bei Seesen (Hannover) zu 1050 kg pro 1 qcm. Der Holzener Dolomit nimmt 5,27 % seines Gewichtes an Wasser auf [2]. In Ermanglung härterer Materialien wird der Dolomit auch zu Treppenstufen, Pflastersteinen und Kleinschlag verarbeitet. Natürlich nutzt er sich bei diesen Verwendungsarten rascher ab als ein Eruptivgestein, immerhin aber weniger als Kalk. Seine Bedeutung für die Mörtelbereitung ist geringer als die des Kalkes. Wohl werden manche Arten zu Weißkalk und tonreicher oder Dolomitmergel unter Umständen als Waffermörtel benutzt; auch als Zufügung zum gelöschten Kalk an Stelle von Sand findet der Dolomitfand Verwendung. Gebrannter und abgelöchter Dolomit erhärtet an der Luft rascher und wird fester als Kalk; dabei vergrößert er sein Volumen wie der Gips. Von den Atmosphäriten wird Dolomitmörtel schwerer angegriffen als Kalkmörtel [3]. Schwere, zähe Böden werden mit Dolomitasche verbessert, um ihre Durchlässigkeit zu erhöhen. Düngung mit gebranntem Dolomit weist auf leichtem, sandigem Boden größeren, auf schwerem, zähem Tonboden dagegen geringeren Erfolg auf, ebenfalls ein Ergebnis feiner geringerer Löslichkeit durch die Atmosphäriten [4]. Der Dolomit wird auch zur Kohlensäurebereitung verwendet. Ueber Dolomit als Herdfutter vgl. [5].

Literatur: [1] Zirkel, Lehrbuch der Petrographie 2. Aufl., Bd. 3, S. 490—510. — [2] Koch, H., Die natürlichen Bausteine Deutschlands, Berlin 1892, S. 42. — [3] Stein, Sitzungsbericht der Niederrhein. Gesellsch. für Natur- und Heilkunde, Bonn 1895, S. 31. — [4] Ullmann, M., Kalk und Mergel, Berlin 1893, S. 87. — [5] Zyromski, Berg- und Hüttenm. Ztg. 1897, S. 363. *Leppia*.

Dolomitasche, -mergel, -fand, -spat, Dolomitifizierung, f. Dolomit.

Dom (lat. *domus* = Haus), ursprünglich jedes Gotteshaus; später verstand man darunter bloß die bischöfliche Hauptkirche (Kathedrale). In der Renaissancezeit wurde der Name von dem bei solchen Kirchen üblichen Kuppelgewölbe (*dôme*) auf den ganzen Bau übertragen. In Deutschland pflegt man jede bischöfliche Hauptkirche einen Dom zu nennen, die von einem Weltpriesterkollegium verwaltet wird, Münster dagegen jene Kirche, die einem Kloster angehört.

Domänkschiefer, in der Geologie ein sehr mächtiges, dem Oberdevon angehöriges Schichtenstystem an der Uchta, im nördlichsten Ural, das aus dünn-geschichteten dunkelbraunen bis samtschwarzen Brandschiefern besteht, die einen durch Entweichen von Bitumen entstehenden Glühverlust von 48 % zeigen und demnach technische Bedeutung besitzen.

Literatur: Keyserling, Wissenschaftliche Beobachtungen auf einer Reise durch das Petschora-land, 1846. *Leppia*.

Domestics, Baumwollzeuge, f. Weberei.

Domit, f. Trachyt.

Domvulkane. Ein vulkanischer Ausbruch entsteht, wenn das subterrane Magma, ein mehr oder minder stark durchwässerter Glutbrei von Silikaten, sich durch eine bereits bestehende oder erst neugebildete Öffnung den Durchbruch an die Oberfläche erzwingt. Je nachdem aber dieser Prozeß von Explosionen des beigemengten überheizten Wasserdampfes in stärkerem Maße begleitet ist oder nicht, entstehen zwei sehr verschiedene Arten von Vulkanen. Aus den fein-verteilten und jäh in die Luft geschleuderten Emissionsprodukten baut sich ein Stratovulkan oder Streukegel auf, während die ruhig und majestätisch austretende Lava in Gestalt von Decken, Mänteln, Stöcken und isolierten runden Hügeln erhärtet. Diese letzteren pflegt man Domvulkane und Quellkuppen oder auch, infofern ihrer Masse eine durchaus einheitliche ist, homogene Vulkane zu nennen.

Diese grundfältliche Unterscheidung zweier morphologisch verschiedenen Bildungen liegt bereits andeutungsweise in den Erhebungskratern der Schule L. v. Buchs und A. v. Humboldts vor; ihre scharfe Durchführung verdankt man K. v. Seebach [1]. In geschichtlicher Zeit ist die Entstehung von Domvulkanen noch nicht sicher beobachtet worden; vielmehr scheinen die jüngsten Gebilde dieser Art der späteren Tertiärzeit (dem Miocän) anzugehören [2]. Nicht alle Laven haben nämlich die gleiche Tendenz zur Erfüllung in Quellkuppen; die zähflüssigen (trachytischen und phonolithischen) Massen z. B. weit mehr als die dünnflüssigen (basaltischen).

Hierher sind ferner zu rechnen die sogenannten Batholithen (*βάθος*, Tiefe) und die Lakkolithen (*λάκκος*, Höhle). Das aufsteigende Magma hat in manchen Fällen die Oberfläche nicht erreicht und ist allmählich gangartig erkaltet; wenn dann das umgebende, weniger widerstandsfähige Sedimentgestein durch Erosion und Denudation weggeschafft wurde, so reicht der batholithische Lavastrunk als isolierter Ueberrest in die Höhe. Zumal der Granit tritt vielfach batholithisch auf. Fand jedoch die feurigflüssige Masse bei ihrer Intrusion keinen fertigen Schlot vor, so trieb sie die hängenden Schichten blasenförmig auf; gelang es, diese zu sprengen, so entstand ein gewöhnlicher Domvulkan, wogegen, wenn hierzu die Kraft fehlte, unter den aufgetriebenen Schichten ein Lakkolith zustande kam, dessen Bestandteile den durch das Ausweichen der nachgiebigen Deckgesteine sich öffnenden Hohlraum erfüllten [3]. Auch ein Lakkolith kann, wenn die erodierenden Agentien bis an seine Grenzfläche herangelangt sind, dem Auge sichtbar werden und ist dann von einem gewöhnlichen homogenen Vulkan nicht zu unterscheiden.

In Deutschland liefern vorzügliche Beispiele von Quellkuppen die Eifel und das Siebengebirge; ferner gehören hierher der Rauhe Kulm in Oberfranken, der Vogelsberg und die merkwürdigen Phonolithhügel des Hegaus (Hohenwiel, Hohenkrähen u. f. w.). Die räumlich ausgedehntesten Lavadecken weist der Nordwesten der Vereinigten Staaten auf [4]; aus Südamerika hat A. Stübel [5] keine neue Theorie des Vulkanismus und seine teilweise ganz neue Einteilung der hierhergehörigen Erhebungsformen geholt. In Amerika finden sich auch am meisten die Lakkolithe [6], von denen aber auch aller Wahrscheinlichkeit nach ein besonders interessanter Fall den Erscheinungen in der vielfach bloß für „pseudovulkanisch“ gehaltenen Riesmulde (bei Nördlingen) zugrunde liegt [7]. Nach E. Sueß [8] bietet die Mondoberfläche eine vorzügliche Gelegenheit, die verschiedenen „Aufschmelzungsvorgänge“ zu beobachten.

Literatur: [1] v. Seebach, Vorläufige Mitteilungen über die typischen Verchiedenheiten im Bau der Vulkane und deren Ursache, Zeitchr. d. Deutschen Geolog. Gefellfch., Bd. 18, S. 643ff. — [2] Günther, Gedanken über das Wesen des Vulkanismus, Ausland, Bd. 65, S. 609 ff. — [3] Sueß, E., Das Antlitz der Erde, Abt. 1, Prag-Leipzig, 1883, S. 190 ff.; v. Richthofen, Führer für Forschungsreisende, Berlin 1886, S. 569 ff. — [4] Geikie, The Lava Fields of North-Western Europe, Nature, Bd. 28, S. 3 ff. — [5] Stübel, Die Vulkanberge aus Ecuador, geologisch-topographisch aufgenommen, Berlin 1897; Ein Wort über den Sitz der vulkanischen Kräfte in der Gegenwart, Leipzig 1901; Ueber die Verbreitung der hauptsächlichsten Eruptionszentren und der sie kennzeichnenden Vulkanberge in Südamerika, Petermanns Geogr. Mitteil., 1902, S. 1 ff. — [6] Gilbert, K., Report on the Geology of the Henry-Mountains, Washington 1877, S. 19 ff. — [7] Branco, W., Das vulkanische Ries bei Nördlingen in seiner Bedeutung für Fragen der allgemeinen Geologie, Berlin 1901. — [8] Sueß, E., Einige Bemerkungen über den Mond, Sitzungsberichte d. Akad. zu Wien, Math.-naturw. Kl., Bd. 114, 2. Teil, S. 21 ff. Günther.

Donarium, Raum im Tempel für die Auffstellung der Weihgeschenke, später f. v. w. Kirche.

Donauregel, abgekürztes Meßverfahren für die Schiffsvermessung (f. d.).

Dongolaleder, eine namentlich aus Nordamerika kommende Leder-Spezialität, die als Ersatz für das gegen Nässe sehr empfindliche Kidleder dient.

Diese Lederart ist nach der afrikanischen Stadt Dongola benannt, die aber zu dieser amerikanischen Erfindung in keiner Beziehung steht. Zur Herstellung von Dongolaleder werden namentlich Schaf- und Ziegenfelle, aber auch Kalbfelle und gepaltene Rindshäute verwendet, die zunächst weißgar und dann mit Pflanzengerbstoffen lohgar gemacht werden. Als Pflanzengerbstoffe werden hierzu vorzugsweise Gemische von Katechu, Myrobalanen, Valonea und Sumach benutzt. Nach dem Gerben werden die Felle geschmiert und geschwärzt. Dongolaleder findet Verwendung als besseres Schuhoberleder. Päbler.

Donjon, die festen viereckigen Türme, welche die Normannen bei ihren Eroberungszügen in Frankreich errichteten (f. Burg). Später pflegte man auch kleine Türme, die auf einem größeren Turme oder sogar auf einem Wohnhaus aufsitzten, ebenso zu nennen. Weinbrenner.

Donkey, Hilfskessel an Bord der Handelschiffe, der während der Liegezeit im Hafen den Dampf für die Ladewinden u. f. w. liefert.

Donlage, Donlägig, f. Tonnenlage.

Doppelbahn, eine unzweckmäßige, weil leicht mißzuverstehende Bezeichnung für eine zwei-(oder vier-?)gleifige Eisenbahn.

Doppelbildmikrometer nennt man Mikrometer (f. d.), d. h. Apparate, die zur Messung kleiner angularer oder linearer Größen dienen und diese mit der im speziellen Falle technisch möglichen größten Genauigkeit anzugeben gestatten, falls zu dieser Messung die Verdopplung des durch den Meßapparat erzeugten Bildes benutzt wird. Solche Einrichtungen werden sowohl in der Geodäsie als auch in der Astronomie verwendet. Sie haben den Vorteil, daß an sich ganz gleichartige Objekte — nämlich die beiden Bilder deselben Gegenstandes — miteinander verglichen werden, wodurch besonders physiologische Fehlerquellen, die den meisten andern Mikrometern anhaften, vermieden werden. Ihre Einrichtung unterscheidet sich im wesentlichen durch die Methode der Bild-

verdopplung. Dieselbe geschieht 1. mittels des Objektives oder diesem zu geordneter Einrichtungen (Heliometer, s. d.); 2. mittels eines zwischen Objektiv und Okular eingeschobenen besonderen Apparats (Rochon, Arago, Clausen, Steinheil u. f. w.); 3. durch besondere Einrichtung des Okulars selbst oder durch einen davor angebrachten Apparat (Airy, Wellmann).

Unter den Doppelbildmikrometern ist das wichtigste das Heliometer, und über seine spezielle Konstruktion werden dort nähere Angaben zu machen fein. Dieselbe bildet aber den Ausgangspunkt für die Erfindung dieser Apparate überhaupt. Wahrscheinlich hat schon O. Römer das Prinzip gekannt. Die ersten Konstruktionen wurden fast gleichzeitig von Savary [1] und von P. Bouguer [2] gemacht; es handelte sich dabei um die Messung des Durchmessers der Sonne und der großen Planeten, daher faßt man diese Art der Mikrometer auch manchmal allgemein unter den Namen Heliometer zusammen; später führte J. Dollond Heliometer aus [3]. In allen diesen Fällen wurden aber die Objektivlinsen selbst nicht zur Verdopplung benutzt, sondern eine vor dieselbe gesetzte Konkavlinse wurde durchschnitten oder zwei nahezu vollständige Linsen wurden davor angebracht; diese ließen sich dann mittels Schrauben meßbar gegeneinander verschieben [4]. Eine wesentliche Verbesserung führte später Fraunhofer aus, indem er es wagte, ein kostbares Objektiv selbst diametral zu durchschneiden. Das erste Heliometer dieser Art erhielt im Jahre 1814 Gauß nach Göttingen, wo es heute noch in Benutzung ist. (Über den weiteren Ausbau dieser Instrumente s. Heliometer.) Die mittels Zwischenbeschaltung besonderer Apparate erzielte Verdopplung des Bildes verdanken diese Mikrometer dem Italiener Amici, der zuerst eine der Linsen eines terrestrischen Okulares zerschnitt und durch die Bewegung deren Hälften die Bildverdopplung zustande brachte. Diese Einrichtung wurde später verbessert von Steinheil und besonders von Airy (Direktor des Observatoriums zu Greenwich) [5].

Eine andre Art von Doppelbildmikrometern entsteht durch Einschaltung doppelbrechender Medien oder auch nur einfacher Prismen. Zu letzteren gehört die Konstruktion von Maskelyne [6], der die Hälfte des Gesichtsfeldes durch ein Prisma von sehr kleinem brechenden Winkel abdeckte, wodurch die Hälfte des Lichtkegels eine kleine Ablenkung erfährt. Dieses Prisma ist in der Richtung der optischen Achse verschiebbar. J. Dollond setzte zwei solcher Prismen ein, so daß beide Hälften des Lichtkegels gleich viel abgelenkt wurden. Doppelbrechende Kristalle benutzte zu diesem Zwecke zuerst Rochon [7] und später in verbesselter Weise Arago [8]. Hierher gehört auch das sogenannte Okularheliometer von Steinheil. Bei diesem Mikrometer werden die doppelten Bilder durch Reflexion an spiegelnden Flächen (Hypotenusen von Prismen) erzeugt. Es bleiben dabei, wie besonders zu erwähnen ist, die Lichtbüschel für alle Winkel zentrisch, aber vor allem sind die vielen Brechungen und Reflexionen der Bilderzeugung nicht förderlich [9]. Alle diese Einrichtungen haben sich für astronomische Zwecke nicht genügend bewährt, um neben den eigentlichen Heliometern neuester Konstruktion (Repold, Hamburg) noch Verwendung zu finden. Dagegen ist das bei den Doppelbildmikrometern für ganz kleine Winkel der Fall, und diese gehören dann meist dem dritten Typus an, mit Ausnahme derjenigen von Clausen, der mittels zweier planparalleler Glasplatten, die sich gegeneinander um eine die optische Achse des Fernrohrs senkrecht schneidende Achse meßbar drehen lassen, die Verdopplung hervorbringt. Der Betrag der Entfernung der beiden Bilder eines Objektes ist dann abhängig von der Größe dieser Drehung und der Dicke der Glasplatten. — Dieses Mikrometer ist ziemlich häufig wiedererfunden worden, so von Porro [10], Poynting [11] u. a., auch hat Helmholz das Prinzip seines Ophthalmometers [12] darauf gegründet. — Doppelbrechende Kristalle vor dem Okular hat mehrfach Dollond, Dawes u. a. [13] in Anwendung gebracht, in neuerer Zeit aber besonders V. Wellmann, und zwar letzterer mit sehr gutem Erfolg [14]. Ein sogenanntes Wollaston'sches Prisma ist vor dem Okular befestigt, beide lassen sich meßbar um die optische Achse des Fernrohres drehen, dadurch erhält man von einem im Fokus ausgespannten Faden zwei Bilder, ebenso von dem beobachteten Objekt. Prisma, Okular und Fadenplatte lassen sich nun zusammen wiederum meßbar drehen, und so ist es möglich, Stern und Faden (resp. ihre doppelten Bilder) in bestimmte Stellungen zueinander zu bringen, die sowohl Distanz- als auch Positionsinkel, z. B. für einen Doppelstern, zu bestimmen gestatten. — Für alles Weitere muß aber hier auf die einschlägige Literatur verwiesen werden [15]. Auch bei geodätischen Instrumenten hat man die verschiedenen Methoden der Bildverdopplung mit Vorteil zu diastanzmessenden Einrichtungen verwendet (vgl. Distanzmesser). So ist Rochons Idee neuwendig, wenn auch in abgeänderter Form, vielfach wieder aufgenommen worden, z. B. in den (Balschienen-) Distanzmesser von De Peigné, die zur Messung der Entfernung von Schiffen bei der Küstenverteidigung bestimmt sind. Ein solcher Apparat in Polygon-Hoc bei Havre soll bei 6 km Entfernung nur einen Fehler von kaum 2% ergeben [16]. Das distanzmessende Fernrohr von Richards ist eines der genauesten Instrumente dieser Art, es schließt sich mit seinem vor der Hälfte des Objektivs geschobenen Prisma mit kleinem brechenden Winkel an die Maskelynesche Einrichtung an.

Literatur: [1] Abhandlung, vorgelegt in der Royal Society 1743. — [2] Histoire d'Académie des Sciences, A. 1748; Sur la mesure du diamètre des plus grandes planètes (zwei Abhandl.). — [3] Dollond, J., A description of a contrivance for measuring small angles, Philos. Transact., Bd. 48, S. 178 ff. — [4] Meist konnte nur eine der Linsen verschoben werden; vgl. dazu: Ambronn, Handbuch der astronom. Instrumentenkunde, Bd. 2, S. 553—555. — [5] Airy, G. B., Cambridge Philos. Transact, t. 2; Greenwich Observations, 1840; Mem. of the Royal Astr. Soc., t. 15, p. 199; die meisten und besten Beobachtungen mit einem solchen Mikrometer hat Kaiser in Leiden gemacht, Annalen der Sternwarte zu Leiden, Bd. 3, S. 117 ff. — [6] Maskelyne, Prismatic micrometer, Philos. Transact. of the Royal Astron. Society of London for 1777, p. 799. — [7] Rochon,

Abbé, Recueil de mémoires sur la mécanique de la physique, Paris 1788; Verf. Carl, Prinzipien, S. 124, gibt weitere Literatur darüber. — [8] Arago, Sur un microm oculaire à double réfraction, Comptes rendus, t. 24, p. 400. — [9] Zentralzg. f. Optik und Mechanik, Bd. 6, Nr. 13, 1885. — [10] und [11] Astronom. Nachr., Bd. 18, S. 95; Comptes rendus, t. 41, p. 906, 1058; Monthly Notices, t. 52, p. 556; Zeitfchr. f. Instrumentenkunde 1894, S. 59. — [12] Helmholtz, Handbuch der physiolog. Optik. — [13] Dazu ist das schöne, aber seltene Werk von Rev. W. Pearson: An Introduction to practical Astronomie, London 1824, zu vergleichen, das auf prächtigen Kupfer-tafeln eine größere Anzahl solcher Instrumente veranschaulicht. — [14] Beobachtungsergebnisse der K. Sternwarte Berlin, Heft 6; dort sind auch von V. Knorre Beobachtungen mitgeteilt und von M. Brendel die näheren theoretischen Verhältnisse erläutert. — [15] Becker, E., Theorie der Mikrometer, Sonderabdruck aus Valentiners Handwörterbuch der Astronomie, Breslau 1899; Ambronn, L., Handbuch der astronom. Instrumentenkunde, Berlin 1899, Bd. 2 (in beiden Werken finden sich eingehende Literaturangaben). — [16] Richards, Journ. Assoc. of Engin., Societies, Engineering 1890, p. 642; Zeitfchr. f. Instrumentenkunde 1895, Heft 2; Baggi, Sopra un Cannocchiale del Rilevamento colla Stadia, Rivista di Topogr., t. 5, p. 125—129. *Ambronn.*

Doppelbindung nimmt man in denjenigen Kohlenstoffverbindungen an, die mehrere, mindestens zwei Kohlenstoffatome in der Molekel enthalten, die benachbart stehen und nur je zwei Valenzen anderweitig gefüllt haben, so daß gemäß der Vierwertigkeit der Kohlenstoffatome die gegenseitige Bindung nicht nur mit einer, sondern zwei Valenzen bewirkt wird.

Nach dem einfachsten Repräsentanten, dem Aethylen $H>C=C<H$, heißen derartige Bindungen auch Aethylenbindungen. Die Doppelbindung entspricht jedoch keineswegs einer stabileren Verknüpfung als die einfache, sondern kompliziertere Kohlenstoffketten werden bei gewaltfamen chemischen Eingriffen gerade mit Vorliebe an der Stelle der Doppelbindungen gesprengt. Vermöge der Leichtigkeit, mit der die Doppelbindungen in einfache übergehen, wenn den betreffenden Kohlenstoffatomen fremde Atome zur Sättigung einer weiteren (dritten) Valenz geboten werden, verleihen sie den Verbindungen den Charakter von ungesättigten. *Abegg.*

Doppelboden, des Schiffes, der Raum zwischen der Außenhautbeplattung und dem inneren Boden; derselbe erstreckt sich bei Kriegsschiffen und größeren Handels Schiffen fast über die ganze Schiffslänge und bildet bei Grundberührungen der Schiffe und der hierbei entstehenden Verletzung der Außenhaut eine Sicherheit gegen Ueberfluten der Schiffsräume. Der Doppelboden wird durch wasserdichte Längs- und Querschotte in eine große Anzahl wasserdichter Abteilungen getrennt.

Doppelbodenlenzrohr, f. Drainageeinrichtung.

T. Schwarz.

Doppelbrechung des Lichtes, f. Licht.

Doppelbrücke, f. Widerstand, elektrischer.

Doppeldampfraumkessel, f. Dampfkessel.

Doppeldiele, f. Bohle.

Doppeleisen, Doppelhobeleisen, f. Hobel.

Doppelender oder **Doppelkessel**, Zylinderkessel mit rückkehrender Flamme und Feuerungen an beiden Stirnseiten, die als Schiffskessel wegen geringer Gewichts- und Raumbeanspruchung vielfach Verwendung finden. *S. Schiffskessel.*

T. Schwarz.

Doppelfenster (Winterfenster, Vorfenster), ein zweites, entweder vor oder hinter dem Hauptfenster einzustellendes Fenster (f. d.).

Es dient dazu, den Wärmezustand eines geheizten Raumes möglichst zu erhalten; durch die zwischen beiden Fenstern gebildete Luftschicht wird der zu rasche Ausgleich der äußeren und inneren Temperatur verhindert sowie auch ein besserer Schutz gegen Luftzug, Staub u. f. w. erreicht. Im Sommer ist dies Doppelfenster wegzunehmen. Dessen Anordnung ist mannigfach. 1. Als Vorfenster außerhalb im Ladenfalg der Fenstergewände eingestellt, von leichtem aber harzreichem Tannenholz erstellt, wird entweder als Schiebefenster (f. d.) oder mit ein bis zwei beweglichen Flügeln ausgebildet, letztere nach innen oder nach außen aufgehend. 2. Als Winterfenster, hinter dem Hauptfenster in einer gemeinsamen Futterrahme angebracht. Dabei ist zu beachten: a) daß die hintereinander liegenden Flügel beim Öffnen sich flach aufeinander legen, um Verbruch der Scheiben zu vermeiden, b) daß die Sprossen und Querhölzer möglichst wenig Licht wegnehmen, also aufeinander passen. 3. Bei sehr großen Fensteröffnungen mit starkem Rahmenwerk kann eine Doppelverglasung (etwa 4—5 cm Luftschicht) von Vorteil sein oder einzusetzende Rahmen, die das zweite Glas aufnehmen (gut wegen Reinigung der Scheiben).

Literatur: [1] Strack, H., und Hitzig, F., Der innere Ausbau von Wohngebäuden, Berlin. — [2] Baukunde des Architekten, Berlin, Bd. 1, 2. Teil, S. 645 ff. *Weinbrenner.*

Doppelfeuer, die nichtamtliche Bezeichnung für Leuchtfeuer, die zwei Lichter von derselben Farbe entweder senkrecht über- oder nebeneinander (wie z. B. auf Feuerschiffen) zeigen. In ersterer Art werden sie hauptsächlich zu Hafenfeuern, Richtfeuern u. f. w. benutzt. Im amtlichen Sprachgebrauch sagt man statt Doppelfeuer: „zwei u. f. w. Feuer“. Vgl. Leuchtfeuer. *von Nieffen.*

Doppelflanell, ein nach Art der Kidderminstersteppiche aus Streichgarn erzeugtes, mit kleinen flammenartigen Zeichnungen gemustertes Gewebe; f. Tuchfabrikation.

Kraft.

Doppelform, die beim Schöpfen des Handpapiers verwendete, aus einem Metallgewebe bestehende Vorrichtung, bei der die vollkommen ebene Lage des Metallgewebes durch ein darunter angeordnetes, gewissermaßen zweites Sieb aus stärkeren Metalldrähten erreicht ist; f. Papierfabrikation.

Kraft.

Doppelgelenkkupplung, f. Kupplungen.

Doppelgestänge, -glocke, f. Telegraphie.

Doppelhäuer (Vollhäuer), f. Grubenbetrieb.

Doppelhaken, auch Widderköpfe genannt, von ankerähnlicher Gestalt, kommen an Kranen für schwere Lasten vor. S. Haken.

Doppelherzstück (richtiger Kreuzstück), f. Gleiskreuzung, Herzstück.

Doppelhubmaschine, Schaufelmaschine mit zwei Meßern, von denen abwechselnd das eine oder das andre zur Wirkung kommt; f. Weberei.

Doppelkapelle, kommt namentlich bei romanischen Burgbauten vor.

Die untere Kapelle enthält zumeist das Grabmal eines hervorragenden Burgherrn sowie die Familiengruft und einen Altar, die obere Kapelle dient insbesondere dazu, es den Bewohnern der Burg zu ermöglichen, von oben dem Gottesdienst beizuwohnen, der unten abgehalten wird. Zu diesem Ende erscheint das Gewölbe zwischen den beiden Kapellen mit einer großen Öffnung versehen [1]. Derartige Doppelkapellen finden sich heute noch mehr oder weniger gut erhalten auf den Burgen zu Eger, Nürnberg, Freiburg a. U., Landsberg, Schloß zu Heiligenberg (Bodenfee) u. f. w. Zuweilen kommen auch in Verbindung größerer Kirchenbauten ähnliche Doppelkapellen vor, wie z. B. die Gotthardskapelle beim Dom zu Mainz [2].

Literatur: [1] Weingärtner, W., System des christlichen Turmbaues, Göttingen 1866. — [2] Lübke, W., Geschichte der Architektur, 6. Aufl., Leipzig 1884, S. 525. *Weinbrenner.*

Doppelkaffinet, ein aus Baumwollkette und zweifachem Schuß, abwechselnd aus Baum- und Streichwollgarn, mittels Atlasbindung hergestelltes Gewebe; f. Tuchfabrikation.

Kraft.

Doppelkeilhaue (englische Keilhaue oder Kreuzhache), die Vereinigung der Breithaue und der Einstipze zu einem dem Kreuzpickel ähnlichen Gerät (f. die Figur), das zur Lösung der Bodenarten der vierten und fünften Klafe verwendet wird (f. a. Bodenarten).

L. v. Willmann.

Doppelkessel, f. Dampfkessel.

Doppelkirche, zeigt eine ähnliche Einrichtung wie die Doppelkapelle (f. d.), nämlich eine große Öffnung im trennenden Gewölbe. Diese Kirchen kommen äußerst selten vor; das bekannteste Beispiel ist die Kirche zu Schwarz-Rheindorf (Bonn), die überdies noch einen turmartigen Aufbau (Vierungsturm) aufzuweisen hat.

Weinbrenner.

Doppelkocher, ein bei der nassen Reinigung der Hadern durch Kochen derselben mit Lauge in der Papierfabrikation verwendeter Apparat, der aus zwei ineinander geschobenen Zylindern besteht, von denen der innere durchloch ist, wodurch eine Trennung der Hadern von der Schmutzlauge bezweckt wird. — S. Papierfabrikation.

Kraft.

Doppelkopfschiene, f. Oberbau.

Doppelkrempe, f. Streichgarnspinnerei.

Doppelkupplung, f. Reibungsklauenkupplung, Kupplungen.

Doppelkurbel, f. Doppelkurbelgetriebe.

Doppelkurbelgetriebe. Zwei Kurbeln ΦF , AL (Fig. 1), die sich in dem festen Gestell $\varPhi A$ resp. um die parallelen Achsen Φ , A drehen und durch eine Koppel FL vermittelt der ebenfalls parallelen Achsen F , L drehbar verbunden sind, bilden, wenn beide gekoppelte Kurbeln vollständige Umdrehungen vollziehen können, mit dem Gestell und der Koppel ein Doppelkurbelgetriebe [1], das auch Doppelkurbel und Kurbelkupplung [2] genannt wird.

Die vier durch vier Gelenke mit parallelen Achsen verbundenen Glieder, deren Längen mit a , b , c , d bezeichnet sind, bilden, geometrisch betrachtet, ein Gelenkviereck. Vollständige Umdrehungen der beiden Kurbeln ΦF , AL resp. b , d sind nur dann möglich, wenn die Summe der kleinsten Gliedlänge und der größten Gliedlänge nicht größer als die Summe der beiden andern Gliedlängen ist und das kürzeste Glied das feste Gestell vertritt. In Fig. 1 ist das kürzeste und tiefste Glied a , ferner d das größte Glied und $a + d < b + c$. Wenn insbesondere $a + d = b + c$

genommen wird, dann ist das Doppelkurbelgetriebe ein durchschlagendes, und alle vier Seiten des Gelenkvierecks liegen in der Durchschlagslage in der Geraden ΦA . In Fig. 2 ist wieder a das kleinste, aber c das größte Glied und $a + c < b + d$. Wenn insbesondere $a + c = b + d$, dann erhalten wir auch in diesem Fall ein durchschlagendes Doppelkurbelgetriebe, bei dem alle vier Seiten des Gelenkvierecks in der Durchschlagslage in der Geraden ΦA liegen. Dreht sich die eine Kurbel, z. B. ΦF , gleichförmig, so dreht sich die andre Kurbel AL ungleichförmig. Nur in dem speziellen Falle, wenn das Gelenkviereck $\Phi F L A$ ein Parallelogramm, also $a = c, b = d$ ist, drehen sich beide Kurbeln in gleicher Weise, und wir erhalten dann das Parallelkurbelgetriebe (f. d.), das bei der Kupplung der Triebräder der Lokomotive angewendet wird.

Literatur: [1] Burmeister, Lehrbuch der Kinematik, Leipzig 1888, Bd. 1, S. 290. — [2] Weisbach-Herrmann, Ingenieur- und Maschinenmechanik, Braunschweig 1876, 2. Aufl., 3. Teil, 1. Abt., S. 665. — [3] Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Leipzig 1883, Bd. 2, S. 114. *Burmeister.*

Doppellade, f. Weberei.

Doppellatte. 1. Schnittholz in der Stärke zweier Latten 5,5 oder 6,6 cm stark; 2. zwei übereinander genagelte Latten z. B. an der Traufsschar eines Ziegeldaches. Diese dient dazu, die Gefällrichtung der untersten Schar der der oberen Scharen gleichzumachen und hierdurch ein Klaffen zu verhindern.

Doppellibelle, f. Reversionslibelle.

Doppelmasche, in der Wirkerei diejenige Masche, auf der noch eine Fadenschleife der nächsten Reihe als Henkel liegt.

Doppelmuffe oder Ueberschieber, f. Rohre, Ü-Stück und Rohrverbindungen.

Doppelniveau, f. Reversionslibelle.

Doppelobjektiv, f. Photographie.

Doppelpoller, zwei vertikale Hohlzylinder mit gemeinfamer Grundplatte zum Belegen von Verhol- oder Schlepptröpfen sowie zum Festmachen und Vertrühen der Schiffe. Sie werden auf dem Oberdeck auf besonderen Deckunterzügen befestigt, und sind in der Nähe derselben an der Bordwand meist besondere Verholklampen vorgesehen.

Literatur: Dick, C., und Kretschmer, O., Handb. d. Seemannschaft, Berlin 1902. *T. Schwarz.*

Doppelrauhmaschine, zum Aufrauhen der Gewebe verwendete Maschine mit zwei sogenannten Rauhtrommeln, Kardentrommeln; das durch dieselbe laufende Gewebe wird zweimal nacheinander gerauht. *S. Tuchfabrikation. Kraft.*

Doppelrechenbewegung (Mangelradbewegung), Antriebsmechanismus für das „Fundament“ von Zylinderflachdruckmaschinen (f. a. Buchdruckmaschinen und Steindruckmaschinen).

Die Doppelrechenbewegung besteht in der Hauptfache aus dem Doppelrechen, d. i. einer oberen und einer unteren Zahnstange von der Länge des zurückzulegenden Weges des „Fundamentes“, die an ihnen durch halbkreisförmige Führungsnoten verbunden sind. Ein stets in derselben Richtung rotierendes Zahnrad greift abwechselnd zuerst in die untere Zahnstange, dann in die obere ein, dadurch das Hin- und Zurückführen der Formenplatte bewirkt. Die beiden Zahnstangen können auch durch einen gitterartigen Rechen, in welchen das Mangelrad zuerst von unten, dann von oben eingreift, ersetzt werden. Die Doppelrechenbewegung, die schon bei den ersten Buchdruckfachpressen Verwendung gefunden hatte, später aber wegen des Stoßes beim Hubwechsel nicht mehr benutzt wurde, wird neuerdings in Verbindung mit Luftpuffern, die den Stoß bei der Änderung der Bewegung des Fundamentes vermeiden lassen, für sehr rasch laufende Schnellpressen in großem Maße herangezogen. *A. W. Unger.*

Doppelfackbohrer, f. Tiefbohren.

Doppelfalze sind eigentümliche Verbindungen zweier Salze in bestimmten molekularen Verhältnissen, über deren Wesen noch viele Fragen offenstehen. Sie sind sehr häufig, namentlich in der anorganischen Chemie. Ihre Löslichkeit ist bisweilen eine ganz andre als die ihrer Komponenten.

In vielen Fällen — vielleicht stets — beruht die Doppelfalzbildung jedenfalls auf der Bildung sogenannter komplexer Ionen, wie beim Ferrocyankalium K_4FeCy_6 , das aus $4K$ und $FeCy_6$ entsteht, dessen Ionen aber $4K$ und $(FeCy_6)$ sind, da es die Reaktionen der Eisenionen nicht mehr gibt. Dasselbe gilt wohl für alle Doppelcyanide, wie Ferricyanikalium (rotes Blutlaugenfaz), Mangancyanikalium, Silbercyanikalium, ferner Natriumfilberthiosulfat u. f. w. In der Regel beruht die Lösbarkeit von Niederschlägen in Salzlösungen auf der Existenz leicht löslicher

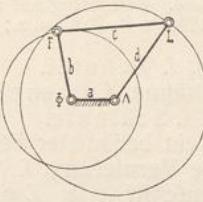


Fig. 2.

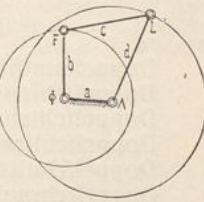


Fig. 1.

Doppelfalze, wie $Na_2S_2O_3 + AgCl = NaCl + NaAgS_2O_3$ oder $2 KCy + AgCl = KCl + KAgCy_2$. Befondere Neigung zur Bildung von Doppelfalzen zeigen auch die Sulfate, wobei die Doppelfalze häufig auch ganz andre Hydratationsstufen als die Komponenten aufweisen: $K_2SO_4 + 0 aq$ und $Al_2(SO_4)_3 + 18 aq$ ergibt $2[KAl(SO_4)_2 + 12 H_2O]$ (Alaun); $FeSO_4 + 7 aq$ und $(NH_4)_2SO_4 + 0 aq$ ergibt $(NH_4)_2Fe(SO_4)_2 + 6 aq$. (Mit Bezug auf die Ionentheorie vgl. besonders: Ostwald, Analytische Chemie, Leipzig 1894, z. B. S. 80 u. a.; Abegg und Bodländer, Zeitschr. anorg. Chemie 1899, Bd. 20, S. 453.)

Abegg.

Doppelfamftstuhl, f. Weberei.**Doppelschlauchhähne**, f. Gasbeleuchtung.**Doppelschleuse**, f. Schleuse.**Doppelschlacht**, ein bestimmter Feinheitsgrad von Feilen. S. Feilen.**Doppelschnittige Vernietung**, f. Nietverbindungen.

Doppelschraubenschiff oder **Zwillingsschraubenschiff** erhält die treibende Kraft durch zwei Schraubenpropeller, die von je einer Schiffsmaschine betrieben werden.

Anfänglich verwendete man zwei Schrauben für flachgehende Schiffe, um ein möglichst großes Schraubenareal in Summa zu erhalten. Neuerdings findet Zweischaubenmaschinen fast auf allen Kriegsschiffen und auf den Schnelldampfern der Handelsmarine in Gebrauch. Abgesehen davon, daß es bei den bedeutenden Maschinenkräften der neueren Schnelldampfer und der Panzerschiffe nicht gut möglich ist, die gesamte Leistung einer Maschinenanlage auf eine Welle zu übertragen, so bietet die Anordnung von zwei getrennten Maschinenanlagen so bedeutende Vorteile, daß das Zweischaubensystem für große Schiffe zurzeit allgemein beliebt ist. Bei den Kriegsschiffen sprechen vor allem folgende Punkte für dieses System: Günstige Teilung des Schiffsrumpfes in viele wasserdichte Abteilungen, Verwendung einer Maschine bei Havarie der andern Maschine oder bei Ueberflutung des einen Maschinenraums, gute Manövri- und Steuertüchtigkeit. Bei Aviso- und Torpedofahrzeugen kommt außerdem der Vorteil hinzu, daß höchstens nur zwei Lokomotivkessel gemeinsam ihren Dampf an eine Maschine abgeben, da bei Verbindung von mehr Lokomotivkesseln auf eine Maschine ein Ueberkochen der Kessel leicht eintritt. Bei den Schnelldampfern der Handelsmarine bieten die Zweischaubenmaschinen desgleichen den Vorteil, daß bei einem Wellenbruch die Schiffe ohne fremde Hilfe mit einer Schraube den Hafen erreichen können, was bei großen überseeischen Fahrten von besonderer Wichtigkeit ist.

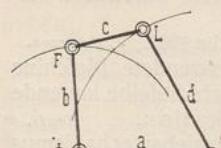
Literatur: [1] White, W. H., A Manual of Naval architecture, London 1900. — [2] Busley, Die neueren Schnelldampfer der Handels- und der Kriegsmarine, Kiel 1893.

T. Schwarz.

Doppelschwinge, f. Doppelschwunggetriebe.

Doppelschwunggetriebe. Zwei Glieder $\Phi F, AL$ (f. die Figur), die in dem festen Gestell ΦA resp. um die parallelen Achsen Φ, A schwingen und durch eine

Koppel FL vermittelt der ebenfalls parallelen Achsen F, L gelenkig verbunden sind, bilden, wenn die beiden Glieder $\Phi F, AL$ infolge dieser Verbindung nur schwingen können, mit dem Gestell und der Koppel ein Doppelschwunggetriebe, das auch kurz Doppelschwinge genannt wird [1].



Schwingungen, d. h. nicht vollständige Umdrehungen, dieser beiden Glieder treten nur dann auf, wenn die Summe der kleinsten und der größten Gliedlänge nicht größer als die Summe der beiden andern Gliedlängen ist und das Glied, das dem kleinsten Glied gegenüber liegt, das feste Gestell vertritt. In vorstehender Figur ist z. B. c das kleinste, d das größte Glied und $c + d < a + b$.

Literatur: [1] Burmester, Lehrbuch der Kinematik, Leipzig 1888, Bd. 1, S. 291. — [2] Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Leipzig 1883, Bd. 2, S. 114.

Burmester.

Doppelfextant, f. Spiegel- und Prismeninstrumente.

Doppelsitzventile dichten an zwei schmalen Ringflächen, die in verschiedener Höhenlage angeordnet sind, entweder als Glocken- oder Kronenventile (Fig. 1) mit außerhalb der Sitzfläche befindlichem Ventilkörper oder als Rohrventile (Fig. 2—6) mit innerem Ventilkörper.

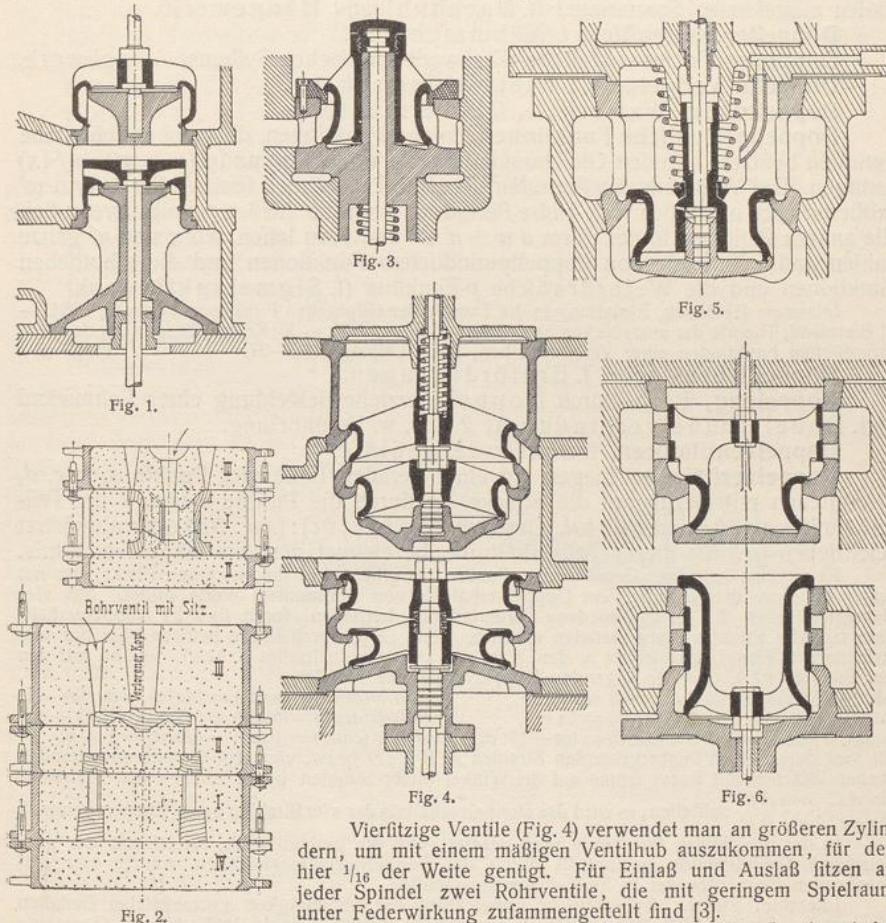
Als selbsttätige Pumpenventile hat man trotz des höheren Eigengewichtes Glockenventile benutzt, weil sie eine leichtere Waferzu- und -abführung zulassen als Ringventile, deren Dichtungsflächen in gleicher Höhe liegen.

Hauptfachlich stehen die Doppelsitzventile, besonders die Rohrventile, als Steuerungsorgane für Dampfmaschinen in Anwendung, und zwar mit sehr geringem Unterschied der Durchmesser beider Sitzflächen zum Zweck der Entlastung vom Dampfdruck. Man berechnet den beim Öffnen zu überwindenden Anpressungsdruck aus dem vor und hinter dem Ventil augenblicklich herrschenden Druckunterschied für die Kreisringfläche mit dem Außendurchmesser von der größeren und dem Innendurchmesser von der kleineren Sitzfläche, deren Breiten 3—7 mm betragen. Die Kraft zum Öffnen umfaßt außerdem die Befreiungskraft, die Reibung in der Stopfbüchse u. f. w. sowie den Druck etwa wirkamer Federn und die Gewichte. Die zylindrische Durchgangsfläche erhält gleiche Größe mit der Kreisfläche vom mittleren Durchmesser des Ventils, wenn der Hub ein Achtel des Durchmessers erreicht.

Fig. 1 enthält Glockenventile für Einlaß und Auslaß, das letztere mit mäßiger Entlastung und einer den Raum breit ausfüllenden Nabe [1].

Fig. 2 zeigt die Gußform für ein Rohrventil und den Sitz oder Korb. Man gießt sie aus im Tiegel geschmolzenem zähem Holzkohlenroheisen, und zwar beide Teile aus gleichem Material, um ihnen gleiche Wärmedehnung zu verleihen. Auch macht man eine Verschiedenheit der Ausdehnung dadurch unwirksam, daß man die geometrischen Spitzen der beiden kegeligen Sitzflächen in einem Punkte zusammenfallen läßt, wofür man gern den Mittelpunkt der einen in diesem Fall ebenen Sitzfläche wählt.

Das Ventil Fig. 3 ist mit dem oberen Sitzringe zusammen in einer Form gegossen, wodurch gleichgroße Sitzflächen zur vollkommenen Entlastung gewonnen werden [2].



Vierseitige Ventile (Fig. 4) verwendet man an größeren Zylindern, um mit einem mäßigen Ventilhub auszukommen, für den hier $\frac{1}{16}$ der Weite genügt. Für Einlaß und Auslaß sitzen an jeder Spindel zwei Rohrventile, die mit geringem Spielraum unter Federwirkung zusammenge stellt sind [3].

Im Gegensatz hierzu enthält das Ventil Fig. 5 neben jeder Sitzfläche einen 5 mm hohen Ueberdeckungsring, damit der Ventilhub auch bei den kleinsten Füllungen noch reichlich bemessen werden kann [4].

Verbindungen (Fig. 6) von Rohrventilen und Rohrschiebern wirken ähnlich [5] und sind auch als Absperr- und Manövrierventile für Schiffsmaschinen eingeführt worden [6].

An Gasmaschinen (f. Verbrennungsmotoren) kommen besondere Bauarten mehrfiziger Misch- und Steuerventile vor.

Literatur: S. Dampfmaschinen. — [1] Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen., 1890, S. 794 (C. Sondermann). — [2] Ebend. 1900, S. 1454 (Bauart Lentz). — [3] D.R.P. Nr. 91523 der Görlicher Maschinenbauanstalt. — [4] Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen. 1902, S. 1315 (Schüchtermann & Kremer). — [5] Ebend. 1902, S. 1320; D.R.P. Nr. 135764 (Strnad). — [6] Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen. 1903, S. 1269.

Lindner.

Doppelspat, f. v. w. Kalkspat.

Doppelspiegelkreis, f. Spiegel- und Prismeninstrumente.

Doppelsprecher, -fländer, f. Telegraphie.

Doppelfärke, f. Starkemehl.

Doppelsteppstich, f. Nähmaschinen.

Doppelstiftapparat, f. Telegraphie.

Doppelstoff, f. Weberei.

Doppelstreichmaß, f. Meßwerkzeuge.

Doppelstuhl, doppelt stehender Dachstuhl; auch f. v. w. Doppelwalzenstuhl, f. Walzenstuhl.

Doppeltangente, f. Tangente.

Doppelter Bock, Hängewerk mit zwei Hängefäulen und einem zwischen diesen eingesetzten Spannriegel (f. Dachstuhl und Hängewerk).

Doppelter Kettenstich, f. Nähmaschinen.

Doppeltes Fachwerksystem, Fachwerk zweifachen Systems, f. Fachwerk.

Doppelte Vernietung, f. Nietverbindungen.

Doppeltor im Wafferbau, f. Schleusentor.

Doppelperiodische Funktionen, solche Funktionen, die zwei verschiedene Perioden besitzen, also den Gleichungen: $f(x+w) = f(x)$ und $f(x+w') = f(x)$ genügen. Das Verhältnis der Perioden $w:w'$ darf nicht reell sein. Außer w und w' existieren noch unendlich viele andre Perioden. w und w' heißen primitiv, wenn sich alle andern Perioden in der Form $n w + n' w'$ darstellen lassen, wo n und n' ganze Zahlen sind. Beispiele von doppelperiodischen Funktionen sind die elliptischen Funktionen und die Weierstraßsche p -Funktion (f. Sigmafunktionen).

Literatur: [1] Bobek, Einleitung in die Theorie der elliptischen Funktionen, Leipzig 1884. — [2] Biermann, Theorie der analytischen Funktionen, Leipzig 1887. — [3] Krause, Theorie der doppelperiodischen Funktionen einer Veränderlichen, I—II, Leipzig 1895—97. *Wölfing.*

Doppeltfeitenkipper, f. Erdförderwagen.

Doppelung, 1. die durch Doppeln erzielte Bekleidung einer Lehmwand (vgl. Dübel, Dübelverbindung); 2. f. v. w. Verdübelung.

Doppelventilatoren, f. Schleudergebläse.

Doppelverhältnis. Liegen auf einer geraden Linie vier Punkte a, b, c, d , so entstehen mit Bezug auf die Strecke ab durch die Punkte c und d die Teilverhältnisse $a:c:b:c$ und $a:d:b:d$. Das Verhältnis $(ac:bc):(ad:bd)$ oder abgekürzt geschrieben $(abcd)$ dieser Teilverhältnisse bezeichnet man als Doppelverhältnis.

Kennt man auf einer Geraden drei Punkte, so gibt es auf ihr nur einen Punkt, der mit den gegebenen drei Punkten ein Doppelverhältnis von bestimmtem Werte bildet. Mit vier Elementen lassen sich 24 verschiedene Permutationen herstellen, womit sind 24 Doppelverhältnisse mit vier Punkten einer Geraden möglich. Diese Doppelverhältnisse besitzen aber nur vier verschiedene Werte. Bezeichnet m den Wert des Doppelverhältnisses $(abcd)$, so sind mit den vier Punkten a, b, c, d die folgenden Doppelverhältnisse möglich:

$(abcd) = (bacd) = (cdab) = (cabd) = m$ $(cbad) = (bcda) = (dabc) = m : (m-1)$
 $(bacd) = (abdc) = (cdba) = (dcab) = 1 : m$ $(cabd) = (acdb) = (bdca) = 1 : (1-m)$
 $(bcad) = (ebda) = (adbc) = (dabc) = (m-1) : m$ $(acbd) = (cadb) = (bdac) = (dbca) = 1 - m$.

Mit vier durch einen Punkt gehenden Strahlen A, B, C, D bzw. vier einer Geraden enthaltenden Ebenen läßt sich mit Bezugnahme auf die Winkel dieser Strahlen bzw. Ebenen das Verhältnis $\frac{\sin AC}{\sin BC} : \frac{\sin AD}{\sin BD}$ aufstellen; es wird das Doppelverhältnis der vier Strahlen bzw. Ebenen genannt.

In der projektiven Geometrie wird gezeigt, daß die projektive Verwandtschaft der geometrischen Grundgebilde bedingt ist durch die Doppelverhältnisgleichheit von je vier entsprechenden Elementen der in Rede stehenden Gebilde.

Literatur: Steiner, Systematische Entwicklung der Abhängigkeit geometrischer Gestalten voneinander, Berlin 1832; Möbius, Der baryzentrische Kalkül, Leipzig 1827; Staudt, Geometrie der Lage, Nürnberg 1847; f. a. die Literatur unter Geometrie. *Vonderlinn.*

Doppelvitriol, f. Eisenvitriol.

Doppelwand, bei Panzerschiffen der zwischen Panzerträger und dem nächsten wasserdichten Längspannt liegende Teil des Doppelbodens (f. Panzerschiff).

Doppelwolf, f. Greifzeuge.

Doppelzangen, f. Dachstuhl, Bd. 2, S. 514.

Doppelzellenchalter, f. Akkumulatoren-Schaltungssysteme.

Dopplerit, f. Asphalt.

Dopplersches Prinzip, f. Schall, Spektralanalyse.

Dorment (lat. dormitorium), Schlafzimmer, besonders auch Schlafsaal eines Klosters, gewöhnlich im Obergeschoß des Ostflügels über dem Kreuzgang gelegen, befindet meist aus einem hallenartigen Mittelgang, zu dessen beiden Seiten die Zellen liegen. Schön erhalten ist eine solche Anlage im Kloster zu Blaubeuren.

Literatur: Viollet-le-Duc, Dictionnaire raisonné de l'architect. franç., t. 5, p. 96. *Weinbrenner.*

Dorn, zylindrischer, kegeliger oder kantiger Stahlstab.

Er findet Verwendung beim Biegen (f. d.) von Stäben oder Blechen, beim Aufweiten von Rohren und Löchern. Beim Ziehen und Walzen von Rohren (f. Rohrfabrikation) gebraucht man einen an einer langen Stange sitzenden Dorn. Zum Abdrehen von Rohren bedient man sich der Dorne, die in das Rohr gelagert werden, um es zwischen den Drehbankspitzen einzupassen zu können. Dorne werden auch mit Einfächerungen versehen, so daß Schneidkanten entstehen, die beim Eintreiben der Dorne in ein aufzuweiterndes Loch Späne fortnehmen. *Dachow*.

Dorn, 1. beim deutlichen Schlosse der Stift, an dem das Schlußfellohr eingeführt wird (Schlußfeldorn); 2. bei einem Türbande (f. Bänder, Bd. I, S. 453), der Stift, um den sich die Lappen drehen; 3. der runde oder vierkantige Stab, der, mit dem Türgriffe oder Olive fest verbunden, der Falle oder dem Drücker die Bewegung mitteilt.

Dornband, f. Bänder, Bd. I, S. 454.

Dornfalzen, f. Falzen.

Dornfräser, f. Fräser.

Dornhammer, beim Eisenbahnoberbau, Hammer mit sehr schlankem Vorderteil, dient zum Aufsetzen beim Durchtreiben abgebrochener Schienennägel durch die Schwellen.

Goering.

Dornkasten, f. Salz.

Dornfe, niederdeutsch für Stube, Zimmer.

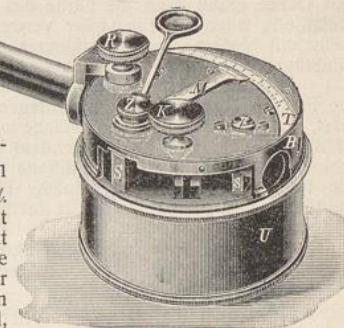
Dornstein, Dornwand, f. Salz.

Dosenbarometer, f. Aneroid, Federbarometer.

Dosenfabrikation, f. Blechgefäßherstellung.

Dosenfextant oder Taschenfextant (Box- oder Pocketfextant der Engländer), ein zuerst in England verfertigter, seit Jahrzehnten aber von jeder guten deutschen mathematisch-mechanischen Werkstätte zu beziehender kleiner Spiegel-fextant (vgl. den Artikel Spiegel- und Prismeninstrumente) in zylindrischem Gehäuse von meist etwa 7 cm Durchmesser und 5 cm Höhe und zur Ableseung von $1'$ geteilt, mit oder ohne Fernröhren und Blendgläser (letztere können fehlen, wenn das Instrument nur zur terrestrischen Winkelmeßung bestimmt ist); für einfache geographische Aufnahmen und für ähnliche flüchtige Messungen auch heute noch von Bedeutung. Preis 70—120 *M.*

An dem einen Modell seiner Dosenfextanten hat Breithaupt (Kassel) eine Vorrichtung angebracht, die statt des Positionswinkels, den sämtliche Spiegelinstrumente zunächst liefern, fogleich die Horizontalprojektionen der Winkel zu messen gestattet. Die gewöhnliche Konstruktion des Dosenfextanten zeigt die Figur. *S* ist der große Spiegel, der mittels des Zapfens *Z* mit der Alhidade *M* verbunden ist. Die Drehung beider wird durch ein Zahngtriebe bewirkt, das durch den Knopf *K* in Bewegung gesetzt werden kann. *T* ist die Teilung, bei *s* ist der kleine Spiegel, und bei *B* können Blendgläser eingeschaltet werden. Vgl. Ambronn, Handb. d. astron. Instr., Berlin, Bd. 2, S. 796 ff. *Ambronn*.

**Dossierungen** (bei Deichen), die Böschungen der Deiche.

Der Neigungswinkel der Böschung an der Außenseite der Flußdeiche hängt von der Stärke des Stromangriffs und der Art des verwendeten Materials ab. Besteht dieses aus Erde, die durch Befestigung geschützt ist, so genügt für kleine Flüsse eine 2—3fache, für größere eine $2\frac{1}{2}$ —4fache Neigung, die bei Sanddeichen in die 5—6fache übergehen kann. Die Anordnung von Steinschüttungen ist bei heftiger Strömung am Platze, wie sie insbesondere bei Gebirgsflüssen vorkommt; sie geflattet eine $1\frac{1}{2}$ —2fache Böschung, die sich bei einem in Mörtel gefezten Pflaster auf 1:1 ermäßigten läßt. Die innenseitige Böschung der Flußdeiche wird zweckmäßig nicht steiler ausgeführt als 1:1 $\frac{3}{4}$ bis 1:2 und nur bei sehr gutem Boden sowie Nichtbenutzung des Deiches als Viehweide ist 1:1 $\frac{1}{2}$ zulässig. Flachere Neigungen als 1:2 kommen nur bei Sanddeichen, bei weichem Untergrunde oder bei Wafferangriff auf der Innenseite (z. B. infolge gelegentlicher Ueberflutungen) sowie bei Deichfrecken vor, die in der Nähe von Kolkern liegen. — Die Seedeiche sind durch den Wellenschlag häufiger und meist auch viel stärkeren Angriffen ausgesetzt als die Flußdeiche. Die Außenböschung ist deshalb meistens flacher, insbesondere wenn sie nur durch ein Vorland von geringer Breite und mäßiger Höhe geschützt ist. Liegt sie zugleich in starkem Wellenschlage, so kann eine Neigung von 1:8 bis 1:10 erforderlich werden (Deiche an der Spitze Nordhollands und bei Westerkappeln auf der Insel Walcheren); aber auch bei günstiger Lage nimmt man nicht gern weniger als 1:3 bis 1:4. Von Einfluß ist hier auch die Gestaltung der Außenberme (f. d.). *Frühling*.

Doti, amtliches Längenmaß in Deutschafrika = 2 Pima = 3,6 m.

Dotteröl, f. Leindotteröl.

Doubel (Eskimo), mit Körperbindung aus Streichgarn glatt hergestelltes Gewebe. S. Tuchfabrikation.

Doubledräht, f. Draht und Drahtfabrikation.

Double mèche (Réunion), f. Kammgarnspinnerei.

Doublette, diejenigen Nachahmungen und Fälschungen der Edelsteine, bei denen aus zwei aufeinander gekitteten minderwertigen Steinen ein scheinbar echter Stein erzielt wird.

Als echte Doublette wird eine solche bezeichnet, bei der zur Herstellung zwei minderwertige Stücke von echtem Material verwendet, z. B. zwei kleinere Diamantstücke zu einem scheinbar einheitlichen Brillanten verbunden werden. Bei den halbechten Doubletten besteht der obere, die Fassung überragende Teil des geschliffenen Steins aus echtem, der geschliffene untere Teil der Doublette aus einem gleichgefärbten, aber weniger wertvollen Material, z. B. Diamant auf Bergkristall oder weißem Saphir oder Glas, Rubin auf Granat, rotem Glas u. f. w. Man spricht hier von Diamant-, Rubindoubletten. Als Verbindungsmaße wird Mastix gebraucht. Glasunterlagen werden auch durch Anschmelzen an den eigentlichen Edelstein befestigt. Die Unterscheidung der doublierten Steine von den echten kann mitunter sehr schwierig sein, besonders bei geschickter Ausführung (Doubletten indischer Fabrikation) und in ungefährtem Zustand. Doubletten zeigen dann auf den ersten Blick die Schönheit des echten Steines. Im ungefährten Zustand läßt sich an manchen Doubletten die Verbindungsnaht mit der Lupe oder kleine Luftpässchen im Kitt oder die Verschiedenheit des Materials im Glanz und in der Farbe erkennen. Die mit Mastix gekitteten Steine zerfallen in heißem Wasser, da hier der Kitt erweicht. Angeschmolzenes Glas ist auf diesem Wege nicht zu erkennen, wohl aber mit Hilfe des polarisierten Lichtes oder auch durch die Verschiedenheit des Brechungskoeffizienten. In einer stark lichtbrechenden Flüssigkeit wird man z. B. den Diamant der Doublette noch sehen, wenn man durch Verdünnung den Brechungsexponenten der Flüssigkeit bis zu demjenigen des minderwertigen Materials (etwa Bergkristall) herabgedrückt hat und dieses alsdann unsichtbar wird. Als eine solche Flüssigkeit empfiehlt sich Methylenjodid.

Als unechte Doubletten bezeichnet man solche, bei denen der obere Teil derselben aus farblosem Material (Bergkristall oder Glas), der untere aber aus farbigem Glas hergestellt wird. Das Ganze erhält dann die Farbe des letzteren. Statt des gefärbten Glases wird auch gefärbte Metallfolie oder Gelatinepapier verwendet. Im ungefährten Zustand sind solche Fälschungen leicht mit bloßem Auge zu erkennen, besonders wenn man nahezu in der Richtung der Verbindungsfläche sieht.

Eine andre Art der Fälschung durch Doublieren wird dadurch erzeugt, daß in den oberen, die Fassung überragenden geschliffenen Teil eines falschen Steines, gewöhnlich Bergkristall oder Glas, auf der unteren, ebenen Fläche in eine halbkugelige, gut auspolierte Höhlung eine färbende Flüssigkeit eingefüllt wird. Nachdem die Höhlung durch ein aufgekittetes Kristallblättchen verschlossen wird, zeigt der geschliffene Stein die Farbe der Flüssigkeit. Solche Hohldoubletten sind wie alle mit Mastix gekitteten Fälschungen zu erkennen.

Literatur: Bauer, M., Edelsteinkunde, Leipzig 1895, S. 112. *Leppia.*

Doubleuse, f. Zwirn.

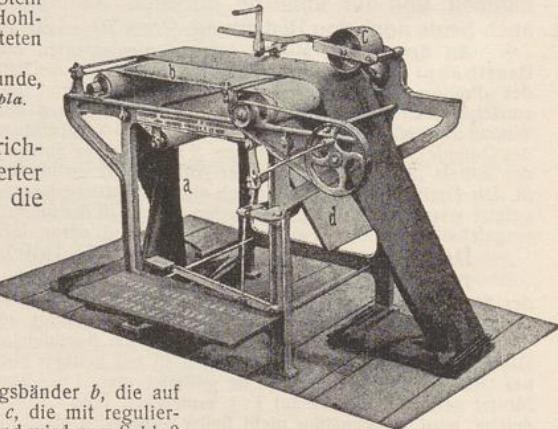
Doubliermaschine, Vorrichtung zur Faltung fertig appretierter Waren vor dem Wickeln, da die Waren meist in halber Breite abgeliefert werden.

Die verschiedensten Systeme solcher Maschinen sind im Gebrauch. Eine der gebräuchlichsten Konstruktionen ist folgende: Die Ware läuft über einen wagerechten Metallstab mit abgerundetem Knopfe (Doublierwinkel) *a*, wird durch endlose Führungsänder *b*, die auf Zugwalzen sitzen, nach der Druckrolle *c*, die mit regulierbarer Belastung versehen ist, geleitet und wird zum Schluß vom Falter *d* gefaltet (f. Figur, Modell „EU“ der Zittauer Maschinenfabrik); vgl. a. Baumwollspinnerei, Bd. 1, S. 606, und Zwirn. *Singer.*

Douchen, f. Duschen.

Douglasprozeß der Kupfergewinnung, f. Kupfer.

Douwes' Aufgabe. Die nach dem niederländischen Nautiker Douwes (gest. 1773) benannte (übrigens etwas früher von Maupertuis gelöste und selbst 200 Jahre früher nachzuweisende) Aufgabe besteht darin, aus zwei zu beliebigen Zeiten des Tages gemessenen Höhen eines Gestirns, z. B. der Sonne, und der



meist einige Stunden betragenden Zwischenzeit der Beobachtungen die geographische Breite des Beobachtungs-(Schiffs-)orts und zugleich die Ortszeit der ersten Beobachtung zu bestimmen.

Wenn die Zeit, d. h. der Uhrstand gegen Ortszeit, bekannt wäre, so wäre die günstigste Zeit zur Höhenmessung für die Breitenbestimmung die Zeit der Kulmination der Sonne, f. Polhöhenbestimmung; wäre die Polhöhe bekannt, so wäre zur Zeitbestimmung durch Höhen die günstigste Zeit der Stand der Sonne in der Nähe des ersten Vertikals, f. Zeitbestimmung. Die für einen festen Standpunkt sehr einfache Aufgabe kompliziert sich zur See etwas durch die zwischen beiden Beobachtungen liegende Ortsveränderung des Schiffs und bei Sonnenbeobachtungen durch die Deklinationsänderung der Sonne in der Zwischenzeit; sie ist auf den verschiedenen Wegen gelöst worden, z. B. von Laalande [1] (wie auch schon von Douwes selbst 1754) durch allmähliche Annäherung, da eine genauere Breite aus dem „gegossenen“ Schiffsort, d. h. den durch Kompaß und Fahrt vom letzten astronomisch bestimmten Schiffsort aus näherungsweise gefundenen, bekannt ist; vgl. [1]—[5]. Uebrigens hat die Aufgabe seit allgemeinerer Anwendung der „Summerlinien“ (f. d.) zur Bestimmung des Schiffsorts viel von ihrer Bedeutung verloren.

Literatur: [1] S. z. B. Faye, *Cours d'Astronomie de l'École Polytechn.*, Paris 1883, Bd. 2, S. 384—386. — [2] Wolf, *Handbuch der Astronomie*, II, 1, Zürich 1892, S. 85—86. — [3] Günther, *Mathematische Geographie*, Stuttgart 1890, S. 546 ff., mit vielen Literaturangaben; — auch [4], ein beliebiges Lehrbuch der (astronomischen) Navigation, z. B. das deutsche amtliche Handbuch der Navigation, 2. Aufl., Berlin 1881, S. 295 ff.; — endlich [5] die gründliche Abhandlung von Weyer, *Die direkten oder strengen Auflösungen für die Bestimmung des Beobachtungsortes aus zwei Höhen der Sonne oder anderer bekannter Gestirne nebst dem Zeitunterschied der Beobachtungen*, Ann. d. Hydr., 11. Jahrg., S. 69, 148, 209; Aus dem Archiv der Seewarte, 17. Jahrg., Hamburg 1894.

Ambronn.

Dowdsches Tunnelbausystem, f. Tunnelbau.

Dowlas, sehr dichte, gute Leinwand (Lederleinwand), früher vorzugsweise in der Lausitz und in Schlesien hergestellt und viel nach England exportiert; auch Bezeichnung für starke, nicht appretierte Baumwollgewebe zu Leibwäsche.

Downsongs, f. Kraftgas.

Downtonpumpe, f. Drainageeinrichtung.

Doxrudischer Prober, f. Petroleum.

Dra, Längenmaß in Tunis und Tripolis, die Dra Aobi (für Leinwand) = 0,484 m, die Dra Turki (für Seide) = 0,637 m, die Dra Endelsy (für Wollstoffe) = 0,667 m; in der Türkei Draā = $\frac{3}{4}$ Yard oder 0,6858 m. *Plato.*

Drachen, zu meteorologischen Zwecken, sind seit 1894 in wachsendem Umfange in Gebrauch, um die meteorischen Verhältnisse zu erforschen. Mittels Drachen, deren je nach Bedarf mehrere neben- oder hintereinander angepannt werden, gelingt es, von Uhrwerk getriebene Registrierapparate bis zu Höhen von 5000 m in die Luft zu heben und gleichzeitige Aufzeichnungen des Luftdrucks, der Temperatur, der Feuchtigkeit der Luft und der Windgeschwindigkeit zu erhalten.

Näheres f. Kippen, Bericht über die Erforschung der freien Atmosphäre mit Hilfe von Drachen, in: Aus dem Archiv der Deutschen Seewarte, 24. Jahrg., 1902, Nr. 1. *Großmann.*

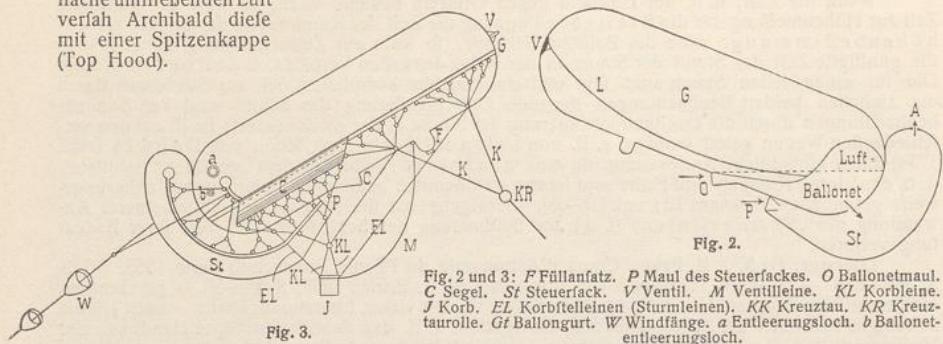
Drachenballon. Der Fesselballon ist bekanntlich ein Spiel des Windes, und man hat ihm aus diesem Grunde früher jede Brauchbarkeit für Zwecke militärischer Erkundung und Beobachtung abgesprochen. Hauptmann Gaede der preußischen Fußartillerie glaubte diesen Uebelstand damit beseitigen zu können, daß er einen Ballon mit einer großen Drachenfläche verband [1]. Er schuf mit dieser Idee den ersten Drachenballon.

Sein Projekt, das er 1873 veröffentlichte, stellte eine lanzettförmige Drachenfläche dar, die an ihrer Rückseite mit einem spindelförmigen Ballon durch ein Netz verbunden war. Der Gedanke kam, wenngleich mit einigen Abweichungen, zur Ausführung, als 1885 Professor E. Douglas Archibald in England Beobachtungen über Windgeschwindigkeiten in der Höhe anstelle [2], [3]. Archibald baute allerdings nur einen kleinen Drachenballon von $3\frac{1}{4}$ cbm Inhalt, der an einem leichten Drahtseil 225 m Höhe erreichte. Der Drache (vgl. Fig. 1) bestand aus einem Achteck, dessen Versteifung vier Bambusstangen bildeten. Zwei Enden dieser Versteifung waren am Ballonring



Fig. 1.

direkt befestigt, die vier oberen freien Enden wurden durch Bambusstangen mit der Krone des Ballons starr verbunden. Um ferner die Drachenfläche stabil zu erhalten und das lästige Stoßen und Schwanken des Drachenballons zu verhüten, wurde am Ring noch ein Schwanz aus sich selbst regulierenden Kegeln angebracht. Zum Schutz des Ballons vor dem Druck der die Drachenfläche umfließenden Luft versah Archibald diese mit einer Spitzenkappe (Top Hood).



Die Ergebnisse dieses, wenngleich im kleinen, so aber doch durchgeföhrten Versuchs werden wie folgt zusammengefaßt: 1. Der Drachenballon kann an einer viel größeren Zahl von Tagen aufsteigen als ein Fesselballon allein. — 2. Der Infasse kann Höhe und Azimut des Ballons ändern, indem er entweder die untere oder die Seitenbefestigung des Drachen anzieht. — 3. Mit dem Drachen ist, ausgenommen bei Windstille, ein kleinerer Ballon nötig, um ein gegebenes Gewicht zu heben. Die beste Lösung des Problems eines Drachenballons fanden die Hauptleute v. Parseval und Barfisch v. Sigsfeld, indem sie einen walzenförmigen Ballon wie einen Drachen unter einem bestimmten Neigungswinkel der Längssache in den Wind stellten und mit Steuervorrichtung versahen (D.R.P. Nr. 75731). Diese in fast allen europäischen Armeen eingeföhrte Konstruktion (Fig. 2 und 3) besteht aus dem Gasraum *G* und dem Luftballonet. Letzteres füllt sich durch das Ballonetmaul *O* selbsttätig mit Luft und hält somit den Gaskörper unter einer Spannung, die seine Form im Wind dauernd erhält. Dehnt sich anderseits das Gas durch Erwärmung stark aus, so wird die Luft aus dem Ballonet durch eine kleine Öffnung nach dem Steuerfack *St* hin ausgedrückt. Im äußersten Falle öffnet sich selbsttätig das mit der Ballonetwand durch die Ventilkette *L* verbundene Ventil *V* und läßt einen Teil des Gases heraus. Hinten befindet sich zur Stabilisierung der Steuerfack *St*, der sich durch das Maul *P* mit Luft füllt und bei dem kleinen Loch *A* solche herausläßt. Am hinteren Teil befinden sich außerdem noch zwei Segel *C* und ein mit Windtuten *W* versehener Schwanz. Der Drachenballon besitzt kein Netz, sondern einen am Äquator befestigten Gurt, an dem sowohl die Fesselung *K KR* als die Korbaufhängung *KL J* angebracht sind.

Die militärischen Drachenballons haben Größen von 600—800 cbm. Sie haben den Vorteil, bei Winden bis 20 m pro Sekunde oben in der Luft bleiben zu können.

Literatur: [1] Archiv für Artillerie- und Ingenieuröffiziere der preuß. Armee, Berlin 1873. — [2] Twenty-second Report of the Aeronautical Society of Great-Britain. — [3] Zeitschr. des deutsch. Vereins zur Förderung der Luftschiffahrt 1887 und 1896; v. Parseval, Der Drachenballon, Beilage; v. Tschudi, Der Unterricht des Luftschiffers, 2. Aufl., Berlin 1905. — Moedebeck.

Drachenblut (*Sanguis draconis*, *Resina draconis*, *Sang-Dragon*, *Dragons Blood*) ist ein rotes harzartiges Produkt von verschiedener Abstammung und sehr verschiedenem Werte.

I. Das für den europäischen Handel wichtigste Drachenblut stammt von den Früchten der Drachenrotangpalm (Daemonorops draco *Mart.*, *Calamus draco* *Willd.*), die auf den Inseln des südostasiatischen Archipels (Sumatra, Borneo, Penang) einheimisch ist. Es heißt daher indisches oder Palmendrachenblut [1]—[4]. Zwischen den dachziegelförmig aneinander liegenden, fast viereckigen Schuppen der nüßgroßen Früchte dieser Palme scheidet sich das Harz ab und wird durch Abklopfen gewonnen. Früher ließ man diese Harzpartikel mittels Sonnenwärme oder Wasser dampf zu pfefferkorn- bis haselnüßgroßen Körnern zusammen schmelzen und erhielt auf diese Weise die Körnerorte „Drachenblut in Körnern“ (in granis, en olives) als reinstes und teuerste Sorte. Gegenwärtig schmilzt man mittels Wasser dampfs das Harz aus den Früchten heraus und formt es zu zylindrischen oder etwas flachgedrückten, spitz zulaufenden, 2—5 dm langen, 1—3 cm dicken Stangen (Stangendrachenblut, *Sanguis draconis in baculis*, en baguettes), die in das Blatt einer Palme (Licuala) gehüllt sind [2], [3]. Die Stangen sind hart, spröde, an der Oberfläche schwarzbraun, an der Bruchfläche dunkelrotbraun, sehr dicht und gleichmäßig, mitunter mit Fruchtschuppenresten versehen, undurchsichtig, ohne Geruch und Geschmack. Das Pulver ist hochrot bis ziegelrot, klebt nicht zwischen den Fingern und ist in Alkohol, konzentrierter Essigfärre, Benzol, Schwefelkohlenstoff, Petroleum und Chloroform mit 20% Rückstand löslich [5]. Es schmilzt bei 70° und besteht nach Tschirch und K. Dieterich [6] aus rotem Harz, das ein Gemisch des Benzofäuredracorefinatannolesters $C_6H_5COO \cdot C_8H_9O$ und des Benzoylesigfäuredracorefinatannolesters $C_6H_5COCH_2COO \cdot C_8H_9O$ darstellt, ferner aus Dracolaban ($C_{20}H_{40}O_4$), Dracorefen ($C_{26}H_{44}O_2$), aus ätherunlöslichem Harz und Mineralteilen. Die

alkoholische Lösung gibt nach Zufatz von Eifenchlorid eine gelbbraune Lösung. — Eine andre, weniger reine Sorte dieser Drachenblutart ist das Kuchen- oder Maffendrachenblut, formlose Massen von rotbrauner oder ziegelroter Farbe und grobkörnigem Bruche, durch Zerstampfen der Früchte gewonnen. (Vgl. die verschiedenen Gewinnungsmethoden in [1] und [2].)

II. Westindisches, mexikanisches und südamerikanisches Drachenblut wird von *Pterocarpus draco L.* (Papilionaceae), von *Croton draco Schlechtend.* (Mexiko), *Dalbergia monetaria L.* (Surinam) und *Croton gossypifolium HBK* (Venezuela) abgeleitet. Es kommt in unserm Handel nicht vor [2].

III. Kanarisches Drachenblut (Madeira-Drachenblut), unregelmäßige Stücke von dunkelroter Farbe, stammt von *Dracaena draco L.* (Liliaceae).

IV. Somali- und Socotora-Drachenblut von *Dracaena cinnabari Balfour* ist mit der vorigen Sorte das Drachenblut der Alten (Kinnabari, Alachmen oder „Blut der fünf Brüder“) [1], [2]. — Von dem indischen Drachenblut ist es durch chemische Reaktionen leicht zu unterscheiden (f. Tabelle). Gefälschtes Drachenblut wird aus Kolophonum, Mafix, Ladanum und Sandelholz erzeugt. Es ist mikroskopisch leicht nachweisbar. Als Zufäste sollen mit Fernambuk gefärbtes Gummi, Dammar und Wachs in Verwendung kommen [1], [2]. In der Technik dient das Drachenblut zur Lackfabrikation, zu rotem photographischen Pigmentpapier, als Aetzgrund bei der sogenannten amerikanischen Zinkätzung [7]; der rote Weingeistfärnis (die Tischlerpolitur) enthält Drachenblut. Nach Flückigers Untersuchungen [4] hat Prolius die Reaktionen, mittels denen man das Palmendrachenblut vom Socotora-Drachenblut unterscheiden kann, in folgender Tabelle zusammengestellt.

| | Farbe der Lösung | Bleizucker-lösung gibt | Kochung mit Aetzkalk gibt | Filtrat der Aetzkalk-kochung mit Kohlensäure behandelt | Das Harz mit wässriger Sodalösung gekocht | Salzsäure fällt aus der Lösung in Soda | Ver-dunstungs-rückstand der Sodalösung in Alkohol gelöst |
|---|--|-------------------------------|---------------------------|--|---|---|--|
| Palmen-Drachen-blut in Weingeist gelöst | braunrot, stark verdünnt gelbrot | gelbroten Nieder-fschlag | zinnober-rotes Filtrat | zinnober-roter Nieder-fschlag | lässt sich mit schwach-brauner Farbe | braune Flocken | rote Färbung |
| Socotora-(Dracaena-) Drachen-blut in Weingeist gelöst | karminrot, auch bei starker Verdünnung | blaß-violetten Nieder-fschlag | dunkel-braunes Filtrat | grau-brauner Nieder-fschlag | lässt sich mit dunkel-brauner Farbe | fällt erst gelben Farbstoff und dann rotes Harz | gelbe Färbung |

Literatur: [1] Martiny, E., Encyklopädie der med.-pharm. Naturalien- und Rohwarenkunde, Bd. 2, Leipzig 1854, S. 693. — [2] Wiesner, Die Rohstoffe des Pflanzenreiches, 2. Aufl., Leipzig 1900, Bd. 1, S. 338—346. — [3] Vogl, A., Kommentar z. 7. Ausg. d. österr. Pharmak., Wien 1892, Bd. 2, S. 452. — [4] Flückiger, Pharmakognosie des Pflanzenreiches, 2. Aufl., Berlin 1883, S. 97. — [5] Hirchfsohn, Beitr. z. Chem. d. wichtigsten Harze, Gummiharze und Balfame, Archiv der Pharm. 1877, Bd. 210, und Inauguraldissert., Petersburg 1877. — [6] Archiv der Pharm. 1896, Bd. 237, S. 401. — [7] Fleck, C., Eders Jahrb. f. Photogr., 1895, S. 143, u. 1896, S. 563. T. F. Hanausek.

Drachenflieger, f. Flugmaschinen.

Drachme, seit 1843 die Münz- und Rechnungseinheit in Griechenland, = 100 Lepta. Bis 1867 betrug ihr Silberwert 0,725 M., von da an 0,751 M.

Die noch im Verkehr befindlichen alten (vor 1843 geprägten) sind minderwertig; man rechnet 1 neue Drachme = 1 alte Drachme und 15 Lepta, $\frac{1}{5}$ -Neu-Drachmen-Stück zu 25 Lepta (alt). — Als Handelsgewicht ist die sogenannte königliche Drachme = 1 g, die alte Drachme (Drami) = 3,208 g (l. d. Dramm). In Deutschland und fast allen europäischen Staaten war die Drachme bis zur Einführung des metrischen Systems ein Medizinalgewicht und gleich $\frac{1}{8}$ Unze (l. d.).

Plato.

Drängvorrichtung, f. Wirkerei.

Drängwaffer (Druck-, Kuver-, Qualm- oder Quellwaffer), dasjenige Waffer, das sich in eingedeichten Niederungen aus dem Boden hervordrängt, wenn der Wafferstand außerhalb des Dammes längere Zeit höher als das Niveau des Binnengeländes steht.

Es verdankt seine Entstehung dem hydraulischen Druck des Außenwaffers und tritt in um so größerer Menge auf, je größer der Höhenunterschied zwischen dem Außen- und Binnenwafferstande ist. Außerdem ist die Menge des Drängwaffers durch die Beschaffenheit des Bodens bedingt; tiefgründige Kies- und Sandböden befördern das Auftreten von Drängwaffer, während eine Bedeckung des durchlässigen Unterbodens mit dichten Alluvionen oder die Zwischenlagerung von Tonenschichten im Untergrund daselbe verhindert oder ganz zurückhält. Tief eingehauene Gräben erhöhen die Menge des Drängwaffers, indem sie den Widerstand des Bodens gegen das Durchströmen vermindern. Auch verlaßne Flußbetten wirken derart, woffern sie nicht mit dichten Ablagerungen ausgekleidet sind. Näheres unter Entwässerung des Bodens und Schöpfwerke.

Drach.

Dragge, f. Anker.

Draht, fadenförmige Metallware, meist zylindrisch, von großer Länge und geringem Durchmesser, die gewöhnlich in Form von aufgewickelten Ringen in den Handel kommt. Draht wird aus fast allen dehnbaren Metallen hergestellt. Guter Draht muß gleichmäßig zäh und biegsam und an allen Stellen von gleichem Querschnitt sein. Er darf keine unganzen Stellen und keine Risse haben.

Die Stärke des Drahtes, die mit Drahtlehren (s. d.) gemessen wird, schwankt gewöhnlich zwischen 10 mm und 0,2 mm. Feine Gold- und Silberdrähte haben nur einen Durchmesser von 0,04—0,05 mm. Die Länge der einzelnen Drahtenden beträgt bis zu 100 m; Eisen draht von 0,2 mm Stärke ist schon bis zu 4000 mm Länge hergestellt. Die gebräuchlichsten Drahtstärken sind in folgender Tabelle von Karmarsch [1] zusammengestellt.

| Drahtgattung | Anzahl der Nummern | Dicke in Millimetern | |
|----------------------------|--------------------|----------------------|----------------|
| | | größte Nummer | feinste Nummer |
| Eisendrähte, gewöhnliche | 40 | 11,53 | 0,10 |
| " " | 25 | 7,00 | 0,40 |
| " " | 36 | 6,60 | 0,13 |
| " " | 54 | 18,20 | 0,18 |
| " Klavierfäden | 15 | 0,80 | 0,15 |
| " " | 29 | 1,12 | 0,31 |
| " Kratzendraht | 23 | 1,00 | 0,37 |
| " Seildrähte | 17 | 6,25 | 1,07 |
| Stahldrähte, gewöhnliche | 36 | 7,49 | 0,18 |
| " für Uhrmacher | 114 | 12,55 | 0,33 |
| " Klavierfäden | 20 | 1,47 | 0,38 |
| " Nadelrähte | 24 | 1,22 | 0,10 |
| " Uhrfederdrähte | 16 | 1,75 | 0,89 |
| Messing- und Kupferdrähte | 26 | 5,60 | 0,40 |
| " " | 62 | 18,8 | 0,19 |
| Messingene Klavierfäden | 31 | 1,14 | 0,25 |
| Tombak-, Kupfer-, Argentan | 36 | 7,40 | 0,23 |
| Verfilzte Kupferdrähte | 21 | 2,89 | 0,12 |
| Echte Silberdrähte | 10 | 0,26 | 0,05 |
| | 20 | 0,28 | 0,04 |

Die Querschnittsform des Drahtes ist in der Regel rund; Draht von andern Querschnittsformen, ovalen, quadratischen, rechteckigen u. f. w., nennt man Formdraht (Deffin- und Fassondraht). Halbkreisförmigen Querschnitt erhält Draht zur Anfertigung von Vortreckplinten. Schwalbenschwanzdraht mit keilförmigem Querschnitt und Sperrkegeldraht mit dem Querschnitt eines Sperrkegels, ferner Triebdraht mit fechs bis zwölf Zähnen für Zahnräder wird in der Uhrmacherei gebraucht. Drahte mit stern-, blatt- und blumenförmigem Querschnitt dienen in Druckereien zur Anfertigung von Tapeten und Buntpapier. Brillendraht zur Einfassung von Brillengläsern hat mondialförmigen Querschnitt.

Festigkeit. Infolge feinerer Herstellung durch Walzen und Ziehen nimmt die Dichtigkeit und Festigkeit des Drahtes, besonders bei Eisen, Stahl, Messing und Platin, zu. Durch Ausglühen und langames Erkalten verschwindet die Härte und Festigkeit wieder, und die Dicke nimmt zu: bei Eisen um etwa $\frac{1}{88}$, bei Messing um $\frac{1}{55}$, bei Kupfer um $\frac{1}{23}$ des Durchmessers. Draht, der nach dem letzten Ziehen nicht ausgeglüht ist, bezeichnet man als hartgezogenen oder blanken Draht. Geglähter Draht zeichnet sich durch große Biegsamkeit aus und wird daher zum Binden und Flechten verwendet, während hartgezogener Draht zu Federn, Klammern, Bügeln u. f. w. dient. Da beim Ziehen von Draht vorzugsweise die Oberfläche an Festigkeit gewinnt, so ist nach Karmarsch die Zugfestigkeit nicht nur dem Drahtquerschnitt unmittelbar proportional, sondern auch vom Durchmesser abhängig. Bezieht man die Zugfestigkeit in Kilogramm auf den Quadratzentimeter, so ist dieselbe für den Durchmesser d (letzterer in Millimetern): $k_z = \frac{c}{d} + k_0$. Die Werte von c und k_0 sind in folgender Tabelle für verschiedene Drahtarten zusammengestellt.

| Drahtforte | Ungeglüht c | Ungeglüht k_0 | Geglüht c | Geglüht k_0 | Drahtforte | Ungeglüht c | Ungeglüht k_0 | Geglüht c | Geglüht k_0 |
|---------------------|------------------|--------------------|----------------|------------------|-------------------|------------------|--------------------|----------------|------------------|
| Beste Eisendraht | 1590 | 6370 | 380 | 3310 | Messingdraht | 1020 | 5480 | 700 | 2870 |
| Gewöhnl. Eisendraht | 2290 | 4580 | 640 | 2870 | Harter Bleidraht | 0 | 220 | — | — |
| Stahldraht | 2670 | 6370 | 380 | 5730 | Weicher Bleidraht | 0 | 170 | — | — |
| Zinkdraht | 220 | 1270 | — | — | Platindraht | 1210 | 2230 | 960 | 1850 |
| Kupferdraht | 960 | 3500 | 0 | 2360 | Bronzedraht | 1860 | 5030 | — | — |

Vom Drahtdurchmesser unabhängige mittlere Werte für die Zugfestigkeit in Kilogramm-Quadratzentimetern (vgl. Hütte) sind folgende:

| | | | |
|----------------------------|-----------|---------------------|------------------|
| Eisendraht, blank gezo gen | 5600—7000 | Tiegelstahldraht | 9000—19000—25000 |
| geglüht | 4000 | Zinkdraht | 1900 |
| Bessemerstahldraht, blank | 6500 | Kupferdraht | 4000 |
| geglüht | 4000—6000 | Bronzedraht | 4600—7100 |
| | | Siliciumbronzedraht | 6500—8500 |

| | | | |
|--|-------------|---|-------------------|
| Doppelbronzedraht | 7600 | Bleidraht, weich | 170 |
| Höopermetalldraht, blank | 14000 | Verzinkter, geglähter | |
| Verbeserte Phosphorbronze, gegläht | 6300 | Flußeifendraht | 4000—4300 |
| Deltaitemalldraht | bis zu 9840 | Verzinkter Telegraphendraht | |
| Meßringdraht | 5000 | Tiegelfahldraht | 13500 |
| Aluminiumdraht | 2300—2700 | Flußfahldraht z. Förderfeilen | 11500—13000—20000 |
| Bleidraht, hart | 220 | | |

Das spez. Gew. für hartgezogenen Draht („Hütte“) beträgt für Schmiedeisen 7,65, Stahl 7,956, Kupfer 9,00, Messing 8,687 (nach Felten & Guilleaume, Mülheim, und C. Heckmann, Duisburg-Hochfeld).

Das Gewicht für 1000 m Länge und 1 mm Durchmesser beträgt:

für Schmiedeeisen 6,008 kg, für Kupfer 7,069 kg, für Blei 9,000 kg
 „ Stahl 6,249 „ „ Messing 6,823 „ „ Bronze 7,000 „

Die größte Verbreitung hat Stahl- und Eisendraht; fast $\frac{1}{8}$ des gesamten erzeugten Stahls und Eisens wird zu Draht verarbeitet. Bei kleinen Gebrauchsgegenständen, Polsterfedern, Klaviersaiten, Fahrrädern, Schiffstakelungen, Telegraphen- und Telephonleitungen, Kabeln u. f. w. kommt Stahl- und Eisendraht vielfach vercupfert, verzinkt und verzinkt vor. Verzinkter Eisendraht dient besonders zu Telephon- und Telegraphenleitungen. Kupferdraht kommt nur in geringer Menge, gewöhnlich ungeglüht, also blank, in mit Kupferdraht zusammengebundenen Ringen (Adern) in den Handel und wird besonders zu elektrischen Leitungen bei Feldtelegraphen oder als verzinnerter Kupferdraht für Telephonleitungen verwendet. Messing- und Tombakdraht kommt geglüht und ungeglüht in den Handel. Feine Sorten werden nach dem letzten Glühen entweder mehrmals durch ein gewöhnliches Ziehloch (lachtharter Draht) oder nur einmal durch ein scharfrändiges, schabend wirkendes Ziehloch gezogen (lichtweicher Draht). Bronzedraht dient zu Telephonleitungen und wird aus gewöhnlicher Bronze, Siliciumbronze, Doppelbronze (Aluminiumbronze mit Kupferumhüllung) und als Compounddraht (Stahlseile mit Bronzeumhüllung) hergestellt. Zink- und Bleidraht werden nur wenig verwendet, so zum Anbinden von Gewächsen und als Dichtungsmittel bei Flanschen. Gold- und Silberdraht wird bei Anfertigung von Schmuckgegenständen, Treffen, Geweben u. f. w. angewendet. Echter Silberdraht besteht aus reinem Silber, echter Golddraht aus Silber mit Gold überzogen. Unechter Silber- und Golddraht besteht aus Kupferdraht mit dünnem Gold- oder Silberüberzug. Bei echtem Golddraht beträgt das Goldgewicht $\frac{1}{50} - \frac{1}{100}$ des Silbergewichtes. Doubledraht besteht aus einer Goldumhüllung und einem Kern aus Silber oder Kupfer und wird zu Schmuckgegenständen gekauft. Zementierter Draht ist Kupferdraht mit dünnem Messingüberzug; er hat eine goldähnliche Farbe. Platindraht wird vorzugsweise für chemische und physikalische Apparate gebraucht. Aluminiumdraht ist für Kabel vorgeschlagen worden. Zinddraht kommt im Handel so gut wie gar nicht vor.

Literatur: [1] Karmarsch-Fischer, Mechanische Technologie, Leipzig 1888 und 1891; Fehland, Die Fabrikation des Eisen- und Stahldrahtes, Weimar 1886; v. Hoyer, Die Verarbeitung der Metalle und des Holzes, Wiesbaden 1897; Wedding, Grundriß der Eisenhüttenkunde, Berlin 1890; Hädicke, Die Technologie des Eisens, Leipzig 1900; Ledebur, A., Mechanisch-metallurgische Technologie, Braunschweig 1897. Dachow.

Draht (Draill, Drehung, tors, twist), Grad der Drehung der Ge-
spinste, der durch die Anzahl schraubenförmiger Windungen ausgedrückt wird, die der Faden auf bestimmte Länge, z.B. 1 cm oder 25 mm oder 1 Zoll engl. u.f.w. enthält. Garne gleicher Gattung, die demselben Verwendungszwecke dienen, werden geometrisch ähnlich hergestellt; es wird daher der Draht in der Regel verhältnismäßig der Quadratwurzel aus der Feinheitsnummer der Gespinste genommen. (S. Baumwollspinnerei, Bd. 1, S. 612.) Man unterscheidet Rechtsdraht (Schraubenlinien verlaufen rechtsgängig) und Linksdraht (Schraubenlinien verlaufen linksgängig). E. Müller.

Drahtarbeiten, die aus Draht hergestellten Gegenstände, wie sie im Haushalt und in allen Industriezweigen Verwendung finden, z. B. Haken, Ofen, Klammern, Krampen, Kistengriffe, Schaumfchläger, Haarsiebe (f. Drahtgewebe), Kleiderhaken, Korkenzieher, Drahtbüsten (f. d.). Die Herstellung erfolgt von Hand, in den meisten Fällen jedoch durch besondere Maschinen. Die Maschinen schneiden von dem stoßweise vorgeschobenen Draht die erforderlichen Stücke ab, biegen und drehen sie und spitzen gegebenenfalls die Enden an. Die Verbindung mehrerer Teile geschieht meist durch Lötung.

Haken und Oesen (Fig. 1 und 2) können mit den Maschinen (Fig. 3 und 4) von Malmedie & Co., Maschinenfabrik A.-G. in Düsseldorf-Oberbilk, hergestellt werden. In der Minute fertigen diese Maschinen etwa 100 Haken oder Oesen. Fig. 5 und 6 zeigen Haken und Oesen mit Quersteg, auf ähnlichen Maschinen hergestellt. Die Querstöße haben den Zweck, dem Gegenstand eine größere Festigkeit zu geben, und dienen auch zur Befestigung. Haken werden auch mit einer federnden Kröpfung hergestellt (Fig. 7), um ein unbeabsichtigtes Herausgleiten der Oese zu verhindern.

Fig. 8 und 9 zeigen Maschinen zur Herstellung von stärkeren Haken und Oesen (Fig. 10 und 11) derselben Firma. Die Leistung beträgt für Oesen (Fig. 9) etwa 60 Stück, für Haken

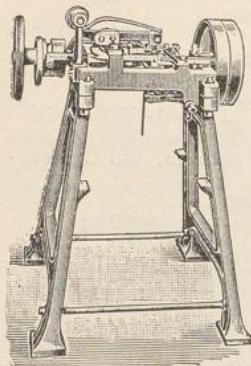


Fig. 3 (Haken).

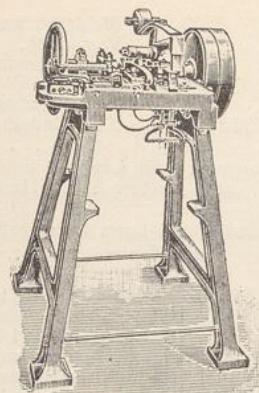


Fig. 4 (Oesen).



Fig. 10. Fig. 11. Fig. 12 und Fig. 13.

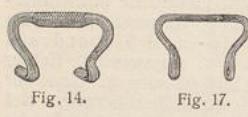


Fig. 14. Fig. 17.

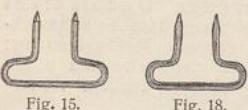


Fig. 15. Fig. 18.



Fig. 16. Fig. 19.



Fig. 20. Fig. 21.



Fig. 22. Fig. 25.



Fig. 23. Fig. 26.



Fig. 24. Fig. 27.



Fig. 28. Fig. 29.



Fig. 30. Fig. 31.

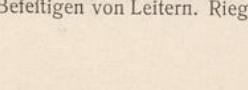


Fig. 32. Fig. 33.



Fig. 34. Fig. 35. Fig. 36.



Fig. 37. Fig. 38.



Fig. 39. Fig. 40.



Fig. 41. Fig. 42.



Fig. 43.

(Fig. 8) etwa 50 Stück pro Minute. Fig. 12 und 13 veranschaulichen Oesen zum Befestigen in Schuh-, Manschettenknöpfen u. dergl. Weitgehende Verwendung finden die Schnallen (Fig. 14—20). Fig. 21 und 22 zeigen die Teile einer Schnalle für Gürtlereizwecke, wobei der Schnallenstift (Fig. 21) durch Umbiegen an der Oese (Fig. 22) befestigt wird. Fig. 23 und 24 zeigen Verbindungsstücke und Abzweigstücke für Geschirre u. dergl., während Fig. 25 und 26

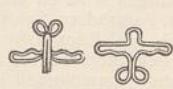


Fig. 5.



Fig. 6.

Fig. 7.

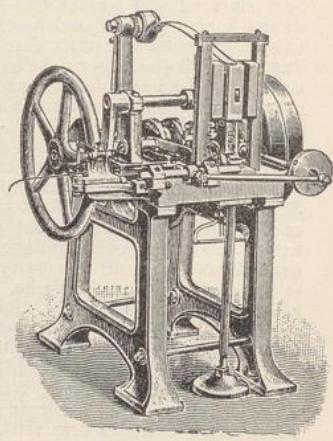
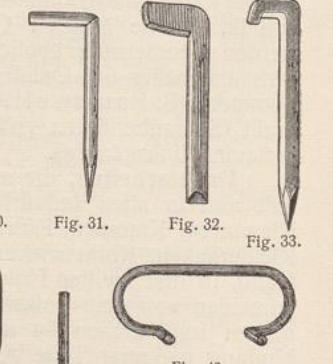


Fig. 8 (Haken).

Fig. 9 (Oesen).



einfache Gürtelösen für Gürtelschlösser darstellen. Fig. 27 bis 29 sind Oesen und Ringe für Zuggardinen, Fig. 30 ein Splint, Fig. 31—33 Haken für Bettgestelle u. dergl., Fig. 34—36 Winkelhaken und Oesen mit Holzschraubengewinde, Fig. 37 und 38 Haken für Dachlatten zum Einhängen und Befestigen von Leitern. Riegelhaken und Oesen für den allgemeinen Gebrauch zeigen Fig. 39 und 40,

Ueberwurfbügel für Kisten und Türverschlüsse Fig. 41 und 42, einen Kistengriff Fig. 43, Befestigungs-klammern für Papier u. dergl. Fig. 44 und 45. Einen großen Verwendungszweig bilden Ketten (f. d.) (Fig. 46 — 51) für Uhren, Anhänger, Jaloufieketten, Stege u. dergl. Maschinen zur Herstellung von Panzerketten sowie zur Herstellung von Band- oder Doppelketten f. in [1]. Die Leistungsfähigkeit dieser Maschinen schwankt zwischen 30 und 110 Gliedern in einer Minute je nach Größe derselben und Stärke des Drahtes. Fig. 52 zeigt eine Maschine [1] für die Herstellung von Haarnadeln (f. Nadeln) (Fig. 53 — 55), während die Maschine Fig. 56 zur Herstellung von



Fig. 44.

Krämpen (Fig. 57 — 59) dient. Ähnliche Maschinen (für Spiralfedern) f. Drahtgewebe. Fig. 60 zeigt eine Sprungfeder für Polstermöbel und Matratzen. Zu erwähnen sind ferner Nägel (f. d.), Nieten und Schrauben (f. d.) sowie die von G. Pickhardt in Bonn hergestellten Riemens und Gurte (Fig. 61 und 62), die statt Lederriemens für Kraftübertragungszwecke, Transportbänder und ähnliche Zwecke Verwendung finden; ferner Drahtbügel für Flaschenverschlüsse und Drahtfchlüsse zum Festhalten der Propfen bei Champagnerflaschen u. dergl. In D.R.P. Nr. 130 342 ist eine Vorrichtung zur Herstellung von Drahtgegenständen für die Schuhwarenindustrie beschrieben. Hierbei werden die Draht-

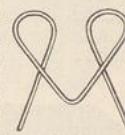


Fig. 45.

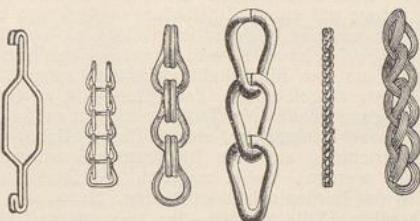


Fig. 51. Fig. 50. Fig. 49. Fig. 48. Fig. 47. Fig. 46.

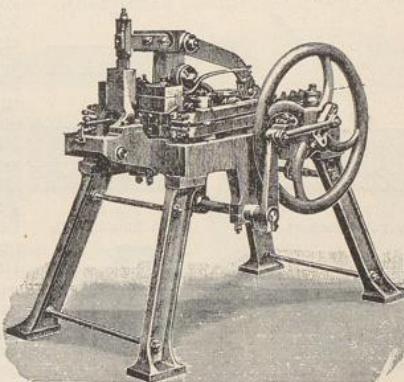


Fig. 56.



Fig. 57.

Fig. 58.

Fig. 59.

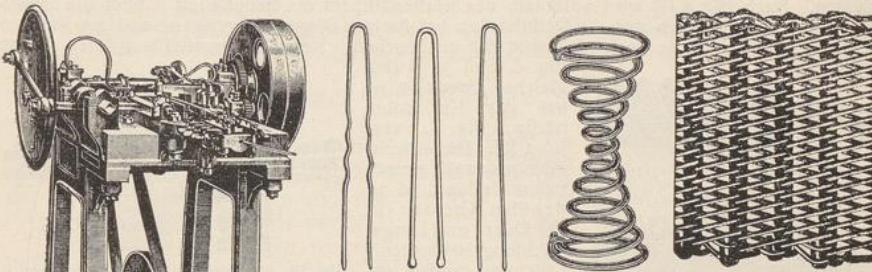


Fig. 53. Fig. 54. Fig. 55.

Fig. 60.



Fig. 61.

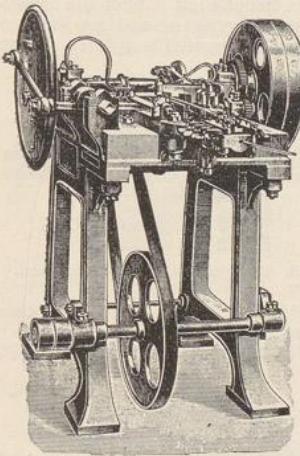


Fig. 52.

(Maschine zur Herstellung von Drahtflegeln für Holzjaloufien), D.R.P. Nr. 133 015 von Felten & Guilleaume, Carlswerk, A.-G., Mülheim a. Rh. (Maschinen zur Herstellung von Drahtketten mit U-förmig gebogenen Gliedern).

Literatur: [1] Katalog Malmedie & Co., Maschinenbau-A.-G. Düsseldorf-Oberbilk. *Dalchow*.

Drahtbrücke, f. v. w. Kabelbrücke, f. Hängebrücken.

Drahtbürsten, Bürsten (f. d.) mit Borsten aus Draht, finden besonders im Maschinenbau und in der Metallbearbeitung Verwendung: zum Reinigen von Guß-

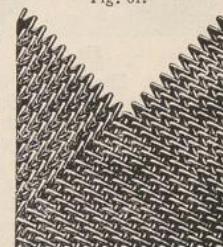


Fig. 62.

gegenständen mit einem Ueberzuge aus Kopalfirnis, gegebenenfalls unter Zufatz von Beinfwarz, versehen, um ein Rosten zu verhindern. Ferner f. D.R.P. Nr. 122 890 von Meier, Roth & Pastor, Köln a. Rh. (Maschine zur Herstellung von Drahtketten), D.R.P. Nr. 100 900 von Kraft & Schüll in Düren, Rhld.

(Maschine zur Herstellung von Drahtketten mit U-förmig gebogenen Gliedern).

Literatur: [1] Katalog Malmedie & Co., Maschinenbau-A.-G. Düsseldorf-Oberbilk. *Dalchow*.

Drahtbrücke, f. v. w. Kabelbrücke, f. Hängebrücken.

Drahtbürsten, Bürsten (f. d.) mit Borsten aus Draht, finden besonders im Maschinenbau und in der Metallbearbeitung Verwendung: zum Reinigen von Guß-

waren, zum Auskratzen von Siederöhren, beim Brünieren von Metallgegenständen, zum Abbürsten der Bronziermasse, zum Matt- und Glanzbürsten von Gold-, Silber- und Aluminiumgegenständen, zum Reinigen von Feilen, von Sieben u. a.

Der Bürstenkörper besteht aus Holz, Gußeisen, Draht, Blech, die Borsten aus Gußstahl, Kupfer, Messing, Neufilber u. a. Die gebräuchlichste Art von Drahtbürsten zeigen Fig. 1 und 2. Die Befestigung der Drahtborsten in dem Bürstenkörper erfolgt durch Rauarbeit, eingezogene Arbeit oder gedeckte Arbeit (vgl. Bürstenfabrikation). Bei der Rauarbeit werden die Enden von Drahtbüscheln mit dünnem Draht umwickelt, in zähes Pech getaucht und in das Loch eingefasst. Die Löcher gehen nicht ganz durch den Bürstenkörper hindurch. Bei der eingezogenen Arbeit werden die Drähte in der Mitte zusammengebogen und hier von einem Bindedraht umschlungen und in die Bürstenlöcher hineingezogen und festgehalten. Die Bürstenlöcher sind ganz durchgebohrt und unten etwas enger als oben, um den Bürstendrähten einen festeren Halt zu geben. Der Bindedraht wird nach einander durch alle Löcher einer Reihe hindurchgezogen. Nachdem eine Reihe fertig gebunden ist, werden die Enden des Drahtes am Bürstenkörper befestigt. Zum Abschneiden der Bürstendrähte dient eine Schere mit einem Zuschärfungswinkel von etwa 45° , um ein Zerdrücken der Drähte zu verhüten. Bei der gedeckten Arbeit wird auf den Bürstenrücken, um den Bindedraht unsichtbar zu machen, eine Platte aufgeschraubt. Zum Binden ist in diesem Falle kein fortlaufender Draht nötig; man benutzt auch kurze Drahtstücke, deren Enden durch eine Drehvorrichtung auf dem Bürstenrücken zusammengedreht werden, wobei zugleich die Drahtborsten sich in das Bürstenloch hineinziehen. Durch die aufgeschraubte Platte werden die zusammengedrehten Drahtenden festgeklemmt.

— Diese Befestigungsarten haben den Nachteil, daß die Drahtborsten dicht am Bürstenrücken leicht abbrechen, da die Drahtbüschel an der Kante *a* (Fig. 3) eine starke Biegung erleiden. Nach Fig. 4 [1] wird unterhalb des Bürstenkörpers ein Schutzbrett *b* über die Drahtbündel geschoben, durch das die Drahtborsten bei starkem Biegen festgehalten und am Brechen gehindert werden, da sie nach rückwärts sich ausbauchen. Derartig hergestellte Bürsten zeigen

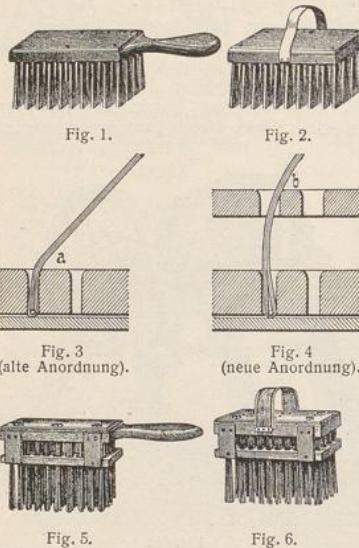


Fig. 5 und 6. Der gleiche Zweck wird bei der Kesselrohrbürste, Fig. 7, verfolgt [3]. Die einzeln oder paarweise geordneten Drähte sind in gewissen Grenzen in der Quer- und Längsrichtung beweglich. Dies wird dadurch erreicht, daß die Bohrungen im Bürstenkörper größer sind als die Drähte, die eine befördere Befestigung erhalten.

Andre gebräuchliche Bürstenformen sind in Fig. 8—18 dargestellt. Die Bürste Fig. 8 dient zum Reinigen von Siederöhren. Die Spitze der Bürste und die am hinteren Ende angebrachte Glocke schützen die feinen Bürstendrähte vor dem Glühendwerden, wodurch die Drähte ihre Härte verlieren würden. Ferner dienen beide Teile zur Führung der Bürste. Die Drahtborsten sind dadurch befestigt, daß sie zwischen Drähte gelegt und diese zusammengedreht werden. — Die Bürste Fig. 9 und 10 dienen zum Reinigen gebogener Röhren. Die letztere besteht aus sechs Bürsten Scheiben *b* mit zwischengelegten Gummischeiben *c*, die an einem Drahtseil befestigt und durch einen Bürstenhalter *d* zusammengehalten sind. Die Bürste wird mit einer Kette oder einem Seile zum Hindurchziehen durch das Rohr verbunden. — Die Bürste Fig. 11 dient zum Reinigen weiter Rohre, wie Schornsteine, Heizungsrohre, Gas- und Wasserleitungsrohren. Man benutzt derartige Bürsten auch für Sauggasanlagen



zum Abfangen von Staub, indem sie in das Gaszuleitungsrohr vor dem Motor eingeschaltet werden. Eine andre Befestigungsart von Drahtborsten in Siederohrbürsten [2] zeigen Fig. 12 und 13. Die Borsten werden zwischen sechs Drähte gelegt und diese gewunden, wobei sich die eingelegten Drähte senkrecht stellen. — Zur äußeren Reinigung von Röhren ist die Bürste nach Fig. 14 bestimmt. Der Rücken besteht aus einer biegsamen Blechplatte, so daß Röhre verschieden Durchmessers abgebürstet werden können. Pinselähnliche Bürsten, Fig. 15 und 16, dienen zum Putzen feinerer Gußstücke. Eine bequeme

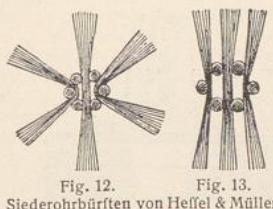


Fig. 12. Fig. 13.
Siederohrbürsten von Hessel & Müller.

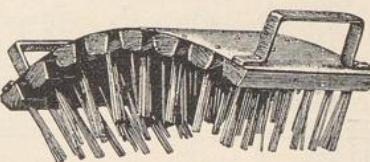


Fig. 14.

Verwendung gefüllt die Rundbürsten, Fig. 17. Sie machen bis zu 1200 Umdrehungen in der Minute und werden außer zum Putzen kleinerer, leicht zu handhabender Gußstücke auch in Gold-, Silber- und Metallwarenfabriken, ferner von Galvaniseuren und Ziseureuren und zum Abbürsten und Bronzieren von Gewehrläufen benutzt (vgl. Brünnen).

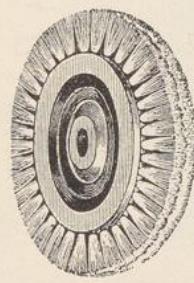


Fig. 18.

Die Drahtbündel sind hier nicht in Löchern befestigt, sondern sind haarnadelartig um aufgesteckte Ringe geschlungen, wodurch ein Abbrechen der Drähte verhütet wird. Die Bürste Fig. 18 mit feinen Drahtborsten dient zum Feinschleifen und

Nachschmiegeln von Metallgegenständen.

Außer im Maschinenbau und zur Metallbearbeitung finden Drahtbürsten ebenfalls vielfache Verwendung: in Müllereien, zur Straßen-, Fußboden- und Steinreinigung, zum Auscheuern von Fäfern, zu Schnee- und Straßenbesen, als Haarbürsten, ferner zum Reinigen der Bäume von Moos und Flechten u. a.

Literatur: [1] Katalog von Petzold, Ernst, jun., Chemnitz, Drahtbürsten- und Holzwarenfabriken. — [2] Hessel & Müller, Chemnitz-Gablenz, Drahtbürstenfabrik. — [3] Meßner, Julius, Cannstatt.

Dalchow.

Drahtbundvorrichtung, f. Telegraphie.

Drahdarre, f. Malz.

Drahteinlegemaschinen dienen zum Einlegen und Befestigen von Drähten in die Ränder von Blechwaren, um ihnen eine größere Fertigkeit zu verleihen.

Fig. 1 und 2 [1] zeigen schematisch eine Drahteinlegepresse; *a* ist die Patrize (Preßtempel), *b* die Matrize (Unterstanze), *c* ein verstellbarer Boden, *d* das Ringfutter. Fig. 3 zeigt das Gefäß mit eingelegtem Drahtring, Fig. 4 und 5 veranschaulichen das Einlegen eines Drahtringes in vergrößertem Maßstabe [1].

Literatur: [1] Kannegießer, Das Preßen, Prägen und Stanzen der Metalle, Leipzig 1904.

Dalchow.

Drahtfabrikation, erfolgt durch Walzen, Ziehen und Preßen. Preßen findet nur bei Zinn und Blei statt, indem das bis nahe zum Schmelzpunkt erhitzte Material aus einem Zylinder mit engen Oeffnungen durch hydraulischen Druck herausgepreßt wird.

Als Vorerzeugnis zur Drahtherstellung aus Eisen und Stahl werden Drahtstäbe, Prügel oder Knüppel hergestellt, und zwar durch Schmieden von Metallblöcken, durch Zerschneiden von Blechen oder durch Gießen mit nachfolgendem Auswalzen. Die Herstellung von Draht zerfällt in das Auswalzen der Knüppel zu Walzdraht bis auf etwa 5,5 mm Durchmesser und für dünnerne Drähte in das darauf folgende Ausziehen.

Die Drahtwalzwerke zum Auswalzen der Knüppel, welch letztere einen quadratischen Querschnitt von meist 50—52 oder auch 65 mm Seitenlänge haben, bestehen aus Walzstraßen, die sich aus mehreren nebeneinander liegenden Walzgerüsten zusammensetzen. Während die ersten Walzwerke nur aus einer Vorwalze und der Fertigwalzstraße bestanden, bekamen sie später

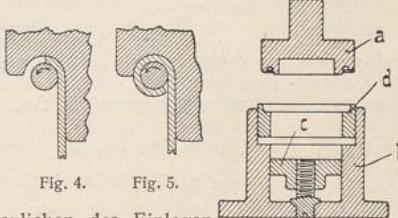


Fig. 4. Fig. 5.

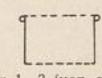


Fig. 1—3 (von oben nach unten).

zwei Vorwalzen. Heute haben sie gewöhnlich eine Vorwalzstraße, eine Mittelstraße und eine Fertigstraße. Ein Walzwerk mit einer Vorwalze *a* und zwei Fertigwalzen *b* und *c* zeigt Fig. 1. Das erste Walzgerüst enthält drei Walzen (Triowalzen), in denen der Knüppel durch Hin- und Herwalzen gestreckt wird, indem er abwechselnd oben und unten eingefleckt wird. In den

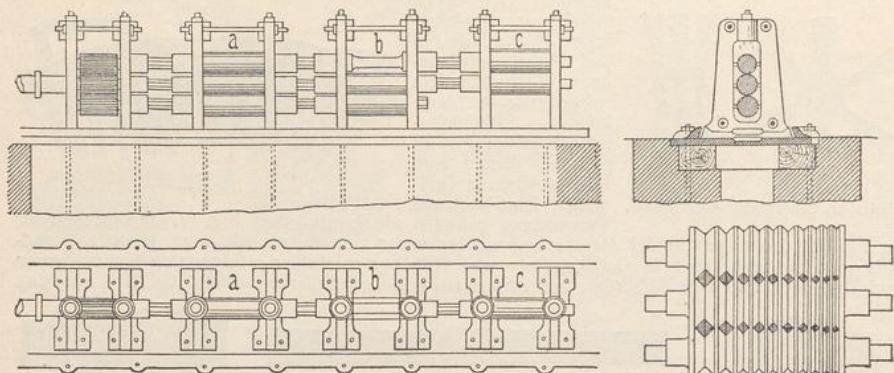


Fig. 1.

Fertigwalzen wird der aus einem Kaliber herauströmende Draht umgebogen und in das folgende eingeführt, noch bevor er das vorhergehende verlassen hat. Da zur Verhütung einer zu starken Abkühlung das Eisen stark gestreckt werden muß, gibt man den Walzkalibern abwechselnd einen quadratischen und ovalen Querschnitt (Fig. 2). Vom Querschnitt *a* wird das Eisen in



Fig. 2.

13 Abstufungen auf den Querschnitt *b* gewalzt und nach jedem Durchgang durch ein Kaliber um 90° gedreht. Die Drahtführung bei einem Walzwerk mit zwei Vorwalzen und acht Fertigwalzen veranschaulichen Fig. 3 und 4 [1]. Die Vorwalzstraße hat ein Trio- und ein Duogerüst (zwei Walzen). Es findet hier schon ein Umstecken (Umbiegen) des Drahtes statt; die Fertigstraße besteht aus acht Gerüsten. Fig. 5–7 zeigen die Drahtführung bei sechs und sieben Fertigwalzen. Die Anordnung Fig. 7 ist für Knüppel von 65 mm Stärke bestimmt. Sie erfordert nur zwei Kaliber mehr als die Anordnungen Fig. 5 und 6, so daß hier der Knüppel durch ein Kaliber unnötig hindurchgeht. Gewöhnlich sind 15 Kaliber erforderlich, um Knüppel von 50 mm Seitenlänge zu 5,5 mm Walzdraht herunterzuwalzen.

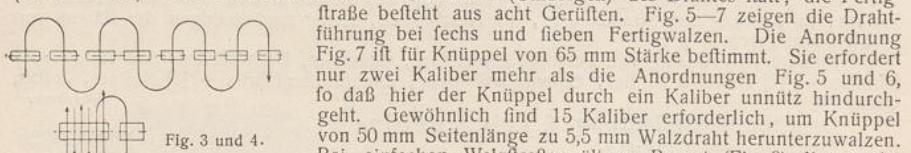


Fig. 3 and 4.

Bei Drahtwalzwerken mit einer Mittelstraße liegt diese zwischen den Fertigwalzen in der Längsrichtung der Antriebsachse, die Vorwalze etwas vor denselben [2]. Häufig ist die Fertigstraße von der Mitte aus nach rechts und links zum Fertigmachen eingerichtet. Fig. 9 und 10 zeigen Anordnungen dieser Art [2]. Mittel-

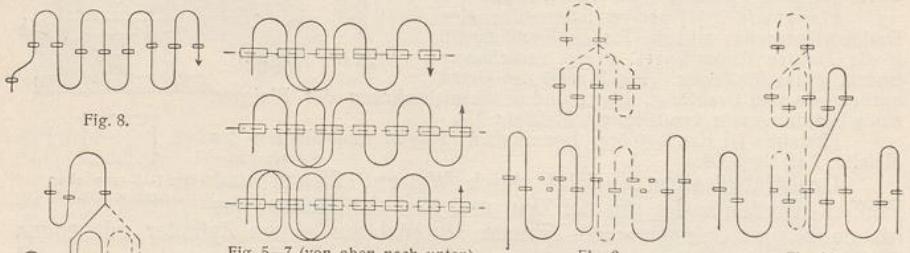


Fig. 5–7 (von oben nach unten).

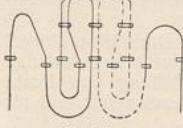
Fig. 9.

Fig. 10.

und Fertigstraße sind zweifigig. Der Draht wird abwechselnd nach rechts und links geführt. Bei der Anordnung Fig. 11 ist die Mittelstraße einreihig, die Fertigstraße zweireihig. Die ersten sechs Drahtführungen erfolgen abwechselnd in der Mittel- und Fertigstraße. Die Straße kann mit einer Hälfte außer Betrieb gesetzt werden. Weitere Walzenanordnungen sind in der unten angegebenen Quelle [2] beschrieben.

Von den bisher genannten Walzstraßen unterscheiden sich diejenigen mit kontinuierlichem Betrieb. Die Walzen liegen hier hintereinander und werden seitlich angetrieben. Die Anordnungen haben leicht unter Störungen zu leiden. Bei allen neueren Walzstraßen lassen sich

Fig. 11.



mehrere Drähte zugleich auswalzen. Die Anlage eines Walzwerks nebst Antrieb veranschaulicht Fig. 12. Die Walzen dieses Walzwerks (Jünkerather Gewerkschaft, Jünkerath, Rheinland), das aus Vorwalzstraße, Mittelstraße und Fertigstraße besteht, haben einen Durchmesser von 450, 330 und 230 mm. Ihre Umdrehungszahl beträgt 90, 250 und 550 in der Minute. Es können drei Drähte zu gleicher Zeit ausgewalzt werden. Der Antrieb der Walzen erfolgt durch Hanfseile.

Nach D.R.P. Nr. 141501 erhält ein Walzgerüst zum gleichzeitigen Fertigwalzen zweier oder mehrerer Drähte für jeden einzelnen Draht ein besonderes Fertigwalzenpaar, das für sich nachgestellt und angetrieben wird. Die in einem derartigen Gerüst vereinigten Walzenpaare haben, als Paar betrachtet, alle gleichen Drehungssinn. Der Zweck ist, die Drähte genau gleichmäßig zu machen, da bei nur einem Fertigwalzenpaar die Walzen bei jedem Stecken eines

neuen Drahtes einen Sprung machen. — Nach D.R.P. Nr. 99995 wird Draht durch drei konische konvergierende Walzen hergestellt, die sich bei gleichzeitiger Bewegung um ihre eigene Achse auf dem Material abrollen.

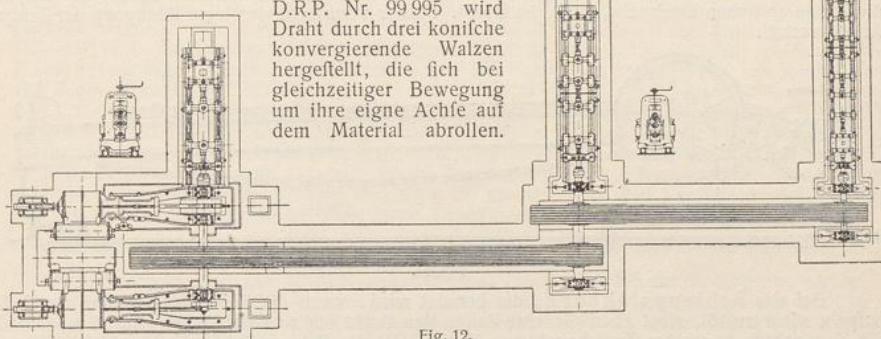


Fig. 12.

In Amerika werden Knüppel von 4 Zoll Seitenlänge mit 19 Durchgängen auf 5,5 mm ausgewalzt. Die Fertigwalze hat acht Durchgänge. Es können zu gleicher Zeit bis zu fünf Drähte gewalzt werden. — Die Walzen erhalten eine hohe Geschwindigkeit, damit der Draht noch warm durch alle Walzen hindurchgeht. Solche Walzwerke nennt man Schnellwalzwerke.

Die Ueberführung des Walzdrähtes von einem Kaliber zum andern erfolgte früher von Hand mit einer Zange. Das Ordnen der Drahtschlingen befreiten Knaben mit eisernen Haken. Heute erfolgt die Umschaltung felsftätig durch ein halbzylindrisches Rohr, das im Halbkreis zum nächsten Kaliber geführt wird. Am Ende des Rohrs befindet sich ein kegeliger Rohrabsatz (Fig. 13), durch den hindurch der Draht sich selbst in das Kaliber einführt. Der nachfolgende Draht bildet eine Schleife, hebt sich über den Rand der Halbröhre empor und fällt zu Boden. Die Umschaltungen beim Walzen mehrerer Drähte müssen mehrteilig sein. Sie bestehen meist aus mehreren, in einem Stück gegossenen halbkreisförmigen, konzentrischen Furchen. Am Drahteingang haben diese spitzwinkligen, oben offenen Querschnitte, der in einem rechteckigen Querschnitt übergeht. Am Ende tragen die einzelnen Furchen Rohrabsätze. Bei der Uebergangsstelle zum rechteckigen Querschnitt kann der Draht herausstreten, nachdem er sich in die Walze eingeführt hat. Statt der rohrartigen Kanäle zur Ueberführung sind auch Rollen (D.R.P. Nr. 127273) vorgeschlagen worden, die mit einer Festhaltevorrichtung im Innern der Rolle (dort angebrachte Magnete) versehen sind. Durch die felsftätige Umschaltung ist der Betrieb in Drahtwalzwerken bedeutend beschleunigt worden.

Nach dem Durchtritt durch die Fertigwalzen wird der Draht auf einen Hafspel aufgewickelt. Dieser wird von einer Transmission angetrieben und ist mit einer Vorrichtung versehen, die bewirkt, daß der Draht genau so schnell aufgewickelt wird, wie er aus der Fertigwalze heraustritt. Es sind auch Hafspel konstruiert worden, bei denen der Draht durch ein sich drehendes knieförmig gebogenes Rohr tritt und dadurch in Ringen abgelegt wird. Der aus dem Walzwerk kommende Draht von etwa 5,5 mm Stärke kommt unter dem Namen Walzdraht, an dem noch die Walznähte erkennbar sind, in den Handel. Man hat auch Draht bis zu 4 und 3 mm Stärke ausgewalzt. Der Gewichtsverlust beträgt während des Walzvorganges etwa 10%.

Die weitere Verdünnung des Drahtes erfolgt in Ziehereien. Bevor der Draht jedoch weiter verarbeitet wird, muß er von dem beim Walzen entstandenen Glühspan gereinigt werden. Dies geschieht durch Beizen mit verdünnter Schwefelsäure in großen Bottichen, in denen die Drahtringe einige Stunden liegen. Der noch lose anhaftende Glühspan wird auf der Polterbank entfernt. Diese besteht aus mehreren doppelarmigen Hebelen, die nach Art der Schwanzhämmer durch eine Daumenwelle in die Höhe geworfen werden. Die am Ende der längeren Arme der Hebel aufgehängten Drahtringe schlagen hierbei auf eine harte Holz- oder Steinunterlage, wobei der Glühspan abfällt. Der abgelöste Walzfinter wird durch Wasser fortgespült. Die am Draht noch haftende Säure wird durch Kalkmilch neutralisiert. Statt der Polterbank verwendet man auch Scheuerstahl, in denen die gebeizten Drahtringe durch Sand und Wasser gewaschen werden.

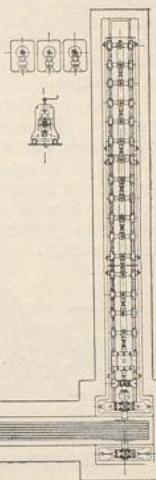


Fig. 13.

Wegen der Uebelstände, welche die Reinigung durch Beizen mit Säuren mit sich bringt, und besonders wegen der durch die Abwässer verursachten Verunreinigung der Umgegend geschieht die Reinigung von Glühspan häufig auch auf mechanischem Wege. Der Walzdraht wird zu diesem Zwecke durch mehrere hintereinander liegende kleine Walzen geführt, die den Draht stark biegen, so daß der Glühspan abfällt. Eine vollständige Reinigung wird hierdurch jedoch nicht erreicht, vielmehr muß der Draht noch gebeizt und in der Klopfwäsche gewaschen werden, doch sinkt der Verbrauch an Schwefelsäure bedeutend. Es ist auch vorgeschlagen worden, den Draht in geschnittenem Blei, Kochsalz u. f. w. auszuglühen, um die Bildung von Glühspan zu verhüten.

In den Ziehereien wird der Draht auf einer Ziehbank durch ein Loch des Zieheifens gezogen. Man unterscheidet Stoßzangenziehbank, Schleppziehbank und Scheiben- oder Leierbank, Drahtleier genannt.

Die Stoßzangenziehbank ist veraltet. Der Draht wird durch eine sich hin und her bewegende Zange, die sich durch den Zug selbsttätig schließt und sich selbsttätig wieder öffnet, um eine Strecke von etwa 1 m Länge stoßartig durch das Zieheisen hindurchgezogen. Durch die Zange entstehen Eindrücke, Bisse, im Draht. Ferner verursacht der leere Rückgang der Zange Arbeitsverlust.

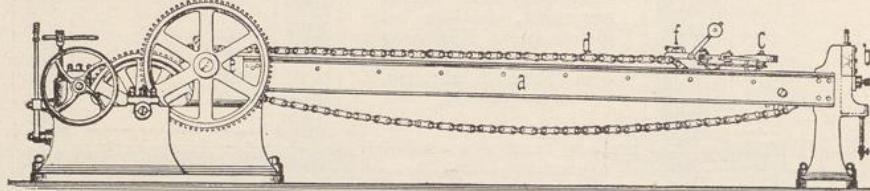


Fig. 14.

Bei der Schleppziehbank, die benutzt wird, wenn die Form des Drahtes ein Aufhängen nicht zuläßt, zieht ebenfalls eine Zange den Draht bis zu einer Länge von 10 m, so daß die Zangenbisse in weiten Zwischenräumen liegen. Bei der Schleppziehbank (Fig. 14) der Firma Malmedi & Cie., Düsseldorf, ist *a* das Gestell der Bank, die in *b* das Zieheisen trägt. Die Zange *c* ist an einem Wagen befestigt, der auf den Wangen rollt. Die Zugkette *d* erhält durch

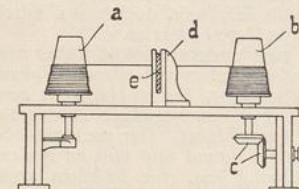


Fig. 15.

Nachteil, daß die Öffnung leicht unruhig wird und sich schnell ausschleift, da die engste Stelle nur von einer Kante gebildet wird, die Form Fig. 17 den Nachteil, daß die Austrittskante zu scharf ist und der Draht, der beim Austritt infolge seiner Elastizität wieder etwas an Stärke zunimmt, durch die Kante stark angegriffen wird. Am günstigsten ist die Form Fig. 18, diejenige nach Fig. 19 wird häufig für dünne Drähte angewendet. Den Vorgang beim Ziehen

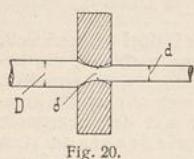


Fig. 20



Fig. 16. Fig. 17. Fig. 18. Fig. 19.

daß nie, wenn der Draht reißt, zum Stillstand kommt, und zwar dadurch, daß ein Stift, der beim Ziehen durch Reibung festgehalten, durch Federdruck aus seiner Lage gebracht wird. Nach der Stärke des zu ziehenden Drahtes unterscheidet man Grobzüge, Mittelzüge, Feinzüge, Kratzzüge oder Webedrahtzüge. Auf dem Grobzug wird der Draht bis auf etwa 3,4 mm ausgezogen, auf dem Mittelzuge bis auf 1,8 mm, auf dem Feinzuge bis 0,7 mm. Auf dem Kratzendrahtzug werden die feinsten Drähte hergefertelt. Das vordere Ende des Drahtes wird, um es in das folgende Ziehloch einführen zu können, durch Schmieden oder Feilen von Hand oder durch Maschinen zugespitzt. Durch das Ziehen erfährt das Metall eine starke Zusammenspannung, wird hart und spröde und muß daher von Zeit zu Zeit ebenso wie nach dem Walzen ausgeglüht werden. Dies geschieht in eisernen, mit Flammenfeuerung erhitzen Töpfen nach jedem zweiten bis dritten Zuge. Die Glühtöpfe bestehen aus Gußeisen oder Stahlguß oder sind aus Blech genietet und haben einen doppelten Deckel mit dichtem Verschluß. Zu ihrer Bedienung benutzt man Hebekrane. Obwohl die Töpfe

möglichst luftdicht verdeckt sind, oder dadurch, daß Kalkstein eingefetzt wird, mit Kohlensäure gefüllt, oder die Drahtringe zum Schutz gegen Oxydation in Lehmwasser getaucht werden, findet eine Oxydation statt und es müssen die Drähte vor jedem neuen Ziehen gereinigt werden. — Die Größe der Durchmesserverringerung, die man bei einmaligem Durchziehen erreichen kann, hängt von dem beim Ziehen auftretenden Widerstande und von der Zugfestigkeit des Materials ab. Die zähen Metalle Stahl, Eisen, Messing lassen sich am besten ziehen. Das Verhältnis des Durchmessers vom gezogenen Draht zu dem vorhergehenden Durchmesser bezeichnet man als Verdünnungsfaktor. Der Widerstand des Materials gegen das Ziehen ist der Verkleinerung des Querschnittes proportional. Die Ziehungs widerstände stehen nach Karmarsch etwa in folgendem Verhältnisse zueinander, wenn derjenige des hartgezogenen Stahldrahts gleich 100 gesetzt wird: hartgezogenes Eisen 88, hartgezogenes Messing 77, geglähtes 14karätig Gold 73, geglähter Stahl 65, hartgezogenes Kupfer 58, geglähtes 12lötiges Silber 58, geglähtes 14lötiges Silber 54, geglähtes Messing 46, geglähtes Eisen 42, geglähtes Platin 38, geglähtes Kupfer 38, geglähtes feines Silber 34, Zink 34, geglähtes feines Gold 27, Zinn 11, Blei 4. — Die Geschwindigkeit des Ziehens ist um so geringer, je härter und dicker der Draht ist. Eisen- und Messingdrähte von etwa 6 mm Durchmesser können mit 25—30 cm/sec gezogen werden, von 2 mm Durchmesser an mit 75—90 cm, von 1 mm Durchmesser an mit 125—150 cm. Bei feinen Gold- und Silberdrähten ist die Geschwindigkeit größer. Nach Karmarsch kann Draht von 8 mm 20 cm, von 6 mm 29 cm, von 5 mm 35 cm, von 4 mm 40 cm, von 3 mm 53 cm, von 2 mm 80 cm, von 1 mm 153 cm Ziehgeschwindigkeit erhalten.

Der Grad der Verdünnung (Verdünnungsfaktor), d. h. das Verhältnis des Durchmessers eines Ziehloches zum vorhergehenden, beträgt im Durchschnitt etwa 0,9, ist jedoch für starke Drähte größer, für dünne Drähte geringer und nimmt etwa von 0,97 bis 0,85 ab, und zwar nach Karmarsch etwa um $\frac{1}{500}$ von einem Verdünnungsfaktor zum nächsten. Starke Drähte lassen sich verhältnismäßig weniger verziehen als dünne. Aus dem Verdünnungsfaktor ergibt sich die Anzahl Z der Ziehlöcher, um einen Draht vom Durchmesser D auf den Durchmesser d zu bringen, aus der Gleichung $D \cdot n^z = d$ oder $z = \frac{\log d - \log D}{\log n}$, worin n der durchschnittliche Verdünnungsfaktor, etwa 0,9 für Schmiedeeisen, 0,95 für Stahl, 0,925 für Messing und Kupfer ist.

Unter Ziehbarkeit versteht man das Verhältnis der Zerreißfestigkeit des Drahtes zu seiner Härte, oder da diese dem Ziehwiderstande proportional gesetzt werden kann, das Verhältnis der Zerreißfestigkeit zum Ziehwiderstande. Folgende Tabelle nach Karmarsch enthält die Werte für Ziehungs widerstand in Kilogramm, Zerreißfestigkeit in Kilogramm und Ziehbarkeit.

| | Ziehungs- widerstand | Zerreiß- festigkeit | Ziehbarkeit | | Ziehungs- widerstand | Zerreiß- festigkeit | Ziehbarkeit |
|---------------------------|-------------------------|------------------------|-------------|------------------------------------|-------------------------|------------------------|-------------|
| Eisen gegläht | 5,5 | 22,5 | 4,1 | Kupfer gegläht | 5 | 12 | 2,4 |
| Stahl | 8,5 | 34,5 | 4,1 | 12lötiges Silber gegläht | 7,5 | 17,5 | 2,3 |
| Messing gegläht | 6 | 18 | 3,0 | Platin | 5 | 11,5 | 2,3 |
| 14karätig Gold | 9,5 | 26,5 | 2,8 | Fein Gold | 3,5 | 7,5 | 2,1 |
| Eisen gezogen | 11,5 | 30 | 2,6 | „ Silber | 4,5 | 9,5 | 2,1 |
| Messing gezogen | 10 | 25,5 | 2,5 | Zink | 4,3 | 8,8 | 2,1 |
| Kupfer | 7,5 | 19 | 2,5 | Blei | 0,56 | 1,0 | 1,8 |
| Stahl | 13 | 31,5 | 2,4 | Zinn | 1,5 | 1,8 | 1,2 |

Eisen und Stahl nehmen danach bei fortgesetztem Ziehen an Härte zu oder an Ziehbarkeit ab.

Man unterscheidet trockenes Ziehen und nasses Ziehen; letzteres wird besonders bei dünnen Drähten angewendet. Man läßt den Draht zur Verminderung der Reibung vor dem Eintritt in das Ziehloch durch ein Oelbad oder einen mit Oel getränkten Lappen treten, auch führt man ihn durch saure Bierhefe, die von einer Baumölschicht bedeckt ist, oder man setzt dem Bezwasser etwas Kupfervitriol zu, wodurch der Draht schwach verkupfert wird und das Kupfer die Schmiede ersetzt.

Das Zieh Eisen besteht aus einer gehärteten Stahlplatte mit einer Reihe (bis zu 100) Ziehlöchern, oder aus Schmiedeeisen, mit aufgeschweißter Stahlplatte. Auch faßt man für feine Drähte die Ziehlöcher in harte Edelsteine ein. Ein Zieheisen mit 36 Löchern zeigt Fig. 21. Es ist auch versucht worden, Zieheisen durch drei im Winkel von 120° zueinander stehende, sich drehende Scheiben zu ersetzen. Um das Ziehen möglichst zu beschleunigen, ordnet man mehrere Zieheisen hintereinander an und schaltet zwischen je zwei aufeinander folgende Zieheisen eine Ziehscheibe ein, um die der Draht mehrmals herumgeschlagen wird. Wegen der Querschnittsverringerung des Drahtes muß jede folgende Scheibe eine größere Geschwindigkeit als die vorhergehende erhalten.

Drahtziehmashinen sind in den Fig. 22 und 22a veranschaulicht. Fig. 22 zeigt eine Grobzugmaschine der Maschinenfabrik Mönkemüller & Co., Bonn. Die Ziehbank ist für Draht von 3—15 mm bestimmt und wird mit 6—24 Trommeln hergestellt, die für stoßfreien Einzug konstruiert sind, wodurch Brüche vermieden werden. Der Trommelmesser beträgt 600 mm, die Umdrehungen in der Minute etwa 50, die spiralförmigen Nuten in den Trommeln nehmen das erste Drahtende auf und ermöglichen ein Arbeiten vom ersten Angriff

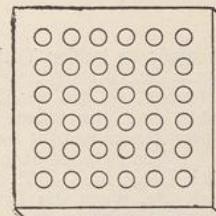


Fig. 21.

der Zange an. Jede Trommel trägt mehrere Verlängerungsschienen, die sich beim Aufwickeln des Drahtes selbsttätig hinauffchieben und so dem Drahtring eine sichere Führung geben. Die Ausrückvorrichtung der Trommeln besteht aus einem mit zwei Frictionsdaumen verbundenen Fußhebel. Beim Arbeiten berühren die Frictionsdaumen die Ziehtrommeln nicht, werden aber beim Niedertreten des Hebels von denselben erfaßt und in senkrechte Lage gebracht. Hierdurch wird die Ziehtrommel gehoben und füllgefetzt. Durch Aufsetzen passender Ziehtrommeln kann

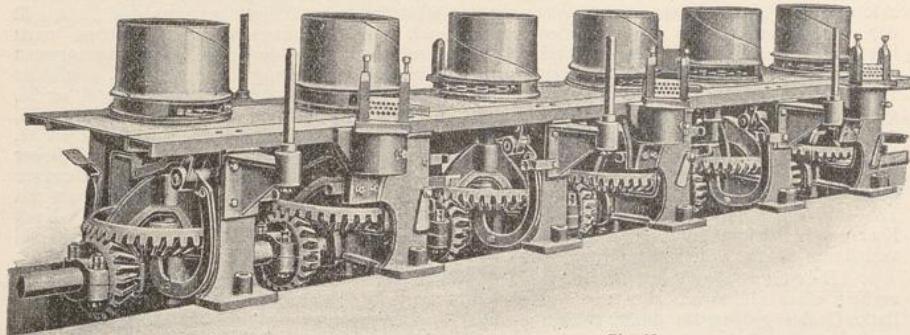


Fig. 22.

der Grobzug in einen Mehrfachzug verwandelt werden. Die seitlich am Ziehtisch sichtbaren Stangen dienen zur Aufnahme der Drahtspulen. Die Zieheifen sind in schräg zum Ziehtisch stehenden Rahmen eingepaßt.

Fig. 22a ist ein Mehrfachzug derselben Firma für Draht von 0,5—1,5 mm Durchmesser. Der Tisch ist als Wafferkasten ausgebildet. In diesem befindet sich der achtstufige Rillenziehkonus in senkrechter Lage. Der Zieheifenhalter, ebenso wie die Umführungsrollen, sind

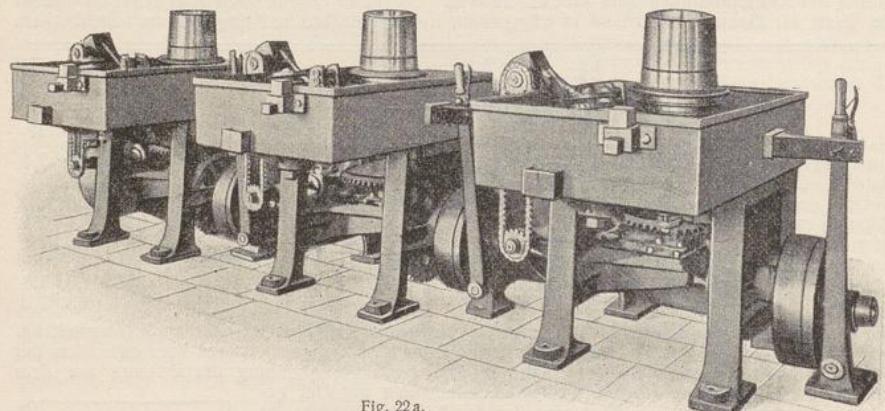


Fig. 22a.

ebenfalls im hohen Tische der Maschinen angebracht, der mit Ziehbeize gefüllt ist, so daß der ganze Ziehvorgang unter Waffer stattfindet. Die Zieheifen drehen sich langsam während des Betriebes, so daß der Draht nicht streifig werden kann. Die drei Maschinen der Zeichnung haben eine gemeinsame Antriebswelle, können aber einzeln aus- und eingeschaltet und von einem Zieher bedient werden.

Von Patenten über Drahtziehmaschinen sind folgende zu nennen: Bei der Drahtziehmaschine nach D.R.P. Nr. 115721 ist die Trommel mit einer Vorrichtung verbunden, durch welche die Maschine, wenn die Drahtringe ein bestimmtes Gewicht erreicht haben, stillgefetzt wird. — Eine möglichst geringe Raumbeanspruchung bezweckt eine Maschine nach D.R.P. Nr. 120540. Die Ziehrollen sind in zwei Reihen angeordnet und werden durch einen Riemen, der abwechselnd über jede Rolle der Ober- und Unterreihe geführt ist, angetrieben. Die Zieheifen befinden sich zwischen den einzelnen Ziehrollen, die Wickeltrommeln in zwei Sätzen in verschiedener Höhe an jedem Ende der Maschine. — Eine Drahtziehmaschine der Firma W. Gerhardi, Lüdenscheid, mit Reibungskupplung und Stirnrädervorgelege (D.R.P. Nr. 129474), zeichnet sich dadurch aus, daß jede Ziehtrommel mit einem innen verzahnten Kranz verbunden ist, in den ein Getriebe der Arbeitspindel eingreift. Dadurch können größere und stärkere Kupplungen in den räumlich sehr beschränkten Ständer der Drahtziehmaschinen eingebaut werden. — Bei der Feindrahtziehmaschine nach D.R.P. Nr. 130715 wird der Draht mittels Leitrollen in einen Behälter mit Kühlflüssigkeit und durch die in derselben befindlichen Ziehsteine geführt, während die

Ziehrollen in zwei Reihen außerhalb des Behälters angeordnet sind. — Um die Ziehrollen mit stufenweise zunehmender Geschwindigkeit anzutreiben, sitzen nach D.R.P. Nr. 99742 (Fulten, Waterbury) die Ziehrollen unmittelbar nebeneinander auf ineinander steckenden Wellen. Auf dem andern Ende der Wellen sitzen Zahnräder, die mit Zahnrädern der gemeinschaftlichen Antriebswelle in Eingriff stehen. Nach D.R.P. Nr. 131301 (Land- und Seekabelwerke, A.-G. Köln) sind die Ziehtrommeln zur Erzielung verschiedener Geschwindigkeiten als Stufen scheiben ausgebildet. Die Umgangs geschwindigkeit der größten Scheibe wird von der kleinsten Scheibe der darauf folgenden Ziehtrommel übertragen, weil die Geschwindigkeit für den dünnen Draht größer sein muß als die für den dicken Draht, aus dem jener gezogen ist. Nach D.R.P. Nr. 124827 sind zwischen den aufeinander folgenden Ziehrollen Spannwerke eingefügt, welche bei Überschreitung einer bestimmten Spannung die Stromkreise elektromagnetischer Reibungskupplungen unterbrechen, durch welche sonst die Ziehrollen mit den Antriebsrollen gekuppelt sind. Die Ziehrolle steht so lange still, bis die Spannung des Drahtes auf das gewöhnliche Maß gesunken ist. Auch die Hafpel zum Aufwickeln des Drahtes wird mit einer solchen Vorrichtung zur Regelung der Spannung versehen.

Ein Brechen des Drahtes bei zu großer Spannung soll auch die Antriebskupplung (Fig. 23) von Curt Weyhmann, Berlin, vermeiden. Zwischen dem Triebad *r* und der Welle *w*, welche die Trommel *t* trägt, ist eine Reibungskupplung eingeschaltet. Die Kupplungsscheiben *a* und *b* sind auf der Welle *w* gelagert. Die Kupplungslippen *c* und *d* sind auf dem Triebad *r* gelagert. Die Kupplung läßt sich für größere oder kleinere Zugkräfte durch die auf gemeinsamer Achse sitzenden Hebel *u* und *v* einstellen, von denen sich der eine abwärts bewegt, wenn der andre aufwärts bewegt wird, und umgekehrt.

Je nach der Winkelstellung der Hebel zueinander ist die Kupplung für verschiedene Anzugsstärken eingestellt.

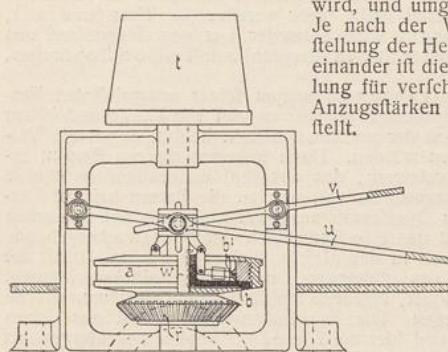


Fig. 23.

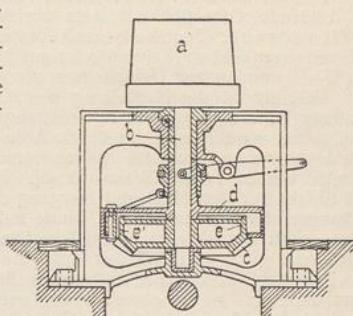


Fig. 24.

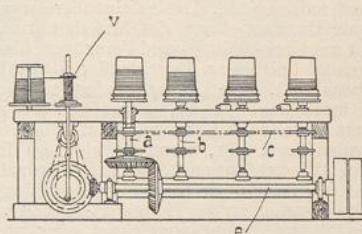


Fig. 26.

Bei der Drahtziehmaschine (Fig. 24) (D.R.P. Nr. 94816) von W. Gerhardi, Lüdenscheid, trägt das lose auf der Antriebswelle *b* sitzende, als Brems Scheibe *e* ausgebildete Antriebsrad *c* ein Bremsband *e*, das in einer auf die Welle *b* aufgekeilten Mitnehmer Scheibe *d* aufgehängt ist und beim Spannen durch eine Hebelvorrichtung die Bewegung des Antriebsrades *e* allmählich auf die Welle *b* und die Ziehtrommel *a* überträgt. Mit dem Hebelwerk zum Spannen des Bremsbandes sind Bremsklötze verbunden, die nach dem Aufhören der Bewegungsübertragung gegen die Ziehtrommel gedrückt werden. — Nach einem Zusatzpatent (D.R.P. Nr. 122113) sind die Bremsklötze durch ein am Drahtzugfländer befestigtes Bremsband erfasst, das um das Mitnehmergehäuse herumgelegt und mit dem Einrückhebel der Kupplung derart verbunden ist, daß es entgegengesetzt wirkt wie die innen rotierende Bremse der Kupplung, also löst, wenn jene angezogen wird, und umgekehrt. — Um die Abnutzung von Ziehrolle und Stufen Scheibe zu verhüten, kann nach D.R.P. Nr. 124825 (Birkendorf & Drees, Aßlarer Hütte, Aßlar) die Lauffläche derselben aus auswechselbaren Stiften gebildet werden. — Federnde Ziehflächen wenden Felten & Guilleaume, Carlswerk, Mülheim a. Rh., für Drahtziehscheiben, Ziehtrommeln und Zugrollen nach D.R.P. Nr. 103136 an. Aufgeschnittene Ringe *a* (Fig. 25) liegen um die Scheiben *c* oder die Zugrolle *b* herum, damit durch das Öffnen und Schließen des Ringes infolge des Anziehens

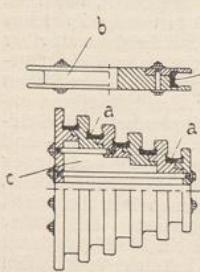


Fig. 25.

oder Nachlassen der Drahtschleife und der Reibungsverringerung ein Ausgleich der Geschwindigkeitschwankungen bewirkt wird. Die Mehrfachdrahtziehmaschine (Fig. 26) von C. Harmann in Schwerte und Th. Geck in Altena (nach D.R.P. Nr. 92580) erhält eine Spulvorrichtung, die von der Hauptantriebswelle e aus derartig angetrieben wird, daß die Spulen v außer der Drehung eine Auf- und Abwärtsbewegung erhalten, um ohne Zugunterbrechung die auf der Ziehmaschine fertig gezogenen Drähte aufzuspulen. Die Maschine ist mit Einrichtungen versehen, um die Spulen v durch Aufnahmetrommeln unter Ausschaltung der Vorrichtung zur Auf- und Abbewegung zu ersetzen. Durch Umlegen der Kette c auf Räder gleichen Durchmessers kann den Spindeln $a b \dots$, auf denen die Zugrollen dann durch Ziehstrommeln ersetzt werden, gleiche Zuggeschwindigkeit gegeben werden, um weiche und galvanisierte Drähte unmittelbar vom Hafpel in einem Zuge zu ziehen. — Die Trommel zum Drahtaufhafeln läuft bei der Maschine (D.R.P. Nr. 119218) nach unten kegelig zu. Zum Halten des Drahtbundes dienen Haken, die an der Hafpel drehbar aufgehängt sind. Sobald die Maschine durch Ausrücken eines Reibungskranzes stillgesetzt wird, klappen die Haken nach unten und lassen den Draht frei, heben sich dagegen wieder, wenn die Kupplung eingerückt wird.

Die Herstellung von Stahldraht ist derjenigen des Eifendrahtes nahezu gleich. Das Ausglühen erfordert besondere Sorgfalt, um ein Verbrennen des Stahles zu verhüten. Die Querschnittsverringerung erfolgt langsamer als beim Eisen. — *Triebstahldraht* (f. Draht) wird dadurch hergestellt, daß hinter dem Zieheisen kleine, durch Schrauben genau einstellbare Messer angebracht sind, so daß ein allmähliches Ausziehen der Furchen stattfindet. Die Herstellung von Draht aus andern Metallen gleicht im allgemeinen derjenigen des Stahl- und Eifendrahtes, doch können die nicht schweißbaren Metalle nicht vorgewalzt werden, da der in der Walzfüge sich bildende Grat sich mit dem übrigen Material nicht mehr vereint. — *Kupferdraht*, *Messingdraht*, *Tombak-* und *Argentendraht* wird entweder aus gegossenen und aus gefchmiedeten Stäben (Zainen) oder aus geschnittenen Stäben (Regalen) zuerst mit Schleppzangen, von 6–10 mm an auf Ziehscheiben gezogen.

Wichtig ist die Herstellung des *Kupferdrahtes* [3] wegen feiner ausgedehnten Verwendung zu Telefon- und Kabelleitungen. Gegossene Kupferbarren von 1 m Länge und 10 cm im Quadrat werden zunächst durch Abhobeln von der porösen Gußhaut befreit, durch die Verunreinigungen und unganze Stellen hervorgerufen würden. Dann kommen die auf Rotglut erwärmten Barren in das Walzwerk [3]. Im Vorwalzwerk, das aus fünf Walzenständern mit je drei Walzen für den Hin- und Hergang des Walzgutes besteht, werden die Barren bei 108 Umdrehungen der Walzen in der Minute auf 1 qcm Querschnitt ausgewalzt. Schon auf der ersten Walze erhält das Walzgut eine solche Länge, daß das eine Ende noch durch das vorhergehende Walzenpaar geht, während das andre Ende bereits in das nächste Walzenpaar tritt. Damit die Arbeiter nicht durch die entstehende Schleife des glühenden Drahtes verunglücken können, wenn diese sich infolge einer Störung zu ziehen scheint, sind feste Stahlkrücken vorgesehen, welche die Schleife abfangen und zum Zerreissen bringen. Die Feinstraßenwalze besteht aus sieben Walzenständern mit je drei Walzen. Der Draht wird hier auf 7 mm Durchmesser heruntergewalzt und aufgehaspelt. Die aufeinander folgenden Walzenprofile haben verschiedene Form, um eine gute Durcharbeitung des Materials zu erzielen. Das Ziehen erfolgt von 7 mm Durchmesser an auf Grob-, Mittel- und Feinziegen bis auf 0,05 mm. Die Länge des Drahtes aus einem Barren beträgt bei diesem Durchmesser 5 000 000 m. Vor dem Ziehen findet die Entfernung des Glühpans statt. Die Drähte werden zu diesem Zweck in der Beizerei in ein Bad mit verdünnter Schwefelsäure gelegt, wobei sich das Kupferoxyd in löslichen Kupfervitriol verwandelt. Der rein metallische Draht wird auf schnell laufenden Mehrfachzügen durch die Zieheisen gezogen, wobei der Draht, wenn er bis zum feinsten Kaliber ausgezogen werden soll, mehrfach ausgeglüht werden muß, worauf jedesmal ein Abbeizen folgt. Man unterscheidet nach der dem letzten Ausglühen folgenden Anzahl von Zügen hart-, halbhart- und weichgezogenen Draht. Die Wandungen des Zieheisens müssen vollständig glatt sein, damit der Draht nur eine Dehnung erfährt und nicht abgeschrabt oder abgegräst wird. Für genaue Arbeit werden durchbohrte Diamanten verwendet.

Zur Herstellung von *Bronze-* und *Messingdrähten* werden flach gegossene, kreisförmige Kuchen, Platinen genannt, unter Walzen in Blechtafeln von etwa 7 mm ausgewalzt, auf einer Kreisschere spiralförmig in Streifen von quadratischem Querschnitt zerschnitten, rund gewalzt und gefrekt. Von 7 mm Durchmesser an werden die Drähte gezogen.

Bleidraht wird außer durch Walzen auch durch Pressen dadurch hergestellt, daß Blei, das nahe bis zum Schmelzpunkte erhitzt ist, durch runde Löcher im Boden eines Zylinders mittels hydraulischen Drucks gepreßt wird. Es ist auch verfucht worden, Bleidraht unmittelbar aus dem flüssigen Metall dadurch herzustellen, daß dieses zwischen sich drehende Walzen gegossen wird. *Gold-* und *Silberdraht* werden aus gegossenen und aus gefchmiedeten Stäben zuerst auf Ziehbänken, von 2 mm Dicke an auf Ziehscheiben ausgezogen. Zur Herstellung unechten Gold- und Silberdrähtes, leonischen oder lyonischen Drahtes, wird Kupferdraht mit Gold- und Silberblättchen umwickelt, erhitzt und mit einem Polierstein abgerieben. Legierte Gold- und Silberdrähte müssen oft ausgeglüht werden, da sie an Härte schnell zunehmen. *Zementierter Draht* wird dadurch hergestellt, daß man gezogene Kupferstangen Zinkdämpfen aufsetzt, wodurch sich an der Oberfläche eine Messingsschicht bildet. Um feinplatindraht zu erhalten, wird starker Platindraht mit Silber umgossen und dann ausgezogen. Das Silber wird darauf durch Salpeteräure entfernt. *Doublédraht* wird nach D.R.P. Nr. 139 674 dadurch hergestellt, daß der mit Gold umhüllte Kern in eine Muffe gepreßt, diese luftdicht verschlossen und erhitzt und plötzlich abgekühlt wird. Die Eisenumhüllung zieht sich stark zusammen. Infolgedessen wird der Kern einem starken Druck ausgesetzt, wodurch eine Verschweißung zwischen Kern und Goldverhüllung eintritt. Nach D.R.P. Nr. 147 995 wird die Muffe durch einen fest

um den Kern gewickelten Draht ersetzt. Nach D.R.P. Nr. 144316 können die das Preßgut umschließenden Flächen mit Afbeft oder einem andern Wärmeschutzmittel ausgekleidet fein. — Vgl. a. Verzinnen und Verzinken von Drähten.

Literatur: [1] Fehland, Die Fabrikation des Eisen- und Stahldrahtes, Weimar 1886. — [2] „Stahl und Eisen“, Zeitschr. f. d. deutsche Eifenhüttenwesen, 1900, S. 92 u. 221. — [3] Broschüre des Kabelwerks Oberspree der Allg. Elektrizitätsgesellschaft Berlin; Japing, E., Darstellung des Eifens und der Eifenhüttenwerke, Wien, Leipzig, Pest 1881; Karmarsch-Fischer, Handbuch der mechan. Technologie, Leipzig 1891; Wedding, Handbuch der Eifenhüttenkunde, Berlin 1890; Ledebur, Mechanisch-metallurgische Technologie, Braunschweig 1897; v. Hoyer, Die Verarbeitung der Metalle und des Holzes, Wiesbaden 1897; Kick, Mechan. Technologie, Leipzig, Wien 1898; Haedicke, Die Technologie des Eifens, Leipzig 1900; Zeitschr. für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge, Berlin; Anzeiger für Drahtindustrie, Berlin.

Dalchow.

Drahtfedern (Springfedern), f. Drahtarbeiten, Fig. 60.

Drahtgeflecht, f. Drahtgewebe.

Drahtgewebe und **Drahtgeflechte** unterscheiden sich dadurch, daß bei ersteren nur ein Durcheinanderschieben von Drähten stattfindet, während bei letzteren die Drähte zugleich sich gegenseitig umschlingen. Als Material zu den Drahtgeweben und Drahtgeflechten verwendet man hauptsächlich Eisen- und Messingdraht, zuweilen auch Kupfer- und Bronzedraht, geglüht oder ungeglüht.

Drahtgewebe [1] entsprechen in ihrer Form und Herstellung im wesentlichen den Erzeugnissen der Textilindustrie. Man unterscheidet auch hier Kette und Schuß oder Einschlag. Die Herstellung erfolgt durch Handwebstühle oder Webmaschinen. Den größten Verwendungszweig der Drahtgewebe bilden die Drahtfeile. Bei Papiermaschinen und den neueren Erzaufbereitungsmaschinen findet man Drahtgewebe auch als endlose Metalltücher. Grobe Siebe, wie z. B. Wurfgitter für Sand, Kies u. dergl., sowie Drahtmaschengitter für Einfriedigungen sind meistens Drahtgeflechte. Die bei Handwebstühlen meist wagerecht liegende Kette besteht aus den dem Arbeiter zulaufenden Drähten, die sich von dem querliegenden Kettenbaum abwickeln. Beim abwechselnden Heben und Senken der Kettenfäden wird der Schuß durchgeschoben und durch das Riet (Webeblatt) angedrückt. Zum Durchführen des Schusses dienen längliche flache Spulen aus Blech, auf die der Draht aufgewickelt ist. Bei mechanischen Drahtwebstühlen werden meist runde Spulen angewendet.

Fig. 1 zeigt einen Handdrahtwebstuhl der Maschinenbau gefellshaft Zweibrücken, Zweibrücken (Pfalz). Er ist besonders breit ausgeführt und dient hauptsächlich zur Herstellung von Metalltüchern, wie sie in der Papierfabrikation gebraucht werden. Die Arbeitsbreite beträgt bis 2400 mm. Durch die hohe Ausführung der Ständer ist der Kraftbedarf zur Bewegung der Weblade im Verhältnis zur Arbeitsbreite gering. In Fig. 2 ist ein mechanischer Drahtwebstuhl derselben Firma mit wagerecht ausgespannter Kette dargestellt, wie sie für feinere Gewebe verwendet werden. Es kann darauf Draht von etwa 0,1—0,3 mm Dicke gewebt werden. Bei einem Gewebe Nr. 60 — man bezeichnet die Feinheit der Siebe in der Regel mit Nummern — aus Ketten von 0,23 mm Dicke und Einschlagdraht von 0,25 mm werden etwa 44—48 Einschläge in der Minute erzielt. Die durchschnittliche Leistung des Stuhles in zehnständiger Arbeitszeit beträgt bei Geweben in Messing oder Stahl Nr. 15 etwa 25—28 laufende Meter, bei Gewebe Nr. 30 etwa 12 m, bei Gewebe Nr. 50 etwa 6 m bei Arbeitsbreiten bis zu 1500 mm. Der Kraftverbrauch schwankt zwischen $\frac{1}{4}$ und 1 PS.

Der Drahtwebstuhl Fig. 3 zeigt eine senkrecht ausgespannte Kette und dient insbesondere zur Herstellung mittelfester und schwerer Gewebe von 0,5—3 mm Drahtstärke. Die Anzahl der in einer Minute zu erzielenden Einschläge beträgt je nach der Drahtstärke 18—26, die Leistung in 10 Stunden 4—15 laufende Meter, der Kraftbedarf steigt bis zu 2 PS.

Für die endlosen Maschinen siebe, wie sie in der Papierfabrikation Verwendung finden, ist eine genaue und gleichmäßige Streckung erforderlich. Zu diesem Zwecke hat man in neuerer Zeit Siebstreckmaschinen hergestellt, die in der Hauptfache aus einem Spanntisch mit verschieb-

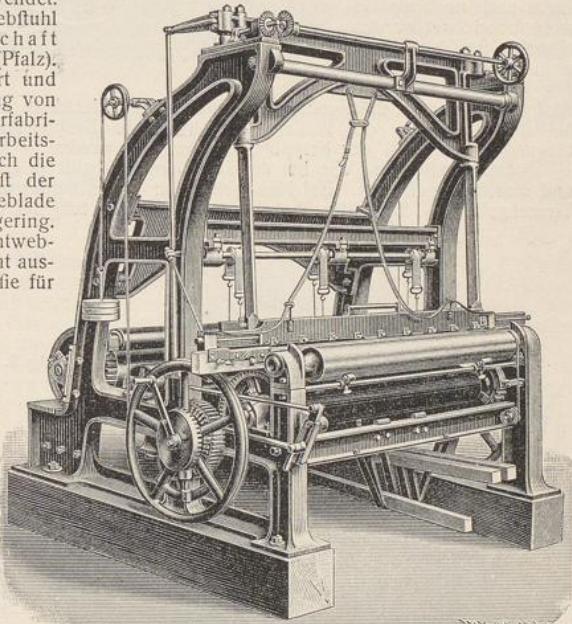


Fig. 1.

baren Spannwalzen bestehen. Während des Streckens werden die Spannwalzen in Umdrehung versetzt, um in allen Teilen des Siebbandes eine gleichmäßige Streckung zu erzielen.

Starker Draht läßt sich nicht weben. Aus diesem Grunde wird der Draht in bestimmten Längen oder fortlaufend vom Ring durch die Wirkung von Zähnen vorgebogen, zwischen denen er durchgezogen wird. Dies bezeichnet man als Krippen des Drahtes. Hierbei fällt der Begriff Kette und Schuß fort. Die einzelnen gekrüpften Drahte werden dann von Hand zu einem Gewebe zusammengefügt. Befonders starke Drahte müssen gepreßt werden. Die Biegungen stellt man durch irgend welche Preß- oder Fallwerke her (Fig. 4). Diese sind mit einer Speisvorrichtung versehen, damit der Draht gleichmäßig zugeführt wird und die Durchbiegungen gleichmäßig entstehen. Die so vorbereiteten Stäbe werden dann von Hand zusammengefügt. Im allgemeinen bezeichnet man derartige Gewebe als Preßgitter. In Fig. 5—7 sind zwei Arten von Preßgittern dargestellt; die Stäbe in Fig. 6 weisen einseitige Durchbiegungen auf, während die Durchbiegungen in Fig. 7 abwechselnd nach oben und unten gehen. Biegt man den Draht enger durch, so entstehen wellenförmige Stäbe, die eine dem Auge gefällige Verschiedenheit der Anordnung herauszubilden gestatten. Diese Gebilde, Wellengitter (Fig. 8) genannt, müssen ihrer Form nach noch als Gewebe bezeichnet werden, obwohl sie der Arbeit nach schon an den Begriff der Geflechte erinnern.

Es fehlt ihnen aber die eigentliche Grundlage des Flechtingen, nämlich das Umschlingen. Werden bei der Herstellung der Wellengitter schwächere Drahte verarbeitet, so können die Durchbiegungen auch mit der Krippmaschine erzeugt werden.

Drahtgeflechte. Wie bei den Drahtgeweben gibt es auch bei den Drahtgeflechten Hand- und Maschinengeflechte. Bei Handgeflechten unterscheidet man im wesentlichen Dreieck- und Viereckgeflechte. Die Hilfsmittel sind ein einfacher, festgelegter Baum (Fig. 9 und 10) und eine

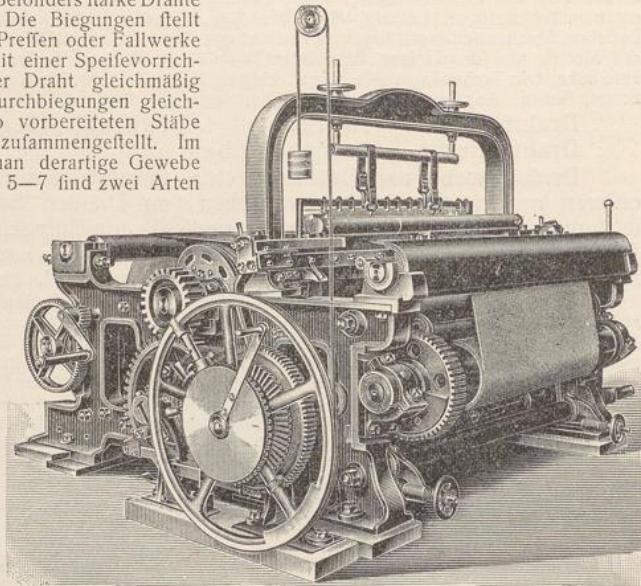


Fig. 2.

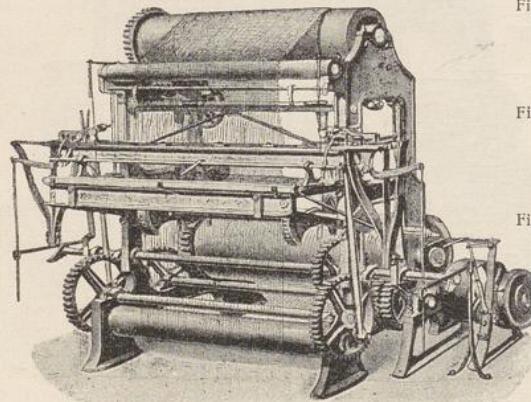


Fig. 3.

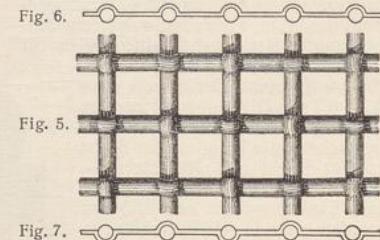


Fig. 5.

Fig. 7.

Fig. 6.

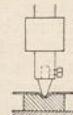


Fig. 4.

Anzahl Wickel oder Knäuel von möglichst weichem Draht, die der Flechter regelmäßig zu umschlingen hat. Auch hier ist wieder Kette und Schuß oder Einfachlag zu unterscheiden. Die Arbeit erfordert bei stärkeren Drahten viel Kraft sowie ein gutes Augenmaß, weil jede unterstützende Hilfe fehlt.

Leichter ist die Regelmäßigkeit bei den Sechs- oder Viereckgeweben (Fig. 11) zu erzielen, die ebenfalls von Hand oder Maschine hergestellt werden. Sie dienen hauptsächlich zu Einfriedungszwecken, zum Einhegen von Aekern, Wiesen, Baumshulen u. f. w. Hier ist nur Kette vorhanden; die Drahte laufen sämtlich vom Baum aus dem Arbeiter zu. In Fig. 12 und 13 sind zwei verschiedene Ausführungsformen solcher Gewebe dargestellt. Die letztere

Ausführungsart zeigt an den Verbindungstellen eine vollkommen durchgeführte Umwöhlung, so daß die Maschine die Drähte mehrmals umeinander schlingen muß, bevor sie zur weiteren Maschenbildung übergehen darf. Dagegen werden die etwa gekrüppelten oder flach spiralförmig geflochtenen Drähte in dem Drahtgeflecht nach Fig. 12 so nebeneinander gelegt, an den Berührungsstellen verhakt und zusammengezwirbelt. Dies Geflecht ist an jeder Stelle wieder auf-

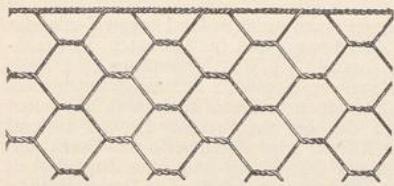


Fig. 11.

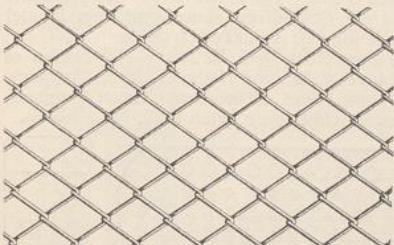


Fig. 14.

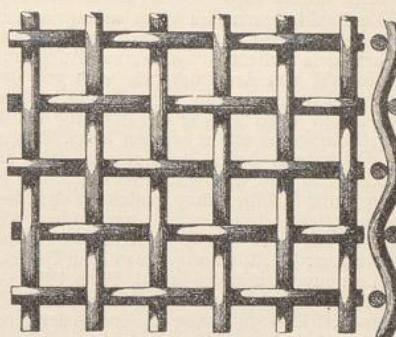


Fig. 8.

zulösen, was mit dem erstgenannten nicht geschehen kann. Da diese Gewebe indessen stets verzinkt in den Handel kommen, wodurch die Knebelstellen eine gewisse Verlötung erhalten, so ist die Fertigkeit ausreichend. Ein billiges und gefälliges Maschinengeflecht ist das sogenannte Spiralgeflecht (Fig. 14).

Der von einer Spule kommende, meist verzinkte oder verzinnte Draht — die andern Geflechte und Gewebe werden vielfach erst nach der Herstellung verzinkt — wird auf einen flachen Stab *a* gewunden (Fig. 15), so daß er in der Projektion die Form eines flachgedrückten Ovals erhält, und läuft in dieser Flachspiralförm auf dem Arbeitstisch entlang.

Die folgende Spirale macht genau denselben Weg, windet sich aber dabei durch die Spiralwindungen der vorhergehenden Spirale, wobei sie nur zuletzt etwas Nachhilfe bedarf.



Fig. 12.



Fig. 13.

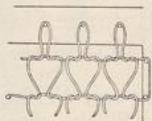


Fig. 9.

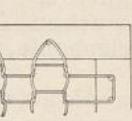


Fig. 10.



Fig. 15.

Zur Sicherung der Spiralbildung ist vorn eine spiralförmig durchbrochene Stahlröhre *b*, Flechtnaht genannt, angebracht, die kräftig mit Seifenwasser umspült wird und die nötige Führung gibt. Bei Spiralgeflechten unterscheidet man zylindrisches und Flachspiralflecht. Erstes findet hauptsächlich für größere Flächen zu Einfriedungen Verwendung, während letzteres in neuerer Zeit für Matratzen, Fußmatten u. dergl. große Verbreitung gefunden hat.

Die Leistungsfähigkeit der Drahtflechtmaschinen hängt von der Uebung des Arbeiters ab. Die Tagesleistung schwankt zwischen 250 bis 400 qm. Vorrichtungen zur Herstellung von Drahtgeweben und Geflechten sind beschrieben in D.R.P. Nr. 100806, 107102, 112903, 122763, 123356, 135545, worauf wir verweisen.

Literatur: [1] Haedicke, Die Technologie des Eisens, Leipzig 1900.

Dalchow.

Drahtgitter, f. Drahtgewebe, Einfriedigung.

Drahtglas, in der Technik zu Dachdeckungen, Fußbodenoberlichtern, Wassertandszeigern, Laternenzylinern, Abdampfschalen u. f. w. verwendetes Glas, das ein weitmaschiges, in das noch flüssige Glas bei dessen Herstellung eingebrachtes Drahtgeflecht umschließt. Es hat außerordentliche Widerstandsfähigkeit gegen Stoß, Druck und schroffen Temperaturwechsel; läßt sich schleifen, polieren, bohren und schneiden.

Chr. Dralle.

Drahtgras, f. Spinnfasern.

Drahtgurte, f. Drahtarbeiten, Fig. 61 und 62; bezüglich Bandseil f. Drahtseile, Fig. 21, Förderseile.

Drahtheftmaschine, f. Buchbindereimaschinen.

Drahthobelmaschine, f. Zündwaren.

Drahtkanone. Die Stahldrahtkanone, von Londridge 1855 vorgeschlagen [3], [5], verfolgt das Prinzip, den transversalen Widerstand der Geschütz-

rohre dadurch zu erhöhen, daß auf das stählerne Kernrohr Stahldraht oder Stahlbänder spiralförmig mit Spannung aufgewickelt werden. Die Vorteile der Drahtkonstruktion bestehen in der großen Lagenzahl und der dadurch bedingten besseren Ausnutzung der Widerstandskraft des Materials sowie in der Anwendung eines sehr festen und homogenen Materials.

Die Stahldrahtkanonen litten anfangs an dem Mangel eines genügenden Längswiderstandes und sind daher früher nur vereinzelt, in England bei Armstrong und in Woolwich, in Frankreich nach dem System Schultz, zur Ausführung gekommen [1], [2]. Neuerdings (seit 1893) werden sowohl von Armstrong als auch von dem Arsenal in Woolwich Schiffsgeschütze nach dem Drahtsystem zur Ausführung gebracht. Diese Drahtkanonen bestehen aus einem doppelten A-Rohr, dessen inneres Rohr die Bohrung enthält und das bei eingetretener Erosion entfernt und durch ein neues ersetzt werden kann. Das äußere A-Rohr wird stufenweise mit Draht umwickelt. Der Draht besitzt quadratischen oder rechteckigen Querschnitt und eine Zugfestigkeit von 170 kg/qmm und wird mit einer Spannung von 80—88 kg aufgewickelt. Die Drahtwicklung wird durch eine Stahlbereifung, bestehend aus Mantel und B-Rohr, geschützt. Beide Teile werden durch das Sattelband miteinander verbunden, während der Schlubring, innen mit dem Mantel verschraubt, alle Teile des Geschützrohres zusammenhält [3], [4]; vgl. *Geschütze*.

Literatur: [1] Mitteilungen aus dem Gebiete des Seewerks 1886, S. 202. — [2] Ledieu et Cadiat, *Le nouveau matériel naval*, Paris 1889. — [3] Lloyd, E. W., and Hadevick, A. E., *Artillery, its progress and present position*, Portsmouth 1893. — [4] *Notes of the Years Naval Progress*, Washington 1894. — [5] Kaiser, G., *Konfr. der gezogenen Geschützrohre*, Wien 1892. *T. Schwarz*.

Drahtklinke, f. Drahtlehre.

Drahtlehre, Drahtklinke, Werkzeug zum Messen von Drahtstärken. (Vgl. *Blechlehre*.)

Außer den dort abgebildeten Werkzeugen dienen die Werkzeuge Fig. 1 und 2 zum Messen von Drähten. Bei jenen sind die Löcher mit den Nummern der Drahtlehre bezeichnet, bei diesen tragen die Kanten des Schlitzes, in den der Draht eingeführt wird, die Drahtnummern. Bei einigen Drahtlehren kann man unmittelbar den Querschnitt des Drahtes ablesen. Sie werden besonders für Leitungsdrähte und Kabel verwendet. Ferner bedient man sich zum Messen von Drähten der Feinmeßwerkzeuge, der Drahtzange und des Streicherfischen Drahtmaßes. *S. Meßwerkzeuge*. *Dalchow*.

Drahtleier, f. Drahtfabrikation.

Drahtleitungen bei Stellwerken, f. Stellwerke.

Drahtlose Telegraphie, Telephonie, f. Telegraphie, Telephonie.

Drahtlotmaschine (Tieflotapparat), erfunden von W. Thomson, hat den Lotkörper aus Blei, der an seiner unteren Fläche die übliche Aushöhlung zur Aufnahme des die Grundprobe heraufbringenden Talgs zeigt, nicht an einer Hanflotleine, sondern — nach einem kurzen Vorlauf aus dickem Hanftauwerk — an Klaviersaitendraht, der um eine Trommel gewickelt ist, befestigt.

Diese leicht drehbare Trommel liegt wagerecht in einem am Heck des Schiffes angeordneten eisernen Gestell. Mittels einer Bremsvorrichtung vermag man, sobald der Lotkörper den Grund berührt hat — was bei einiger Aufmerksamkeit leicht zu merken ist —, das weitere Auslaufen des Drahtes zu verhindern. Auf die vierkantigen Achsen der Trommel aufzufsetzende Kurbeln ermöglichen dann das Hochwinden bzw. Einholen des Lotes. Um den Draht vor Rost zu schützen, bewahrt man ihn, aufgerollt auf der Trommel, in einem mit Kalkwasser gefüllten Behälter auf. Man mußte Draht als Lotleine benutzen, weil eine Hanffchnur, die noch handlich gewesen wäre, die bei voller Fahrt des Schiffes von dem sehr schweren Lotkörper ausgeübte Zugbeanspruchung nicht ausgehalten hätte. Nun konnte der Draht aber nicht wie Hanfleinen mit Marken versehen werden, an denen die gemessene Tiefe nach dem Aufholen des Lots abgelesen wird. Dem hat man durch die finnreiche Vorrichtung abgeholfen, daß an der Lotleine, dicht über dem Lotkörper, eine Metallhülse befestigt ist, in die eine Glasröhre, mit ihrem geschlossenen Ende voran, von unten eingeschoben und festgelegt wird, so daß ihr offenes Ende nach unten zeigt. Die inneren Wände dieser Glasröhre sind mit Bromsilber, das eine rote Farbe hat, belegt. Da die erwähnte Metallhülse dem Seewaffer Zutritt gestattet, dringt letzteres infolge des mit zunehmender Tiefe steigenden hydrostatischen Druckes verschieden weit von unten in die Glasröhre ein, wobei die in dieser befindliche Luft zusammengepreßt wird, und färbt, soweit es eingedrungen ist, das Bromsilber in chemischen Prozeß weiß. — Durch Versuche ist nun das Maß des Eindringens des Seewaffers in die Glasröhre bei allen Tiefen festgestellt und auf einem Holzmaßstab verzeichnet, so daß man nach dem Aufholen des Lotes die aus der Metallhülse genommene Glasröhre nur an diesen Maßstab anzulegen braucht, um sofort die gelotete Tiefe von ihm ablesen zu können. Der Apparat nimmt wenig Raum ein und hat den Vorteil, bei voller Fahrt benutzt werden zu können. *von Nieffen*.

Drahtmaschengitter, f. Drahtgewebe, Einfriedigung.

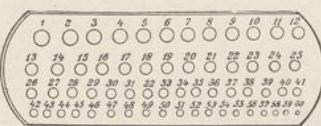


Fig. 2.



Fig. 1.

Drahtmaße, f. Drahtlehre, Meßwerkzeuge.

Drahtprüfungen erstrecken sich in der Regel auf Zerreißversuche und Biegeproben, außerdem bei Telegraphendrähten auf Verwindungsproben und auf die Ermittlung des elektrischen Leitungsvermögens und bei verzinkten Drähten auf die Bestimmung der Festigkeit und Dicke des Zinküberzuges. In den Bedingungen für Drahtlieferungen pflegen ferner auch Vorschriften für die zulässigen Abweichungen in den Drahtstärken und für den Zustand der Drähte an der Oberfläche und im Bruch gegeben zu werden.

Die **Prüfung von Seildrähten**, wie sie seitens der Kgl. Bergämter geübt wird, bezieht sich auf eine periodische Untersuchung der Förderseile auf ihre Betriebsicherheit. Hierzu wird dem Seil ein Abschnitt von 1 m Länge (f. Seilprüfungen) entnommen, und zwar bei neuen Seilen an deren Enden und bei in Benutzung befindlichen Seilen mindestens alle 3 Monate in einer Entfernung von 2—3 m über dem Einbande. Sämtliche Drähte des Abschnittes mit Ausnahme der Drähte der Seelenlitze des Seiles und der Seelendrähte (Kerndrähte) der Seillitzen sind auf Zugfestigkeit und Biegsamkeit zu prüfen, und dann ist die Tragfähigkeit des ganzen Seiles aus der Summe der Bruchfestigkeiten der einzelnen Drähte zu ermitteln. Auszuschließen bei dieser Berechnung sind alle diejenigen Drähte, deren Zugfestigkeit um 20% geringer ist als die mittlere Festigkeit aller unterfuchten Drähte, sowie diejenigen Drähte, welche die vorgeschriebene Anzahl von Biegungen nicht ertragen [1].

Die **Zerreißversuche** werden auf sogenannten Festigkeitsprobiermaschinen angeftellt. Sondermaschinen für Zugversuche mit Drähten sind:

a) Die **Maschine von A. v. Tarnogrocky** in Essen. Sie arbeitet mit hydraulischem oder Schraubenmotor zur Kraftzeugung und mit Pendelwage zum Messen der Belastung; ein Zeiger läßt den Pendelausfall auf einer Kreisteilung ablesen. Bei einer Zugkraft von 1000 bis 3000 kg beträgt der Preis der Maschine beim Schraubenmotor 660 bis 1100 *M.* und bei hydraulischem Antrieb 820—1210 *M.*

b) Die **Maschine von Rudeloff** [2]. Sie besitzt Schraubenmotor und Hebelwage; zwischen beiden befindet sich die Probe. Die Schraube wird entweder durch unmittelbaren Antrieb der am Maschinengestell drehbar gelagerten Mutter mittels Handrads oder durch ein mit der Mutter verbundenes, ausziehbares Schneckengetriebe betätigt. Die Wage ist ein Winkelhebel mit dem Uebersetzungsverhältnis 1:10, der mit Schneiden gegen das Maschinengestell abgestützt ist. Die Maschine wird bei 1000 kg Kraftleistung und für Proben bis zu 1,5 m Länge von Max Hafse & Co., Berlin, zum Preis von 1200 *M.* geliefert.

c) Die **Maschine von Amsler-Laffon & Sohn**, Schaffhausen, für 5000 kg Kraftleistung (Preis 1760 *M.*). Die durch Schraubenmotor (Fig. 1) erzeugte Belastung der Probe wird durch diese auf den Kolben des auf zwei Säulen ruhenden Zylinders übertragen und so in Flüssigkeitsdruck umgesetzt. Dieser wird zu einem zweiten Zylinder (dem Druckreduktionszylinder) geleitet, in ihm durch ein System von Kolben reduziert und schließlich durch ein Quecksilbermanometer angezeigt (vgl. Festigkeitsprobiermaschinen). Je nach Schaltung der Reduktionskolben entspricht die Steighöhe der Quecksilberfaule um 1,5 m der Belastung von 5000 oder 1000 kg. Sämtliche Kolben arbeiten ohne Abdichtung; sie sind lediglich in ihren Zylindern gut eingeschliffen, so daß sie ganz von der Druckflüssigkeit (Öl) umgeben sind. Um die Reibungswiderstände möglichst ganz zu beseitigen, können die Kolben um ihre Achse hin und her gedreht werden. Ein Schreibapparat dient dazu, eine Schaulinie von dem Verlauf des Versuches mit der Dehnung der Probe in einfacher, doppelter oder dreifacher Größe aufzuzeichnen.

d) Die **Maschine der Düsseldorfer Maschinenbau A.-G. vorm. J. Lofenhause**, Düsseldorf-Grafenberg (Fig. 2 und 2a), mit Schraubenmotor am unteren Ende und hydrostatischer Meßdose, in der die Belastung der Probe in Flüssigkeitsdruck umgesetzt wird, und Manometer zur Laftanzeige am oberen Ende. Der Antrieb erfolgt durch Handkurbel *H* und konische Räder, wobei die Spindel durch das Führungsstück *F* gegen Drehung gesichert ist. Zur schnellen Einstellung der unteren Einstellvorrichtung *E*, entsprechend der Probenlänge, kann die Verbindung zwischen Spindel und Führungsstück bei *L* gelöst und die Spindel an dem Handrade *R* zur Auf- und Abwärtsbewegung gedreht werden. Die Meßdose besteht aus der mit der fein dichten, elastischen Gummimembran *b* überspannten gefäßartigen Vertiefung *a* in der oberen Traverse *T*, dem auf *a* aufgesetzten Zylinder *c* und dem in letzterem geführten Kolben *d*. Das Gefäß *a* ist unter Austreiben der Luft vollständig mit Flüssigkeit gefüllt und durch einen Kanal unmittelbar mit dem Manometer *l* sowie durch Rohr *r* mit dem Manometer *l*, verbunden. Der Kolben *d* ruht auf der Membran *b* und ist am oberen Ende durch eine zweite elastische Membran *g* staubdicht gegen den Zylinder *c* abgedichtet. Der Hohlraum zwischen

Lueger, Lexikon der gesamten Technik. 2. Aufl. III.

3

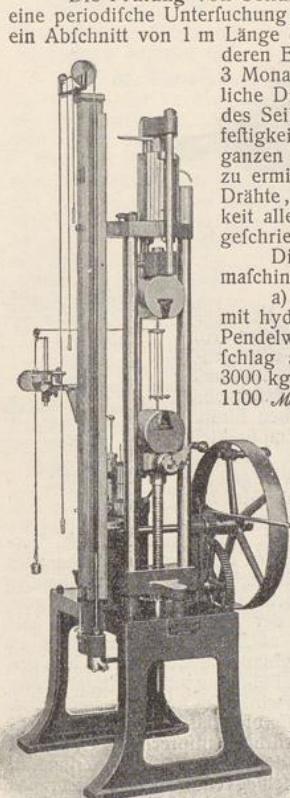
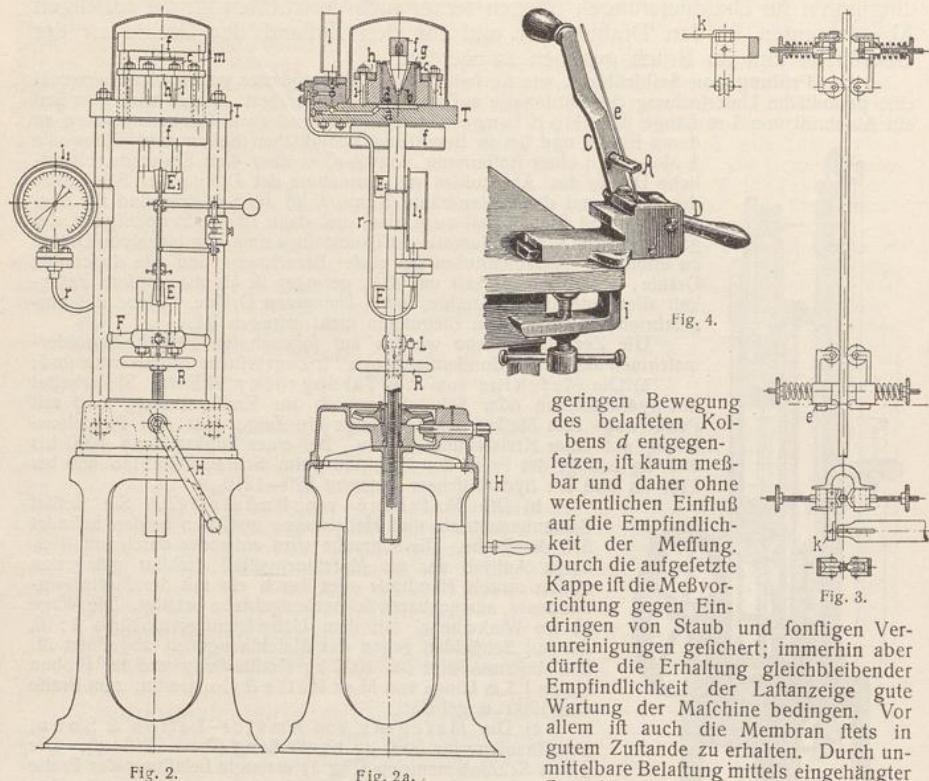


Fig. 1.

Zylinder *c* und Kolben *d* ist mit Knochenöl gefüllt. Der Zylinder *c* ist durch den aufgelegten Ring *h* gehalten, so daß er sich beim Anspannen der Schrauben *i* nicht verziehen kann. Auf dem Kolben *d* ruht das bügelartige Gehänge *fm* mit der oberen Einstellklappe *E*. Der Stützpunkt des Gehänges im Kolben *d* ist als Kugelzapfen ausgebildet, so daß die Belastung der Probe zwangsläufig zentrisch auf den Kolben und durch diesen auf die Füllung des Gefäßes *a* und die Manometer übertragen wird. Der Widerstand, den die Membranen *b* und *g* der äußeren



geringen Bewegung des belasteten Kolbens *d* entgegengesetzt, ist kaum messbar und daher ohne wesentlichen Einfluß auf die Empfindlichkeit der Messung. Durch die aufgesetzte Kappe ist die Meßvorrichtung gegen Eindringen von Staub und sonstigen Verunreinigungen gesichert; immerhin aber dürfte die Erhaltung gleichbleibender Empfindlichkeit der Lastanzeige gute Wartung der Maschine bedingen. Vor allem ist auch die Membran stets in gutem Zustande zu erhalten. Durch unmittelbare Belastung mittels eingehängter Gewichte wird man sich aber leicht von

der Richtigkeit der Lastanzeige jederzeit überzeugen können. Das Zifferblatt des Doppelfederröhrenmanometers ist drehbar, so daß es vor dem Versuch dem Anfangsdruck entsprechend eingestellt werden kann, der von dem Eigengewicht der von dem Kolben *d* getragenen Teile herstammt. In der Rohrleitung von der Dose *a* zum Manometer ist ein Rückschlagventil eingeschaltet, das sich beim plötzlichen Entlaufen der Dosenfüllung infolge Bruches der Probe schließt und dann durch eine feine Bohrung im Ventilkopf allmählichen Ausgleich der Flüssigkeitspreßung bewirkt, so daß das Manometer stoßfrei entlaufen wird. Die Dehnung der Probe ist an einem Maßstab abzulesen, der an zwei durch ein Gegengewicht ausgeglichenen, an einer der beiden Tragfüßen angebrachten Schwingen aufgehängt ist. In den Endmarken der Meßlänge sind Klemmvorrichtungen (Fig. 3) an dem Probestab angebracht. Der Maßstab legt sich gegen den mit der oberen Klemme verbundenen Arm *k*; die Bewegung des Zeigers *e* an der unteren Klemme gegen den Maßstab entspricht der Dehnung der Probe. Die Maschine wird in sechs Größen für 500, 1000, 1500, 2000, 3000 und 5000 kg Zugkraft geliefert; die Preise betragen 850—1680 M., einschließlich Spannkeile und Dehnungsmesser.

Zur Biegeprobe (auch Umschlagprobe genannt) wird der Draht mit dem einen Ende in einen Schraubstock eingepaßt, dessen Klemmbacken nach dem vorgeschriebenen Halbmesser von 5 oder 10 mm abgerundet sind. Das hervorragende Ende wird abwechselnd über beide Backen umgebogen und die Anzahl der Biegungen bis zum Bruch gezählt. Als einzelne Biegung gilt das Umlegen aus der Senkrechten um 90° zur Horizontalen und das Zurückführen in die Senkrechte. Befondere fehr handliche Apparate (f. Fig. 4), bei deren Anwendung der mittels eines Exzenterhebels *D* eingeklemmte und durch den Arm *A* hindurchgeführte Draht *e* mit Hilfe des Hebels *C* gebogen wird, liefert A. v. Tarnogrocky in Essen, zum Anschrauben an einem Tisch eingerichtet, für 43 M. und in feinerer Ausführung, bei der die Klemmbacken durch gehärtete, auswechselbare Wellen ersetzt sind, für 235 M. Fast die gleiche Anordnung hat der Umschlagapparat von Amsler-Laffon & Sohn in Schaffhausen. Einen eigenartigen Biegeapparat mit maschinellem Antrieb hat die Firma Falcot Frères, Lyon, angegeben. Die Biegung erfolgt wie bei dem gewöhnlichen Apparat in derselben Ebene um 90° abwechselnd nach

rechts und links nach vorge schriebenem Biegungshalbmesser. Die Anzahl der Biegungen wird durch ein Zählwerk angezeigt, und nach dem Bruch des Probendrahtes wird die Maschine selbsttätig stillgestellt [3]. Oswald Meyer fand, daß die Biegungszahl bei einem und demselben Draht dem Abrundungshalbmesser der Backen proportional ist. Er empfiehlt daher, ihn stets gleich dem fünf fachen Drahtdurchmesser zu nehmen [4]. — Eine befondere Art von Biegeprobe, die bei den Kgl. preußischen Eisenbahnen für eiserne Telegrafen drähte im Gebrauch ist, besteht darin, daß der Draht, ohne zu brechen, zu spalten oder zurückzufedern, sich in dicht nebeneinander liegende, einen Draht gleicher Stärke fest umschließende Windungen bringen lassen muß.

Bei der Verwindungsprobe wird die Anzahl der Verwindungen ermittelt, die der Draht auf 150 mm Länge bis zum Bruch aushält; zugleich gibt der

Verlauf der Verwindungen einen Anhalt für die Beurteilung der Gleichmäßigkeit des Materials bezüglich seines Härtegrades, indem die Windungen harte Stellen im Draht überspringen (s. Fig. 5). Bei Drähten mit nicht allzu hoher Verwindungszahl erfolgt das Auszählen in leichter Weise an den Spiralgängen, die eine zuvor auf dem Draht angebrachte farbige gerade Linie auf 150 mm Länge des verwundeten Drahtes bildet. An

Drähten mit geringem Durchmesser und großer Verwindungszahl bietet das Auszählen in der beschriebenen Weise Schwierigkeit. Deshalb spannt man derartige Drähte am besten so ein, daß die Länge zwischen den Einstellungen 150 mm beträgt, und bestimmt dann die Verwindungszahl gleich beim

Verfuch aus der Zahl der Umdrehungen der einen Einstellvorrichtung, während die zweite feststeht. Zu beachten ist hierbei, ob die Wirkung der Einstellköpfe die Zahl der Verwindungen bis zum Bruch beeinträchtigt, indem die Drähte sich zuweilen an den Enden weniger verdrehen als außerhalb des Wirkungsbereiches der Einstellköpfe. In ausgedehntem Gebrauch für Verwindungsverfuch steht der Torsionsapparat von A. v. Tarnogrocky. Dieser Apparat (Fig. 6) ist zugleich mit einem Spannwerk, bestehend aus der Spannschraube *B*, dem Schnurzuge *d* und dem Belastungsgewicht *A*, versehen, das gestattet, nicht nur die Einstellvorrichtung *c* des einen Drahtendes entsprechend der mit dem Verwinden verbundenen Dehnung der Probe zu ver-

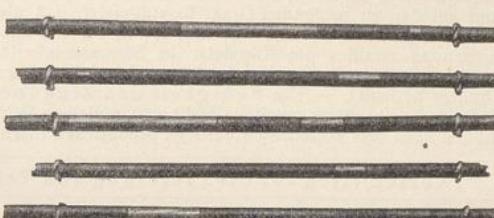


Fig. 5. Tordierte Drähte mit harten Stellen.

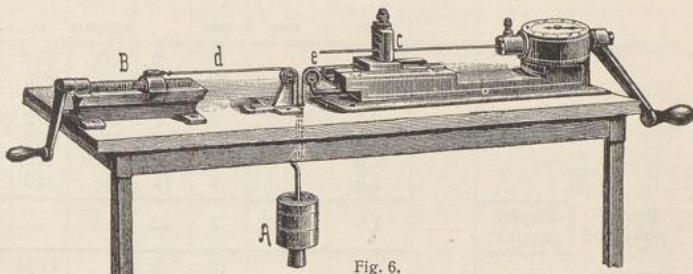


Fig. 6.

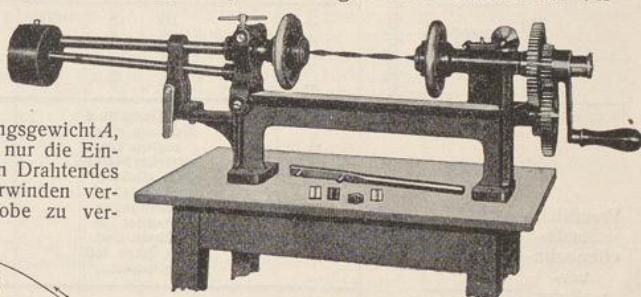


Fig. 7.

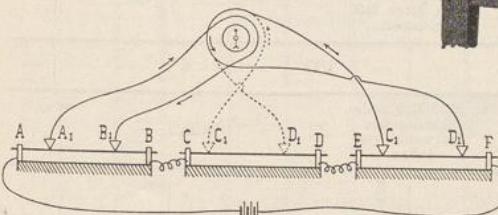


Fig. 8.

(Preis 360 M.). Die Zahl der Verwindungen wird bei angezeigt, das mit dem Antrieb verbunden ist.

Zur Bestimmung des elektrischen Leistungsvermögens wird durch Paalzow folgendes Verfahren empfohlen [5]: In den Schließungsbogen eines Danielschen Elementes werden nach Maßgabe der schematischen Darstellung Fig. 8 drei Drähte eingeschaltet, und zwar ein beliebiger Draht *AB*, der zu untersuchende Draht *CD* und ein Normaldraht *EF* mit bekanntem

schieben, sondern auch Verwindungsproben unter gleichzeitiger Zugbelastung anzustellen (Preis 250 M.). Fig. 7 zeigt den Verwindungsapparat von Amsler-Laffon & Sohn in Schaffhausen. Bei ihm wird die Probe beim Verdrehen gleichzeitig durch das links von zwei Stangen getragene Gewicht angespannt

Leitungsvermögen. Durch zwei starke Messingklötze A_1, B_1 wird der Strom zu der einen Windung eines Differentialgalvanometers geleitet und durch die Klötze C_1, D_1 zu dessen zweiter Windung. Der Abstand der Klötze C_1 und D_1 wird so gewählt, daß zwischen ihnen der Widerstand a ein bekannter wird. Die beiden Klötze A_1, B_1 werden nun so lange verschoben, bis die Galvanometernadel in Ruhe bleibt. Dann werden die Klötze C_1 und D_1 vom Normaldraht abgenommen und auf den zu prüfenden Draht so aufgesetzt, daß die Nadel wieder auf Null steht. Bezeichnet man den Abstand zwischen C_1 und D_1 in Metern mit l_1 , so ist der Widerstand x des zu untersuchenden Drahtes pro Kilometer in Siemenseinheiten: $x = a : l_1 \cdot 1000$ und sein spezifisches Leitungsvermögen s im Vergleich zu Quecksilber: $s = l_1 : a F$, wenn F den Querschnitt des Drahtes bedeutet. — Die Festigkeit des Zinküberzuges wird ermittelt, indem man den Probedraht auf einen zweiten Draht von gleichem Durchmesser spiralförmig aufwickelt. Hierbei müssen nach den Vorschriften der Kgl. preußischen Eisenbahndirektionen Drähte von 5 mm Durch-

Vorschriften für die Lieferung von Telegraphen- und Seildrähten.

| Vor- schriften der | Material | Ver- wen- dungs- zweck | Durch- messer | Biegeproben | | Zugverfuche ³⁾ | | | Bruchdehnung | Anzahl der Verwindungen auf 150 mm Länge | Leitungs- vermögen bei +15° C. | | | |
|--|---|---------------------------------|------------------|--|-------------------------|--|--------------------------|-----------------|--------------------|---|---|--|--|--|
| | | | | Zulässige Krümmungs- höchstmaß im Durchmesser | Anzahl der Biegungen | Mindestwerte | | | | | | | | |
| | | | | | | Bruch- spannung kg/qmm | Tragfähig- keit kg | % | | | | | | |
| Reichs- post- und Tele- graphen- ver- waltung | Bronze ¹⁾ | Telegraphendrähte | 5,0 | 10 | 6 | 50 | 981 | 1,5 | | 94 | 0,95 | | | |
| | | | 4,5 | 10 | 6 | 50 | 795 | 1,5 | | 94 | 1,17 | | | |
| | | | 4,0 | 10 | 7 | 51 | 640 | 1,5 | | 94 | 1,48 | | | |
| | | | 3,0 | ± 0,05 | 5 | 7 | 52,6 | 372 | 1,5 | — | 94 | | | |
| | | | 2,5 | | 5 | 9 | 52,6 | 258 | 1,5 | 94 | 2,63 | | | |
| | | | 2,0 | | 5 | 10 | 52,6 | 170 | 1,5 | 94 | 3,81 | | | |
| | Kupfer, verzinkt | | 1,5 | | 5 | 15 | 70 | 120 | 1,0 | 70 | 5,91 | | | |
| | | | | | | | | | | 70 | 14,11 | | | |
| | Ver- zinkter Eisen- draht | | 1,5 | ± 0,05 | 5 | 12 | — | — | — | — | — | | | |
| | | | 6 | 10 | 6 | | 1130 | | 16 | | 4,78 | | | |
| | | | 5 | 10 | 7 | | 785 | | 19 | | 6,87 | | | |
| | | | 4 | 10 | 8 | 40 | 502 | | 23 | 13 | 10,74 | | | |
| | | | 3 | 5 | 8 | | 282 | | 28 | | 19,09 | | | |
| Preußische Staats- eisenbahn- ver- waltung | Doppel- metall- draht ²⁾ | | 2 | 5 | 14 | | 125 | | 32 | | — | | | |
| | | | 1,7 | 5 | 16 | | 90 | | 33 | | — | | | |
| | | | 5 | 10 | 5 | 60 | 1178 | 1,0 | | 35 | 2,59 | | | |
| | | | 4 | 10 | 5 | 60 | 753 | 1,0 | | 35 | 4,04 | | | |
| | | | 3 | 5 | 5 | 70 | 494 | 1,0 | | 35 | 7,17 | | | |
| | | | 2 | 5 | 9 | 70 | 219 | 1,0 | | | 16,21 | | | |
| | Ver- zinkter Eisen- draht | | 5 | | | Der Draht muß sich um einen anderen von gleicher Stärke so wickeln, daß die Windungen einander be- rühren und den Kern fest umspannen. | 785 | | 19 | | — | | | |
| | | | 4 | | | | 502 | | 23 | | — | | | |
| | | | 3 | | | | 282 | | 28 | | — | | | |
| | | | 2,5 | ± 0,1 | | | 40 | 196 | 30 | | — | | | |
| | | | 2 | | | | 125 | | 32 | | — | | | |
| | Desgl. Stahldraht | | ≤ 1,5 | | | | — | | 38 | | — | | | |
| | | | 4 | — | — | 100 | — | 4 ⁴⁾ | — | — | — | | | |
| | | | — | — | | Muß sich voll- ständig zu- sammenbiegen lassen. | 22 | — | ≥ 38 ⁴⁾ | — | — | | | |
| Kgl. preuß. Ober- bergärtner | Eisen und Stahl | Seil- drähte | bis 2,0 | | | 8 | | | | | — | | | |
| | | | 2,0—2,2 | | | 7 | | | | | — | | | |
| | | | 2,2—2,5 | — | 5 | 6 | | | | | — | | | |
| | | | 2,5—2,8 | | | 5 | | | | | — | | | |
| | | | > 2,8 | | | 4 | | | | | — | | | |

¹⁾ Isolierte Bronzedrähte mit 1,5 und 3 mm starkem Leiter sind mit Okonit zu isolieren, mit schwarzem Hanfgarn zu bekloppeln und in Imprägnierungsmasse zu tränken. Der Leiter muß verzinkt werden, falls das Material der Isolierhülle schwefelhaltig oder bei Herstellung der Drähte mit Schwefel behandelt ist.

²⁾ Stahlseile mit gut leitendem Kupfermantel.

³⁾ Die freie Länge der Proben zwischen den Einspannstellen soll nach den Vorschriften der Reichspost- und Telegraphenverwaltung 150 mm betragen; zu prüfen ist bei 10—15° C.

⁴⁾ Auf 200 mm Meßlänge.

meffer fünf Umlwicklungen, 4 mm starke Drähte fechs und 2,5 mm starke Drähte acht Umlwicklungen aushalten, ohne daß der Zinküberzug abblättert. — Die Dicke des Zinküberzuges bei Telegraphendraht aus Eisen oder Stahl wird nach den Vorschriften der Kgl. preußischen Staats-eisenbahnverwaltung sowie der Reichspost- und Telegraphenverwaltung geprüft, indem man die Probe wiederholt je eine Minute lang in eine Lösung von 1 Gewichtsteil Kupfervitriol in 5 Teilen Wasser eintaucht. Hierbei müssen Drähte von 6 und 5 mm Durchmesser acht Eintauchungen, solche von 4, 3 und 2,5 mm sieben und Drähte von 2 mm und weniger Durchmesser fechs Eintauchungen vertragen, ohne daß sie sich mit einer zusammenhängenden Kupferhaut bedecken. Die Drähte sind nach jedem Eintauchen in reinem Wasser abzupülen und mit Putzwolle oder Löschpapier abzutrocknen. Ferner darf der Zinküberzug weder abblättern noch Fehlstellen zeigen, wenn der Draht um einen Zylinder vom zehnfachen Durchmesser des Drahtes in eng aneinander liegenden Windungen gewickelt wird.

Für die Lieferung von Trolleydraht (Kupfer) für Straßenbahnen sind von einer Reihe großer Gesellschaften die folgenden Bestimmungen angenommen worden:

1. Der Draht soll einen mittleren Querschnitt von 53 qmm aufweisen und an keinem Teil um mehr als $\pm 15\%$ abweichen.

2. Der Draht soll glatte, gleichmäßig runde Oberflächen zeigen und frei von Unebenheit, Rissen, Knicken u. f. w. sein.

3. Der Draht soll auf Holztrommeln aufgewickelt, deren Durchmesser 1 m betragen soll, angeliefert werden. Die Gesamtlänge des Drahts auf einer Trommel soll rund 1000 m sein.

4. Der Draht muß eine elektrische Leistungsfähigkeit von mindestens 96% von reinem Kupfer, eine Zugfestigkeit von mindestens 37 kg/qmm bei einer Dehnung von mindestens 3,8% haben. Diese Festigkeit müssen auch die Lötstellen aufweisen. Die Belastungsproben müssen derart erfolgen, daß zwischen den Belastungen von je 100 zu 100 kg mindestens zwei Minuten zugewartet werden.

5. Der Draht muß sich auf eine Länge von etwa 25 cm in kaltem Zustande mindestens 15 mal verdrehen lassen, ohne zu brechen.

6. Der Draht muß sich so biegen lassen, daß die Drahtteile vollständig aufeinander liegen, ohne daß Risse im Draht sich feststellen lassen.

Literatur: [1] Oesterr. Zeitschr. f. Berg- u. Hüttenwesen 1889, S. 365. — [2] Mitteilungen aus den Kgl. Technischen Versuchsanstalten zu Berlin, 1889, Ergänzungsheft IV. — [3] Rudeloff, Das Materialprüfungsamt auf der Pariser Weltausstellung; Verhandlungen des Vereins zur Förderung des Gewerbelebens, 1901, S. 37. — [4] Meyer, O., Der Drahtbiegeversuch; Mitteilungen des Technol. Gewerbemuseums in Wien, 1902, S. 204. — [5] Mitteilungen aus den Kgl. Technischen Versuchsanstalten zu Berlin, 1888, Ergänzungsheft I. Rudeloff.

Drahtrichten. Der Draht, der gewöhnlich zu Ringen aufgewickelt in den Handel kommt, muß vor seiner weiteren Verarbeitung zunächst gerichtet werden. Dies erfolgt gewöhnlich auf Richtmaschinen, mit denen meistens eine Vorschiebe- und Abschneidevorrichtung verbunden ist, um Drahtenden von bestimmter Länge zu erhalten.

Bei der Richtmaschine D.R.P. Nr. 124 835 wird der Draht zwischen Richtstiften durchgezogen. Bei der Richtmaschine D.R.P. Nr. 101 719 wird der Draht zunächst über eine gekrümmte Fläche geführt, so daß die Geradestrecken immer nur eine bestimmte Krümmung zu entfernen haben. Auch hier ist eine Vorschub- und Abschneidevorrichtung vorgesehen. Nach D.R.P. Nr. 92 090 können mehrere Drähte während eines Arbeitsvorganges gerichtet und abgeschnitten werden, desgleichen bei der Maschine D.R.P. Nr. 128 354; vgl. ferner D.R.P. Nr. 128 053, 115 420, 113 255. S. a. Richtmaschinen. Dalchow.

Drahtriesen, f. Seilbahnen.

Drahtrinnen, Drahtschielen, die in der Chirurgie bei Knochenbrüchen verwendeten Drahtgewebe.

Drahtsaiten, f. Saiten.

Drahtschnuren werden an Stelle von Lederkordeln als Treib schnuren benutzt.

Für Drehbänke und Nähmaschinen wählt man eindrähtige Schnuren, die auf Scheiben unter 200 mm Durchmesser in Keilrillen von 40° liegen. Zweidrähtige Schnuren auf größeren Scheiben mit Rillen von 60° können auch zu mehreren nebeneinander angeordnet werden. Sie werden mit einer Streckung von 1—1,5% aufgelegt und mit den aufgebogenen Enden oder besser durch besondere Schlösser verbunden (f. die Figur). Durchmesser der Schnur: 5 (6), 7 (9), (12) 14 mm, Drahtstärke 1,3—2—4 mm, Scheibengröße 200—600—1200 mm, Umfangskraft 2—8—30 kg, Gewicht 0,1—0,2—0,8 kg/m, Preis 4,5—3,75—3 M. pro Kilogramm. Lindner.



Drahtschnur mit Schloß von G. Pickhardt in Bonn.

Drahtseilbahnen, f. Seilbahnen und Mässentransport.

Drahtseilbrücken, f. Hängebrücken und Kabel.

Drahtseile bestehen aus mehreren nach Art der Hanfseile zusammengedrehten Drähten. Die Drähte werden meist um ein geteertes Hanfseil, Seele genannt, gewickelt. Stärkere Drahtseile setzen sich aus mehreren derartigen um

eine Hanfseile gewundenen Einzelleilen, Litzen, zusammen. Sehr starke Drahtseile oder Tauen werden wieder aus Drahtseilen zusammengeflochten.

Die Drähte sind schraubenförmig um die Achse gewunden, damit eine möglichst gleichmäßige Beanspruchung der einzelnen Drähte erzielt wird, was bei parallel laufenden Drähten nicht erreicht werden kann. Die Tragseile für Hängebrücken werden auch aus parallel nebeneinander liegenden Drähten hergestellt, die durch einen in dichten Windungen herumgewundenen Draht zusammengebunden sind. Wegen der schraubenförmigen Windungen ist von jedem Draht eine größere Länge L erforderlich als die Länge l des fertigen Seiles beträgt. Die Länge L ist gegeben durch die Gleichung $L = \frac{l}{\cos \alpha}$, wenn α den Neigungswinkel bedeutet. Statt der Hanfeinlage wird auch auf Kosten der Biegsamkeit als Seele ein Draht verwendet, wenn das Drahtseil einer starken Pressung z. B. beim Aufwickeln ausgesetzt wird. Die aufeinander folgenden

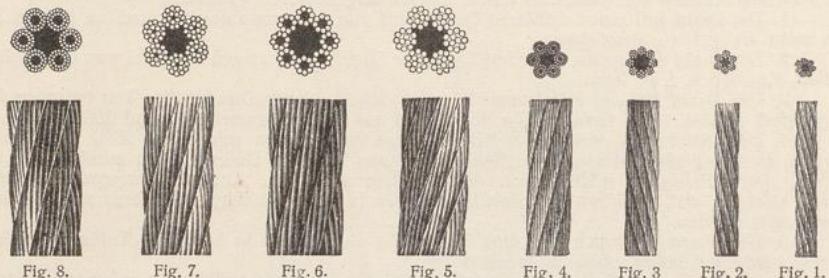


Fig. 8. Fig. 7. Fig. 6. Fig. 5. Fig. 4. Fig. 3. Fig. 2. Fig. 1.

Umwicklungen müssen im entgegengesetzten Sinne stattfinden, so daß die Litzen des Seiles die Gestalt rechtsgewundener Schraubenlinien haben, wenn die Drähte in den Litzen linksgängig gewunden sind. Die Drahtseile werden von den verschiedenen Firmen auf sehr verschiedene Weise zusammengeflochten. Fig. 1–13 zeigen Drahtseilformen der Aktiengesellschaft für Seilindustrie, Mannheim-Neckarau. Sie haben sämtlich Hanfseile, während die einzelnen Drahtlitzen teils Hanf-, teils Drahtseile besitzen. Die Drahtseile Fig. 14 und 15 haben eine Seele aus Stahldraht und sind in der Weise angefertigt, daß um den mittleren Draht als Seele die übrigen Drähte in einer oder mehreren Schichten herumgewickelt sind, wobei wieder die Drähte

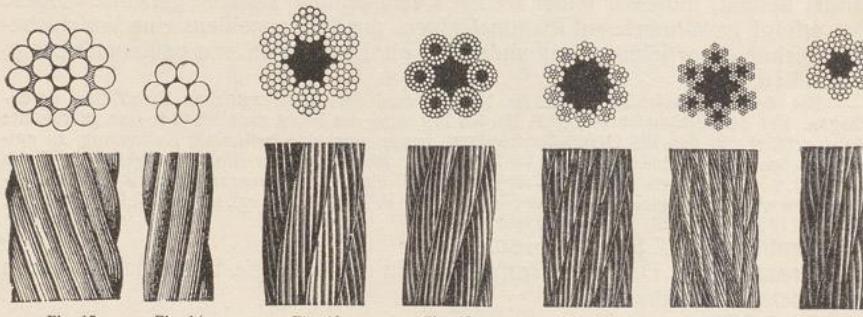


Fig. 15. Fig. 14. Fig. 13. Fig. 12. Fig. 11. Fig. 10. Fig. 9.

der verschiedenen Lagen entgegengesetzte Windungen aufweisen. Solche Seile, Spiralseile genannt, benutzt man zur Leitung von Förderkörben in Schächten, als Lauffeile bei Luftfeilbahnen, als Förderseile u. a. Die Firma Felten & Guilleaume [1] unterscheidet folgende Drahtseile zum Lastheben („Hütte“ 1902, I, S. 652):

1. Runde Förderseile, enthalten 36–180 Drähte von 1,4–3,4 mm, gewöhnlich 2,8 mm Durchmesser, der Seildurchmesser beträgt 13–70 mm.

2. Flache Förderseile werden aus runden nebeneinander gelegten und zusammengehaltenen oder durch Schrauben oder Nieten zusammengehaltenen Seilen hergestellt. Sie sind biegsamer als runde Seile. Ein Nachteil ist ihre kurze Lebensdauer wegen der ungleichen Drehung und Abnutzung der einzelnen Seile. Die Anzahl der Drähte ist 120–320 mm, der Drahtdurchmesser 1–2 mm, die Breite 38–165 mm und die Dicke des Seiles 9–28 mm.

3. Kabelseile sind sehr biegsam. Der Drahtdurchmesser beträgt 1–2 mm, die Anzahl der Drähte ist 120–294, der Seildurchmesser 20–63 mm.

4. Aufzugseile (Patentgußstahldrahtaufzugseile) werden aus Tiegelstahl mit einer Bruchfestigkeit von 120 kg/qmm hergestellt. Die Drahtstärke ist 0,5–1,2 mm, die Anzahl der Drähte 96–252, der Seildurchmesser 9–35 mm.

5. Flachlitige Drahtseile [2], Fig. 16, bestehen aus einer Hanfseele mit fünf elliptischen Litzen, die eine Seele aus flachem Kerndraht besitzen. Ihr Vorzug ist eine größere Berührungs-



Fig. 16.

fläche und geringerer Verschleiß. Die fünf Litzen haben je 9, 23 oder 28 Drähte, der Seildurchmesser beträgt 11—40 mm.

6. Patentdoppelflachlitzige Drahtfeile sind aus einer doppelten Lage flachlitziger Seile hergestellt. Die einzelnen Litzen haben keine Seele.

7. Dreikantlitzige Förderfeile, Fig. 17. Ihre Vorteile sind: geringerer Durchmesser bei gleicher Bruchfestigkeit, gleichmäßiger Verschleiß der Deckdrähte und der inneren Drähte, größere Auflagefläche. Die Seile werden mit einem Durchmesser von 25—52 mm hergestellt.

8. Verschlossene Drahtfeile, Fig. 18, werden aus Formdrähten hergestellt. Sie sind Spiralfäden ohne Hanfeinlage und sind allseitig rund und geschlossen. Ihre Vorteile sind ein geringerer Durchmesser für gleiche Kraftübertragung, ein gleichmäßiger Verschleiß und ein ruhiger Gang wegen der glatten Oberfläche. Auch die im Innern liegenden Drähte sind gegen Rosten geschützt, wenn die Seile gut eingefettet sind. Da die Drähte sich gegenseitig überdecken, so ist das Ablösen eines Drähtes, der zerrissen ist, ausgeschlossen. Feindrähtige

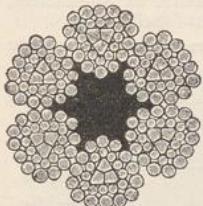


Fig. 17.

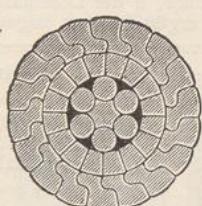


Fig. 18.

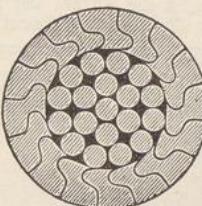


Fig. 19.

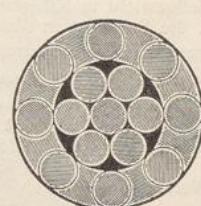


Fig. 20.

verschlossene Seile von 12—40 mm Durchmesser aus Gußstahldraht dienen zu Förder- und Aufzugszwecken. Grobdrähtige verschlossene Drahtfeile von 20—45 mm aus weichem Stahlformdraht oder Gußstahldraht finden zu Schachtführungen, Luftseilbahnen, Fähren u. a. Verwendung.

Als Triebwerkdrahtfeile fertigt dieselbe Firma Drahtfeile für normale Seilscheiben mit einem Durchmesser von 150—175 Seildurchmessern und für große Seilscheiben und große Achsenabstände mit einem Durchmesser von mindestens 1 m. Diese letzteren Drahtfeile haben eine Seele aus Eisendraht. — Das Wilhelm-Heinrichwerk, vormals Wilh. Heinr. Grillo, Düsseldorf, fertigt folgende Drahtfeile an: runde (13—63 mm Seildurchmesser) und flache (9 × 38 bis 28 × 165 mm) Förderfeile, Streckenförder- und Bremsbergfeile, 7,5—35 mm Seildurchmesser), Drahtfeile für Luftbahnen, und zwar Zugfeile (13—33 mm Seildurchmesser) und Trag- oder Lauffeile (15,5—42 mm Seildurchmesser), Aufzugfeile in Kabel- oder Litzenkonstruktion und Transmissionsfeile für große und kleine Seilscheibendurchmesser, die mindestens 150, möglichst 250 Seildurchmesser betragen müssen. Das Material aller Seile ist Patentgußstahldraht, — nur Streckenförder- und Bremsbergfeile werden auch aus geglühtem Eisen- und Stahldraht hergestellt — mit einer Bruchfestigkeit von 130—150 kg/qmm. Bei großer Teufe und großen Förderlasten wird ein Material von 150—160 kg/qmm, selbst bis 200 kg/qmm genommen, um das Eigengewicht möglichst niedrig zu halten.

Die Firma S. Simpson & Co., Düsseldorf, stellt als Hauptkonstruktion für allgemeine Zwecke äußerst biegsame Drahtfeile (Trossenkonstruktion) mit 6 × 12 Drähten und sieben Hanfeelen her. Fig. 19 und 20 zeigen die Konstruktion verschlossener Drahtfeile und Fig. 21 ein Flachfeil der Firma Kabelfabrik Landsberg a. W. Aus der Zeichnung ist die Führung des Nähdrahtes deutlich zu erkennen.

Die Biegsamkeit der Seile ist um so größer, je dünner die einzelnen Drähte sind und je mehr Hanfeinlagen das Seil enthält. Die Wahl des Drahtfeiles und der Drahtstärken richtet sich daher zunächst nach dem kleinsten Krümmungsradius der Seilscheiben, Windentrommeln und Leitrollen. Seile, die einem starken Verschleiß dadurch ausgesetzt sind, daß sie auf dem Boden schleifen, über viele Tragrollen laufen, sich aneinander reiben oder starken Druck auszuhalten haben, wie z. B. Seile, die in mehreren Lagen aufeinander gewickelt werden, ferner Seile, die unter dem Einfluß von Nässe und sauer Grubenwässern zu leiden haben und daher dem Rost ausgesetzt sind, müssen aus möglichst dicken Drähten bestehen. Zum Schutz gegen Anreibungen werden die Drähte auch verzinkt, verbleit und verkupfert. Je härter das Material, um so dünner müssen die Drähte sein. Der Drahtdurchmesser bei Förderseilen soll höchstens $1/1000$ des kleinsten Scheiben- oder Trommeldurchmessers betragen. Gewöhnlich gebraucht man Drähte von höchstens 2,8 mm Durchmesser. In außergewöhnlichen Fällen, wenn das Seil einem starken Verschleiß ausgesetzt ist, geht man bis auf $1/150$ oder $1/140$ hinauf, für die Bremsberg- und Hafpfeile auf $1/300$. Für feindrähtige verschlossene Drahtfeile gibt man der Trommel einen Durchmesser von mindestens 150 Seildurchmessern. Die Drahtdicke ist auch abhängig von dem Winkel, unter dem das Seil von der Seiltrommel auf die Seilscheibe läuft, je spitzer er ist, um so größer muß die Biegsamkeit des Drahtes sein.

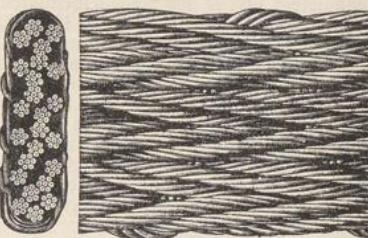


Fig. 21.

Die Anzahl der Drähte berechnet sich nach Fefflegung der Drahtstärke aus der Formel [3]

$$n = \frac{F}{\left(\frac{t}{s} - 0,0075 L\right) d^2},$$

worin F die Gesamtlast in Kilogramm, t die Bruchfestigkeit des Drahtes von 1 mm Durchmesser, s den Sicherheitsgrad, L die Seillänge in Metern, d die Dicke der Seildrähte in Millimetern bezeichnen. Die Bruchfestigkeit t ist zu setzen bei gegläutetem Eisen oder Bessemerdraht von 40 kg/qmm $t = 32$, bei blankem Bessemerdraht von 60–65 kg/qmm $t = 49$, bei weichem Patentgußstahldraht von 90–100 kg/qmm $t = 75$, bei hartem Patentgußstahldraht von 120 kg/qmm $t = 95$, von 130–140 kg/qmm $t = 107$, von 160 kg/qmm $t = 126$ und von 180 kg/qmm $t = 142$ kg. Die Sicherheit s soll mindestens gleich 6, bei Seilen für Personensorderung gleich 8–10 angenommen werden. Die Tragfähigkeit berechnet sich nach den Formeln der deutschen Bergbehörden [3] aus

$$P = a n d^2 \quad T = n d^2 (a - L \cdot 0,0075),$$

worin P die zulässige Belastung in Kilogramm einschließlich Seilgewicht, T die Belastung ohne Seilgewicht in Kilogramm, n die Anzahl der Drähte, d der Drahtdurchmesser in Millimetern, L die Seillänge in Metern ist. Der Koeffizient a ergibt sich aus folgender Tabelle:

| Sicherheit | 6fach | 8fach | 10fach | 12fach | Art des Drahtes | Bruchfestigkeit kg/qmm |
|----------------|-------|-------|--------|--------|------------------------|------------------------|
| Wert von $a =$ | 5,2 | 3,9 | 3,1 | 2,6 | für gegläuteten Draht | 40 |
| | 8,15 | 6,15 | 4,9 | 4,05 | blanken Flusstahldraht | 60–65 |
| | 12,45 | 9,3 | 7,42 | 6,2 | Patentgußstahldraht | 90–100 |
| | 15,7 | 11,75 | 9,4 | 7,8 | " | 120 |
| | 17,65 | 13,22 | 10,57 | 8,8 | " | 130–140 |
| | 20,9 | 15,7 | 12,55 | 10,45 | " | 160 |
| | 23,5 | 17,6 | 14,1 | 11,75 | " | 180 |

Die Gefamtpannung kz in Kilogramm/Quadratzentimetern setzt sich („Hütte“, I, 1902, S. 651) aus der Normalspannung σ_z und der Biegungsspannung σ_b zusammen, und es ist für E (Elaftizitätsmodul) = 2150000 ($\frac{3}{8} E \sim 800000$),

$$\sigma_z + \sigma_b = \frac{S}{i \cdot \frac{1}{4} \pi \delta^2} + 800000 \frac{\delta}{D} \leq kz,$$

worin S die Zugkraft in Kilogramm, i die Anzahl der Drähte, δ den Drahtdurchmesser in Zentimetern und D den Seilscheibendurchmesser in Zentimetern bezeichnen; kz ist zu setzen für Eisen- und Bessemerstahldraht ≤ 1500 , für Tiegelstahldraht bei Personensorderung ≤ 2000 , für Tiegelstahldraht ohne Personensorderung ≤ 3000 kg/qcm. S ist gleich $Q + q l$, wenn Q das zu hebende Gewicht in Kilogramm, q das Seilgewicht in Kilogramm/Metern und l die größte Länge des hängenden Seiles in Metern ist; q ist gleich $0,75 \cdot i \cdot \delta^2$ bis $0,80 \cdot i \cdot \delta^2$.

Ein häufiges Reinigen und Einfetten der Seile ist erforderlich. Zum Verkleben der Seilenden ist eine Länge von 3–5 m erforderlich. Jedes Seilende wird auf etwa 1 m aufgeflochten und die Hanfseile herausgenommen. Die Seillitzen werden dann so ineinander geflochten, daß die des einen Seilenden diejenigen des andern überdecken. Dann wird eine Seillitze um 1 m weiter aufgedreht und eine Litze des andern Endes in das Seil verflochten. Ebenso werden die andern Litzen, jedoch auf verschiedene Länge, und die Litzen des andern Seiles verflochten.

Die Wulste werden darauf rund geschlagen. Zum Verkleben bedient man sich des *Stechiefens*, eines 13 mm breiten und 155 mm langen Werkzeuges. Statt des umständlichen Verklebens hat man auch ein *Seilschloß* (Fig. 22) angewendet; doch werden dadurch die Scheiben leicht beschädigt. Es sind auch konische Seile hergestellt worden, um dem nach unten hin allmählich abnehmenden Eigengewicht des Seiles Rechnung zu tragen. Sie haben sich jedoch nicht bewährt und sind bei der hohen Tragfähigkeit der Gußstahldrahtseile entbehrlich geworden.

Die Herstellung der Seile, zuerst von Albert in Claustal im Jahre 1827 ausgeführt, erfolgte früher von Hand mit Hilfe einfacher Geräte auf Seilerbahnen, heute mit Maschinen, von denen die ersten von Wurm in Wien gebaut wurden. Zunächst werden die Litzen hergestellt. Die einzelnen Drähte werden auf Spulen aufgewickelt, diese auf die Litzemaschine geflochten und auf dieser aus den einzelnen Drähten die Litzen hergestellt, die auf eine Trommel oder Spule aufgewickelt werden. Diese Spulen werden dann auf die Seilschlagmaschine gebracht und auf dieser zum Seil zusammengedreht. Beide Maschinen haben gleiche Einrichtung und gleiche Wirkungsart, so daß auch die Litzemaschine zum Seilen benutzt werden kann. Gewöhnlich sind beide Maschinen getrennt, oder sie werden in demselben Gestell zu einem Ganzen vereinigt, so daß von ihnen gleichzeitig die Litzen gebildet und zu einem Seile vereinigt werden. Die Maschinen sind stehend und liegend angeordnet, wenn beide Maschinen vereinigt sind, stets liegend, um eine zu große Höhe zu vermeiden.

Die Seilschlagmaschine Fig. 23 (Maschinenfabrik G. Stein, Berlin) ist mit 18 Spulen für ebensoviel Litzen versehen, von denen nach Bedarf mehrere außer Betrieb gesetzt werden können. Jede der Spulen a , auf denen die Litzen aufgewickelt sind, ist in einem schmiedeeisernen Rahmen b drehbar befestigt. Die Rahmen sind zwischen den beiden Scheiben c und d gelagert, die sich mit der Achse e drehen, die von der Riemenscheibe f angetrieben wird. Von den Spulen, die in zwei Reihen angeordnet sind, gehen die Litzen durch Löcher im vorderen Ringe d . Bei g vereinigen sie sich zu dem Seile, indem sie durch die Drehung der Spulen

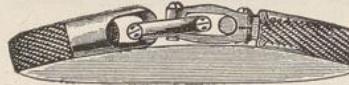


Fig. 22.

schraubenförmig um die Seele gewunden werden, die bei *h* durch die hohle Welle zugeführt wird. Das fertige Seil umläuft eine Anzugscheibe *k* in mehreren Windungen undwickelt sich auf die Trommel *l* auf. Die Scheibe *k* erhält den Antrieb durch eine unter der Maschine gelagerte Hilfswelle *i*, die von *e* aus durch Stirnräder *n* angetrieben wird und das Zahnrad *m* auf der Achse der Scheibe *k* dreht. Bei jeder Umdrehung der Achse *e* mit den Spulen muß sich der Umfang der Scheibe *k* um einen bestimmten Betrag drehen, der durch die auswechselbaren Stirnräder *n* geändert werden kann. Hierdurch läßt sich die Steigung der Schraubenlinien bestimmen, welche die Litzen beschreiben. Die Trommel *l* wird durch einen Riemen *o* von der Welle der Anzugscheibe *k* aus gedreht. Wenn sich der Halbmesser der Aufwickeltrommel infolge der Aufwicklungen vergrößert hat, kann der Riemen auf den Scheiben schleifen. Um zu vermeiden, daß die Drähte verdreht werden, wodurch die Festigkeit des Seiles beeinträchtigt würde, sind die Spulenrahmen *b* nicht fest mit der Scheibe verbunden, sondern um Zapfen drehbar gelagert. Jeder Zapfen ist neben der Scheibe *c* mit einem Kurbelarm versehen. Alle Kurbelarme sind von gleicher Länge *l* und parallel zueinander gestellt. In dieser Lage werden sie dadurch erhalten, daß die Kurbelzapfen in einem

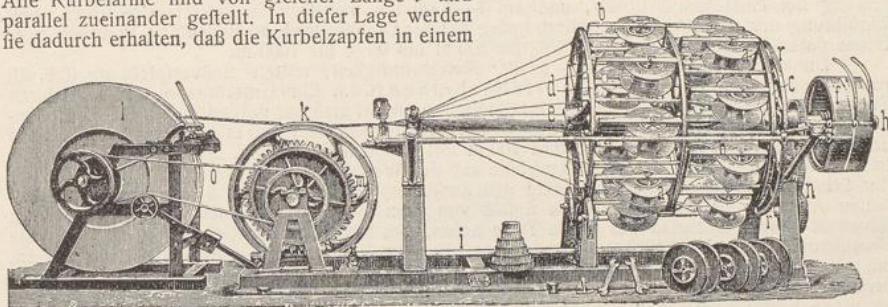


Fig. 23. Seilschlagmaschine mit 18 Rollen.

Ring *r* gelagert sind, der drehbar am Gestell der Maschine befestigt ist, und zwar um die Länge *l* exzentrisch zur Achse *e*. Die Spulen behalten daher ihre Lage bei, so daß der ablaufende Draht einer Verdrehung nicht unterworfen ist. Die Maschine wird in zwölf verschiedenen Größen angefertigt.

Literatur: [1] Katalog Felten & Guilleaume, Carlswerk, Mühlheim a. Rh. — [2] Zeitschr. d. Ver. deutsh. Ingen. 1898, S. 377. — [3] Katalog Wilhelm-Heinrichs-Werk, vorm. Wilhelm Heinrich Grillo, A.-G., Düsseldorf; Katalog Conrad Felsing, Maschinenbauanstalt für Kabelfabrikation, Köpenick bei Berlin.

Drahtseilscheiben für Drahtseiltriebe (s. d.) tragen das Seil auf dem Grunde einer ziemlich tiefen und weiten Rille. Entweder vermitteln sie die Kraftübertragung zwischen dem Seil und der Welle als treibende Scheiben oder sie unterstützen nur als Tragrollen das darüberlaufende Seil, oder sie geben die Kraft des Seiles an ein andres, in einer zweiten Rille ihres Kranzes liegendes Seil weiter, als Zwischenrollen in einem mehrfachen Drahtseiltriebe.

Die Kranzrille wird 40—80 mm weit und tief, mit 45° Rillenwinkel. Zweckmäßig wird der Kranz im Grunde der Rille mit Lederplättchen ausgefüttert, die fest eingetrieben, auch mit Leim eingeschlagen und schließlich konkav abgedreht werden (Fig. 1). Ungefütterte Rillen (Fig. 2) werden so ausgedreht, daß sie sich im Grunde dem Seil anschmiegen. Solche Scheiben genügen für zeitweiligen oder leichteren Betrieb, sind 15% billiger, nutzen aber das Seil mehr ab. In Fig. 3 sind die Lederplättchen durch eine Drahtlitze mit innerhalb des Kranzes befestigten Enden gehalten (Bauart von G. Heckel, Drahtseilfabrik in St. Johann).

Scheiben bis 1 m Durchmesser werden mit Armen von flachem Querschnitt gegossen. Für größere Scheiben sind eingegossene Rundseifenarme (von gleicher Stärke mit dem Drahtseil) gebräuchlich (Fig. 4); teurer sind Flacheisenarme, die am Kranz mit zwei, an der Nabe mit drei Schrauben befestigt werden. Man berechnet die Arme wie bei den Riemen scheiben. Ueber 2,8 m große Scheiben werden mit Rücksicht auf eisenbahnmäßige Verladung geteilt. Bei kleineren Scheiben, wenn sie

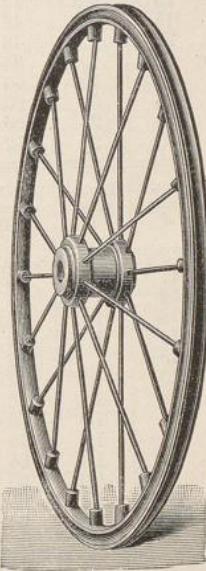
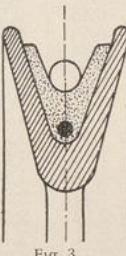


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

nicht zur Erleichterung der Aufbringung geteilt werden sollen, begnügt man sich damit, die Nabe durchzugießen, damit sich die Gußspannungen ausgleichen können. Geteilte Scheiben sind bis 10% schwerer und kosten 15% mehr als ungeteilte. — Die Befestigung auf der Welle erfolgt durch Aufklemmen der geteilten Nabe mit kräftigen Schrauben unter Sicherung durch einen Federkeil, oder man befestigt die Scheibe mit Tangentialkeilen, weil gewöhnliche Keile die Scheibe leicht schief spannen können. Die Nabellänge beträgt $0,1 D + 60$ mm.

Der Preis fertig bearbeiteter Scheiben beträgt rund 1 M. pro Kilogramm. Das Gewicht ungeteilter Scheiben mit Lederfutter hat folgende Durchschnittswerte:

| Scheibendurchmesser: | 500 | 1000 | 1500 | 2000 | 2500 | 3000 | 3500 | mm |
|-----------------------------|-----|------|------|------|------|------|------|----|
| für Drahtseile von 10—13 mm | 40 | 80 | 130 | 185 | 250 | — | — | kg |
| 14—16 | — | — | 160 | 230 | 300 | 370 | — | — |
| 17—20 | — | — | — | 270 | 350 | 430 | 520 | — |

Lindner.

Drahtseiltriebe dienen zur Kraftübertragung von 15—200 PS. auf 20—100 m Entfernung bei einfachem Seiltrieb, und auf 1—2 km bei mehrfach fortgesetztem Seiltrieb. Seit Einführung der elektrischen Kraftübertragung hat der Drahtseiltrieb an Bedeutung verloren, trotz seines guten Wirkungsgrades von 96% für 100 m bis 90% für 1000 m.

Die Drahtseile laufen mit großer Geschwindigkeit, mittels Seilverspießung (f. S. 40) endlos geschlossen, über je zwei Drahtseilscheiben (f. d.). Eine Unterstützung der Seile durch Tragrollen zur Vermeidung zu starker Durchhängung ordnet man nur notgedrungen an. Zwischenstationen mit zweirilligen Scheiben werden bei Triebängen über 150 m notwendig und teilen die ganze Länge in Strecken von rund 100 m mit gleichen Seillängen. Ablenkungen der Seiltriebrichtung werden durch Kegelradgetriebe auf den Wechselfstationen vermittelt. Die Höhenlage der Scheiben auf den Endstationen und den Zwischenstationen bestimmt sich aus dem erforderlichen Abstand des durchhängenden Seiles von dem Gelände oder den Schutznetzen. Mit Rücksicht hierauf lässt man das straffe Trum unten, das lose oben darüber laufen, hat aber die Durchhängung für den Stillstand zu ermitteln, in dem beide Trume gleich stark durchhängen, mit einem Zuschlag für Seillängung und Wärmeausdehnung. — Die Geschwindigkeit u der Seile bemüht man auf etwa 10 m/sec für kleinere Betriebe, 15—20 m/sec für mittlere und 20—30 m/sec für große Kräfte. Aus $P \cdot u = 75 N$ entnimmt man vorerst die Umfangskraft P für N PS.

Drahtseile für Transmissionen.

| Seil-Dm. mm | Draht-Dm. mm | Anzahl der Drähte <i>i</i> | Gewicht für 1 m kg/m | Quer- schnitt der Drähte <i>f</i> qcm | Spez. Gew. 10 q/f | Scheiben- durch- messer <i>D</i> m | Zulässige Umfangs- kraft <i>P</i> kg | Preis für 100 m Seil | | |
|----------------|-----------------|-------------------------------------|----------------------------|--|-------------------------|--|--|-----------------------------|--------------------------|--------------------------------------|
| | | | | | | | | schwed. Eisendraht M. | Gußstahl- draht M. | Gußstahl- draht verzinkt M. |
| 9 | 1 | 36 | 0,26 | 0,28 | 9,3 | 1,5—1,8 | 70 | 23 | 35 | 43 |
| 10 | 1 | 42 | 0,31 | 0,33 | 9,4 | 1,5—1,8 | 100 | 27 | 41 | 50 |
| 11 | 1,2 | 36 | 0,38 | 0,40 | 9,5 | 1,8—2 | 120 | 31 | 45 | 56 |
| 12 | 1,2 | 42 | 0,45 | 0,47 | 9,6 | 1,8—2 | 140 | 36 | 52 | 62 |
| 13 | 1,4 | 36 | 0,51 | 0,55 | 9,3 | 2—2,5 | 160 | 40 | 56 | 66 |
| 14 | 1,4 | 42 | 0,61 | 0,63 | 9,7 | 2—2,5 | 180 | 46 | 63 | 75 |
| 15 | 1,4 | 48 | 0,70 | 0,74 | 9,5 | 2—2,5 | 210 | 53 | 71 | 85 |
| 16 | 1,6 | 42 | 0,79 | 0,84 | 9,4 | 2,5—3 | 250 | 58 | 77 | 92 |
| 18 | 1,6 | 48 | 0,91 | 0,96 | 9,5 | 2,5—3 | 300 | 65 | 88 | 104 |
| 20 | 1,8 | 48 | 1,15 | 1,22 | 9,5 | 3—4 | 350 | 75 | 102 | 120 |
| 22 | 1,8 | 54 | 1,30 | 1,37 | 9,5 | 3—4 | 400 | 87 | 115 | 135 |
| 24 | 1,8 | 60 | 1,46 | 1,52 | 9,6 | 3—4 | 450 | 100 | 130 | 150 |
| 26 | 2 | 60 | 1,80 | 1,88 | 9,6 | 4—5 | 550 | 113 | 152 | 177 |
| 28 | 2 | 66 | 2,00 | 2,07 | 9,7 | 4—5 | 600 | 129 | 171 | 198 |
| 30 | 2 | 72 | 2,20 | 2,25 | 9,8 | 4—5 | 700 | 144 | 188 | 217 |

| Seil-dicke <i>d</i> mm | Draht- dicke <i>δ</i> mm | Anzahl der Drähte <i>i</i> | Gewicht für 1 m kg/m | Quer- schnitt der Drähte <i>f</i> qcm | Spez. Gew. 10 q/f | Scheiben- durch- messer <i>D</i> m | Zulässige Umfangs- kraft <i>P</i> kg | Preis für 100 m Seil | | |
|------------------------------|-----------------------------------|-------------------------------------|----------------------------|--|-------------------------|--|--|-----------------------------|--------------------------|--------------------------------------|
| | | | | | | | | schwed. Eisendraht M. | Gußstahl- draht M. | Gußstahl- draht verzinkt M. |
| 11 | 1 | 48 | 0,36 | 0,37 | 9,7 | 1,5—2 | 110 | 32 | 50 | 60 |
| 12 | 1 | 54 | 0,40 | 0,42 | 9,5 | 1,5—2 | 120 | 35 | 55 | 67 |
| 13 | 1 | 60 | 0,45 | 0,47 | 9,6 | 1,5—2 | 140 | 39 | 62 | 75 |
| 14 | 1 | 64 | 0,48 | 0,50 | 9,6 | 1,5—2 | 150 | 43 | 67 | 81 |
| 15 | 1 | 72 | 0,55 | 0,57 | 9,6 | 1,5—2 | 170 | 48 | 74 | 90 |
| 16 | 1,2 | 64 | 0,69 | 0,72 | 9,6 | 2—2,5 | 210 | 56 | 80 | 97 |
| 18 | 1,2 | 72 | 0,79 | 0,81 | 9,7 | 2—2,5 | 240 | 63 | 90 | 108 |
| 20 | 1,2 | 80 | 0,88 | 0,90 | 9,8 | 2—2,5 | 270 | 72 | 100 | 122 |
| 22 | 1,4 | 80 | 1,20 | 1,23 | 9,8 | 2,5—3 | 350 | 88 | 121 | 146 |
| 24 | 1,4 | 88 | 1,33 | 1,35 | 9,8 | 2,5—3 | 400 | 100 | 134 | 166 |
| 26 | 1,6 | 80 | 1,56 | 1,61 | 9,7 | 3—4 | 480 | 110 | 150 | 180 |
| 28 | 1,6 | 88 | 1,73 | 1,77 | 9,8 | 3—4 | 530 | 122 | 164 | 195 |
| 30 | 1,8 | 80 | 1,98 | 2,04 | 9,7 | 4—4,5 | 600 | 133 | 175 | 206 |
| 32 | 1,8 | 88 | 2,19 | 2,24 | 9,8 | 4—4,5 | 700 | 146 | 196 | 227 |
| 34 | 1,8 | 96 | 2,41 | 2,44 | 9,9 | 4—4,5 | 800 | 161 | 216 | 252 |
| 37 | 2 | 96 | 2,97 | 3,02 | 9,8 | 4,5—5 | 900 | 193 | 252 | 294 |

Aus den Tabellen über die Transmissionsseile ergibt sich der Seilquerschnitt $f = \frac{1}{4} \pi \delta^2 i$ zu $(\frac{1}{3} - \frac{1}{4}) d^2$ qcm und das Gewicht für 1 m zu $(0,94 - 0,98) f$, entsprechend einem spez. Gew. von im Mittel 9,6 kg/l oder 0,0096 kg/ccm, bezogen auf den Drahtquerschnitt.

Die Bruchfestigkeit von Drähten aus schwedischem Holzkohlenfenddraht beträgt im Mittel 5000 kg/qcm, für Tiegelgußstahldrähte 12000 kg/qcm, für verzinkte Drähte von gleicher Dicke 10000–11000. Letztere werden für Seiltriebe besonders empfohlen. Der Elastizitätsmodul für Drahtseile ist 700000–800000 kg/qcm. Die Beanspruchung des Seilquerschnittes setzt sich zusammen aus der Zugspannung s_a , der Biegungsspannung s_b und einer von der Flieh- kraft abhängigen Zugspannung s_c .

Die Zugkräfte T im straffen Trum und t im losen Trum rechnet man gewöhnlich zu $T = 2P$ und $t = P$ für P kg zu übertragende Umlängskraft auf belederten Scheiben; für ungefutterte Scheiben kann $T = 3P$ und $t = 2P$ angenommen werden. Aus dem Ansatz $T = fs_a$ findet sich ein vorläufiger Wert für den Seilquerschnitt mit einer zulässigen Beanspruchung der Drähte von 500–600 kg/qcm für Eifendraht und 600–1000 oder 1200 kg/qcm für Stahldraht. Nach Auswahl des zugehörigen Seiles

und der Scheibengröße (nach den Tabellen) hat man die Werte von P und s_a nachzurechnen. Der Scheibendurchmesser D soll gleich $175 d$ fein, allenfalls $150 d$, bei dünnndrähtigen Seilen (der zweiten Tabelle) sogar nur $120 - 100 d$, mindestens das 1000fache der Drahtstärke δ , jedenfalls nicht kleiner als 830δ . Je größer die Scheiben, um so kleiner fallen die wiederholten Biegungen des Seiles aus, so daß es länger erhalten bleibt. — Die Umdrehzahl n kommt bei den üblichen Werten für die Umlängsgeschwindigkeit $u = \pi D n 60$ auf $90 - 120$ U/Min.

Die Biegungsspannung s_b ist wegen der Windungen der Drähte im Seil schwer zu bestimmen. Man setzt $s_b : E = \delta : D$ und rechnet mit dem für Seile gültigen Werte von E . Je nachdem $\delta : D = 1/1000 - 1/2000$ gewählt ist, wird $s_b = 750 - 350$ kg/qcm.

Die Zentrifugalspannung ist, wie bei schnellaufenden Riemeln, $s_c = 0,01 \gamma u^2$ mit $\gamma = 9,6$ kg/l; also für $u = 15 - 20 - 25$ m/sec, $s_c = 20 - 40 - 60$ kg/qcm. Beim Stillstand wird die Kraft $f \cdot s_e$ in jedem Trum infolge der unverminderten Anpreßung des Seiles an die Scheiben von diesen aufgenommen. In jedem Trum des ruhenden Seiles herrscht also die Kraft $\frac{1}{2}(T + t) + f s_c$.

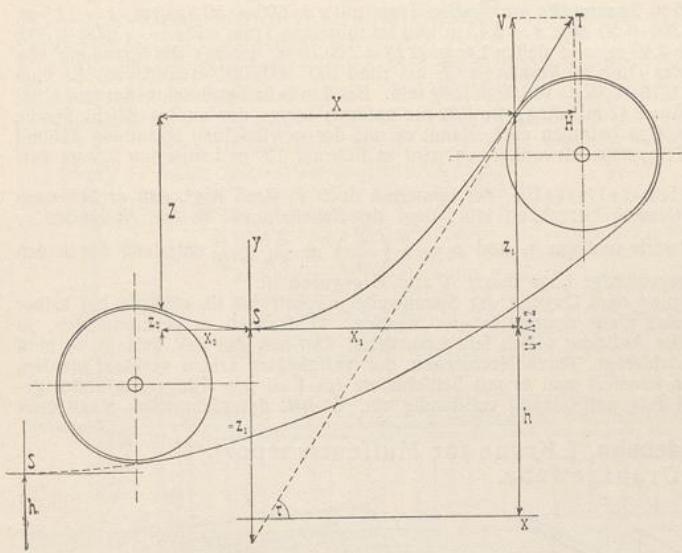
Die Gesamtbeanspruchung des Seiles ergibt sich zu $s_a + s_b + s_c$; z. B. zu $600 + 350 + 50 = 1000$ kg/qcm für Eifendrahtseile oder zu höchstens $1000 + 750 + 50 = 1800$ kg/qcm für Stahldrahtseile auf kleinen Scheiben. Im einzelnen hängt die Wahl der Spannung noch davon ab, ob die Kräfte im Betriebe zeitweise über den rechnungsmäßigen Wert P hinausgehen können.

Die Seilkurve bildet, von der Seilsteifigkeit abgesehen, eine Kettenlinie (f. d.). Die Zugkraft $T = fs$ in einem Punkte der Kurve zerlegt sich in eine Horizontalkomponente H und eine Vertikalkomponente V , die gleich dem Gewicht des Seiles vom Scheitel bis zu jenem Punkte fein muß, $V = fl\gamma$. Der Wert $H = fs_a$ bleibt für alle Punkte gleich, gibt also auch die im Scheitel der Kurve herrschende Zugkraft an. Man kann sich diese Kraft durch das Gewicht eines Seilstückes von der Länge h ersetzen denken, $H = fh\gamma$, etwa so, als ob das Seil im Scheitel auf einer Rolle aufläge und von dieser aus um das Maß h frei herabhinge. Die Länge $h = s_0/\gamma$ heißt der Parameter der Kettenlinie. Im unteren Endpunkt von h liegt der Anfangspunkt der Koordinaten x und y . Die Gleichung ergibt sich aus der Bedingung $tg \tau = V/H$ oder $dy/dx = l/h$, worin l die Bogenlänge der Kurve bedeutet. Es feien hier die Koordinaten x und $z = y - h$ vom Scheitel aus gerechnet und die Gleichungen durch Reihenentwicklung auf bequemer zu berechnende Form gebracht:

$$z = \frac{x^2}{2h} \left(1 + \frac{1}{12} \left(\frac{x}{h} \right)^2 + \frac{1}{360} \left(\frac{x}{h} \right)^4 + \frac{1}{20160} \left(\frac{x}{h} \right)^6 + \dots \right).$$

$$l = \sqrt{(2h + z)z} = x \left(1 + \frac{1}{6} \left(\frac{x}{h} \right)^2 + \frac{1}{120} \left(\frac{x}{h} \right)^4 + \frac{1}{5040} \left(\frac{x}{h} \right)^6 + \dots \right).$$

Die Kraft T wächst proportional mit $h + z$; es ist also $s = s_0 + \gamma z$. Für einen Drahtseiltrieb sei beispielsweise $s_0 = 480$ kg/qcm und $\gamma = 0,0096$ kg/ccm, also $h = s_0/\gamma = 50000$ cm = 500 m. Bei



$x = 50$ m verschwindet fast schon das zweite Glied der Reihen. Die Gleichung $2hz = x^2$ entspricht einer Parabel. Deren Bogenlänge kann näherungsweise durch $l = x + \frac{2}{3}z^2/x$ berechnet werden, indem der Wert von h aus der ersten in die zweite Gleichung im zweiten Gliede eingesetzt wird. Die Zahlen für s und s_0 stimmen fast überein. Daher gilt für einen wagerechten Drahtseiltrieb von der Spannweite ($2X$) m die Durchhängung in der Mitte in Metermaß und die Länge ($2L$) des Trums in Metern:

$$z_m = 0,12 \frac{(2X)^2}{s} \text{ und } (2L)_m = (2X) \left[1 + \left(\frac{2X}{5,1s} \right)^2 \right] = (2X) \left[1 + \frac{8}{3} \left(\frac{z}{2X} \right)^2 \right].$$

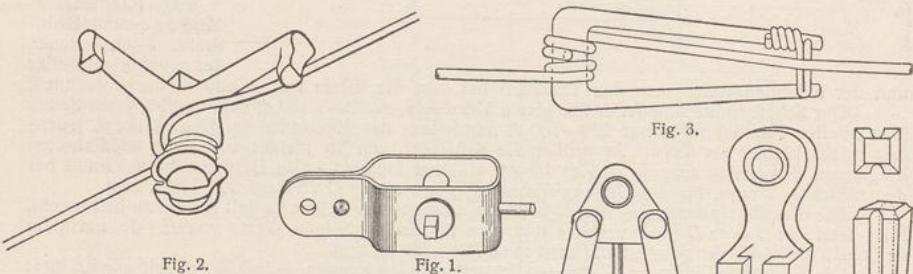
Z. B. wird für $2X = 100$ m Spannweite am straffen Trum mit $s = 600 + 50$ kg/qcm, $z = 1,85$ m, am losen Trum mit $s = 300 + 50$ aber $z = 3,43$ m und im ruhenden Trum mit $s = 1/2 (600 + 300) + 50 = 500$ kg/qcm, $z = 2,40$ m, und dessen Länge ($2L$) = 100,16 m. Infolge der Spannung von 500 kg/qcm streckt sich das Trum im Verhältnis s/E um rund $100 \cdot 500 / 700000 = 0,07$ m. Es muß also vor dem Auflegen 100,16 - 0,07 = 100,09 m lang sein. Bei 3 m Scheibendurchmesser (auf Mitte Seil) kommen noch $\pi \cdot 3 = 9,42$ m hinzu, so daß die gesamte Länge des endlos geschlossenen, ungespannten Seiles 209,60 m betragen muß, damit es mit der gewünschten Spannung aufliegt und läuft. Infolge der Temperaturschwankungen wird es sich auf 100 m Länge um 2,5 cm verlängern und verkürzen.

Bei einem schiefen Seiltriebe, der immerhin noch so flach liegt, daß er sich nach der einfachen Parabelgleichung berechnen läßt, liegt der Scheitelpunkt in den Abständen x_1 und $x_2 = h \frac{Z}{X} \pm \frac{X}{2}$ seitwärts und um z_1 und $z_2 = \frac{h}{2} \left(\frac{Z}{X} \right)^2 + \frac{X^2}{8h} \pm \frac{Z}{2}$ unterhalb der beiden Auflagerpunkte, deren gegenseitige Lage durch X und Z gegeben ist.

Da die Durchhängung dem Quadrat der Spannweite proportional ist, muß sie bei halber Weite nur $\frac{1}{4}$, bei 1,4facher Weite doppelt so groß werden. Ist das Seil zu kurz bemessen, so wächst die Spannung beim Auflegen gleich sehr bedeutend. Hat sich das Seil gelängt, so muß es, wenn es zu weit durchhängt, durch Nachziehen der verpfleistten Litzen verkürzt werden. Zur Erhaltung des Seiles schmiert man es mit Seilschmier (zu 1 M. pro Kilogramm) oder gekochtem Leinöl oder mit Talg und Graphit vollständig ein. Es hält durchschnittlich einen dreijährigen Betrieb aus.

Lindner.

Drahtseilverladebahn, f. Krane für Massentransport.
Drahtsiebe, f. Drahtgewebe.



Drahtspanner, Werkzeug zum Straffziehen von Drähten.

Eine einfache Vorrichtung zum Spannen von Drähten findet man bei den Zugankern der Telegrafenleitungsstangen. Der doppelte Zugdraht wird unter Anwendung eines knebelartigen Drahtspanners gespannt.

Die Drahtspanner Fig. 1-3 kommen hauptsächlich für Drahtzäune in Anwendung. Die Vorrichtung Fig. 4 dient zum Einklemmen von Drähten, die gespannt werden sollen, der Drahtspanner Fig. 5, Froschklemme genannt, zum selbsttätigen Festklemmen der Drähte z. B. bei Telegrafenleitungen.

Dalchow.

Drahtspiralen, f. Drahtarbeiten und Federn.
Drahtstifte, Drahtstiftenfabrikation, f. Nagel, Nagelfabrikation.

Drahttauwerk, f. Tauwerk.

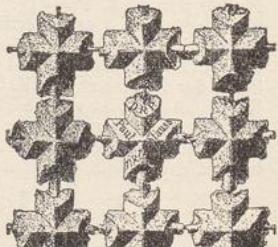
Drahtwalzen, -walzwerk, f. Drahtfabrikation.

Drahtzange, f. Beißzange, Zange und Meßwerkzeuge.

Drahtzaun, f. Drahtgewebe, Einfriedigung.

Drahtzerreißmaschine, f. Drahtprüfungen.

Drahtziegel, ein patentiertes Drahtgewebe mit aufgepreßten, kreuzförmigen, auf besondere Art gebrannten Tonkörperchen (f. die Figur), die statt der



Drahtziegel von Staub & Ruff, Kottbus.

Rohre zur Aufnahme und zum Festhalten des Putzes in hervorragender Weise geeignet sind.

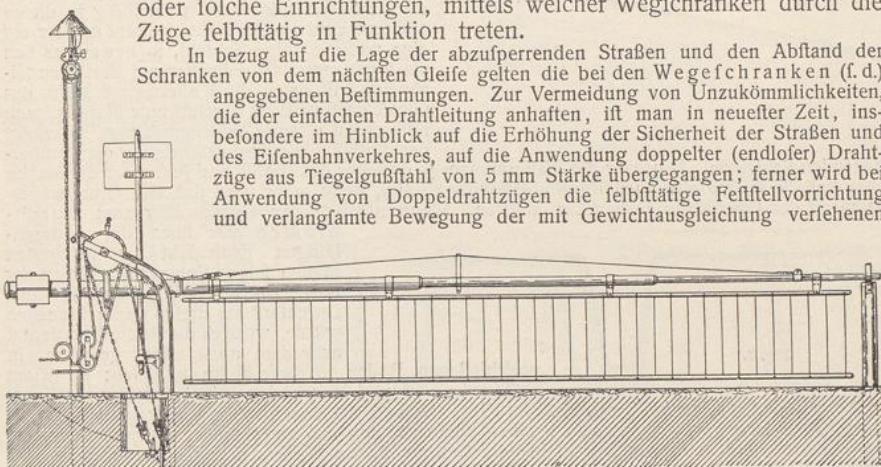
Außer zur feuersicheren Unterlage für Wand- und Deckenputz, namentlich auf Balken und geschalten Decken, dient es auch zur Erstellung von leichten, raumparenden Wänden, zur Isolierung feuchter Wände, als Zwischenfüllung der Träger feuersicherer Decken (f. d.), zu Ummantelungen eiserner Säulen, Träger und anderer Bauteile, zur Verkleidung von Treppenunterstiegen, als Erfatz für Brettschalung an Licht- und Luftschächten, zu Gewölbenachahmungen u. f. w.

Weinbrenner.

Drahtziehmaschinen, Drahtzieherei, Drahtzieheisen, Drahtziehen, Drahtziehkaliber, f. Drahtfabrikation.

Drahtzugschranken sind Abschlußvorrichtungen, durch die in größerer Entfernung vom Aufstellungsorte des Wärters die Schranken bei Wegübergängen in Schienenhöhe mittels Drahtzugs [1] oder elektrischer Leitung [2] bedient werden, oder solche Einrichtungen, mittels welcher Wegschranken durch die Züge selbstdäig in Funktion treten.

In bezug auf die Lage der abzusperrenden Straßen und den Abstand der Schranken von dem nächsten Gleise gelten die bei den Wege schranken (f. d.) angegebene Bestimmungen. Zur Vermeidung von Unzukämmlichkeiten, die der einfachen Drahtleitung anhaften, ist man in neuerer Zeit, insbesondere im Hinblick auf die Erhöhung der Sicherheit der Straßen und des Eisenbahnverkehrs, auf die Anwendung doppelter (endloser) Drahtzüge aus Tiegelgußstahl von 5 mm Stärke übergegangen; ferner wird bei Anwendung von Doppeldrahtzügen die selbstdäige Feststellvorrichtung und verlangsame Bewegung der mit Gewichtausgleich versehenen



Schlagbäume nach beiden Endstellungen hin sowie die Einrichtung selbstdäiger und zwangsläufiger Vor- und Rückläutewerke empfohlen. In der Figur ist eine Drahtzugsschranke mit Läutewerk und Vorläutefischerungseinrichtung über eine 8 m breite Fahrstraße nach dem Patent „Südbahnwerk“ (Wien) dargestellt, wobei das Schrankengestell in Altschienen und der Schlagbaum aus eisernen Röhren ausgeführt ist. Als eine Neuerung ist die Anordnung Röckl anzusehen, welche die Verlängerung der Vorläutedauer bezeichnet und gestattet, die wagerecht liegende Schranke ohne besondere Mühe um die Hälfte ihres Aufschlages von Hand zu heben [3]. Selbstdäige, durch die Züge bediente Wegschranken funktionieren nicht zuverlässig und können nicht empfohlen werden.

Literatur: [1] XIII. Ergänzungsband über die bei der Technikerversammlung in Triest 1903 gefaßten Beschlüsse, Wiesbaden 1903, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwes. 1881, 1884 und 3. Heft 1901, 12. Heft 1903; Revue générale, Paris, 1. Heft 1901; Ueber Zugschranken bei Wegübergängen, Glaesers Ann., Nr. 625, 1903. — [2] Politzer, M., Die Bahnerhaltung, theoretische und praktische Anleitung zum Eisenbahnerhaltungsdienst, Brünn 1876. — [3] Ueber eine Neuerung an Zugschranken des Systems Röckl, Zeitschr. für Transportwesen und Straßenbau 1902; Schubert, Ueber neuere Anordnungen von Drahtzugsschranken, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwes. 1901; Neuerungen an Drahtzugsschranken zur Sicherstellung der Selbstdäigung. Ein geschlossener, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwes. 1901; Selbstdäige Zugschranken von Wittfeld, Glaesers Ann. 1903.

E. A. Ziffer.

Drainage,*) eine Anlage zur Entwässerung, zur Beseitigung der in der Ackerkrume und im Untergrund angesammlten schädlichen Feuchtigkeit vermittelt unterirdisch eingelegter Sickerungen.

Notwendig ist die Beseitigung der flauenden Nässe im Boden bis zu der Tiefe, in welche die Wurzeln der Nutzpflanzen hinunterreichen, denn das im Boden befindliche Wasser verhindert den Zutritt der Luft in denselben und seine Erwärmung durch die Sonne. Der Oxydationsprozeß, die Zubereitung von Pflanzennahrung im Boden, des Düngers wie der Bodenbestandteile, bleibt unvollkommen; es können sich im Gegenteil andre, dem Wachstum der Nutzpflanzen schädliche und nur den Unkräutern förderliche Verbindungen bilden. Durch die flets vor sich gehende Verdunstung des Wassers wird dem Boden und der umgebenden Luft Wärme entzogen; der erstere wird kalt, und darum treten auf nassen Böden gerne Spätfröste ein, wie auch die Pflanzen auf nassen Böden nicht tief wurzeln können und dadurch leichter auswintern.

*) Das Wort Drainage stammt aus dem Englischen (to drain, ableiten) und darf daher in den Wörtern Drain, Drainrohre u. f. w. nicht französisch ausgesprochen werden.

Nur mit bedeutend erhöhter Arbeit und Zugkraft kann ein nasser Boden gepflügt und geeggt werden, ganz abgesehen davon, daß dies Geschäft eine Verzögerung gegenüber demjenigen auf trockenem Gelände erfährt, weil naßkalte Felder im Frühjahr und Herbst bei feuchter Witterung meist zu weich und darum für das Spannvieh nicht zugänglich sind. Geringere Erträge und größere Betriebskosten sind mithin die Folge der staunenden Bodennäße. Da die Wurzeln vieler Nutzpflanzen über 1 m tief in den Boden hinuntergehen, so sollte der Grundwasserspiegel in Ackerfeld und Wiesen durch Entwässerung mindestens so tief gesenkt werden. Röhrt die Durchnäffung von einer einzelnen Quelle her, die in der Tiefe in einer Felspalte oder in einer von dichtem Boden umgebenen Sandader daherkommt und sich in den vorgelagerten Erdmassen verfestzt und diese ständig durchtränkt, so ist die Ableitung eine einfache. Man hat nur unter Anwendung der bei Wafferverforgungen geltenden Regeln den Ursprung der Quelle zu ermitteln, diese in der Tiefe abzufassen und durch einen Graben oder Dohlen abzuleiten. Der Boden trocknet dann allmählich ab. Schwieriger wird die Sache, wenn die Vernäffung durch Grundwasser entsteht. Das Regenwasser dringt je nach der Dichtigkeit des Bodens mehr oder weniger rasch und vollständig in diesen ein und geht in die Tiefe. Kommt es hier auf eine undurchlässige Schicht, so bewegt es sich als sogenanntes Grundwasser auf derselben talabwärts. Ist dabei die Wässermenge klein, das Gefäß groß und das durchströmte Material grob mit großen offenen Zwischenräumen, so erfolgt der Abfluß ohne Beeinträchtigung der darüberliegenden Schichten. Je größer die Wässermenge, je geringer das Gefäß und je dichter die Massen aber sind, je stärker also auch Kapillarität wirken kann, desto mehr wird sich der Grundwasserstrom an der Oberfläche bemerkbar machen. Wenn nämlich das Grundwasser zum Durchströmen der über der undurchlässigen Erdschicht *a b* gelagerten Massen seinen Spiegel nur bis zu der Höhe *c d* (Fig. 1) hebt, für den Durchfluß nur diesen Raum brauchen würde, wird es durch die Kapillarität außerdem noch höher gehoben. In

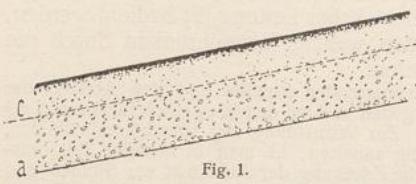


Fig. 1.

verschiedenen Böden ist diese Höhe ungleich; sie ist am größten in Torf- und Moorboden, mittelgroß (bis zu 50 cm) im Lehm Boden, gering im Sand, Null im Kies. Es bedarf keiner großen Wässermengen, keines eigentlichen Grundwasserstroms, um einen dichten Boden naß zu erhalten; die Zwischenräume des Materials sind in diesem sehr klein, die Bewegung des Wassers und die Verdunstung sehr gering. Wenn hier „Quellen“ scheinbar im Gegensatz zu „Grundwasser“ genannt sind, so ist zu beachten, daß ein prinzipieller Unterschied zwischen beiden nicht besteht. Denn eine Quelle ist nichts andres als Grundwasser, das sich in einem geschlossenen Lauf gesammelt hat und an einem bestimmten Platz zutage tritt.

Bei einem Drainageentwurf muß man sich daher in erster Linie darüber klar werden, woher die Vernäffung röhrt, ob von einer geschlossenen Quelle oder von dem in seinem Abfluß durch den Untergrund gehemmten Grundwasser. Um den letzteren Fall, um die Befestigung der Nachteile, die aus einer weithin sich erstreckenden Vernäffung des Bodens durch in feinem Ablauf aufgehaltenes Grundwasser am Pflanzenwuchs entstehen, handelt es sich bei einer eigentlichen landwirtschaftlichen Drainage.

Macht man in einem wasserdränkten Boden einen Einfchnitt mit gentigender Vorflut, so setzt sich in den selben von den Seiten her aus den höher gelegenen Schichten das Wasser hinein, es bildet sich eine vollständige Strömung gegen die Vertiefung zu. Stand früher das Grundwasser in der Linie *a b* (Fig. 2), so wird es sich auf eine gewisse Erstreckung auf beiden Seiten des Grabens ein senken, es wird ein Prisma *a, b, c* wasserfrei werden. Diese Strecke *a b*, die Breite des Geländestreifens längs des Grabens, auf der eine Einfenkung des Grundwasser- spiegels eintritt, richtet sich naturgemäß einerseits nach der Tiefe *c d* und anderseits nach der mehr oder minder großen Durchlässigkeit des Bodens. Kann man eine eigentliche wasserführende Schicht anschneiden und diese bis zum undurchlässigen Untergrund abfassen, so wird die Abtrocknung weithin eintreten. Meist aber liegt die Sache nicht so einfach.

Man kann vielfach, einerseits wegen der Vorflut und anderseits wegen der Kosten und endlich weil die Schichten durchaus nicht immer regelmäßig, sondern vielfach gebogen, sich nach allen Richtungen verzweigend und wieder zusammenkommend verlaufen, nicht so tief gehen; man muß sich meist damit begnügen, ein möglichst großes Stück von gleichmäßig durchtränktem Boden trocken zu legen. Da erhält nun sofort, daß die Entwässerung namentlich von dichten Böden ein ganzes System von nahe aneinander liegenden tiefen Gräben erfordert. Dies hat große Nachteile. Es wird eine große Fläche kulturfähigen Bodens durch die Gräben in Anspruch genommen (ein 2 m tiefer Graben von nur 0,5 m Sohle wird bei nur einmaliger Böschung oben 4,5 m breit), es werden Brücken zur Überführung der Wege nötig, der Verkehr auf dem Gelände und dessen Bebauung werden vielfach gehemmt, und die Unterhaltung der Gräbenwände, die in wasserführendem Boden schlecht halten, sowie die Räumung der Gräben föhren einen ständigen Aufwand. Darum hat man sich von jeher auf unterirdische Ableitung des Grundwassers verlegt.

Alte Methoden der unterirdischen Entwässerung sind sogenannte Erd dauchen und Sickerungen mit Holz und Stein. Die ersten (Fig. 3 und 4) werden dadurch erstellt, daß man

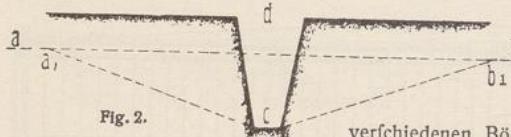


Fig. 2.

in die breitere Grabensohle eine schmale Rinne aussticht, diese mit einem umgekehrten Rasenstück deckt und den Graben hierauf einfüllt; oder es wird ein Stück besonders geformtes Holz, auch mehrere aneinander gehängte Stücke, in die Grabensohle eingebracht, Erde darüber gefüllt und festgestampft, sodann das Formholz eine Strecke weit vorgezogen und wieder umgefüllt, so daß ein zusammenhängender unterirdischer Gang entsteht. Dies ist naturgemäß nur in dichtem, standfähigem Boden möglich und läßt stets Einstürze, Verstopfungen u. s. w. befürchten. Die Konstruktionen von Sickerungen aus Holz und Stein sind aus Fig. 5 und 6 (Faschinendrains) und Fig. 7 und 8 (Steindrains) ersichtlich. Die Faschinendrains, lange gebundene Würste von Strauchwerk, nicht etwa locker eingefüllte und sich dadurch unregelmäßig zusammensetzende Aeste, halten, namentlich

wenn sie im Grundwasser liegen, verhältnismäßig lange. Um ein Verstopfen der aus größeren Steinen erstellten Sickerungen zu verhüten, müssen dieselben zunächst mit kleineren Steinen überdeckt und muß dann die erste Füllschicht

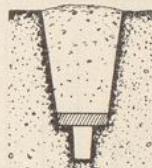


Fig. 3.

forgäufig eingebracht und festgestampft werden. Alle Holzkonstruktionen sind bedenklich, das Holz wird bald morsch, Einsenkungen, Verstopfungen müssen bald eintreten. Steinwicklungen und Trockendohlen, die auch vermittelst Hohlziegeln erstellt werden können, sind dagegen gut, aber meist zu teuer, da man nur selten, namentlich bei größerem Bedarf, genug Steine zu niederen Preisen zur Verfügung haben dürfte. — Besonders zu erwähnen sind noch die Torfdrains, die früher in torfreichen

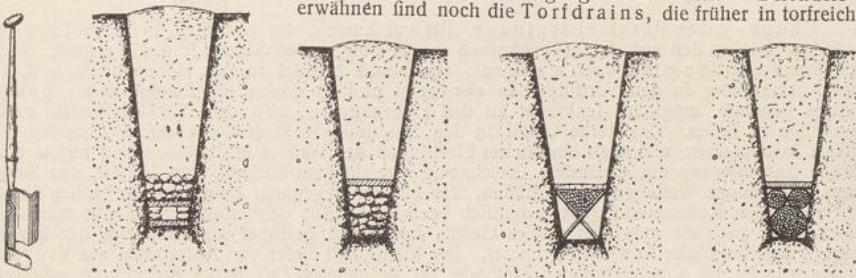


Fig. 9.

Fig. 8.

Fig. 7.

Fig. 6.

Fig. 5.

Gegenden Englands vielfach angewendet wurden. Mit einer besonderen Stechschaukel (Fig. 9) werden Torfstücke von der in Fig. 10 dargestellten Form gestochen und diese werden nach genügender Trocknung durch Aufeinandersetzen zur Herstellung einer Röhrenfahrt verwendet. Solche Torfdrains sollen eine sehr lange Dauer haben.

Die geringe Haltbarkeit der Holzdrains und die oft großen Kosten der Materialbeschaffung für die Steindrains haben, zuerst in England, zur **Drainage mit gebrannten Tonröhren** geführt. Eine Ausstellung in London (1851), bei der zum erstenmal die außerordentlichen Erfolge der

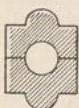


Fig. 10.

Röhrendrainage zur Darstellung gebracht waren, trug viel zur Verbreitung der Methode der letzteren auf dem Kontinent bei, wo dieselbe jetzt allgemein als das Beste auf diesem Gebiete anerkannt wird und in systematischer Ausführung nahezu ausschließlich zur Anwendung kommt.

Gebrannte Tonröhren von 30–50 cm

Länge werden auf der Sohle des Grabens, stumpf aneinander gestoßen, eingelegt und wieder mit Erde bedeckt. Sie wirken ganz in der oben in Fig. 3 dargestellten Weise, und es wird zwischen mehreren in gleicher Richtung verlaufenden Drainsträngen der Grundwasserspiegel sich in der unten skizzierten Weise (Fig. 11) gestalten. Das Wasser setzt sich durch die Stoßfugen, nicht etwa durch die Wandungen in die Röhren hinein. Die etwaige Befürchtung, daß die Stoßfugen nicht hinreichen, um so viel Wasser einzulassen, als das Rohr fassen kann, ist unbegründet. Nimmt man die Weite der Stoßfugen zu 0,5 mm an, was schon sehr sorgfältiges Legen voraussetzt, so haben schon wenige Stoßfugen so viel Querschnitt als das Rohr selbst. Bei einer lichten Weite des Rohres d ergibt sich die Anzahl n der Stoßfugen, deren Querschnitt gleich dem Querschnitt des Rohrs sein soll, aus der Gleichung:

$$0,5 \cdot n \cdot \pi \cdot d = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \text{ mit } d = 60 \text{ mm z. B. wird } n = 30.$$

Grundlage einer guten Drainage wie jeder richtig angelegten Entwässerung ist das Vorhandensein oder die Möglichkeit der künstlichen Anlage einer genügenden Vorflut, eines Grabens, in den die Drainage einmünden und vermittelst dessen das Drainagewasser abziehen kann (Entwässerung). Ein Rückstau des letzteren in die Drainage durch höheren Wasserstand im Vorflutgraben darf nicht vorkommen, wenigstens auf

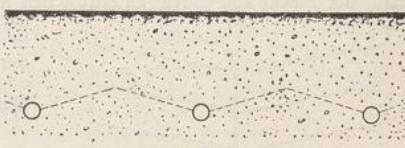


Fig. 11.

längere Zeit nicht. Jede Ausmündung eines Drainstranges in den Vorflutgraben erfordert beständige Aufsicht, sie wird leicht beschädigt, gefriert bei großer Kälte ein und muß besonders gegen das Hineinkriechen von Tieren verorgt werden. Man lässt deshalb nicht jeden einzelnen Drainstrang für sich ausmünden, sondern sucht jeweils eine größere Anzahl von Strängen in einen Sammler zu vereinigen, ein ganzes System von Drains zu bilden, und gibt diesem einen einzigen Auslauf.

Bezüglich der Anordnung eines Drainystems, des zur Entwässerung eines größeren Bezirks erforderlichen Netzes von Drainsträngen, sind zwei prinzipiell verschiedene Methoden zu unterscheiden.

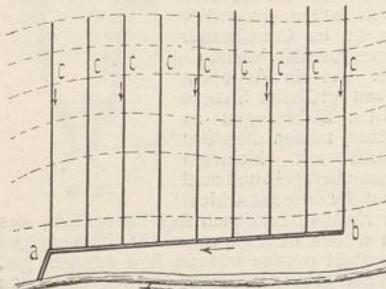


Fig. 12.

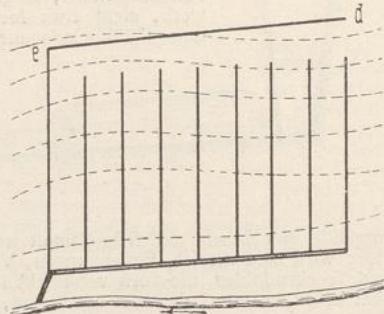


Fig. 13.

Längs- oder Parallel drainage. Bis vor kurzem war es üblich, bei einer Lage des Geländes, wie es sich aus den Höhenkurven in der beigelegten Skizze (Fig. 12) ergibt, einen Hauptstrang *a b*, Sammeldrain genannt, annähernd parallel zu den Höhenkurven und mit einer Ausmündung in den Vorflutgraben anzulegen und in diesen die Zweigstränge, Saugdrains genannt, möglichst senkrecht zu den Höhenkurven, also dem stärksten Gefäll nach, einmünden zu lassen. Das starke Gefäll in den Saugdrains befördert das rasche Ablaufen des Wassers in denselben, also auch ein rasches Eindringen des Wassers in dieselben und mithin die kräftige Entwässerung des Geländes. Gleichzeitig erreicht man dadurch den Vorteil, den Saugdrains nur geringe Weite geben zu müssen, was bei der gegenüber dem Sammler großen Länge der Sauger den Kostenpunkt ganz wesentlich beeinflusst. Aus demselben Grund gibt man dem Sammeldrain auch ein möglichst großes Gefäll, bedeutend geringer als dasjenige der Sauger bleibt es aber bei dieser Anwendung immer. Die Richtigkeit dieser von Autoritäten wie Vincent [5], Perels [6], [7] u. a. vertretenen Methode hat in neuerer Zeit starke Anfechtung erfahren. Wenn nämlich am Fuße von stark ansteigenden Hängen sich Vernäffungen zeigen, so ist anzunehmen, daß Wasser von oben beströmt, und man wird darum gut tun, das in Fig. 12 eingezeichnete System durch einen an der oberen Grenze der Vernäffung oberhalb der Saugstränge verlaufenden besonderen Strang *d*, *e*, Kopfdrain genannt, zu ergänzen und auf diese Weise jenes Wasser abzufassen (Fig. 13). Der Untergrund von Talniederungen zeigt bekanntlich häufig die Erfcheinung, daß bei der Ablagerung der Schichten die sich in unregelmäßigen Bahnen bewegenden Strömungen in den Wasserläufen oder die Niederschläge Rinnen und Mulden gebildet, dann diese Vertiefungen mit größeren Teilen, Sand und Gerölle, ausgelegt und endlich wieder mit dichteren Massen eingedeckt haben. In diesen selbstverständlich meist dem größten Gefäll der Fläche folgenden unterirdischen Rinnensalen, schmalen Adern oder breiten, dünnen

Schichten bewegen sich vornehmlich die Grundwasser. Ist ein folcher Abfluß durch Eingerwerden der Rinnen, durch Abnahme des Gefälls oder durch vorgelagerte dichtere Massen gehemmt,

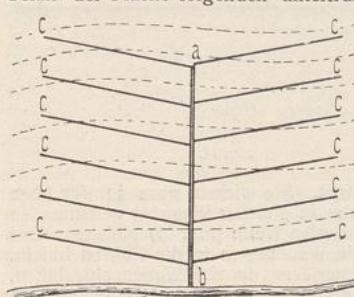


Fig. 14.

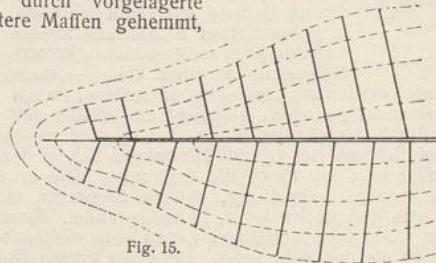


Fig. 15.

so stauen sich die Grundwasser auf und versumpfen das Gelände. Legt man nun eine Drainage nach dem in Fig. 12 dargestellten System mit Saugdrains im stärksten Gefäll an, so kann es leicht vorkommen, daß eine solche geschlossene Wasserader unberührt zwischen zwei Strängen liegen bleibt oder daß die dünne wasserführende Schicht nur ungünstig angechnitten wird und daß darum nach wie vor Vernäffungen des Bodens bleiben.

Kopf- oder Querdrainage. Zurzeit wird empfohlen, in gleicher Weise wie den einen Kopfdrain alle Stränge quer zu legen, das System also in der in Fig. 14 angedeuteten

Weise zu gestalten. Hier erhalten die Sammler *a*, *b* das stärkste und die Sauger *c* das geringere Gefälle. Zuerst traten für diese Methode, Kopf- oder Querdrainage genannt, die übrigens in früherer Zeit in England teilweise üblich gewesen sein soll, Merl [13] und sodann Gerhardt [14] ein. Durch die Querdrainage werden die foeben geschilderten wasserführenden Adern sämtlich abgeschnitten, sie bekommen Vorflut und wirken selbst wieder als Sauger. Weil hierbei die vorhandenen durchlassenden Adern des Bodens als natürliche Drainage mitwirken, kann die Entfernung der Stränge größer genommen werden als bei einer Längsdrainage in demselben Boden. Merl weist auch auf mathematischem Wege nach, daß bei geneigter Bodenoberfläche ein der Horizontkurve folgender Strang einen breiteren Geländestreifen entwässert als ein im stärksten Gefälle liegender. Noch ein weiterer Vorteil ist nicht zu erkennen. Wenn in die mit starkem Gefäß gelegten Saugrohrstränge der Längsdrainage das rasch einströmende Wasser Sand und Schlamm einführt (und diese Gefahr liegt um so mehr vor, je rascher das Wasser abfließen kann), so ist es leicht möglich, daß diese in dem flach liegenden Sammler hängen bleiben und ihn verstopfen. Bei der Querdrainage nimmt die Wassertgeschwindigkeit von oben nach unten zu, eine Verstopfung kann daher viel weniger leicht eintreten.

Die mannigfache Boden gestaltung kann es mit sich bringen, daß man nicht die Wahl zwischen beiden Methoden hat, z. B. in einer buchtenartigen Mulde (Fig. 15) ist nur eine Längsdrainage zweckmäßig; in andern Fällen kann sich eine Menge, ein Übergang von einer in die andre Methode ganz von selbst als notwendig ergeben. Vollständig als Querdrainage ist die unterirdische Entwässerung dann auszubilden, wenn es sich darum handelt, die Wirkung der Drainage zeitweise aufzuheben, das Drainagewasser wieder in den Boden zurückfließen zu können, um letzteren nicht zu fehl austrocknen, zeitweise wieder feuchter werden zu lassen. Stauventile an den Einmündungen der Saugstränge in den Sammelfang ermöglichen das letztere. Die Staudrainage ist ein wichtiger Bestandteil des Peterfenschen Wiesenbausystems, f. Bewässerungssysteme, Bd. 1, S. 762.

Die Ausdehnung der einzelnen Drainagesysteme ist, abgesehen von den natürlichen, durch die Terrain- oder Befitzverhältnisse gegebenen Bedingungen, abhängig von verschiedenen Faktoren, die man auf Grund wissenschaftlicher Erwägungen und praktischer Erfahrungen festgelegt hat: nämlich von der abzuführenden Wassermenge, von dem gegebenen Gefall und von der gewählten Länge, Tiefenlage und gegenseitigen Entfernung des Drains.

Durch die Drains ist zunächst diejenige Wassermenge abzuführen, die als Niederschlag auf die betreffende Fläche gefallen ist. Wollte man aber die Drains nur so weit machen, daß sie während eines Jahres gleichmäßig die durchschnittliche Regenmenge abführen, so würden sich die Verhältnisse des naßen Geländes nicht ändern. Es müssen größere Wassermengen und diese auch schneller aus dem Boden entfernt werden können. In der Praxis hat sich die zuerst von Vincent [5] aufgestellte und von Perels [6], [7] gutgeheißene Regel ausgebildet, daß die Maximalmenge der in einem Monat niedergehenden Niederschläge in 14 Tagen voll abfließen können. Legt man die für ziemlich regenreiche Gegenden passende Zahl von 180 mm monatliche Maximalregenhöhe — sonst 100—120 mm, welche Zahlen von der jeweils nächsten meteorologischen Station erhoben werden können — zugrunde, so sind vom Hektar in der Sekunde abzuleiten

10000 · 0,18

$$\frac{14 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24}{14 \cdot 60 \cdot 60 \cdot 24} = 0,0015 \text{ cbm} = 1,5 \text{ l.}$$
 Außer den unmittelbar auf die zu entwässernde Fläche niederaufenden Regenmengen haben die Drains oft auch noch von oberen Bezirken herunterdringendes Grundwasser zu bewältigen. Meist kann dies jedoch außer acht gelassen werden, da das im Boden befindliche aufgefaute Grundwasser, wenn es einmal durch die Drainage bis zu einer gewissen Tiefe gesenkt wurde, sich nur ausnahmsweise, durch außergewöhnliche Zuflüsse, wieder bedeutend hebt. Auch sind bei der obigen Vincent'schen Annahme die im Sommer sehr bedeutende Verdunstung und Aufnahme durch die Pflanzen nicht berücksichtigt. Auf besondere Weise ist zu rechnen, wenn große Wassermengen künstlich aufgeleitet, vom Boden filtriert und durch die Drainage abgeführt werden müssen, wie auf einem sogenannten Rießfeld bei der Berieselung mit städtischem Kanalwasser, f. Bd. 1, S. 702. Hier ist zu den oben berechneten Regenmengen die durchschnittlich auf das Hektar kommende Kanalwassermenge zuzuschlagen, dabei jedoch zu berücksichtigen, daß oft monatelang wegen der Bestellung größerer Abteilungen mit Getreide, Kartoffeln u. f. w., die gar nicht berieselst werden dürfen, nur kleine Teile (ca. $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ des ganzen Rießfeldes) die ganze Wassermenge aufnehmen müssen. Man wird also beim Projektieren der Drainage eines Rießfeldes die ungünstigste Art der Bewirtschaftung deselben in der Weise in Rechnung zu ziehen haben, daß man sich die höchste durchschnittliche Monatsmenge auf der halben Fläche des Rießfeldes gleichmäßig verteilt denkt und die Drainage so anlegt, daß sie diese Menge in 14 Tagen abführen kann. Allein maßgebend für die Menge des abzuführenden Wassers ist jedoch die Größe der vernässtesten Fläche nicht. Denn das auf dieser stehen bleibende Wasser kann auch unterirdisch von höher gelegenen Orten kommen. Dies muß durch Bohrungen unterfucht werden. In solchen Fällen ist es zuweilen möglich, das von oben kommende Wasser durch einen oben um die Fläche herum gelegten Strang, Kopfdrain (vgl. Fig. 13), abzufangen.

Die Tiefenlage und die gegenseitige Entfernung der Drains sind zusammengehörige Faktoren. Eine bestimmte Tiefe muß nur dann eingehalten werden, wenn eine eigentliche wasserführende Schicht im Untergrund vorhanden ist, die angechnitten werden soll und kann. Sonst ist, wie schon oben erwähnt, zu berücksichtigen, daß die Wurzeln mancher Nutzpflanzen 1—1,5 m in den Boden hinuntergehen und einerseits nicht ständig im Wasser stehen dürfen, andererseits auch nicht in die Röhren hineinwachsen sollen, was sehr leicht vorkommt und dann große Verlegenheiten bereitet. Unter 1,2 m Tiefe sollte keine Drainage angelegt werden; besser aber ist es, eine größere Tiefe einzuhalten.

Lueger, Lexikon der gesamten Technik. 2. Aufl. III.

Aus Fig. 2 geht unmittelbar hervor, daß mit der Tiefe eines Drains die Breite des entwässerten Geländetreibens, mithin die zulässige Entfernung des Drains wächst, und ebenso ist schon bemerkt worden, daß für eine gewisse Tiefe bei durchlassendem Boden diese Entfernung größer sein können als bei undurchlassendem. Die Tiefe ist natürlich begrenzt durch die Verhältnisse der Vorflut. Wenn ferner ein 2,5 m tiefer Graben mit einem Drainrohr infolge ungünstiger Bodenbeschaffenheit mehr kostet als zwei solcher Gräben von 1,25 m Tiefe, so wird man vielleicht besser zwei Drains mit der halben Entfernung einlegen. Endlich geht bei dichten Böden und längerer Regendauer die Abtrocknung des Bodens langsam vor sich, wenn die Drains allzu tief liegen. Irgendwelche bestimmte, auf wissenschaftlichem Wege oder durch umfassende Versuche erhaltene Anhaltspunkte über die beste Draintiefe und über die Wirkungsbreite eines Drains in den verschiedenen Böden hat man nicht. Man muß sich mit praktischen Regeln begnügen. Als zweckmäßige durchschnittliche Draintiefe gilt fast allgemein 1,5 m. Als Entfernung verlangt Vincent [5] bei mittlerem, lehmigem, mit Sandadern durchzogenem Boden die zwölfte Tiefe; Perels [6], [7] gibt für 1,25 m Tiefe und ganz dichte Böden in Gegenden, die hoch liegen und geringe Verdunstung haben, die Entfernung zu 9 m an und geht je nach der Durchlässigkeit bis zu 36 m bei grobkörnigem Sand, was aber etwas viel sein dürfte. Die Erfahrungen über diesen Punkt sind noch nicht abgeschlossen. Besonders große Tiefe der Drains ist auf den Rieselfeldern, bei Berieselung mit städtischer Kanaljauche, zu wählen. Dort hat die Drainage nicht nur die Aufgabe, eine für den Pflanzenwuchs ungünstige Höhe des Wassers im Boden unmöglich zu machen, sondern es muß dort auch stets eine möglichst mächtige trockene Bodenschicht mit offenen Poren vorhanden sein, damit die mit dem Wasser in die Tiefe gehenden Schmutzstoffe durch die Mitwirkung der Bodenluft zerstört (oxydiert) werden können. Auf Rieselfeldern sollte man darum eine Tiefe von 2 m im Durchschnitt wählen.

Das Gefäß und die Rohrweite eines Drainstranges, die Geschwindigkeit des Wassers in demselben und die von ihm geführte Wassermenge bedingen sich gegenseitig und sind früher vielfach nach [5] mit besonderen Formeln berechnet worden. Neuerdings verwendet man die vereinfachte Kutter'sche Formel (s. Hydraulik) und setzt $v = k \sqrt{\frac{rh}{l}}$, worin v die Geschwindigkeit des Wassers, h das Gefäß der Rohrstrecke, l die Länge der Rohrstrecke, k einen Koeffizienten darstellt, dessen Wert nach Kutter $k = \frac{100 \sqrt{r}}{0,25 + \sqrt{r}}$ ist, unter r den mittleren Profilradius der Rohrleitung — alle Maße in Metern — verstanden. Auf den Durchmesser d der Leitung bezogen, wird $r = \frac{d}{4}$, also:

$$v = \frac{50 \cdot d}{0,5 + \sqrt{d}} \cdot \sqrt{\frac{h}{l}}; \quad \frac{h}{l} = \frac{v^2 (0,5 + \sqrt{d})^2}{2500 \cdot d^2}; \quad Q = \frac{\pi d^2 v}{4} = \frac{12,5 \cdot \pi d^3}{0,5 + \sqrt{d}} \sqrt{\frac{h}{l}}.$$

Dabei werden — wie stets wünschenswert — die Lichtweiten der Röhren unter sonst gleichen Umständen reichlicher als bei Anwendung der Formeln unter [5]. In der Regel wird der Quotient $h:l$, d. h. das Gefäß pro Längeneinheit mit a bezeichnet. Tabellen für die gegenseitigen Beziehungen von Q , v , d , a s. unter Rohrleitung.

Da man aus dem Projekt für jede Stelle die bis dorthin abwassernde Fläche und mithin bei einer nach den oben gegebenen Regeln festgelegten Annahme der durchschnittlich abzuführenden Wassermenge auch diese kennt, so läßt sich die betreffende Rohrdimension ohne weiteres rechnen. Nur ist zu beachten, daß die Drainröhren im Handel nicht in allen Größen vorkommen. Unter 5 cm (welche Weite übrigens auch in der Praxis die kleinste verwendete ist) und über 22 cm Weite werden sie zurzeit nicht (oder nur ausnahmsweise) fabriziert; schon von 15 cm an nur in größeren, besonders gut eingerichteten Fabriken; meist sind nur die Weiten 5, 6, 8, 9, 10, 12, 15, 18, 20 und 22 cm erhältlich. Sodann darf man auch in der Festlegung des Gefäßes nicht unter eine gewisse Grenze heruntergehen. Das Wasser muß eine nicht zu geringe Geschwindigkeit haben, damit es die im Rohre stets mehr oder weniger sich niederschlagenden Schlamm- und Sandteile mitnehmen kann. Geschwindigkeiten von 0,15—0,2 m bei vollaugendem Rohr sind das geringste zulässige Maß. Hieraus ergibt sich auch die größte zulässige Länge der Saugstränge, zu welchen gewöhnlich nur Röhren von 5 oder 6 cm genommen werden. Ein Saugstrang hat auf seine Längeneinheit eine Fläche entsprechend der Drainentfernung zu entwässern; an seinem oberen Ende ist er noch leer, seine Wassermenge nimmt dann von Strecke zu Strecke zu, und von einem gewissen Punkte an würde das Rohr vollauend. Weiter als bis zu diesem Punkte darf der Strang nicht gehen; er würde sonst keinen Zweck nicht erfüllen. Für die Minimalannahme von $v = 0,2$ m, ferner für die Annahme, daß die Drainentfernung = 15 m, die Rohrweite = 6 cm und die abzuführende sekundäre Wassermenge = 1,5 l pro Hektar seien fallen, rechnet sich das den Strängen zu gebende Gefäß und deren höchste zulässige Länge wie folgt.

Nach der oben angeführten Gleichung wird $a = \frac{h}{l} = \frac{0,2^2 \cdot (0,5 + \sqrt{0,06})^2}{2500 \cdot 0,06^2} = 0,0025$; ferner wird $Q = \frac{v \pi d^2}{4} = 0,00056$ oder 0,56 Sekundenliter. Der Strang kann demnach $\frac{0,56}{1,5} = 0,4$ ha entwässern und darf darum nicht länger als $\frac{4000}{15} = 260$ m werden. Behufs rascheren Überblicks beim Projektieren einer größeren Drainage tut man gut, auf Grund der angenommenen Rohrdimension, Drainentfernung und Wassermenge sich für die verschiedenen etwa möglichen Gefälle eine Tabelle der hier nach zulässigen größten Rohrlängen zu rechnen. Länger als 300 m sollte man ohne Not einen Sauger nicht machen.

Allzu große zusammenhängende, ineinander übergehende Drainagesysteme anzulegen, empfiehlt sich nicht. Wo dies unvermeidlich ist, sind an den Punkten, an denen größere Systeme zusammenkommen, Beobachtungsschächte einzufügen und in deren Bodenplatten halbkreisförmige Rinnen zum Durchleiten der Drainagewasser bei mittlerem Wasserstand einzuhauen, damit der mitgeführte Schlamm sich nicht im Schacht ablagert. Wenn die Verwendung des Geländes dies zuläßt, sind bei ausgedehnten Entwässerungsanlagen je für mehrere Systeme offene Sammelgräben zu ziehen. Für muldenartige Terrainbildungen oder längere Einfenkungen sind solche ohnehin zur Vermeidung des Einreißen von Furchen auf der Oberfläche unentbehrlich.

Bei der Ausführung einer Drainage sind verschiedene besondere Rückfichten zu beobachten. Bei großer Kälte sollte man nicht drainieren. Wenn die auf die Röhren aufgefüllten gefrorenen Schollen auftauchen, so ergeben sich leicht Verschiebungen der ersten. In der Sohle der mit möglichst senkrechten Wänden 0,5—0,7 m breit zu erstellenden Gräben wird mit einem schmalen Spaten eine Rinne ausgeflossen und diese unten mit dem sogenannten Schwanenhals (Fig. 16) halbkreisförmig möglichst glatt zum sicheren Bett für die Röhren hergerichtet. Mit dem

Fig. 16.

Legen der Röhren beginnt man am besten am oberen Ende der Gräben, weil immer Erde und Schlamm dabei aufgewühlt werden und hierdurch, wenn unten schon ein geschlossener Strang liegt, leicht Verstopfungen entstehen. Der Arbeiter faßt am besten jedes Rohr mit dem Leghaken (Fig. 17) und legt es, über dem Graben stehend, ein. Oben wird der Strang mit einem Stein geschlossen, damit nichts eindringen kann. Die Sammler werden zweckmäßigerverweise um ihre Rohrfläche tiefer als die Sauger gelegt. Die Einmündung der Sauger in die Sammler erfolgt durch beiderseits ausgehauene Öffnungen (Fig. 18), weit besser aber durch Einsetzen beider Hakenstücke (Fig. 18a), die jetzt in allen besseren Tonwerken hergestellt werden.

In weichem Boden, wo einzelne Röhren zwischenheraus versinken und überhaupt Verschiebungen leicht eintreten könnten, legt man dieselben auf einen Rost, gebildet durch zwei vermittelst Querhölzern verbundene Latten (Fig. 19). Kommen Strecken vor, in denen das Einwachsen von Wurzeln von benachbarten Bäumen zu befürchten ist, so muß ein geschlossener Strang, Muffenröhren mit Hanftricken und einer Mischung aus Teer und Asphalt gedichtet, eingelegt werden. Wo dies auf größeren Strecken oder ausgedehnten Flächen nötig ist, empfiehlt sich die Methode von Réroille. Der Saugstrang wird geschlossen erstellt und von ihm aus von Strecke zu Strecke, etwa von 5 zu 5 m, Abgänge in die Tiefe in besonders ausgehobene und mit Steinen gefüllte Gruben geführt (Fig. 20). Das Wasser sammelt sich in diesen Gruben an, steigt durch die senkrechten Röhren in den Saugstrang auf und fließt in diesem ab. Die Tiefe der Gruben richtet sich nach der Tiefe der Wurzelung der betreffenden Pflanzen, sie müssen tiefer als letztere sein. — Wegen des Einbruchs von Tagewasser bei niederer Ueberdeckung und des sehr oft vorkommenden Einwachens von



Fig. 16.

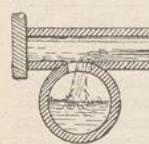


Fig. 17.

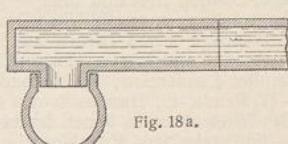


Fig. 18.



Fig. 19.

Wurzeln ist das Durchschneiden von Gräben und Baumreihen möglichst einzuschränken. Es ist besser, oberhalb solcher Stellen die Stränge in Sammler zusammenzuziehen und durch die gefährdeten Stellen mit einem geschlossenen Rohr durchzugehen. Gegen das Hineinwachsen von Wurzeln wird das Eintauchen der Röhren vor dem Verlegen in Karbolineum empfohlen.

Das Decken der Röhren nach erfolgtem Legen erfordert große Sorgfalt. Schlamm, ganz feine Erde sollen möglichst ferngehalten werden; Laub, Moos, Reisig sind nicht zweckmäßig zum Ueberfüllen, weil sie bald faulen und dadurch Einstürze der zunächst liegenden Bodenteile und hiermit Verschieben oder Verstopfen der Röhren verursachen. Umfüllen von grobem Sand oder Kies ist das beste, vor allem sehr forstgängiges Einfüllen der ersten Schicht.

Zur Ausmündung der Sammler in die Vorflutgräben verwendet man längere, flärkere Röhren, womöglich eiserne, und schützt sie gegen Einfenkungen durch Untermauern sowie gegen das Einkriechen von Tieren durch ein Schutzzitter. Wo die Röhren nicht in die Sammelgräben hereinragen sollen, sind besondere Nischen in die Böschungen für die Ausmündungsfellen aus Mauerwerk oder Beton anzulegen. Die Schutzzitter werden am besten aus verzinkten Flachläben mit 4 mm Entfernung, aus dem Rohr herausziehbar, mit Federn zum Festhalten erstellt. Klappen sind nicht günstig, weil sie leicht zerstört und zerfrieren.

Die Kosten der Drainage sind allgemein nicht genau anzugeben; die Bodenverhältnisse, Arbeitslöhne und Rohrpreise sind zu verschiedenen. Sie schwanken pro Hektar zwischen 250 und 500 M. Gute Drainagen gehören zu den rentabelsten Bodenverbesserungen, die gemacht werden

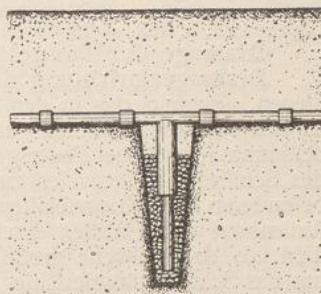


Fig. 20.

können. Wo man von einem Mißerfolg hört, röhrt diefer, abgesehen von prinzipiell falscher Anlage und schlechter Arbeit, fast immer daher, daß man sterile Böden, z. B. Steinigen, kalkarmen, eisenföhigen Lettenboden, nur trockengelegt und nicht auch sonst verbessert hat. Der Erfolg, die erleichterte Bestellung und die höheren Erträge nehmen sogar mit der Zeit noch zu, weil infolge des besseren Zutritts der Luft und der Wärme die für das tiefere Wurzeln der Pflanzen wichtige Lockerung des Bodens sowie die Zersetzung des Düngers und des Bodens sich stets steigert.

Zur Aufstellung des Entwurfs der Entwässerung einer großen Fläche sind von vornherein ein genauer Plan mit Höhenkurven und so umfassende Bodenuntersuchungen notwendig, daß man auch auf dem Plan den Verlauf der Schichten, die Richtungen der unterirdischen Wässerbewegung u. f. w. ersichtlich machen kann. Zunächst hat man dann auf dem Plan die Hauptgrundzüge festzustellen; in erster Reihe, welche Möglichkeiten der Beschaffung der Vorflut vorhanden sind, sodann, welche Wassermenge pro Flächeneinheit abzuführen ist, weiter, insbesondere bei kupiertem, verschiedene Einfenkungen aufweisendem Gelände, die Umgrenzung einzelner für sich mit besonderem selbständigen Drainagesystemen zu behandelnder Bezirke und deren Zusammenhängen zu einem geschlossenen Ganzen durch gemeinsame größere Sammler, die den Talwegen zu folgen haben, und endlich, auch im ebenen Gelände, die Zerlegung der ganzen Fläche in einzelne Teile, deren Wassermenge noch mit Röhrendrains abgeleitet werden kann, und im Zusammenhang damit die Richtung der größeren, zur Aufnahme der Drainwasser einer Reihe von Systemen dienenden offenen Abzugsgräben. Dabei haben noch andre Gesichtspunkte, insbesondere die Art der Bewirtschaftung des Geländes Bedeutung. Im einzelnen folgt dann unter Berücksichtigung der Gefälls-, Boden- und Grundwasserverhältnisse das spezielle Projektieren der Drainagesysteme mit Festlegung der Länge, Tiefenlage, gegenseitigen Entfernung und Dimensionen der Stränge. Die Kostenberechnung wird durch vergleichende Ueberflüsse über verschiedene mögliche Varianten des Projekts und über die Frage zu entscheiden haben, ob die zu erwartende Steigerung der Bodenrente eine Rentabilität des projektierten Unternehmens verspricht. Nur bei ganz einfachen Drainagen wird das Drainennetz ohne umfassende Planaufnahme zu disponieren sein; in diesem Falle sollte aber wenigstens über die Ausführung ein genauer Plan gefertigt werden zur späteren Orientierung für den Fall etwa nötiger Aufführung von Defekten. Das Aufinden schadhafter Stellen einer alten Drainage ist nicht leicht, wenn kein genauer Plan über die Anlage nach der Ausführung gefertigt wurde, in welchem die Einmessung der färmlichen Stränge auf Fixpunkte mit Maßzahlen eingezeichnet ist. Diese für die spätere Instandhaltung sehr wichtige Arbeit darf niemals unterlassen werden. Damit man sich später leichter zurechtfindet, ist auf eine möglichst einfache Gestaltung des Netzes, auf tunlichstes Vermeiden des öfteren Wechsels der Strangrichtungen zu achten.

Die umfassendste Darstellung aller bei einer Drainageanlage zu berücksichtigenden Punkte findet sich in [16].

Literatur: [1] Jonstone, John, *The mode of draining land, according to the system practised by the late M. Joseph Elkington*, London 1841. — [2] Parkes, Josiah, *Essays on the philosophy and art of land-drainage*, London 1844 und 1845. — [3] Dobhoff, A., *Ueber die Drainage*, Leipzig 1851. — [4] Leclerc, J., *Anleitung zur praktischen Drainage*, deutsch von Werdermann, Berlin 1856. — [5] Vincent, L., *Die Drainage, deren Theorie und Praxis*, 5. Aufl., Leipzig 1882. — [5 a] Vincent, Die Entwässerung der Aecker und Wiesen, Thaer-Bibliothek, Berlin 1899. — [6] Perels, E., *Die Trockenlegung verfümpelter Ländereien, mit besonderer Berücksichtigung der Drainage*, Berlin und Leipzig 1875. — [7] Perels, E., *Handbuch des landwirtschaftlichen Wasseraus*, Berlin 1884. — [8] Dünkelberg, *Der Wiesenbau in feinen landwirtschaftlichen und technischen Grundlagen*, Braunschweig 1894. — [9] Dünkelberg, *Encyklopädie und Methodologie der Kulturtechnik*, Braunschweig 1883. — [9 a] Dünkelberg, *Die Technik der Reinigung der städtischen und industriellen Abwasser durch Berieselung und Filtration*, Braunschweig 1900. — [10] Heß, *Handbuch der Ingenieurwissenschaften*, Leipzig 1897, Bd. 3, 2. — [11] Toussaint, *Die Bodenkultur und das Wasser*, Breslau 1872. — [12] Kreuter, F., *Praktisches Handbuch der Drainage*, Wien 1887. — [13] Merl, F., *Neue Theorie der Bodenentwässerung*, Ansbach 1890. — [14] Gerhardt, *Umgestaltung der Drainagebauten von Längsdrainagen zu Querdrainagen*, Berlin 1891, Sonderabdruck aus dem Zentralblatt der Bauverwaltung. — [15] Heusinger von Waldegg, E., *Die Ziegel- und Röhrenbrennerei*, Leipzig 1901, 5. Aufl. — [16] Vogler, *Grundlehren der Kulturtechnik*, 1. Bd., 2. Teil, Berlin 1903.

Lubberger.

Drainage der Tunnelgewölbe, f. Tunnelbau.
Drainageeinrichtung des Schiffes umfaßt alle Vorrichtungen, die dazu dienen, einerseits das in den Schiffsräumen eingedrungene Wasser rasch und sicher zu den Pumpen zu führen und durch diese über Bord zu schaffen, andererseits bestimmte Räume bei Feuersgefahr oder bei gefährlichem Krängen (Ueberliegen) des Schiffes mit Seewasser zu füllen, d. h. zu fluten. Diese Anordnung ist im besonderen bei Kriegsschiffen notwendig, bei denen eine Beschädigung der Außenhaut unter Wasser durch einen Torpedo- oder Rammangriff zu erwarten steht, so daß teilweise große Wassermengen beseitigt werden müssen, teilweise, um das Schiff manövriertfähig zu erhalten, die entsprechenden Räume der andern Bordseite zu überfluten sind. Auch wird es bei Bränden an Bord notwendig, die Munitionsräume unter Wasser zu setzen.

Zwar wird die Schwimmfähigkeit bei havarierten Kriegsschiffen in der Hauptsache durch die Trennung des Schiffsrumpfes in möglichst viele wasserdichte Abteilungen (Compartiments) gesichert, doch kann eine sachgemäße Drainageeinrichtung in Verbindung mit Leckstopftüchern u. f. w. das Schiff vor dem Sinken bewahren [1], [2], [3], [4]. Zur Bewältigung größerer Wassermassen

dienen allein Dampfpumpen, die zum großen Teil wie die Zirkulationspumpen der Hauptmaschinen, die Maschinenlenzpumpe, Dampfheuerlpritze und Dampfspülspumpe im Maschinenraum aufge stellt sind, oder auch befondere Dampfenzpumpen. Man muß daher Vorkehrungen treffen, das Wasser aus den Bilgen der Haupträume durch Rohrleitungen zu diesen Pumpen zu führen, und hierzu dient hauptsächlich das Hauptdrainage- oder Hauptlenzrohr. Daselbe läuft durch die ganze Länge des Doppelbodens (meist $\frac{2}{3}$ der Schiffslänge) und erhält das Leckwasser durch die Zweigrohre die sogenannten Hauptlenzrohrstutzen mit besonderen Rückschlagventilen und Sieben ver sehen aus jeder wasserdichten Abteilung über dem Innenboden und eventuell aus den oberen Seitenzellen des Doppelbodens und den Wallgängen, sowie durch befondere Abfallrohre von einzelnen Plattformdecks mit befonderen Abfperrschiebern oder Ventilen. Die Schieber oder Ventile an den Enden des Drainagerohres gestalten ferner, die Schiffsräume vor und hinter dem Doppelboden zu lenzen; auch werden neuerdings die Hauptdrainagerohre durch befondere Schieber in einzelne Stränge geteilt, um bei Beschädigung der Rohre bei Grundberührungen den beschädigten Teil auszutauschen zu können. In diesem Falle wird im Vorschiff bzw. auch im Hinter Schiff meist eine befondere Kreiselpumpe aufgestellt, die dann mit Dampf- oder elektrischem Antrieb versehen wird. Das Hauptlenzrohr erhält an geeigneten Stellen Zisternen, nach denen hin das Rohr fällt und aus denen die Dampfpumpen saugen, sowie an den Enden Anschlüsse an je ein Bodenventil, um das Rohr spülen zu können [2], [5]. Die Hauptlenzrohre mit ihren

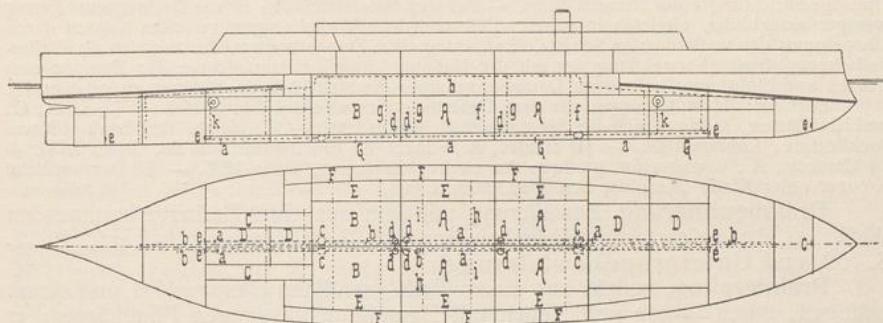


Fig. 1. A Kesselraum. B Maschinenraum. C Wellentunnel. D Munitionsräume. E Kohlenbunker. F Wallgang. G Doppelboden. a Großes, b kleines Drainagerohr. c Zisterne. d Ventil zur Verbindung der Räume mit a. e Schleuenschieber. f Verbindungsrohr zwischen a und b, g zwischen G und b, h zwischen F und a, i zwischen F und b, k zwischen Zentrifugalpumpe und a.

Abzweigungen bestehen aus kurzen, miteinander verschraubten Rohrstücken aus verzinktem Stahlblech; sie werden durch die wasserdichten Schotten und Spanten wasserdicht durchgeführt. Bei größeren Panzerschiffen sind meist zwei Drainagerohre im Doppelboden zu beiden Seiten des Mittelkiels angeordnet, während bei Panzerdeckschiffen zwei weitere Drainagerohre auf dem Panzerdeck entlang geführt sind mit entsprechenden Stutzen zur Entwässerung der Räume oberhalb des Panzerdecks; sie werden meist durch eine befondere Dampfenzpumpe entleert. Während die Hauptlenzrohre zur Bewältigung größerer Wassermengen dienen, wird in der deutschen Marine zur Befestigung des Tagwassers eine befondere Hilfslenzvorrichtung vorgesehen, die mit sämtlichen Räumen oberhalb des Innenbodens durch Rücklauf- und Niederdruckschraubventile verbunden ist und an welche die Dampfenzpumpen in den Maschinen- und Kesselräumen sowie die Handpumpen angegeschlossen sind [2]. Die Anordnung eines besonderen Doppelbodenlenzrohres, das die Doppelbodenzellen lenzen und fluten soll, wird neuerdings aufgegeben, da die Doppelbodenzellen meist mit Speise- sowie Wachwasser und mit Teeröl gefüllt werden und dementsprechend mit besonderen Rohrleitungen und Pumpeneinrichtungen versehen sind. In der französischen Marine erfolgt das Befestigen kleiner Wassermengen der Doppelbodenräume [4] durch ein besonderes, mit einer Dampfpumpe verbundenes kleines Drainagerohr, das meist unter dem Panzerdeck gelagert und mit den Doppelbodenräumen durch entsprechende Rohrleitungen verbunden ist. In diesem Falle werden dann auch die Wallgänge durch dieses Drainagerohr gelenkt. Zur besseren Übersicht und Vereinfachung der Rohrleitung vereinigen sich die Lenzrohre mehrerer Bodenabteilungen in einem Ventilkasten, der dann mit dem Drainagerohr in Verbindung steht. Das kleine Drainagerohr erhält ferner meist durch Kington-Ventile Verbindungen mit See und durch Rohrleitungen Anschluß an die Munitionskammern, so daß es zugleich zum Ueberfluten dieser Räume sowie der Doppelbodenzellen benutzt wird. Sonst erfolgt die Ueberflutung der Munitionskammern durch befondere Rohrleitungen oder durch Anschlüsse an die Feuerlöschleitung. Die letztere wird in allen Marinen unterhalb des Panzerdecks angeordnet, erhält eine Anzahl Steigerohre mit Absperrventilen an den Abzweigungen und wird an die Dampfspülspumpe sowie die Reservepumpen in den Heizräumen angegeschlossen. Die Feuerlöschleitung wird zugleich zum Deckwaschen und Reinigen verwendet [2]. In der russischen Marine ist die Drainageeinrichtung infolge einer abweichende, als die Hauptlenzrohre in Fortfall kommen und jede wasserdichte Abteilung ihre eigene Lenzeinrichtung erhält. Dieselbe besteht in horizontalen Kreiselradpumpen mit vertikaler Welle, die möglichst tief unten im Schiff, d. h. dicht oberhalb des Innenbodens angeordnet sind und von einem im Zwischendeck

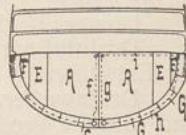


Fig. 1a.

bezw. unterhalb des Panzerdecks aufgestellten elektrischen Motor angetrieben werden [5], [6]. Den Dampf für die Lenzpumpen liefern entweder die Haupt- oder der Hilfskessel, der dann so hoch im Schiff aufgestellt wird, daß derfelbe auch bei überfluteten Heizräumen betriebsfähig bleibt. Die Handpumpen, die, neben dem Lenzen des Doppelbodens, zum Deckwatschen, Feuerlöschen, Frischwasserpumpen verwendet werden, führt man meist nach der Konstruktion von Downton & Stones aus [2], [5]. Es sind doppeltwirkende Pumpen mit Windkessel und zwei bis vier Kolben, die durch Handkurbeln bedient werden. Sie sind mit einer Wechselfplatte oder einem Ventilkasten derart verbunden, daß sie durch Einschalten eines Schwanenhälften oder durch Stellen bestimmter Ventile mit verschiedenen Rohrleitungen verbunden werden können. Sie liefern nur bis zu 25 t Wasser pro Stunde und werden daher bei größeren Schiffen mehr und mehr durch Dampfpumpen ersetzt. Neben den Dampf- und Handpumpen finden fast auf allen Schiffen, im besonderen auf Torpedofahrzeugen, Lenzejekturen (Dampffrahlpumpen) Verwendung, die leicht eingebaut werden können und aus der Bilge der betreffenden Räume direkt lenzen. Sie erfordern jedoch eine große Menge Dampf. Zur Ermittlung des Wasserstandes in den einzelnen wasserdichten Abteilungen von den oberen Decks aus dienen besondere Peilstrohle. Zur Übersicht der Drainage- und Pumpeneinrichtung auf Kriegsschiffen dienen Lenztafeln, die eine schematische Darstellung der wasserdichten Räume des Schiffes mit den Drainagerohren, Stützen, Ventilen, Schleusen, Pumpen u. f. w. wiedergeben [2], [5]. Fig. 1 und 1a zeigen die Anordnung der Drainageeinrichtung eines Panzerschiffes. — Bei den Handels Schiffen ist die Drainageeinrichtung weniger ausgebildet, obgleich in neuerer Zeit auch hier Vorkehrungen getroffen werden durch Vermehrung der wasserdichten Schotte, Einführung eines Doppelbodens, der zugleich als Wasserballastrum dient. Verwendung der mit der Hauptmaschine zusammenhängenden Pumpen zum Lenzen und Einführung besonderer Dampfenzpumpen die Sicherheit des Schiffes zu erhöhen [1].

Literatur: [1] Mitteilungen aus dem Gebiet des Seewerks 1881, S. 529. — [2] Dick, C., und Kretschmer, O., Handbuch der Seemannschaft, Berlin 1902. — [3] Welch, Text Book of Naval Architecture, London 1904. — [4] Haufer, A., Cours de construction navale, Paris 1886. — [5] Croneau, A., Construction pratique des navires de guerre, Paris 1895. — [6] Der russische Kreuzer erster Klasse „Ascold“, Schiffbau 1902, S. 665.

T. Schwarz.

Drainbewässerung. Bewässerung mit dem aus einer Drainage kommenden Wasser (f. Petersenscher Wiesenbau im Art. Bewässerungssystem, Bd. 1, S. 762, und Untergrundbewässerung).

Drainierpflug, besteht aus einem stark gewölbten eisernen Keil und einem kräftigen, durch Winde und Ketten mit Dampfkraft gezogenen Pflugkörper; er dient zum Ziehen von Hohltrinnen in der Tiefe an Stelle von Drains, ist aber wenig in Gebrauch.

Drainröhrenpresse, dient zur Herstellung der Drainrohre (f. Drainage).

Ueber die Vorbereitung des Tons vor dem Preßnen sowie das Brennen f. Ziegel- und Röhrenfabrikation. Es kommt fast ausschließlich die sogenannte Strangpresse zur Anwendung, d. h. der in den Preßraum eingebrachte Ton wird durch einen Kolben oder eine Schnecke durch ein ringförmiges Mundstück gepreßt und der austretende Röhrenstrang auf einen gewöhnlich aus Rollen bestehenden Abschneidestift geleitet und hier in die entsprechenden Längen zerschnitten. Unter den wagerecht wirkenden Drainröhrenpressen sind die Williamshen am verbreitetsten. Von deutschen Fabrikanten sind u. a. zu nennen: C. Schlickeysen, Berlin, und Julius Kehler, Greifswald.

Literatur: Heusinger v. Waldegg, Die Ziegel- u. Röhrenbrennerei, Leipzig 1901. Wrobel.

Drainystem, zusammengehörige Gruppen von Saug- und Sammeldrains zur Entwässerung einer Abteilung des zu drainierenden Geländes; f. Drainage.

Drainwasser. Die Bestandteile des aus einer Drainage kommenden Wassers sind teilweise Produkte der Ausläugung, der Zersetzung des drainierten Bodens, teilweise ursprüngliche oder zersetzte Beimengungen des zur Bewässerung aufgeleiteten Wassers.

S. Bodenchemie, Beriefelung mit städtischem Kanalwasser, Petersenscher Wiesenbau im Art. Bewässerungssysteme und Pereis Handbuch des landwirtschaftlichen Wasserbaus, Berlin 1884.

Lubberger.

Drainwerkzeuge, f. Drainage.

Drainzüge, die zusammenhängenden Rohrstränge der Drains, f. Drainage.

Draifine, f. Eisenbahnwagen.

Drall, die Windung der Züge und der Felder in Feuerwaffen, f. Gewehr, Geschütze; auch f. v. w. Drehung der Gespinst, f. Draht, S. 17.

Dramm, Einheit des Gewichtes in der Türkei, Aegypten und Griechenland, in letzterem Staate Drámi (Drachme) genannt. 1 Dramm in der Türkei und Griechenland = 3,2 g, in Aegypten = 3,09 g; 400 Dramm = 1 Oka.

Drap (Köpertuch), ein gewöhnlich mit vierbindigem Körper und hoher Kettenfadenzahl aus Streichgarn hergestelltes, außerordentlich dichtes, selbst wasserfestes, tuchartiges Gewebe. S. Tuchfabrikation.

Kraft.

Drauf (Faustleier), eine Brustleier für Holzarbeiter (f. Bohrgerät).

Drehselbank, Drehfeln, f. Drehflerei.

Drehflerei umfaßt nicht nur die Herstellung gedrehter Gegenstände aus Holz, Horn, Elfenbein u. f. w., sondern auch diejenige ganzer Gebrauchs- und Schmuckgegenstände, wie Spazierstöcke, Schirmgriffe, Türdrücker, Pfeifenrohre, Knöpfe, Gefäße, und Schnitzwaren, wie Zigarrenspitzen, Schachfiguren u. dergl.

Das Hauptwerkzeug der Drehflerei ist die Drehbank. Sie unterscheidet sich von denjenigen für Metallarbeiten durch leichte und einfache Bauart. Das Gestell besteht aus Holz oder aus Gußeisen. Das Einspannen der Arbeitsstücke erfolgt entweder mittels verschiedener Futter oder zwischen Spitzen, die Mitnahme des Werkstückes in letzterem Falle nicht durch Mitnehmer scheibe, sondern durch den Dreizack, Dreiflitz oder Zwickel. Dieser besteht aus einer kleinen Scheibe mit einer mittleren und zwei seitlichen Spitzen, welche in die Endfläche des Arbeitsstückes eingedrückt werden. Die Umdrehungsgeschwindigkeit der Drehbänke ist abhängig von der Härte des Stoffes und beträgt für Holz bis zu 2000 Umdrehungen in der Minute. Die günstigsten Umdrehungsgeschwindigkeiten sind für hartes Holz 200—300 mm in der Sekunde und für weiches 500—750 mm, selbst bis 2 und 4 m. Die Spanbreite (Schaltung) beträgt 1—1,25 mm. Der Arbeitsverbrauch beträgt für Holzdrehbänke nach Hartig [1] bei Fichtenholz in Pferdestärken: $N = 0,05 + 0,0023 n + 10,6 V$, worin n die minutliche Umdrehungszahl und V die stündliche Spanmaße in Kubikmetern pro Stunde bedeutet.

Die Drehstähle unterscheiden sich von denen zur Metallbearbeitung durch größere Breite, weil breitere Späne genommen werden, durch kleineren Zuschärfungswinkel, der etwa 20—30° beträgt, und größeren Anstellungswinkel, etwa 15—25°. Die am meisten verwendeten Drehstähle sind die Röhren (Hohlmeißel, Schrotmeißel) und der Stichel (Dreh- oder Schlichtmeißel). Die Röhre ist rinnenartig ausgeführt und hat halbkreisförmigen Querschnitt. Sie dient zum Drehen aus dem Groben (Schruppen). Ihre Breite beträgt 6—36 mm. Die Zuschärfung liegt gewöhnlich an der Innenseite. Der Stichel dient zum Schlichten (Reindrehen). Er hat eine gerade oder schwach bogenförmige, schräg etwa im Winkel von 70° zur Achse stehende Schneide, die von beiden Seiten zugeschärt ist. Die Breite des Stichels beträgt 6—50 mm.

Zur Herstellung mancher Arbeiten sind noch andre Drehwerkzeuge erforderlich. Der Ausdrehstahl dient zum Ausdrehen oder Erweitern von Höhlungen, die mittels Bohrs vor gebohrt sind. Er hat eine seitwärts stehende Schneide. Der Spitzstahl dient zum Einführen spitzwinkliger Furchen, der Schlichtstahl zum Schlichten (Reindrehen) harter Hölzer. Er ist höchstens 25 mm breit und unterscheidet sich von dem Stichel durch die geradestehende Schneide. Mit dem Stichtahl, einem sehr schmalen Werkzeug, werden rechtwinklige Furchen eingedreht. Mit dem Haken- und Mondstahl werden Höhlungen mit bauchigen Wandungen erweitert. Das Bauchisen, der Ausdrehhaken, der Einführer und Zweischneider sind hakenförmig gekrümmmt und dienen zum Bearbeiten großer ebener Flächen oder zur Herstellung schalenförmiger Vertiefungen oder der Bodenflächen von Hohlkörpern. Häufig gebraucht der Drehflerer auch hobelartige Werkzeuge, um ein zu tiefes Eindringen der Schneide in das Werkstück zu verhindern. Auch sind die Hobeleisen mit verschiedenartigen Profilen versehen, um Auskehungen und Verzierungen unmittelbar ausdrehen zu können. — Die Drehwerkzeuge werden entweder freihändig geführt und hierbei zur Unterstützung derselben auf eine Auflage oder Vorlage (vgl. Drehbank, Fig. 1) gelegt oder sie werden wie bei Metalldrehbänken in das Stichelhaus eines Werkzeugchlittens eingepaßt.

Von Bohrs gebraucht der Drehflerer besonders den einschneidigen Löffelbohrer mit halbkreisförmigem Querschnitt, den Plattenbohrer aus Rund- oder Vierkantstahl mit zwei in einem Winkel von 80—120° stehenden Schneiden, den Hornbohrer oder aufgeworfenen Bohrer zum Bohren feiner Löcher in Horn oder andern harten Stoffen, den Kanonenbohrer zum Bohren kleiner Löcher in Knochen, den Zwickel, einen mit einer Führungsspitze und zwei seitlichen Flügeln verschiedener Form versehenen Bohrer zur Herstellung von Ringen, Kugeln u. a. zum Schmuck für Schirmgriffe, Halsbänder u. dergl., den Korkbohrer, aus einem dünnen, scharfen Messingrohr bestehend, zum Schneiden von Kork und Gummi, den Perlbohrer mit halbkugelförmiger Ausdrehung zum Ausbohren von Perlen in Gestalt von Halbkugeln, ferner den Zentrum-, Kronen- und Spiralbohrer (s. Bohrer). Zum Bohren von Glas dient eine kurz angegliffene Dreikantfeile.

Fräsvorrichtungen dienen zur Erzeugung von Profilen, Kannelierungen, Nuten u. dergl. Die Sägen (f. d.) haben für harte spröde Stoffe feine enge Zähne. Bei den Raspeleien unterscheidet man Holz- und Hornraspeln, erster mit größerem Hieb. Die Kreisraspel macht etwa 1000 Umdrehungen in der Minute. Zur Formgebung von Stockgriffen, Türdrückern u. dergl. werden auch Holzscheiben mit aufgeleimtem Schmirgel oder Feuerstein verwendet. Die Feilen dienen ebenfalls zur Formgebung von Arbeitsstücken.

Befondere Drehflererwerkzeuge sind der Ziehstock mit dem Ziehfutter zur Herstellung von Schirmstöcken, Portierenstangen u. a., der Ziehhobel, als Ersatz für den Ziehstock, ferner Schleifvorrichtungen für Stöcke, für kannelierte Gegenstände, wie Schirmgriffe u. dergl., die Gravierkugeln und Schnittklöze, auf denen die mit Gravierungen zu versehenden Gegenstände eingepaßt oder festgeklebt werden, um sich besser handhaben zu lassen. Der Drücker dient zur Erzeugung kleiner Verzierungen (Sterne, Kreuze, Blüten).

Der Arbeitsvorgang in der Holzdrehflerei besteht gewöhnlich darin, daß das Holz zunächst mit der Säge in Stücke von der erforderlichen Größe zerschnitten, mit dem Beil behauen und mit dem Ziehmeißel weiter bearbeitet wird, bevor es auf die Drehbank kommt. Die fertig gedrehten Gegenstände werden geglättet, gebeizt und poliert. Das erste geschieht mit Sand- oder Glaspapier, mit Schachtelhalm oder mit Bimssteinpulver und Oel auf Filzcheiben. Ueber Beizen

und Polieren f. d. — Die bekannten metallglänzenden Ringe an hölzernen Spielwaren erhält man dadurch, daß man ein schmales Stück Zinn gegen die sich rasch drehenden Gegenstände hält. Hierbei wird das Zinn bis zum Schmelzpunkte erhitzt und bleibt haften. Dunkelbraune, glänzende Ringe erzeugt man durch Gegenhalten eines Stückes harten Eichenholzes, wodurch eine oberflächliche Verkohlung bewirkt wird. Von hölzernen Gegenständen, die besonders häufig in der Drechslerie hergestellt werden, sind zu nennen: Ringe für Vorhänge, Scheiben und Reifen, Kinderpielzeuge, Tierfiguren, Geländerstäbe, Stuhl-, Tisch- und Klavierfüße u. f. w.

Das Drehen unruhiger Arbeitsstücke erfolgt wie bei Metallgegenständen (f. Paffigdrehen). Häufig kommen auch mehrere Stähle hintereinander zur Anwendung. Gewundene Säulen an Möbeln u. dergl. werden durch ein besonderes Verfahren (Gewundendreheln) hergestellt, indem das Arbeitsstück mit einer Welle verbunden wird, die sich beim Drehen verschiebt. Eine Maschine zum Gewundendrehen konischer Säulenschafts ist in D.R.P. Nr. 119245 beschrieben.

Das Guillochieren (f. d. und Drehen) wird in der Drechslerie nur selten angewendet, weil das Holz infolge feiner Weichheit sich zum Einschneiden feiner Verzierungen nicht gut eignet. Desgleichen sind hölzerne Schrauben selten anzutreffen, da sie wegen der leichten Spaltbarkeit des Holzes nicht genügend fest sind. Der Kantenwinkel von Holzschrauben beträgt etwa 60—90°, die Ganghöhe etwa ein Fünftel des Durchmessers, bei dünnen Schrauben ein Viertel und darüber.

Von Patenten über Holzdrehbänke sind zu nennen: D.R.P. Nr. 108016. Das Werkstück wird hier durch einen parallel zur Drehachse geführten Hobel abgedreht, dessen Schneidekante zur Drehachse schiefwinklig steht, um in der zur Drehachse parallel laufenden Faerrichtung schneiden zu können; D.R.P. Nr. 122705 (Bohren und Abdrehen hölzerner Hölzchen); D.R.P. Nr. 142430 (Herstellung von Holzröhren); D.R.P. Nr. 139155 (Fräsen und Glätten gebogener und gerader Holzrundstäbe); D.R.P. Nr. 118521 (wechselseitige Drehvorrichtung zur Herstellung gewundener Holzstäbe; das Werkstück wird mit der Antriebsspindel und der Spindel des Reitstocks durch eine Schablone bei der einen Drehrichtung nach rechts, bei der andern nach links verschoben, um eine schiefstehende oder gewundene Gliederung durch den feststehenden Schneidstahl zu erzeugen); D.R.P. Nr. 122244 (Gewindefräsen an Holzplöcken); D.R.P. Nr. 153064 (größere Anzahl gemeinschaftlich angetriebener Mitnehmerlipindeln und gemeinsamer, die Messer haltender Messerbalken).

Im Drechslergewerbe kommt eine große Reihe der verschiedensten Stoffe zur Verarbeitung. Von ihnen entstammen dem Pflanzenreiche das Holz, die Stein- und Kokosnüsse, die Rohrarten, Gagat oder Jet und Bernstein, dem Tierreiche Knochen, Elfenbein, Walroß, Horn, Geweih, Perlmutt u. a., dem Mineralreiche Meerchaum, Serpentinstein, Alabaster u. a. Ueber die Bearbeitung und Verwendung der verschiedenen Stoffe ist folgendes zu bemerken:

Horn läßt sich feilen und wird mit Schmirgel und Feuerstein geglättet und mit Bimsstein und Oel poliert. Aus Horn werden besonders Stockgriffe, Pfeifenköpfe, Kämme u. f. w. hergestellt. Die edelste Hornart ist das Schildpatt oder Schildkrot. Imitiertes Schildpatt wird aus durchsichtigem Horn durch Beizen hergestellt, imitiertes Horn aus Celluloid. Verziert werden Hornarbeiten durch Sandstrahlgebäle oder durch Einpessen von Intarsien und durch Vergolden und Versilbern. Horn und Schildpatt lassen sich löten, indem reine abgefeilte Stellen erwärmt und in weichem Zustande zusammengepreßt werden.

Elfenbein wird mit Waffer und Schlemmkreide mittels Filzscheiben oder auf einer Leder scheibe mit Bimsstein geschliffen. Zum Polieren dient Stearinöl und Wiener Kalk. Gebleicht wird Elfenbein durch Wafferstoffperoxyd und gebeizt durch übermanganfares Kali. Elfenbeinimitation wird aus Celluloid hergestellt. Hirschhorn läßt sich ebenso bearbeiten wie Elfenbein. Desgleichen lassen sich Knochen, die zunächst durch Auskochen oder Dämpfen entfettet werden, wie Elfenbein bearbeiten, nachdem man sie längere Zeit in Waffer gelegt hat.

Bernstein läßt sich trotz feiner Sprödigkeit gut drehen und schneiden. Geschliffen wird er mit Waffer und Schlemmkreide, poliert mit Spiritus und Wiener Kalk. Dem Behauen der Bernsteinstücke folgt das Zerschneiden mit einer feinen Säge, darauf das Drehen und Feilen. Bernstein läßt sich biegen, nachdem er eine Zeitlang in Oel gelegt und dann vorsichtig erwärmt ist. Bernsteinabfälle werden zu Bernsteinfirnis oder zu Imitationen verarbeitet. Sie werden dann durch Schwefelkohlenstoff und Aether in eine plastische Masse verwandelt und in Formen gepreßt.

Meerchaum — Magnesiafilikat — wird gedreht, geschnitten und geschliffen, darauf werden die fertigen Arbeiten in Wachs geflossen. Hierdurch treten die Fehler des Meerchaums deutlich hervor, auch bräunen sich die zu Rauchwaren bestimmten Gegenstände nach dem Sieden gut gleichmäßig. Dem Sieden folgt ein nochmaliges Schleifen und Polieren. Unechter Meerchaum wird aus den Abfällen des echten hergestellt.

Perlmutt wird in der Hauptfache auf dem Schleifstein verarbeitet.

Hartgummi läßt sich ebenso wie Horn verarbeiten.

Celluloid, eine Auflösung von Schießbaumwolle in einer Kampferlösung, wird durch Preßen in verschiedene Formen gebracht.

Kokosnuss und Stein nuss werden wie Elfenbein verarbeitet. Erstere wird zu Ziergefäßen, Pokalen, Dosen, Serviettenringen u. a., letztere zu Knöpfen an Stöcken, Schirmen u. f. w. verwendet.

Aus Serpentinstein (kiefelfaure Talkerde) werden Säulen, große Vasen und Luxusgegenstände, wie Leuchter, Briefbeschwerer u. a., hergestellt.

Aehnlichen Zwecken dient der Speckstein (Venezianische oder Spanische Kreide), der dem Serpentinstein chemisch nahesteht.

Gagat (Pechkohle oder Jet), auch schwarzer Bernstein genannt, ist eine Art Braunkohle und wird zu Halsketten, Ohrgehängen u. f. w. gebraucht. Gewöhnlich wird Gagat durch Hartgummi imitiert. Die Verarbeitung von Jet, Marmor und Alabaster, Serpentinstein und Speckstein

erfolgt durch Sägen, Raspen und Meißel, die Bearbeitung auf der Drehbank durch Sägefeilen, bei fehr harten Stücken durch Diamantdrehfähle. Geschliffen werden sie mit Sandpapier, Bimsstein u. dergl. Auch werden sie gebeizt und künstlich gefärbt.

Literatur: Karmarisch-Fischer, Mechanische Technologie, 2. Bd., Die Bearbeitung der Metalle und der Hölzer, Leipzig 1891; Stübing, R., Das Drechfertgewerbe, Weimar 1896; Derf., Bearbeitung und Verwendung der Hölzer und plattischen Materialien, Berlin.

Datchow.

Dreganker (Dragganker), f. Anker.

Drehbank. Der Arbeitsvorgang bei einer Drehbank besteht darin, daß von dem sich drehenden Werkstück durch einen feststehenden Schneidstahl — selten umgekehrt — Späne abgeschnitten werden. — Während bei den Bohrmaschinen dem Werkzeug nur eine Schalt- oder Vorschubbewegung in der Richtung der Achse des Bohrers erteilt wird (Langlochbohren ist als Fräsen aufzufassen), erhält der Drehstahl gewöhnlich eine Vorschubbewegung parallel zur Drehachse (Längsverschiebung) und eine Vorschubbewegung senkrecht zur Drehachse (Querverchiebung). Außerdem finden auch Schaltbewegungen in einer zur Drehachse geneigten Richtung (Konischdrehen) und auf kurvenförmigen Bahnen (Paffigdrehen) statt.

Für den Aufbau einer Drehbank ist es wichtig, daß die aufgewendete Arbeitsleistung mit möglichst geringen Verlusten bei der Spanabtrennung zur Wirkung gelangt; ferner kommen für den Aufbau der Genauigkeitsgrad der Arbeit und die Mannigfaltigkeit der Arbeitsvorgänge in Betracht. Die Arbeitsverluste in der Maschine sind abhängig von der Leergangarbeit und der Verteilung der Kraft von der Antriebsstelle durch die Maschine zur Arbeitsstelle. Dieser Kraftweg muß, dynamisch betrachtet, möglichst kurz sein. Sollen Arbeitsverluste vermieden werden, müssen die bewegten Massen, also auch die Anzahl der Uebertragungssteile möglichst gering sein.

Auch die Anordnung oder Schaltung der Uebertragungssteile beeinflußt die Arbeitsverluste. Bei hintereinander geschalteten Uebertragungssteilen wächst die Leergangarbeit, da auch die für den Arbeitsvorgang nicht unmittelbar erforderlichen Uebertragungssteile in Bewegung gesetzt werden, während bei parallel geschalteten Uebertragungssteilen nur die zur Ausführung einer Arbeit notwendigen Teile in Tätigkeit treten.

Der Genauigkeitsgrad der Arbeit ist ebenfalls von der Kraftverteilung und der Schaltung der Uebertragungssteile abhängig. Da jeder Uebertragungsteil eine Fehlerquelle darstellt, so wird bei Hintereinanderschaltung der Genauigkeitsgrad mit der Anzahl der Teile verringert. Die Genauigkeit der Arbeiten hängt weiter ab von der guten Lagerung der Antriebsspindel, von der sicheren Führung aller Teile und von der Möglichkeit guter Wartung und Schmierung. Wesentlich ist ferner, daß die Kraftverteilung von einem Uebersetzungsteil zum andern gleichmäßig und stetig bis zur Arbeitsstelle fortschreitet und nicht sprungweise oder abwechselnd vor- und rückwärts, weil dadurch die einzelnen Teile verschieden beansprucht und Ungenauigkeiten hervorgerufen werden. Weiter wird durch die Benutzung kraftübertragender Teile als Zwischengetriebe wegen der starken Abnutzung derselben eine Ungenauigkeit hervorgerufen. Um die Abnutzung gering zu halten, muß auch die Beanspruchung aller Getriebe gering sein. Einer unerwarteten Ueberantriebung einzelner Teile wird daher zuwenden durch selbständige Ausschaltvorrichtungen vorgebeugt, die in Wirkung treten, wenn die Beanspruchung eines Teiles einen höchsten zulässigen Wert erreicht hat. Der Abnutzung der einzelnen Teile wird durch Nachstellbarkeit derselben (Spindellagerung) Rechnung getragen.

Für den Aufbau einer Drehbank ist ferner die Mannigfaltigkeit der einzelnen Arbeitsvorrichtungen und die Anzahl der Aufgaben, die von ihr gelöst werden sollen, maßgebend. Es ist wesentlich, daß die Maschine nicht mehr Arbeitsvorgänge ausführen kann, als man von ihr verlangt. Ebenso ist es ein Fehler, Drehbänke, die für schwere Arbeiten bestimmt sind, für leichte Arbeiten zu benutzen und umgekehrt, da entweder Arbeit vergeudet oder eine Maschine überanstrengt und frühzeitig verdorben wird. Für die Auswahl der Bauart kommt in erster Linie in Betracht, ob die Drehbank für möglichst viele verschiedenenartige Arbeiten oder für Massenfabrikation Verwendung finden soll. Im ersten Falle soll die Maschine viele für die verschiedenen Arbeiten erforderliche Vorrichtungen haben, im zweiten Falle nur die für den betreffenden Massenartikel notwendigen.

Von der großen Anzahl der Aufgaben, die häufig einer Drehbank gestellt werden, seien folgende hervorgehoben:

Vorschub parallel zur Drehachse (Langdrehen) von Hand und selbstdäig.

Vorschub senkrecht zur Drehachse (Plandrehen) von Hand und selbstdäig.

Längs- und Quervorschub voneinander abhängig und voneinander unabhängig.

Vorschub geneigt zur Drehachse (Konischdrehen).

Vorschub kurvenförmig (Balligdrehen, Paffigdrehen, Kugeldrehen), Vorschub periodisch vor- und rückwärts (Ovaldrehen, Hinterdrehen).

Schneller Vorschub zum Schneiden von Gewinden.

Verchiedene Schnittgeschwindigkeiten: geringe zum Abheben starker Späne (Schruppen), hohe beim Nachdrehen (Schlichten) mit schwachem Span.

Selbstdäigige Befschleunigung des Vorschubes zur Erzielung gleicher Schnittgeschwindigkeit bei abnehmendem Durchmesser des Werkstückes.

Selbstdäigige Auslösung der Schaltbewegung an einer bestimmten Stelle.

Befschleunigtes, selbstdäigiges Zurückführen des Werkzeuges.

Selbsttätiges Einstellen des Stahles auf richtige Schnitttiefe beim Gewindefchneiden (Gewindefchneiduhr, f. d.).

Verhinderung der Durchbiegung langer Werkstücke infolge des einseitigen Druckes des Werkzeuges (Lünette, mehrere Schneidmeißel).

Meßbare Einstellung des Stahles in der Quer- und Längsrichtung.

Schneller Wechsel der Schnittgeschwindigkeiten.

In Anlehnung an diese Aufgaben sind im folgenden die wichtigsten Arten der Drehbänke aufgeführt. Es lassen sich verschiedene Gruppen zusammenfassen, ohne jedoch scharf gegeneinander abgegrenzt zu sein.

Metalldrehbänke.

Die kleine Fußtrittdrehbank ohne Support, Fig. 1 (Paul Biell, Werkzeugmaschinenfabrik, Zeulenroda), trägt zur Unterstützung des Drehstahles eine Auflage oder Vorlage *k*. Die Drehbankspindel *a* wird von der Stufen scheibe *b* aus angetrieben. Sie ist einseitig bei *e* gelagert. Am hinteren Ende stützt sich die Spindel mit einer Spitz e in eine Vertiefung des nachstellbaren Stiftes *c*, das vordere Ende *d* derselben hat Außengewinde zum Aufschrauben einer Mitnehmer scheibe oder eines Futters (f. d.) und ist konisch ausgedreht zur Aufnahme einer Körner spitze. Das Arbeitsstück wird zwischen diese Spitz e und die Spitz f des Reitstockes *g* eingehalten. Diese läßt sich durch das Handrad *h* verschieben und durch die Schraube *i* feststellen. Die Vorlage *k* trägt zur besseren Stützung des Drehstahles einen senkrechten Stift. Der Reitstock, die Vorlage und der Spindelstock lassen sich auf dem Drehbankbett verschieben und durch Schrauben feststellen. Für leichte Arbeiten werden auch Drehbänke mit Holzgestell, deren Wangen mit gehobelten Eisen schienen belegt sind, hergestellt.

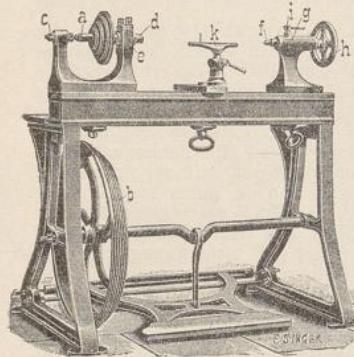


Fig. 1.

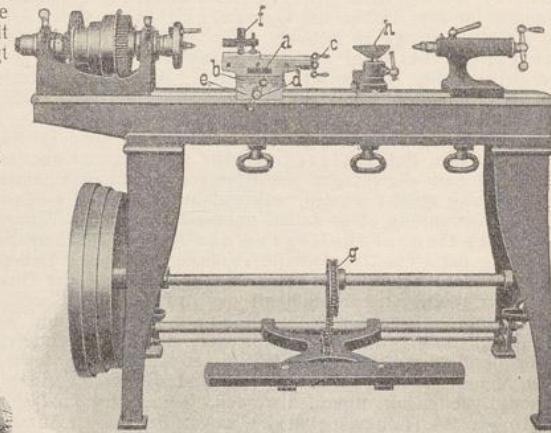


Fig. 2.

Supportdrehbänke tragen auf dem Drehbankbett eine Vorrichtung zum Einspannen des Schneidwerkzeuges, den Support. Sie dienen zum Abdrehen (Paralleldrehen), zum Schraubenschniden und in beschränktem Maße zum Plandrehen. Die Bewegung des Supports erfolgt von Hand oder selbsttätig.

Bei der Hand supportdrehbank, Fig. 2 (Oskar Ehrlich, Drehbankfabrik, Chemnitz), läßt sich der obere Schlitten *a* des Handsupports durch die Spindel *c* in der Richtung der Drehachse, der mittlere Schlitten *b* durch die Spindel *d* senkrecht zur Drehachse verschieben. Der unterste Schlitten *e* läßt sich auf den Drehbankwangen verschieben und durch Schraube feststellen. Er trägt zum Einspannen des Drehstahles das Stichelhaus oder Messerhaus. Für leichte Arbeit ist eine Vorlage *h* vorgesehen. Die vordere Wange hat, nach amerikanischer Bauart, Δ -förmigen Querschnitt, die hintere ist flach. Die Bank ist mit Vorgelege versehen und auch für Kraftbetrieb eingerichtet. Die Bewegung des Fußtritts wird durch eine Kette auf eine Exzenter scheibe *g* übertragen, wodurch ein ruhiges Arbeiten erzielt wird.

Bei selbsttätigen Supportdrehbänken erfolgt die Längsverschiebung des Supports durch Leitspindel (Leitspindeldrehbänke) oder durch Zugfalte mit Getriebe oder durch beide Vorrichtungen. Die Leitspindel dient zum Gewindefchneiden, die Zugfalte zum Abdrehen. Die Bewegung wird von der Drehbankspindel abgeleitet, und zwar zum Schraubenschniden stets durch Zahnräder (Wechselfräder, f. d.), da zwischen der Drehbankspindel und der Leit spindel ein unveränderliches Umdrehungsverhältnis bestehen muß, zum Abdrehen auch durch Ketten- oder Riemenübertragung. Die Übertragungsvorrichtung von der Leitspindel oder der Zugfalte auf den Support heißt Schloß, Drehbankschloß (f. Elemente, S. 78). Die Quer verschiebung des Supports geschieht durch Hand oder selbsttätig ebenfalls von der Leit spindel oder der Zugfalte aus. Zuweilen erfolgt der Vorschub durch Kette, selten durch Flüssigkeitsdruck oder Druckluft (Revolverdrehbänke, f. S. 69). Beim Gewindefchneiden muß der Stahl leer zurückgehen. Diesem Zweck dienen Umkehrvorrichtungen (Reversivvorrich tungen); der Rückgang erfolgt häufig schneller als der Schneidgang. Das Abdrehen kann in beiden Richtungen erfolgen. Es findet dann eine Bewegungsumkehr für die Leitspindel oder Zugfalte statt.

Bei der Leitspindel support drehbank, Fig. 3 (G. A. Bräuer & Co., Werkzeugmaschinenfabrik, Chemnitz), für leichte Arbeiten hat die Drehbankspindel *b* Vorgelege, mit exzentrischer Ausrückung; ihre Bewegung wird durch die Zahnräder *c* auf die Leitspindel *d* durch ein Mutterschloß übertragen, das durch ein Zahntangengetriebe mit Hilfe des Hebels *f* geöffnet und geschlossen wird. In die Zahntange *e* greift ein Zahnrad ein, so daß durch Drehung der Kurbel *g* der Schlitten bei geöffnetem Mutterschloß leicht verstellbar werden kann. Um größere Gegenstände bearbeiten zu können, ist das Bett mit einer Kröpfung versehen, die für gewöhnliche Arbeiten durch eine herausnehmbare Einfatzbrücke *a* überdeckt ist, damit der Reitstock bis dicht an den Spindelkästen herangeführt werden kann.

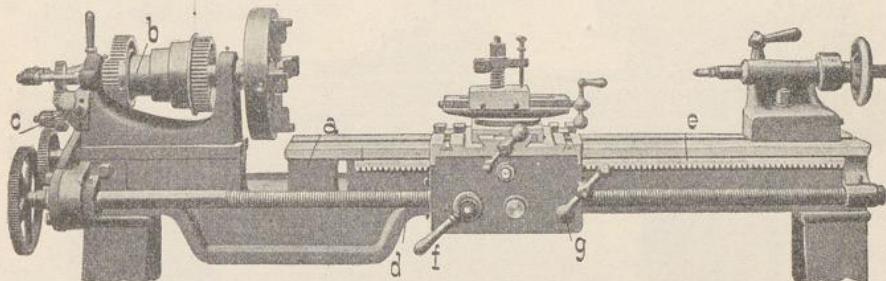


Fig. 3.

Leitspindeldrehbänke zur Bearbeitung schwerer und langer Werkstücke ruhen auf drei oder mehr kräftigen Füßen aus Kastenguß. Die Lager der Drehbankspindel werden möglichst lang und kräftig gehalten, um die Abnutzung gering zu machen. Der Reitstock ist meistens zwecks Konischdrehens seitlich verschiebbar. Zur Stützung langer Werkstücke trägt das Bett gewöhnlich zwei oder mehr Setzstöcke (Lünetten), von denen einer mit dem Support mitgeht, um das Arbeitsstück in unmittelbarer Nähe des Schneidstahles zu unterstützen.

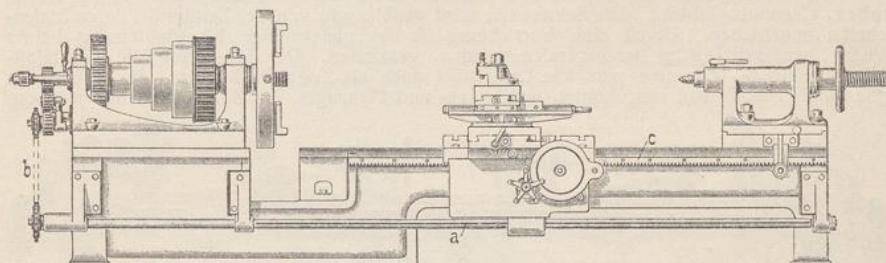


Fig. 4.

Die selbsttätige Supportdrehbank, Fig. 4 (E. Bergmann, vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin), erhält den Längsvorschub durch die Zugstange (Transportwelle, Schneckenwelle) *a*, die durch eine Kette *b* ihren Antrieb von der Drehbankspindel aus erhält. Auf der Welle sitzt in einer Nut verschiebbar eine Schnecke, die in ein Schneckenrad eingreift, das mit Hilfe der Zahntange *c* den Vorschub bewirkt. Der Quervorschub kann ebenso von der Schnecke aus

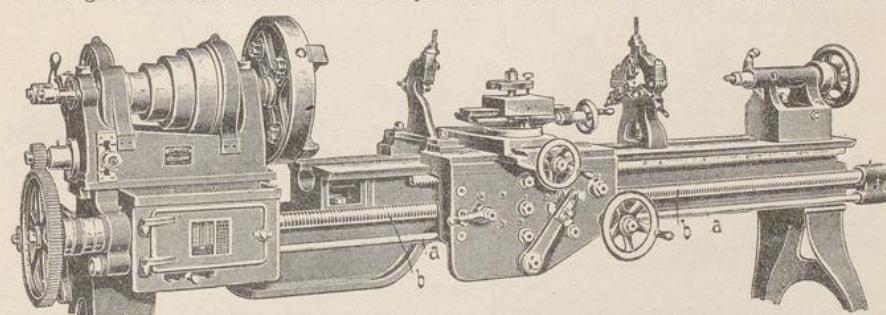


Fig. 5.

durch Kegelräder oder durch Kette erfolgen. Im letzteren Falle trägt die Drehbankspindel auf ihrem linken Ende außerhalb des Spindelstocks eine Scheibe mit exzentrischem, verstellbarem Zapfen. Von diesem wird mit Hilfe einer Kette, die über zwei an der Decke befestigten Rollen zu einem mit Gewicht beladenen Hebel geführt ist, ein auf der Supportspindel sitzendes Schaltwerk (Ratsche) bewegt, das den Schneidstahl weiterschlägt.

Drehbänke, die sowohl zum Gewindefräsen als auch zum Abdrehen dienen sollen, erhalten Leitspindel und Zugstange.

Die Leitspindeldrehbank, Fig. 5 (Braun & Bloem, Maschinenfabrik, Düsseldorf), hat durch die besondere Vorschubwelle *a* selbsttätigen Lang- und Planzug, so daß die Leitspindel *b* nur zum Gewindefräsen benutzt und daher geschont wird. Von den Lünetten ist eine feststehend, die andre mitgehend.

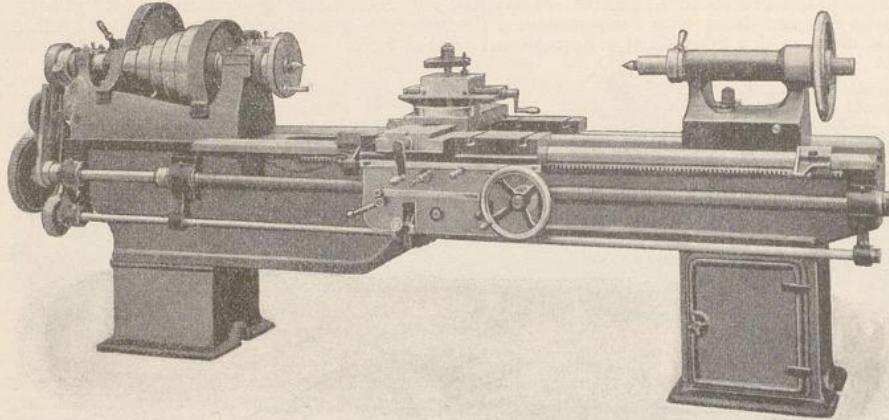


Fig. 6.

Fig. 6 zeigt eine Schaftwellenleitspindeldrehbank der Werkzeugmaschinenfabrik I. E. Reinecker, Chemnitz-Gablenz. Die Schaftwelle wird unabhängig von der Leitspindel durch Stufenscheibe angetrieben. Durch eine Vorrichtung ist die gleichzeitige Inbetriebsetzung beider Wellen, wodurch Brüche hervorgerufen würden, verhindert. Der Längsgang läßt sich selbsttätig auslösen. — Zuweilen wird die Leitspindel auch als Zugwelle benutzt. Sie erhält dann eine durchgehende Nut zum Antrieb des Längs- und Planzuges, der durch Riementübertragung

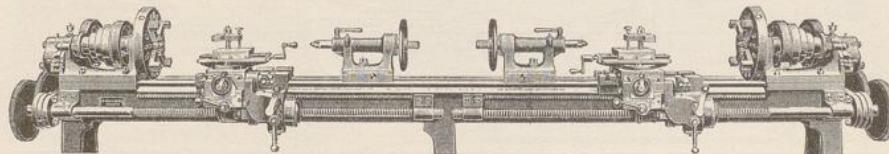


Fig. 7.

erfolgt. Das Leitspindelmutterschloß wird nur zum Gewindefräsen eingekückt; der Antrieb erfolgt durch Wechselfräder, eine besondere Zugwelle fällt dann fort.

Hervorzuheben ist die Drehbank „Courier“ der Werkzeugmaschinenfabrik Union, Chemnitz. Sie zeichnet sich besonders durch eine geschützt liegende Supportbahn aus, so daß die feinen Drehspäne und Schmirgelteile nicht auf die Gleitflächen fallen und eine schnelle Abnutzung bewirken können.

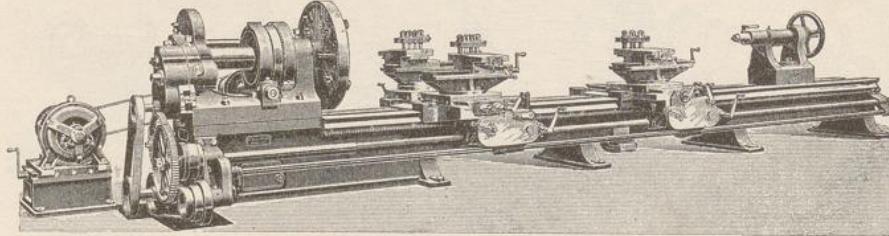


Fig. 8.

Mehrspindelige Drehbänke haben den Zweck, an Arbeitszeit und Raum zu sparen. Bei der Drehbank Fig. 7 (H. Wohlenberg, Drehbankfabrik, Hannover), zum Abdrehen von Wellen, sind auf gemeinsamem Bett symmetrisch zwei Spindelkästen und Reitstöcke angeordnet. Der Längsvorschub erfolgt durch Leitspindel, der Quervorschub durch Patentplanzug (D.R.P. Nr. 78752 und 79012). Auch ordnet man auf gemeinsamem Spindelflock und Reitflock mehrere Mitnehmer scheiben und Reitflockspitzen und auf gemeinsamem Supportschlitten ebenso viele Supporte an, so daß mehrere Wellen parallel nebeneinander liegend gleichzeitig abgedreht werden können.

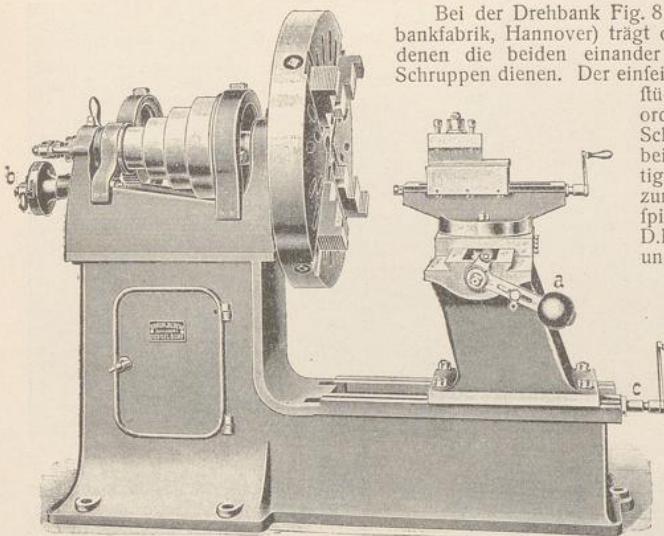


Fig. 9.

Bei der Drehbank Fig. 8 (H. Wohlenberg, Drehbankfabrik, Hannover) trägt das Bett drei Supporte, von denen die beiden einander gegenüberstehenden zum Schrappen dienen. Der einseitige Druck auf das Arbeitsstück wird durch diese Anordnung befeitigt, was beim Schneiden starker Späne und bei langen Arbeitsstücken wichtig ist. Der dritte Support dient zum Schlichten. Ueber mehrspindelige Drehbänke vgl. a. D.R.P. Nr. 115315, 138733 und 155832.

Plandrehbänke werden ausschließlich für Plandrehen (Freidrehen) eingerichtet. Sie dienen zur Bearbeitung großer, verhältnismäßig flacher Gegenstände, wie Eisenbahnwagen- und Lokomotivräder, Dampfzylinder, Gehäuse von Dynamomaschinen u. a. Der Reittstock fällt bei den Plandrehbänken gewöhnlich fort. Der Support ruht auf einem vor oder neben der Plan-

scheibe aufgestellten Ständer. Die Drehbankspindel liegt wagerecht oder senkrecht. Plandrehbänke mit wagerechter Spindel haben den Nachteil, daß die Arbeitsstücke auf der senkrechten Planscheibe schwer zu befestigen und auszurichten sind und daß die Spindellager durch das schwere Gewicht ungünstig beansprucht werden.

Bei der Plandrehbank Fig. 9 (Braun & Bloem, Maschinenfabrik, Düsseldorf) ruhen Spindelkasten und Supportständer auf gemeinsamem Bett. Der Support ist in Längs- und Querrichtung durch Handkurbel oder selbsttätig durch Ratschenvorrichtung *a*, die sich auch auf der Spindel *c* anbringen läßt, von dem exzentrischen Zapfen *b* aus mittels Kette verschiebbar. Die Drehbank hat doppeltes, exzentrisch austwickelbares Vorgelege.

Bei großen Plandrehbänken ruhen Spindelstock und Supportträger häufig auf einer gemeinsamen Grundplatte, auf welcher der letztere so verschoben werden kann, daß ein

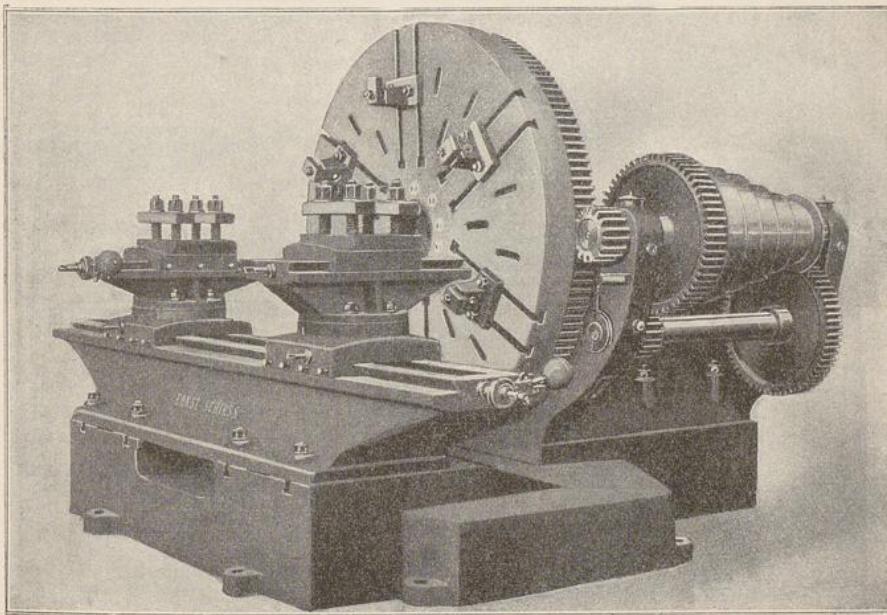


Fig. 9a.

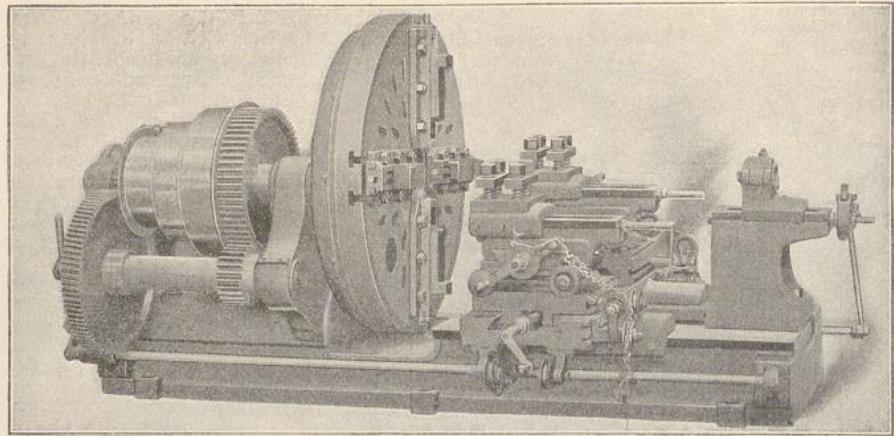


Fig. 9 b.

Abdrehen, Ausdrehen und Plandrehen stattfindet. Auch wendet man getrennte Fundamente für beide an. Bei großen Plandrehbänken wird unterhalb der Planscheibe eine Grube angeordnet, um die Spitzenhöhe möglichst niedrig zu halten.

Eine große Drehbank der Firma Ernst Schieß, Werkzeugmaschinenfabrik, Düsseldorf-Oberbilk, zum Ausdrehen von Rohrenden, Rauchkammerstirnwänden u. dergl. ist in Fig. 9 a und eine solche derselben Firma zum Ausdrehen von Radbandagen und Abdrehen von Radfernen in Fig. 9 b dargestellt. Die letztere wird unmittelbar durch Schnecke oder durch Zahnkranz-planscheibe angetrieben. Der Querchlitten ist parallel zur Planscheibe von Hand verstellbar und trägt zwei durch Klinkenschaltung selbsttätige Supporte. Der dritte Support auf dem rechten Ende des Brettes ist als Bohrstangenträger ausgebildet und in axialer Richtung verstellbar, so daß die Drehbank auch zum Bohren benutzt werden kann. Die Bohrstange erhält am andern Ende ihre Führung in einer Bronzebichte der verstellbaren Hauptspindel. — Zuweilen erhalten Plandrehbänke einen Reitflock, um auch lange Gegenstände abdrehen zu können.

Bei der Plandrehbank Fig. 10 (Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Joh. Zimmermann, Chemnitz) ruhen auf einer geforderten Fundamentplatte zwei Supportträger und der Reitflock. Dieser läßt sich durch Getriebe und Zahnstange an die Planscheibe heranführen.

Bei Drehbänken, die in gleicher Weise zum Abdrehen und zum Plandrehen verwendet werden sollen, wird das Bett des Reitflockes und des Supports häufig auf dem Drehbankbett durch Zahnstange ver-

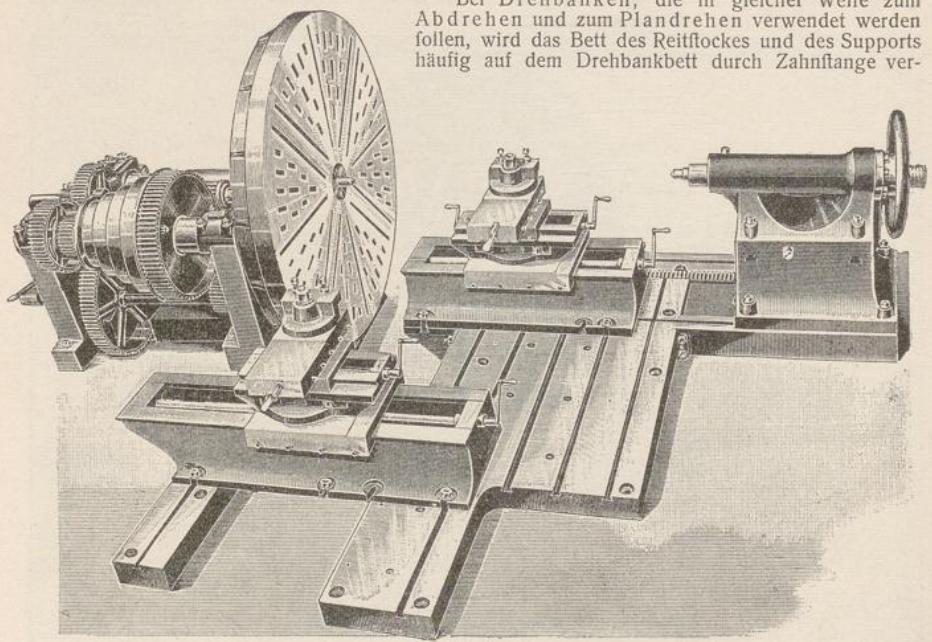


Fig. 10.

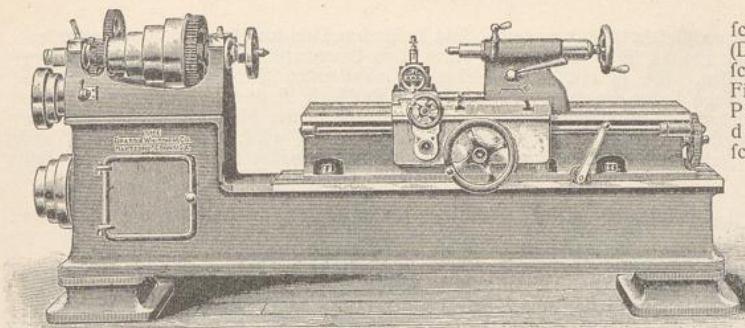


Fig. 11.

schiebung des Bettes erfolgt durch Zahnstangengetriebe. Die lange Leitspindel wird durch selbsttätig dem Supportslitten ausweichende Stützen getragen.

Plandrehbänke mit wagerechter Planscheibe dienen zur Bearbeitung besonders schwerer Arbeitsstücke, wie Kesselböden, Riemenscheiben, Schwungräder u. dergl. (vgl. Katalog von Ernst Schieß, Düsseldorf). Sie sind gleichzeitig zur Ausführung von Bohrarbeiten geeignet (Dreh- und Bohrmaschinen).

Das Bohr- und Drehwerk Fig. 13 (Paul Bleil, Werkzeugmaschinenfabrik, Zeulenroda), zum Drehen und Bohren von Zylinderdeckeln, Stopfbüchsen, Riemenscheiben, Schwung- und Zahnradern u. a., ist besonders zur Massenfabrikation geeignet. Die hohle Arbeitsspindel ist mit der Planscheibe fest verbunden und läuft unten in einem zylindrischen Halslager, oben in einem konischen Ringlager; am Umfang läuft die Planscheibe in einer flachen, mit selbsttätiger Oelfschmierung versehenen Bahn. Der Quersupport ist an den beiden starken Seitenständern verschiebbar. Die beiden Supporte arbeiten unabhängig voneinander. Der Vorschub wird durch Frikitionscheiben bewirkt, die Planscheibe durch außenliegendes Stirnradgetriebe angetrieben (vgl. a. Revolverdrehbänke, S. 69).

Zur Ausführung mancher Dreharbeiten, z. B. zur Bearbeitung großer schwerer Gegenstände, wie Wellen,

verschiebbar hergestellt (Drehbänke mit verschiebbarer Wange). Fig. 11 zeigt eine Plan- und Spitzendrehbank mit verschiebbarem Bett für kleine Gegenstände, Fig. 12 (Berliner Werkzeugmaschinenfabrik A.-G., vorm. L. Senn, Berlin) eine solche für schwere Gegenstände. Die Ver-

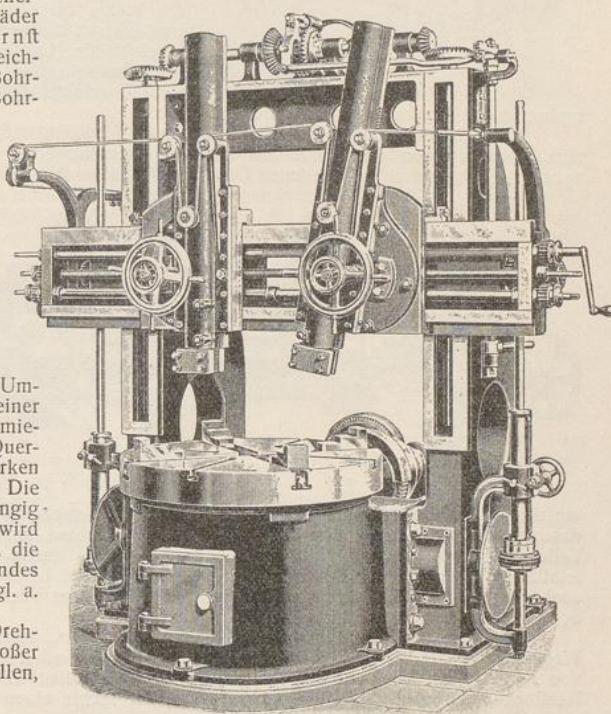


Fig. 13.

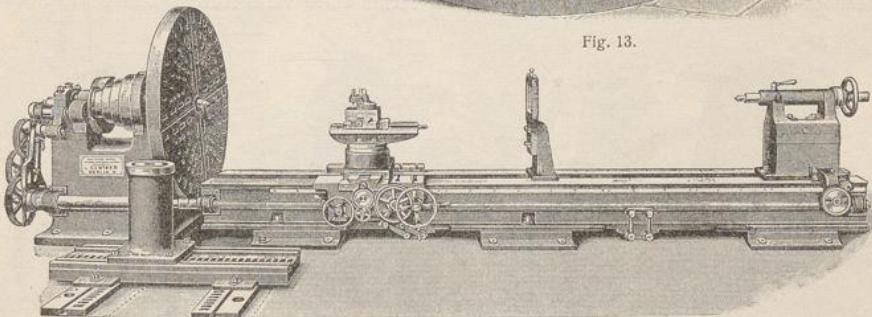


Fig. 12.

Achsen, Räder, Walzen, Geschützrohre u. dergl., find besondere Drehbankkonstruktionen erforderlich. Die Drehbank Fig. 14 (E. Bergmann, vorm. Leo Oberwarth Nachf., Berlin) dient zum Abdrehen von Wellen. Sie ist mit vier gleichzeitig arbeitenden Stählen versehen, um die Wellen auf einem Zuge fertig drehen zu können. Der Reitstock ist durch Zahntangengetriebe verschiebbar und trägt eine Mitnehmerscheibe, die durch eine in der Mitte des Bettes liegende ausrückbare Schneckenwelle vom Spindelstock aus angetrieben wird. Der Support ist mit Wafferrinnen zum Auffangen von Kühlwasser versehen. Die Stahlhalter sind so angeordnet, daß

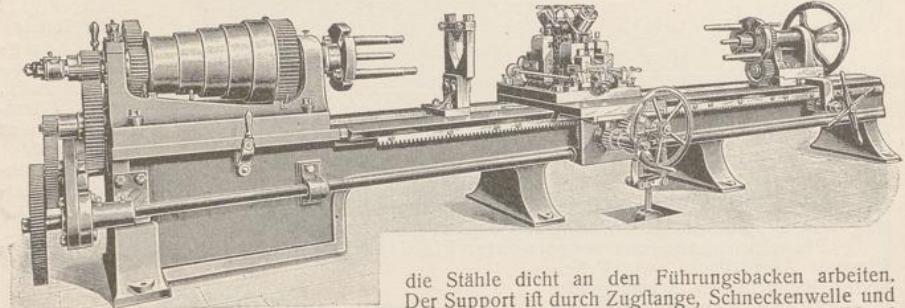


Fig. 14.

die Stähle dicht an den Führungsbacken arbeiten. Der Support ist durch Zugstange, Schneckenwelle und Wechselräder verschiebbar und läßt sich von Hand zurückkurbeln.

Bei der Wellendrehbank D.R.P. Nr. 119745 erfolgt die Verschiebung des Werkstück umkreifenden Werkzeughalters durch eine Kette.

Eine Drehbank der Firma Ernst Schieß, Werkzeugmaschinenfabrik, Düsseldorf-Oberbilk, zum Abdrehen von Geschützrohren hat fünf Kreuzsupporte, die von Hand und unabhängig voneinander mit drei verschiedenen Geschwindigkeiten selbsttätig in der Längs- und Planrichtung

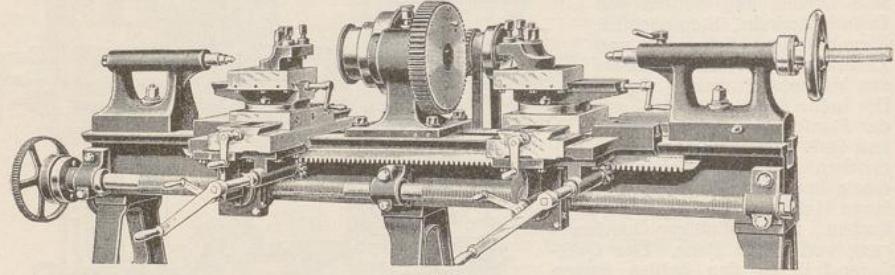


Fig. 15.

verschoben werden können. Die drei der Planscheibe zunächst liegenden dienen zum Bearbeiten des zylindrischen Teiles der Geschützrohre, die beiden andern zum Drehen des konischen Teiles. Letztere erhalten besonders lange Drehteile, deren Oberteile in jeder Schrägstellung selbsttätig geschaltet werden können. Im Bett ist eine Leitspindel gelagert, so daß die Bank auch zum Gewindefräsen benutzt werden kann. Der Vorschub der Supporte erfolgt durch Schneckenwelle von der Hauptspindel aus.

Die Drehbank Fig. 15 (Heyligenstaedt & Co., Gießen) dient zur Bearbeitung von Wagenachsen und Wellen, die an den Enden mit Lagerstellen oder Andrehungen zum Aufziehen von Rädern, Kurbeln oder dergl. versehen werden sollen. Das Bett trägt zwei verschiebbare Reitflöcke, von denen der linke einen festen, der rechte einen verstellbaren Reitnagel hat. Das

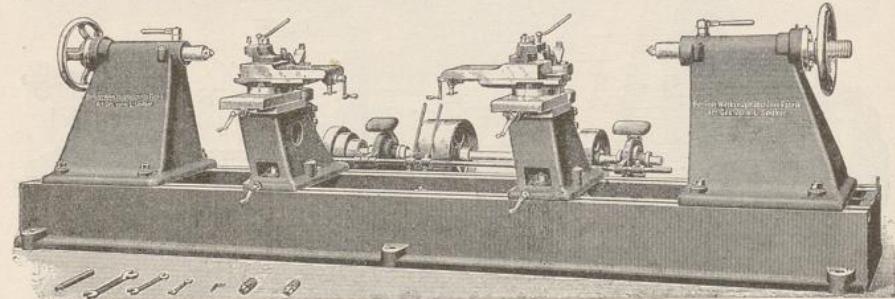


Fig. 16.

in der Mitte des Bettes gelagerte Stirnrad, das durch die hinter dem Bette liegende Stufen scheibe angetrieben wird, hat eine Bohrung, durch die sich die zu drehenden Gegenstände ohne Verschieben der Reitstöcke hindurchführen lassen. Die Arbeitsstücke werden durch eine im Innern des Stirnrades befindliche, selbsttätig zentrisch einspannende Klemmvorrichtung mitgenommen. Durch Verschieben eines Knopfes wird die Wirkung der Vorrichtung aufgehoben. Die Leitpindel ist mit Rechts- und Linksgewinde versehen und wird durch die Wechselräder von der hinteren Drehbankzugspindel aus bewegt.

Die Drehbank Fig. 16 (Berliner Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Sentker, Berlin) dient zum Abdrehen von außen- und innenliegenden Achsfchenkeln ganzer Lokomotiv- und Wagenradfäste und trägt auf gemeinsamem Bett zwei Reitstöcke und zwei Kreuzfupporte. Diese sind für alle Achs-

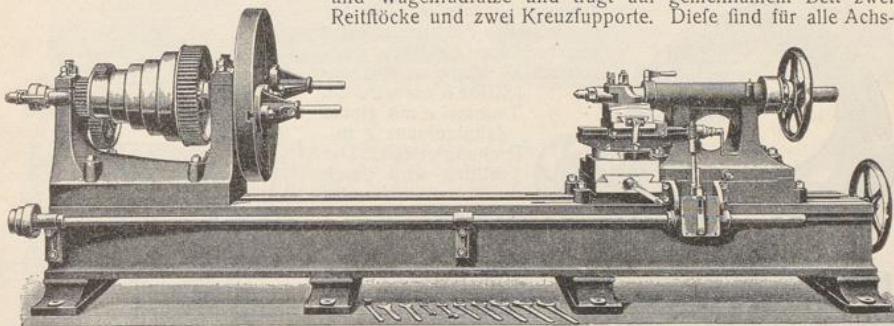


Fig. 17.

schenkeldurchmesser mit einstellbaren Zentrierlagern ausgerüstet. Die Drehbank dient auch zum Auffrischen der Körnerlöcher durch einen in die Reitstockpinole einsetzbaren Fräser. Der Antrieb des Radfatzes erfolgt vom Deckenvorgelege aus durch einen auf dem linken Spurkranz laufenden Riemens. Nach anderer Ausführung sind die Pinolen der Reitstöcke drehbar ausgeführt, und die Radfäste werden durch zwei lederne Reibungsrollen mitgenommen, die man durch Schraubenpindel und Handrad an die Laufkränze drückt.

Bei einer Drehbank von H. Wohlenberg, Hannover, werden ganze Radfäste zwischen den Spitzen zweier gegenüberliegender Reitstöcke zum Nachdrehen der Achsfchenkel eingefasst. Die Supporte ruhen auf einem seitlichen Ausbau der Reitstöcke. Der Riementrieb geht vom Deckenvorgelege aus auf den Spurkranz des Radfatzes.

Die Drehbank Fig. 17 (Heiligenstaedt & Comp., Gießen) ist mit Spindelstock, Mitnehmer scheibe und Reitstock versehen. Der Vorhub des Supports erfolgt von der Zugwelle aus durch ein kleines Schneckenradgetriebe, mit dem sich der Support in einem Zuge um die Länge der Achsfchenkel verschieben lässt.

Die Drehbank Fig. 18 (H. Wohlenberg, Drehbankfabrik, Hannover) dient zum Abdrehen von ganzen Radfäten oder von Radreifen. Erstere werden durch Mitnehmer scheibe mitgenommen, letztere auf die Plan scheiben aufgezogen. Von den Spindelstöcken ist einer verschiebbar, der andre feststehend. — Beide Räder haben gemeinsame Antriebswellen. Bei der senkrechten Drehbank D.R.P. Nr. 142041 zum Ausdrehen von Bandagen für Eifenbahnräder wird das Werkstück durch drei Werkzeuge gleichzeitig bearbeitet, vom ersten die glatte Innenfläche, vom zweiten die Sprengringnut, vom dritten die schräge Anlagefläche. — Das mehr-

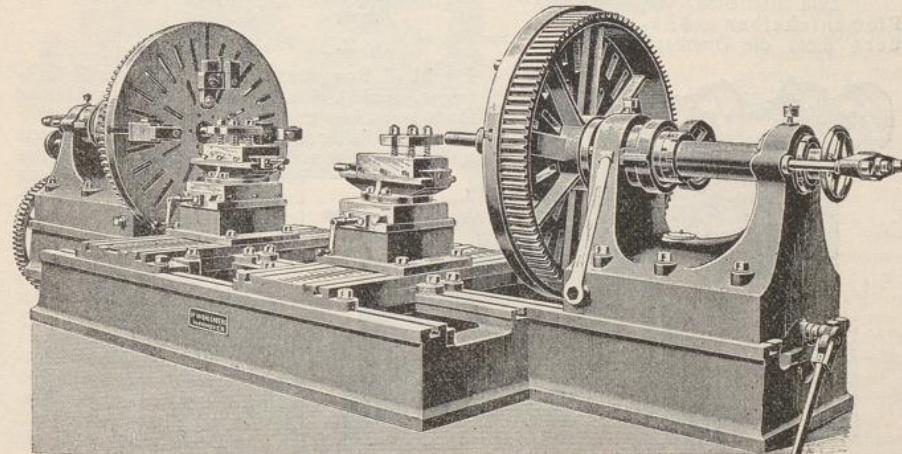


Fig. 18.

Lueger, Lexikon der gesamten Technik. 2. Aufl. III.

spindlige Bohr- und Drehwerk D.R.P. Nr. 155152 hat mehrere in einem gemeinschaftlichen Drehgestell auf einem Kreise angebrachte Werkzeugspindeln. Die Bearbeitung der Werkstücke erfolgt durch eine gleiche Anzahl sich selbststeuernder Werkzeuge, die unabhängig voneinander den Längs- und Querfchub ausführen. — Vgl. a. D.R.P. Nr. 156142 und 156882.

Zum Abdrehen von Kurbelzapfen dienen Vorrichtungen, die auf Achsendrehbänken, Radfatzdrehbänken oder auch auf gewöhnlichen Drehbänken angebracht werden. Die Abdrehvorrichtung Fig. 19 (D.R.P. Nr. 142480) der Elsfäffischen Maschinenbaugesellschaft Grafenstaden besteht aus zwei die Drehstäbe haltenden segmentförmigen Werkzeughaltern *a*, die an einer zweiteiligen Trommel *c* um die Zapfen *b* drehbar befestigt sind. Die Trommel läuft in einem zweiteiligen bügelartigen Gehäuse *d*, das auf einem an den Führungsleisten *e* verschiebbaren Schlitten *f* angebracht ist. Von einer Riemen scheibe *h* aus wird die Trommel *c* mit einem Zahnradkranz *g* in Drehung versetzt. Der Schlitten wird durch die Schnecke *i* unter Zwischen schaltung von Getrieben bewegt. Die Werkzeughalter *a* werden durch die Handräder *k* an das Werkstück heran und zurückbewegt und durch die Schraubenbolzen *l* und *m* an der Trommel festgestellt.

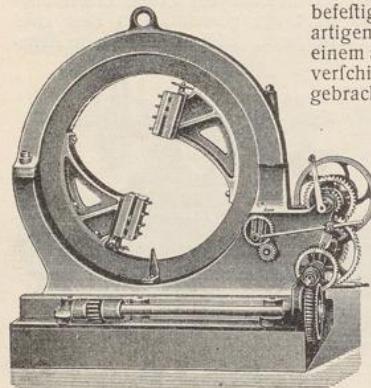


Fig. 20.

Die Vorrichtung kann von einem zum andern Kurbelzapfen geschoben werden, nachdem die Bolzen *l* und *m* entfernt und die Werkzeughalter um ihren festen Bolzen *b* herumgeschwenkt sind, so daß die Seitenwangen der Kurbeln durch die Trommel hindurchtreten können. Bei der Kurbelzapfendrehvorrichtung Fig. 20 (Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Joh. Zimmermann) erfolgt der Vor schub des Stahles durch Anschlag und Schaltkreuz. — Vgl. a. D.R.P. Nr. 118940, 145409 und 146730.

Zum Abdrehen von Riemen scheiben und Rädern dient die Drehbank

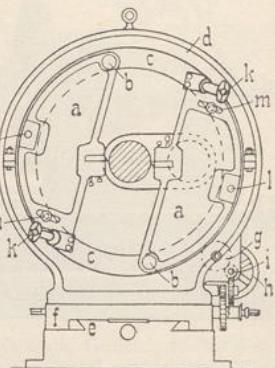


Fig. 19.

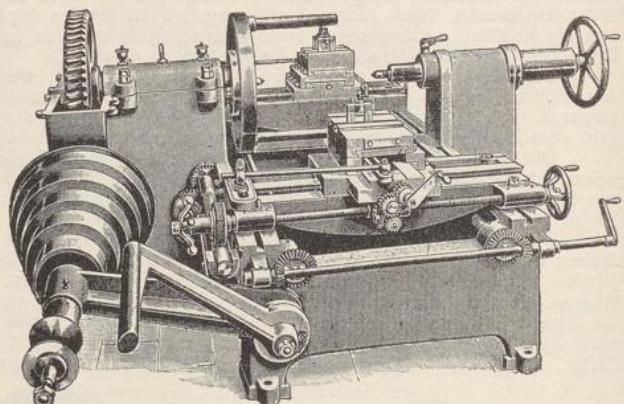


Fig. 21.

Fig. 21 (E. Bergmann vorm. L. Oberwarth Nachfolger, Berlin). Das Werkstück wird auf einen Dorn geschoben und dieser zwischen den Spindelstock und Reitstock gepaßt. Die Oberporte sind mit einer Vorrichtung zum selbsttätigen Ballig drehen versehen. Der Selbstgang der Supporte erfolgt wechselseitig, so daß die Stähle in der Mitte der Riemenscheibe ange stellt werden und nach rechts und links arbeiten. Auch das Abstechen der Ränder in der Querrichtung erfolgt selbsttätig. Die Hauptspindel wird durch ein verdeckt liegendes Schnecken vorgelege von einer fünffachen Stufen scheibe aus angetrieben. Die Schnecke läuft in Öl, der seitliche Druck wird durch ein Kugellager aufgenommen.

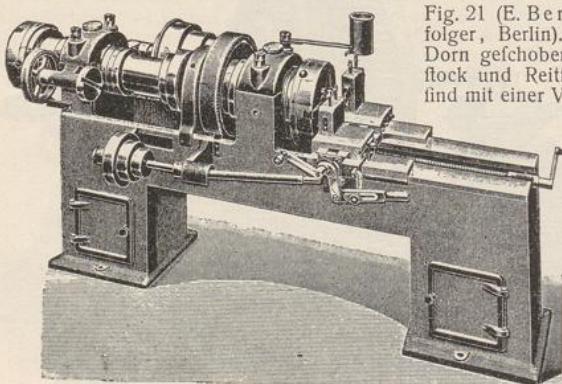


Fig. 22.

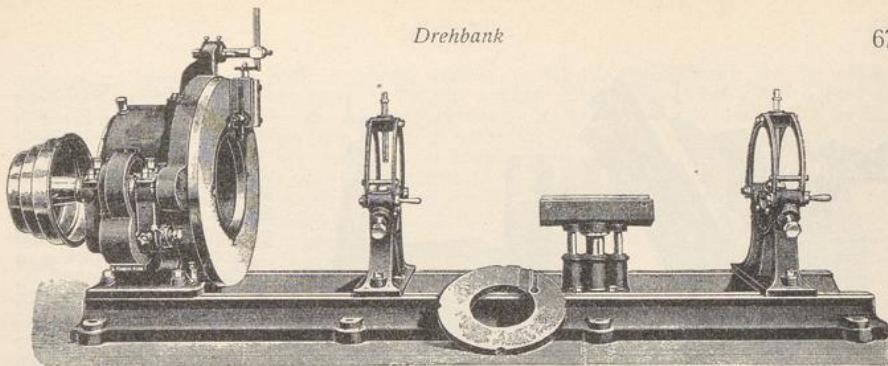


Fig. 23.

Die Abstechbank Fig. 22 (Bernhard Escher, Sächsische Werkzeugmaschinenfabrik, Chemnitz) dient zum selbstdäigigen Abstechen von Stangen und Rohren in beliebig langen Stücken. Die durchbohrte Spindel trägt an jedem Ende ein selbstdzentrierendes Einfannfutter und hinter dem großen Spindelrad drei Zentrierschrauben, um auch kurze Stücke am inneren

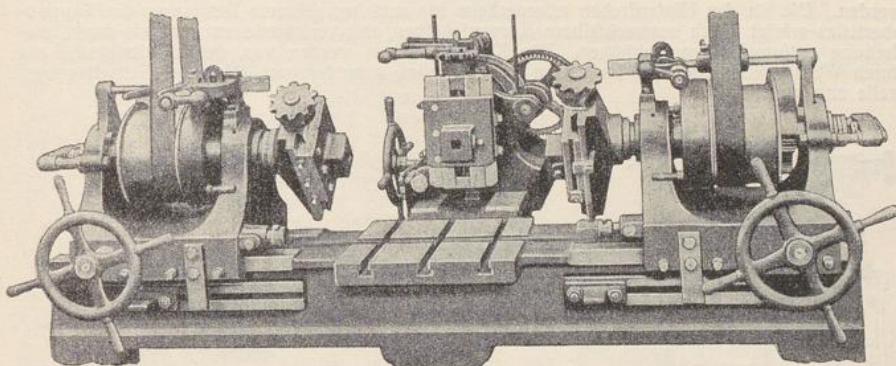


Fig. 24.

Ende festhalten zu können. Der Support arbeitet mit zwei Abstechstählen. Die Kühlung erfolgt durch eine Pumpe.

Die Drehbank Fig. 23 (Heyligenstaedt & Co., Gießen) ist zum Durchschneiden von Rohren bis zu 500 mm Durchmesser bestimmt. Auf der gemeinsamen Grundplatte ruht der Spindelstock und die beiden Einfannböcke. Der Antrieb erfolgt auf den Zahnrang der Planscheibe. Die abgestochenen Rohrenden fallen durch

die Planscheibe hindurch und können selbstdäig nach hinten befördert werden. Für Rohre unter 300 mm Durchmesser wird ein Ring in die Planscheibe eingefügt. Die Maschine ist mit einer hydraulischen Hebevorrichtung (Rolltisch) versehen, um das Auf- und Abspannen der schweren Rohre zu erleichtern. Der Vorschub des Stahles erfolgt durch Anschlag und Schaltkreuz.

Auf der Drehbank Fig. 24 (Gebrüder

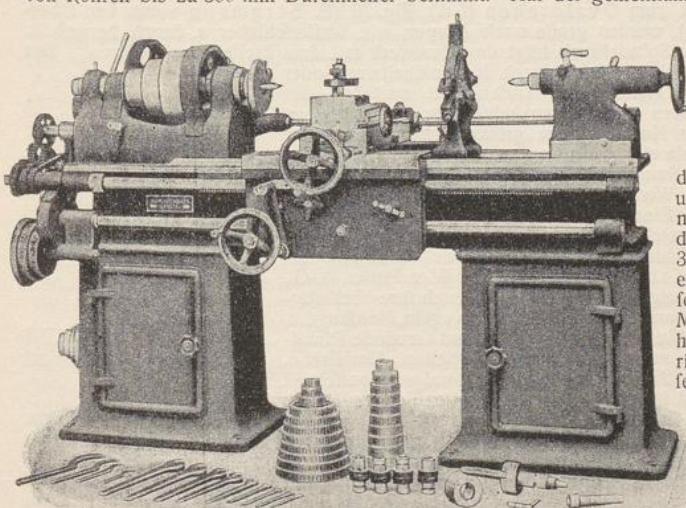


Fig. 25.

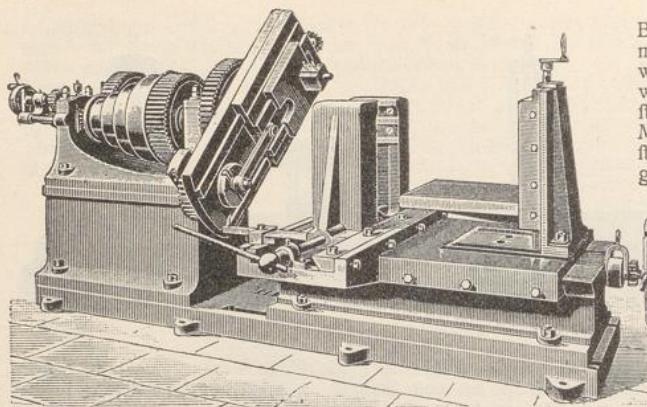


Fig. 26.

Boehringer, Werkzeugmaschinenfabrik, Göppingen) werden T-förmige und rechtwinklige Rohrabschlußflügel abgedreht. Die Maschine hat drei Spindelflöcke, von denen sich zwei gegenüberstehen, während der dritte rechtwinklig zu diesen angeordnet ist.

Zum Hinterdrehen von Fräsern, rechts- und linksgängigen Gewindebohrern und Reibahlen dient die Drehbank Fig. 25 (D.R.P. Nr. 124 384) von Ludw. Loewe & Co., A.-G., Berlin. Die Maschine kann auch als gewöhnliche Zug- und Leitspindeldrehbank benutzt

werden. Die für das Hinterdrehen erforderliche hin und her gehende Oberseite erfolgt durch auswechselbare Kurvenscheiben, mit verschiedenen der Tiefe der Hinterdrehung entsprechenden Hubhöhen. Die Kurvenscheiben werden von der Arbeitsspindel aus durch Wechselräder und eine im Innern des Gestelles zum Support führende Uebertragungs- welle angetrieben.

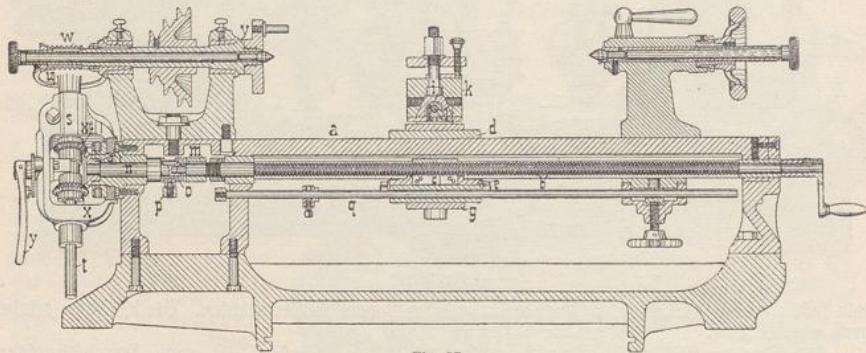


Fig. 27.

Auf der Drehbank zum Ovaldrehen (f. d.), Fig. 26 (E. Bergmann vorm. Leo Oberwarth Nachfolger, Berlin), werden große ovale Körper, wie Wafferschieber u. dergl., hergestellt.

Der Spindelflock trägt das Ovalwerk mit dem kreisförmigen Werkzeug. Der Vorschub erfolgt durch Kettenhälftenwerk oder von Hand.

Der Unterchied zwischen der großen und kleinen Achse kann nach Belieben von Null bis zum größten Hub nach einer Skala eingestellt werden. Im ersten Falle findet das Runddrehen statt. Der selbsttätige Vorschub des Werkzeuges erfolgt durch Kreuzanschlag.

Eine von den übrigen Supportdrehbänken abweichende Form hat die Metallbearbeitungs- maschine der Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik vorm. W. v. Pittler, A.-G., Leipzig. Sie zeichnet sich durch ihre Vielseitigkeit aus. Auf ihr lassen sich Kugeln, Hohlkugeln, Wulste herstellen, Spiralen und Gewinde schneiden, auch dient sie zu Fräserarbeiten. Das Bett *a*, Fig. 27 und 28, hat trapezförmigen Querschnitt und ist auf der unteren breiten Seite mit einer

Ausparung versehen, in der die Leitspindel *b* und die Leitspindelmutter *c* aufgenommen werden. Der Schlitten *d* ist zylindrisch. Eine Druckplatte *e* trägt die Leitspindelmutter und wird durch nachstellbare Keile *f* gehalten. Auf den runden Längsschlitten ist ein durch eine Schraube festklemmbarer Ring *g* geschoben, auf dem der Supportschlitten mit der Spindel um den runden Schaft *h* drehbar ruht. Die Leitspindel *b* ist unterbrochen und mit Klaue *o* versehen, um sie selbsttätig ausrücken zu können. Die Kupplung kann mit der auf der Welle *n* verschiebaren Klaue *o* durch den Hebel *p* oder durch die Stange *q* von dem Längsschlitten *d* ausgerückt werden. Auf der Welle *n* sitzt ein Kegelrad *r*. Das Gehäuse *s*, in dem die Welle *t*

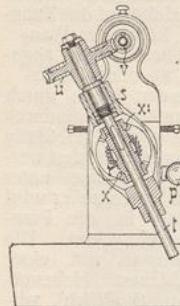


Fig. 29.

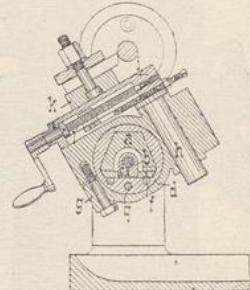


Fig. 28.

gelagert ist, kann um die Welle n gedreht werden, so daß das Wechselrad u mit der auf der Drehspindel v sitzenden Schnecke w in Eingriff kommt. Durch den Hebel y lassen sich die Kegelräder x oder x' zur Rechts- oder Linksdrehung der Leitspindel mit dem Rad r in Eingriff bringen. Durch Drehung des Ringes g wird dem Querfusspunkt die Höhenstellung erteilt. Die Drehung des Supports um den Schaft h kann selbsttätig erfolgen. Fig. 29 zeigt die Vorrichtung der Pittler-Drehbank zum Gewindefschneiden.

Holzdrehbänke unterscheiden sich von den Drehbänken für Metall durch ihren leichteren Bau und durch hohe Umdrehungsgeschwindigkeit (Drehen). Die Wangen der Holzdrehbänke bestehen aus Eichen oder Holz, gewöhnlich Buchen- oder Eichenholz, und sind in letzterem Falle häufig mit gehobelten Eisenbeschlägen belegt. Von Patenten sind zu nennen: D.R.P. Nr. 153 004 (Holzdrehbank mit einer Anzahl gemeinschaftlich angetriebener Mitnehmerwellen und einer gemeinsamen, die Schneidmesser haltenden Messerbank). D.R.P. Nr. 118 521 (Drehbank mit wechselnder Drehvorrichtung für Fußbetrieb). D.R.P. Nr. 137 437 (Drehbank zum Fräsen und Glätten gebogener und gerader Rundstäbe). D.R.P. Nr. 139 155 (Kopiermaschine). D.R.P. Nr. 119 245 (Herstellung gewundener konischer Säulenstäbe). D.R.P. Nr. 122 244 (Gewindefschneiden an Holzpfosten). D.R.P. Nr. 122 705 (Bohren und Abdrehen hölzerner Hölzer).

Revolverdrehbänke finden bei Massenerzeugung Anwendung und sind für Stahlwechsel eingerichtet. Die Schneidstähle werden meist von einer drehbaren Trommel (Revolver) aufgenommen, um mehrere Werkzeuge unmittelbar nacheinander zur Wirkung zu bringen und in der richtigen Arbeitsbereitschaft zu halten. Außer der Zeiterparnis ist eine Arbeitsgenauigkeit

möglich, die bei einem Werkzeugwechsel mit Neueinspannung nie erreicht werden kann. Man unterscheidet folgende Arten:

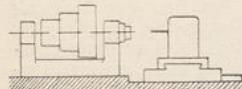
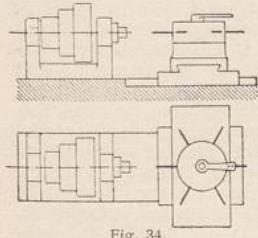


Fig. 30.
Fig. 34.



1. Werkzeugschlitten, quer zur Drehspindel verschiebbar (Fig. 30). Vorteile sind: Einfachheit, bequeme Vorhubbegrenzung, leichtes Einstellen der Werkzeuge. Nachteile: Der geringe Abstand c zwischen den einzelnen Werkzeugen, deshalb beschränkte Größe der Werkstücke. Der Schlitten sowie die Schaltspindel stehen weit vor und behindern den Arbeiter. Diese Bauart eignet sich zum Ausbohren, Kalibrieren und Andrehen von Fahrtradteilen u. f. w. Obwohl dieser Drehbank ein eigentlicher „Revolver“ fehlt, wird sie doch in die Klafe der Revolverdrehbänke gebracht.

2. Revolver mit wagerechter, in gleicher Höhe mit der Arbeits-

spindel befindlicher Drehachse und an der Stirnseite befestigten Werkzeugen (Fig. 31). Die Drehbank eignet sich zum feitlichen Arbeiten mit scheibenförmigen Sticheln oder Werkzeugen mit rechteckigem, dreieckigem oder trapezförmigem Querschnitt und findet bei Bearbeitung von Schrauben, Bolzen, Formteilen aus Schmiedeeisen von der Stange u. dergl. Anwendung. Hierbei muß der Revolver auf einem Querschlitten angeordnet sein.

3. Revolver mit quer zur Arbeitsspindel gerichteter in gleicher Höhe mit dieser liegender Drehachse (Fig. 32). Die Werkzeuge sind sternförmig am Umfang der Trommel angeordnet. Die Drehbank ist für Ausbohrarbeiten geeignet, bei denen das Werkzeug in der Drehachse arbeitet. Ein Nachteil ist die geringe Länge der Werkzeuge, weil Bett und Werkzeugschlitten hinderlich sind. Man hilft sich dadurch, daß die Arbeitsspindel und der Revolver nicht über der Mitte des Bettes, sondern feitlich gelagert werden, so daß die Werkzeuge am Bett vorbeidrehen können.

4. Revolver mit unterhalb der Arbeitsspindel und parallel zu dieser liegender Drehachse. Das oberste Werkzeug steht der Drehspindel gegenüber (Fig. 33). Vorteile: Leichte Beobachtung des arbeitenden Werkzeuges. Bei einem Arbeitsvorschub können mehrere Werkzeuge gleichzeitig arbeiten. Während z. B. mit dem der Drehspindel gegenüberstehenden Werkzeug gebohrt wird, kann mit dem benachbarten abgedreht werden. Zur Verminderung großer Spitzenhöhe liegt der Revolver im Bett etwas vertieft.

5. Revolver mit senkrechter Drehachse (Fig. 34). Vorteile: Bereitstellung einer größeren Anzahl von Werkzeugen, weil der Revolver groß ausgeführt werden kann. Die Drehbank dient in einfacher Ausführung — ohne Querschlitten — zum Ausbohren, zum Bearbeiten von Schrauben, Bolzen u. dergl., weil selbst längere Werkzeuge ungehindert vorbeidrehen können —, mit Querschlitten zur Bearbeitung langer Werkstücke zwischen Spitzen oder in Büchsenführungen. Die Entfernung der Arbeitsspindel vom Drehbankbett kann gegenüber der Bauart Fig. 32 gering fein.

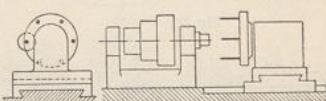


Fig. 31.

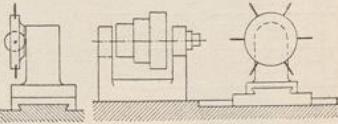


Fig. 32.

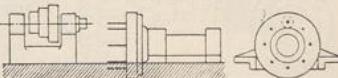


Fig. 33.

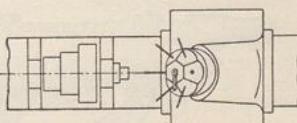


Fig. 35.

6. Revolver mit im spitzen Winkel zur Arbeitsspindel gerichteter Drehachse (Fig. 35). Vorteile: Umfangreiche und lange Werkzeuge behindern den Arbeiter wenig. Der Drehzapfen des Revolvers ist zum Teil entlastet. Die Drehbank eignet sich für schwere und genaue Arbeiten. Die Revolverköpfe werden vier- bis achteckig ausgeführt, um gute Befestigungsschlüsse für die Werkzeuge zu schaffen.

7. Revolver mit schräg seitwärts zur Arbeitsspindel gerichteter Drehachse (Fig. 36). Vorteile: Anwendung außergewöhnlich langer Werkzeuge, weil die dem Arbeiter zugekehrten Werkzeuge nach oben gerichtet sind. Nachteile: Ungünstige Beanspruchung des Drehzapfens.

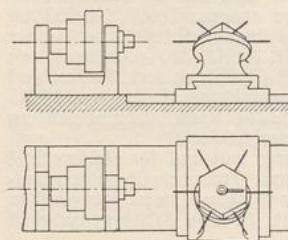


Fig. 36.

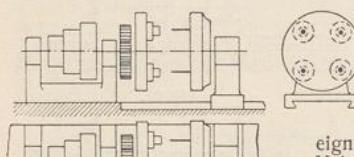


Fig. 37.

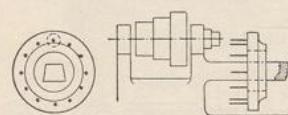


Fig. 38.

8. Revolver mit wägerechter Drehachse und mehreren der Anzahl der Werkzeuge entsprechenden, die Werkstücke tragenden Arbeitsspindeln (Fig. 37). Vorteile: Mehrere Werkzeuge kommen gleichzeitig zur Wirkung. Nach jedem Arbeitsvorschub wird die Drehfachse mit den Werkstücken, oder umgekehrt, weitergeschaltet, so daß jedes Werkstück dem nächstfolgenden Werkzeug gegenübersteht. Gewöhnlich bleibt eine Arbeitsspindel ohne Werkstück. Bei dieser wird während des Vorschubes das fertiggestellte Werkstück gegen ein neues ausgewechselt, so daß bei jedem Arbeitsgang ein Werkstück fertiggestellt wird. Der Drehzapfen des Revolvers wird wegen der gleichmäßigen Druckverteilung günstig beansprucht.

9. Der Revolver umfaßt das Bett der Drehbank oder eine das Bett ersetzende Stange (Fig. 38). Vorteile: Große Revolver, somit Bereitstellung einer großen Anzahl von Werkzeugen, Anbringung radierer Werkzeughalter, Benutzung großer Werkzeuge.

Beispiele von Revolverdrehbänken. Die Revolverdrehbank von Max Hassé & Co., Berlin (Fig. 39) ist besonders für die Fahrradfabrikation bestimmt und eignet sich zur Herstellung von Kugellagerfächeln, Kettenrädern, Nabens u. a. Die Quer- und Längsverschiebung des Revolverkopfes erfolgt durch Spindeln, die Umshaltung durch Hebel, die Feststellung durch zwei Schieber. Sechs Bohrungen dienen zur Aufnahme von Werkzeughaltern, deren jeder ein bis drei Werkzeuge trägt. Das Material wird durch die hohle Spindel zugeführt und durch ein Futter festgespannt. Die Drehbank ist zum Gewindestechen mittels Patrone eingerichtet. Zu diesem Zweck ist auf das hintere Ende der Drehbankspindel ein Gewindebolzen (Patrone) aufgezogen. In das Gewinde greift mit entsprechendem Muttergewinde ein Arm, der an einer neben der Spindel angeordneten verschiebbaren Leitstange befestigt ist. Die Leitstange trägt am andern Ende den Gewindestecknagel. Wird der Hebel heruntergedrückt, so verschiebt sich dem Gewinde entsprechend die Leitstange, und es wird ein Gewinde von derselben Steigung wie das der Patrone geschmitten. Die Leitstange trägt gewöhnlich eine Feder, welche die Stange nach dem Aufheben des Hebels zurückföhrt. Zur Fertigstellung des Gewindes ist ein mehrmaliges Schneiden erforderlich.

Gewöhnlich ist der Druckhebel von dem Gewindearm getrennt und gegen ihn elastisch verdrehbar,

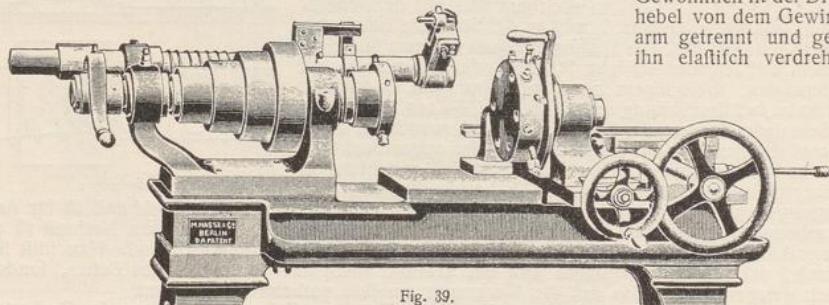


Fig. 39.

und die Tiefe des Gewindes wird durch eine Stellschraube am Hebel geregelt. Die Patrone ist, um verschiedene Gewinde schneiden zu können, auswechselbar; dementsprechend trägt der Gewindearm einen Stern (Gleitstern) mit mehreren Muttergewinden.

Eine Revolverdrehbank englischen Ursprungs nach der Bauart von Fig. 32 ist ausführlich beschrieben in der Zeitschrift für Werkzeugmaschinen 1899/1900, S. 266, worauf wir verweisen.

Die Maschine der Sächsischen Werkzeugmaschinenfabrik Bernhard Escher, Chemnitz (Fig. 40, Bauart nach Fig. 33) ist als Revolverbohrbank ausgeführt. Der Revolverkopf hat sechs Werkzeugspindeln zur Aufnahme von Bohrern, Reibahlen, Fräsern u. f. w. Für jede Spindel ist der durch Handrad mittels Schnecke und Zahnstange erfolgende Vorschub durch einen verstellbaren Anschlag festgelegt. Der Setzstock mit verstellbarer Bohrschere dient zur Führung der Werkzeuge. Das Bett ist zur Aufnahme größerer Werkstücke gekröpft.

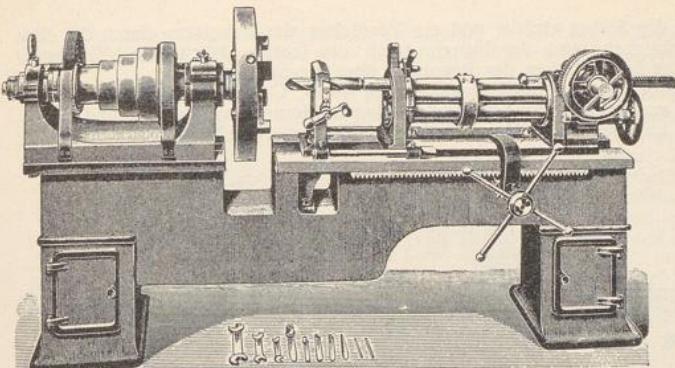


Fig. 40.

ftig. Für den felsftätigen Vorfhub des Revolverfchlittens sind acht verschiedene Geschwindigkeiten vorgefchen. Mittels einer felsftätig arbeitenden Anfchlagvorrichtung (rechts in Fig. 41) werden die Vorschübe der Werkzeuge begrenzt. Für jedes von ihnen ist ein befonderer Anfchlagsflift vorhanden. Der Quersupport vor dem Revolver hat seitlich verfellbare Stichelhäuser zur Aufnahme gewöhnlicher Abftch- und

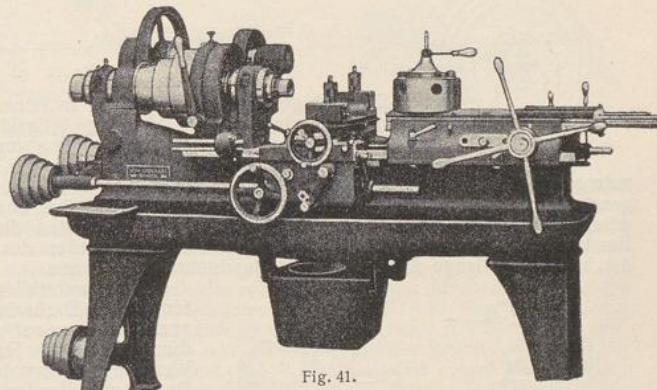


Fig. 41.

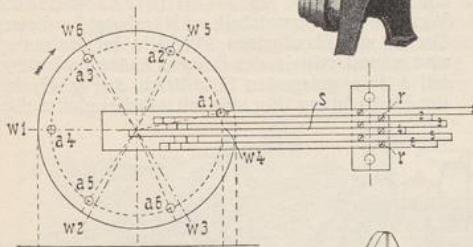


Fig. 42.

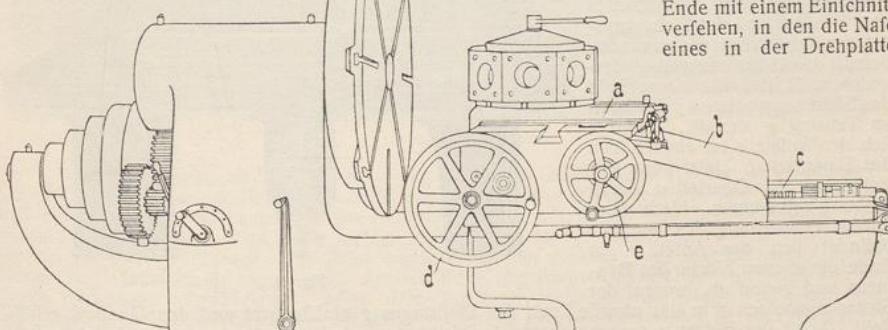


Fig. 43.

Bei der Drehbank von L. Löwe & Co., Berlin (Fig. 41), hat der Revolver eine fenkrechte Drehachse. Die Arbeitspindel ist durchbohrt. Der Revolverkopf hat selbstdrehenden Vorschub oder wird von Hand verstellt. Die Bohrungen im Revolverkopf für die sechs Werkzeuge sind groß gehalten, um Werkzeuge mit starken Schäften anwenden zu können. Eine Führungsbrücke für die Werkzeuge ist meistens über-

Formfähle, die der Höhe nach einstellbar sind. Die Querbewegung des Supports erfolgt durch Handrad. Vorn am Spindelkasten befinden sich verstellbare Anschläge für die Vorschubbegrenzung des Quersupportes.

vorliebhabegrenzung des Querrippenrohrs.
Eine Einrichtung zur Begrenzung des Schlittenweges durch verstellbare Anschläge von der Werkzeugmaschinenfabrik Docomum, Mühlhausen i. E., zeigt schematisch Fig. 42. Unter der Drehplatte liegen in einer Vertiefung im Bett Stäbe s nebeneinander. Diefe sind am vorderen Ende mit einem Einfchnitt verfehen, in den die Nafe eines in der Drehplatte

den Einfchnitt am Ende des Stabes einfällt und ein Vorrücken des Revolvers durch die Nase verhindert. Beim Zurückziehen wird der Bolzen durch die schräge Fläche des Einfchnitts zurückgedrängt und gleitet beim Drehen des Revolvers über die Stäbe hinweg.

Die Revolverdrehbank Fig. 43 (Grant machine tool works, Cleveland) ist mit Planscheibe versehen und besonders zur Bearbeitung von großen Ringen, ferner von Pumpen und Ventilkörpern, Achslagern von Lokomotiven u. dergl. bestimmt. Der Revolverschlitten *a* ist auf einem

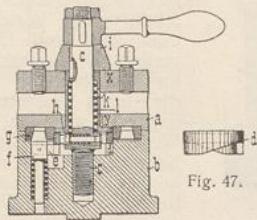


Fig. 47.



Fig. 45 und 46.

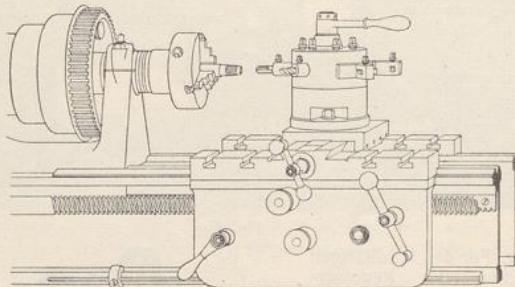


Fig. 44.

Rahmen *b* gelagert, der um einen an seinem linken Ende befindlichen Zapfen schwingt und in jeder Lage festgeklemmt werden kann, so daß ein Konischdrehen bis zu einer Neigung von 1:4 stattfinden kann. Die Schaltbewegungen werden durch einen Satz abgestufter, im Spindelkasten untergebrachter Zahnräder abgeleitet. Die Leitspindel *c* wird von einer unter ihr liegenden genuteten Welle durch Rädergetriebe bewegt. Die selbsttätige Vorschiebung beider Schlitten erfolgt von der genuteten Welle aus; zur Bewegung von Hand dient für den Schlitten *a* das Handrad *e*, für den Schlitten *b* das Handrad *d*. Die Löcher des Revolverkopfes sind ganz durchbohrt, um lange Arbeitsstücke hindurchführen zu können.

Die Konstruktion eines Revolverkopfes mit senkrechten Drehachsen für sechs Werkzeuge, der zum Aufsetzen auf gewöhnliche Drehbänke bestimmt ist, zeigen Fig. 44—47 (Richard Bräß, Werkzeugmaschinenfabrik, Nürnberg). Beim Drehen des Handgriffes löst sich der Bolzen *c* und nimmt mittels des Bolzens *h* den im Unter- teil *b* lose gelagerten Schalttrieb *d* (Fig. 47) in der Pfeilrichtung (Fig. 46) mit. Dabei gleitet die

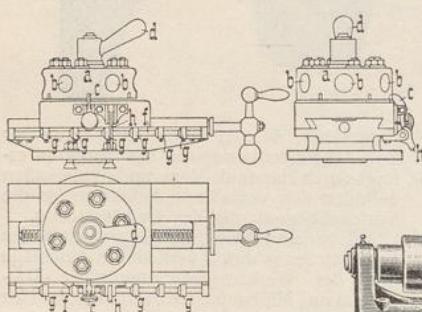


Fig. 48.

Daumenfläche des Schalttriebes über den Ansatz *e* des Sicherungsbolzens *f* und drückt diesen nieder. Sobald der Ansatz *e* so weit niedergedrückt ist, daß das obere Ende des Sicherungsbolzens *f* das Loch im Teilring *g* verläßt, befindet sich der Ansatz *e* im ebenen Teil des Daumens *d*. Jetzt kann der Bolzen *c* den Oberteil *a* durch Reibung mitnehmen. Nach einer kurzen Teildrehung des Oberteils befindet sich der Ansatz *e* am Ende der ebenen Fläche des Daumens und gleitet ab, worauf der Sicherungsbolzen *f* in das nächste Loch des Pfeilringes *g* einschnappt und den Oberteil *a* feststellt. Wird der Bolzen *c* zurückgedreht, so bleibt der Schaltring *d*, durch den Ansatz *e* festgehalten, in seiner Lage stehen. Der Federbolzen *h* wird von den Spiralfächern des Schaltringes zurückgedrängt, bis er abgleitet und seine frühere Angriffsstellung wieder einnimmt. Ferner sitzt auf dem Bolzen *c* ein Ring *i*, der durch einen Keil mit der Büchse *k* verbunden ist. Diese wird durch die Feder *l* aufwärtsgepreßt, so daß der Teil *a* zwischen Ring *i* und Büchse *k* eingeklemmt ist. Beim Drehen des Bolzens *c* findet zunächst ein Schleifen der Flächen *x* und *y* am Ober-

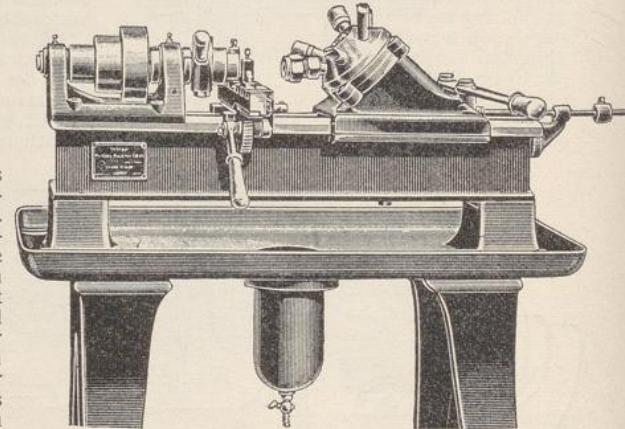


Fig. 49.

teil *a* statt. Ist die Sicherungsvorrichtung ausgelöst, so wird der Oberteil *a* von dem in Drehung versetzten Bolzen *c* mitgenommen. — Der Revolverkopf *a* für gewöhnliche Supportdrehbänke, Fig. 48 (E. Hettner, Maschinenfabrik, Münstereifel), ist für kleine Werkstätten geeignet. Die Einstellung der in den sechs Löchern *b* aufgenommenen Werkzeuge erfolgt bei der Schaltung durch Einschnappen eines Sperrhebels *c*. Mittels des Schraubhebels *d* wird der Revolverkopf festgespannt. Die Vorschubbegrenzung wird durch den Anschlag des Hebels *h* gegen die auf der Stange *f* verstellbaren Anschlagringe *g* bewirkt.

Die kleine Revolverdrehbank Fig. 49, mit schräg liegendem Kopf (Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik vorm. W. v. Pittler, A.-G., Leipzig-Wahren), dient besonders zur Herstellung von Teilen aus Stangenmaterial, wie Schrauben, Bolzen, kleinen Stopfbüchsen, Formstücken in

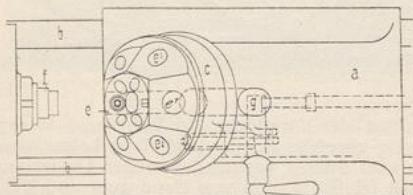
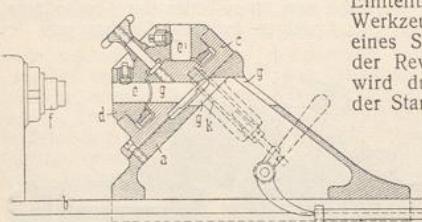


Fig. 50 und 51.

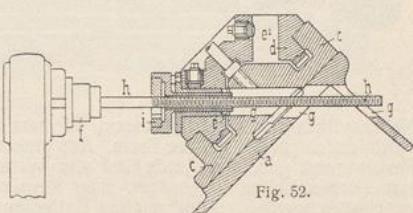


Fig. 52.

Fahrrad-, Nähmaschinen- und Armaturenfabriken. Das vordere Ende der durchbohrten Spindel trägt Gewinde zur Aufnahme des selbzentrierenden Keilspannfutters. Am hinteren Ende befindet sich eine Vorrichtung zum selbstatigen Materialvorschub, die zugleich mit dem Spannfutter durch einen Hebel bedient wird. Zwischen dem Revolverkopf und Spindelkasten befindet sich ein Abstechsupport mit zwei Stichelhäusern, dessen Bewegung durch Anschläge begrenzt wird. Die Begrenzung für den Revolverkopf erfolgt durch die rechts in der Figur sichtbare, verstellbare Anschlagflange. Die Konstruktion dieses Revolverkopfes zeigen Fig. 50—52. Der Bettschlitten *a* trägt unter einem Winkel von 45° zur Drehachse geneigte Untersatz *c* mit dem Revolver *d*. Die Löcher *e*, *e'* stehen unter einem Winkel von 45° zur Drehachse des Revolvers, so daß die unterste Bohrung wagerecht, die oberste senkrecht steht. Der Untersatz *c* und der Schlitten haben ebenfalls Bohrungen *g*, so daß lange Arbeitsstücke durch die unterste Bohrung und den Revolver hindurch geführt werden können. Die Werkzeuge, z. B. ein Halter mit Gewindesteckbacken *i*, Fig. 52, können daher sehr kurz sein. Die Feststellung des Revolvers erfolgt durch einen Riegel.

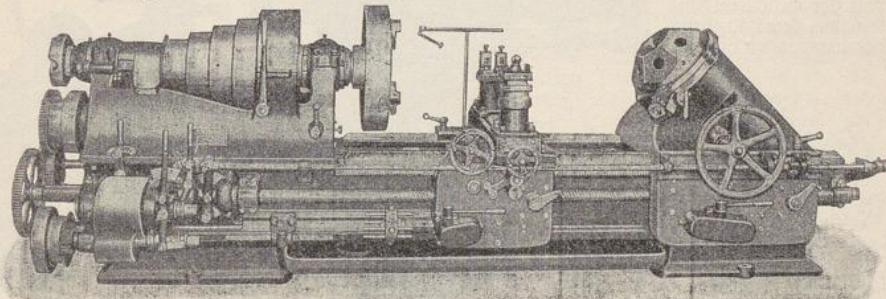


Fig. 53.

Die große Drehbank Fig. 53, mit schräg liegendem Revolverkopf (Gebr. Boehringer, Göppingen), ist außer zur Massenherstellung aus Stangenmaterial zur Bearbeitung von Gußstücken bestimmt. Das Bett hat amerikanische Schlittenführung mit hohen und breiten Leisten. Der vordere Supportchlitten trägt einen kleinen Revolverkopf für vier Werkzeuge und einen Abstechsupport für zwei Werkzeuge. Für jedes derselben ist ein Anschlag zur Selbstauslösung in der Längs- und Planrichtung angeordnet. An den sechs abgeflachten Seiten des Revolvers können große Werkzeuge festgelocht werden. Die Schaltung der Werkzeuge erfolgt von Hand oder selbstatig. Eine Fettfellevorrichtung am äußeren Umfang des Revolverkopfes ist als Federzapfen ausgebildet. Durch einen Handhebel wird der Revolver festgeklemmt.

Drehbänke mit seitlich geneigter Drehachse des Revolvers sind für große Gußstücke bestimmt, damit die zur Bearbeitung nötigen großen Werkzeuge über den Arbeiter und den kleinen Support hinweg drehen können. Derartige Drehbänke sind besonders im Auslande gebaut worden, jedoch auch bei uns viel in Gebrauch.

Zur Bearbeitung großer Gußstücke, besonders zur Herstellung von Riemenscheiben, Stufen-

scheiben, Rädern u. dergl. dient die Drehbank (Conradson-Drehbank) Fig. 54 der American Turret Lathe Works, Cincinnati. Die wagerechte Drehplatte derselben von 1200 mm Durchmesser nimmt fünf Werkzeuge auf. Die Anordnung der Werkzeughalter zeigt Fig. 55. I ist ein Ausbohrwerkzeug, II ein Werkzeug zum Andrehen der Nabe und eines Teiles der Vorderfläche, III dient zum Fertigmachen der Bohrung und zum gleichzeitigen äußeren Abschruppen des

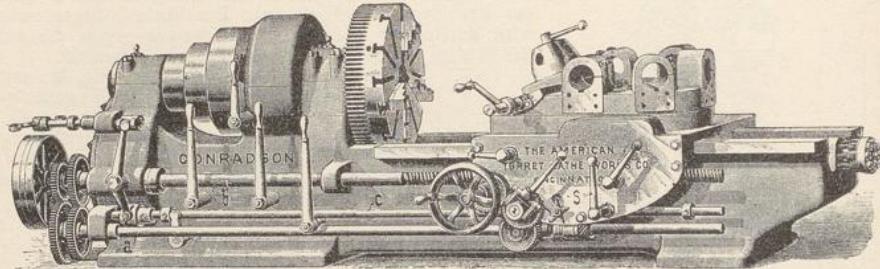


Fig. 54.

Nabenzylinders und des Kranzes, IV zum Schlichten der Stirnfläche der Nabe und V zum Fertigmachschlichten der ganzen Form. Auf einem kleinen, ebenfalls auf der Drehplatte befindlichen Revolver mit geneigter Achse sind vier Werkzeuge zum Bohren verschieden weiter Löcher und zum Formendrehen angeordnet. Der Revolver kann selbsttätig und von Hand quer und längs verschoben werden. Zum raschen Entfernen der Kruste vor dem Drehen mit Formenmessern, um diese zu schonen, läßt sich ein besonderer drehbarer Support auf der Drehplatte anbringen und leicht wieder entfernen. Die Befestigung der Werkzeughalter an der Drehplatte geschieht durch Fettspannen eines zylindrischen Schafes in Lagern, große Werkzeughalter werden außerdem an der Vorderseite der Lager verschraubt. Die Werkzeuge bestehen aus drei Teilen, dem Tragbalken, dem Messerhalter und dem Schneidstahl. Bei den Werkzeugen II und IV ist der Vorderteil des Tragbalkens als Schlitten-Support ausgebildet, bei den Werkzeugen III und V ist der Balken *s* zur Aufnahme von je drei Werkzeughaltern eingerichtet, welche nur in der Richtung der Drehachse verstellbar werden können. Die Balken sind im Zapfenmittel durchbohrt, so daß gleichzeitig gedreht und ausgebohrt oder ausgerieben werden kann. Die Bohrung dient auch zur Aufnahme eines Führungsdornes, auf welchem das Werkzeug beim Drehen mit Formenmessern läuft und der an seinem hinteren, aus dem Bohrloche herausragenden Ende in

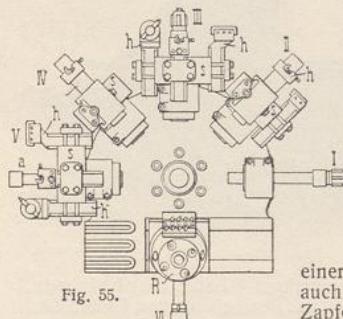


Fig. 55.

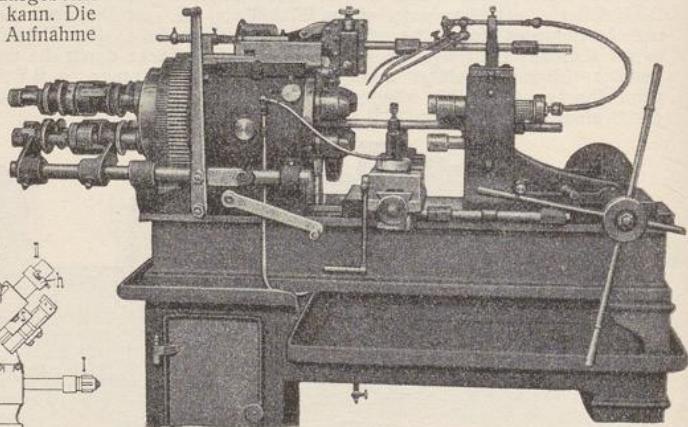


Fig. 56.

einer Büchse geführt werden kann. Ferner dient die Bohrung auch zur Aufnahme von Führungsfächern beim Drehen langer Zapfen u. dergl. Die Werkzeughalter *h* werden teils mittels Spannklaue an den Seitenflächen des Balkens *s* oder bei den Haltern *II* und *IV* in runden Löchern der Schlitten-Supporte festgespannt und sind für flache Messer und Formmesser zum Plandrehen oder für Drehstiel von rechteckigem oder trapezförmigem Querschnitt zum Langdrehen eingerichtet. Die Messer befinden sich stets sehr nahe an dem Spannlager der Drehplatte, die der größeren Festigkeit wegen am äußeren Umfange gelagert ist. Die Verriegelung der Platte erfolgt selbsttätig unter dem arbeitenden Werkzeuge. Für den Schlitten-Vorschub ist ein besonderer Antrieb vom Deckenvorgelege aus angeordnet, der zum Schnellgang des Schlittens dient. Hierdurch wird die Arbeitsspindel bedeutend entlastet und die Arbeitsverteilung ist günstiger, da die Uebertragungsvorrichtungen von der Arbeitsspindel auf den Schlitten fortfallen. Die Welle *a*, Fig. 54, dient zum langsamem Arbeitsgang, die Leitspindel *b* zum Schlittentransport während des Leerganges oder zum schnellen Schlichten. Das Umschalten erfolgt durch den Steuerhebel *s* oder selbsttätig durch die Steuerwelle *c*.

Von deutschen Firmen, die Revolverdrehbänke zur Bearbeitung großer Gußstücke bauen, seien genannt: Gebr. Heinemann, Werkzeugmaschinenfabrik, St. Georgen, Schwarzwald, und die Eläffische Maschinenbaugesellschaft Grafenstaden. (Vgl. Zeitschrift für Werkzeugmaschinen, Berlin, vom 15. Mai 1901.)

Bei der mehrspindligen Revolvermaschine Fig. 56 (Bauart Fig. 37) läßt sich je eine Arbeitsspindel während des Ganges der übrigen außer Tätigkeit setzen, so daß das Werkstück ausgewechselt werden kann. Bei der Schaltung tritt das eingefügte Werkstück vor das erste Werkzeug, worauf die Trommel selbsttätig verriegelt wird. Ist das erste Werkstück bearbeitet, so wird die Trommel von neuem in Drehung versetzt, so daß es dem zweiten Werkzeug gegenübersteht, u. f. w. Die Maschine eignet sich zur Herstellung von Bolzen, Schrauben, Hülsen, Ringen, Formstücken u. dergl. Zwischen Spindelkästen und Revolverchlitten befindet sich ein kleiner Support mit zwei Querschlitten. Der vordere nimmt den Abstechstahl auf, der hintere

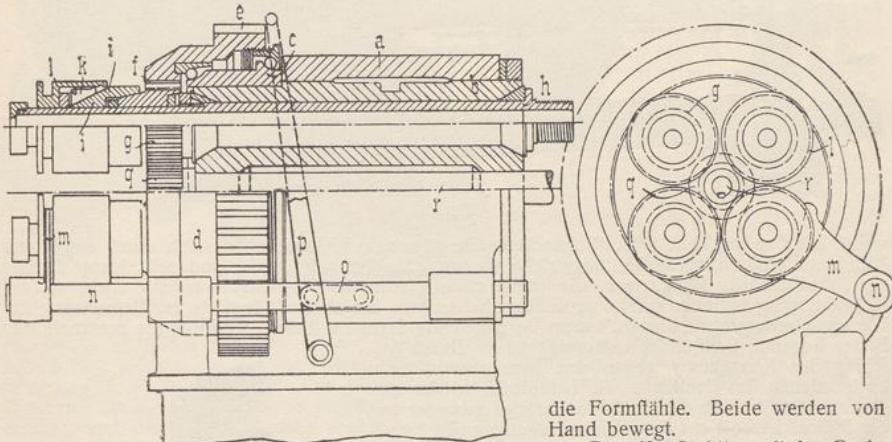


Fig. 57 und 58.

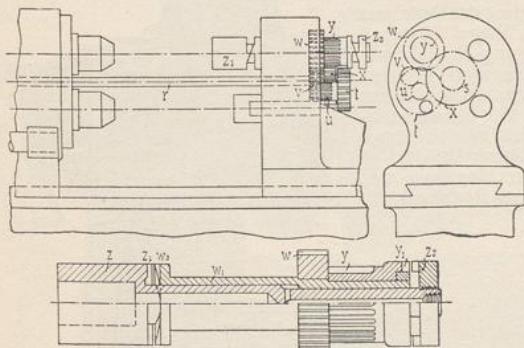


Fig. 59-61.

die Formfahle. Beide werden von Hand bewegt.

Die Konstruktion dieser Drehbank geht aus Fig. 57—61 hervor. In dem Spindelkästen *a* ruht die Trommel *b* und trägt vier Spindeln *h*. Auf dem Ring *c*, der die Trommel umgibt, läuft ein mit Zahnkranz *e* verfehelter Ring *d*, dessen Drehung durch den Innenzahnkranz *f* auf die Spindelgetriebe *g* übertragen wird, die drehbar auf den vier Spindeln *h* sitzen und gewöhnlich durch die längs verschiebbaren Reibkegel *i* mit den Spindeln *h* gekuppelt sind. So lange die Trommel *b* verriegelt ist, drehen sich die Spindeln *h*. Wird der Hebel *p* nach links bewegt, so wird durch das Gelenk *o*, Stange *n* und den Arm *m* die Muffe *l* nach links verschoben. Dadurch werden die Keilstücke *k* freigegeben, so daß der Reibkegel *i* von dem beständig um-

laufenden Getriebe *g* sich ablöst und mit der Spindel *h* zum Stillstand kommt. Das im Spannfutter sitzende Werkstück kann jetzt durch ein neues ausgewechselt werden. Wird der am unteren Teil des Spindelkästen angeordnete wagerechte Hebel gehoben, Fig. 56, und dadurch der Riegel aus dem Loche der Trommel zurückgezogen, so erfolgt die Drehung der Trommel, da der auf die Getriebe *g* wirkende Zahndruck an einem größeren Hebelarm angreift. Der Hebel wird sofort wieder freigegeben, so daß der Riegel in das folgende Loch der Trommel einschnappt und diese feststellt. Zum Gewindefräsen stehen die Getriebe *g* mit einem fünften auf der Welle *r* sitzenden Getriebe *q* im Eingriff, die Welle ist außerhalb der Trommel *b* genutzt und durch das Gehäuse des Werkzeugschlittens hindurchgeführt. In diesem sitzt drehbar die Nabe eines Getriebes *s* und Stirnrades *x*, beide werden von der genuteten Welle *r* mitgenommen. Das Getriebe *s* setzt durch die Zahnräder *t*, *u* und *v* das fest auf der hohlen Spindel *w* sitzende Stirnrad *w* in langsame, das Stirnrad *x* das drehbar auf der Spindel *w* sitzende Getriebe *y* in schnelle Umdrehung. In der hohlen Spindel *w* ruht drehbar und verschiebbar eine zur Aufnahme eines Gewindebohrers oder Schneidkopfes bestimmte Spindel *z*. Wird das Armkreuz des Revolverchlittens gedreht, so stößt das Werkzeug auf das Werkstück und verschiebt sich nach rechts, so daß seine Klauen *z* in diejenigen *w* der Hohlspindel *w* eingreifen. Die Spindel *z* erhält hierbei eine langsame Drehung. Beim Zurückziehen des Revolverchlittens verschiebt

fich die Spindel z . Ihre Klauen z^2 greifen in die Klaue y^1 des Getriebes y ein und die Spindel erhält schnelle Drehung, so daß das Werkzeug vom Werkstück abgeschrägt wird.

Die Pittler'sche Revolverbank, Fig. 62, zeigt die Bauart nach Fig. 38. Der den Revolver tragende runde Schlitten a umfaßt das Bett c . Der Schlitten wird von einem oben geschlitzten, festgeklemmten Arm b umgeben, der am unteren Ende in zwei Augen eine Schneckenwelle trägt. Die Revolverscheibe läßt sich ent-

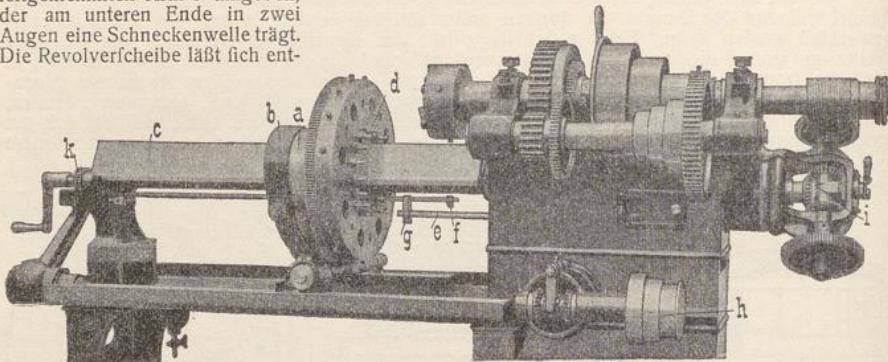


Fig. 62.

weder langsam mit Hilfe dieser Schneckenwelle oder zum Weiterschalten rasch durch ein in den Zahnkranz eingreifendes Zahnradgetriebe drehen. Sie hat acht große und acht kleine Löcher zur Aufnahme der Werkzeuge, die durch radiale Schrauben befestigt werden. Dicht an der Nabenoerhöhung befinden sich 16 verstellbare Schrauben, die als Anschlagstifte zur Begrenzung der Werkzeugbewegungen dienen, indem sie gegen die Stange e stoßen, wodurch die innerhalb des Bettes liegende Leitspindel entkuppelt wird. Durch Anschlag des Knaggen f gegen den Arm g wird beim Zurückziehen des Schlittens die Leitspindel wieder eingekuppelt. Der Antrieb der Leitspindel erfolgt entweder von der Stufenscheibe h aus durch Übertragungswelle, Kegelräder, Schnecke und Schneckenrad k oder durch die Kegelräder i . Zum Gewindefräsen kann auch eine Patrone benutzt werden. Die Drehbewegung des Revolvers wird nach jeder Seite hin durch einen Riegel begrenzt.

Die Pittler'sche Revolvereinrichtung, Fig. 63, kann zehn Werkzeuge aufnehmen und besteht aus zwei Revolverköpfen für je vier Stähle und zwei Schneideisenhaltern zur Aufnahme von Gewindebohrern. Die Revolvereinrichtung wird mittels Klemmringen auf dem runden Längsschlitten der Drehbank befestigt.

Auch bei senkrechten Bohr- und Drehwerken kommen Revolverköpfe

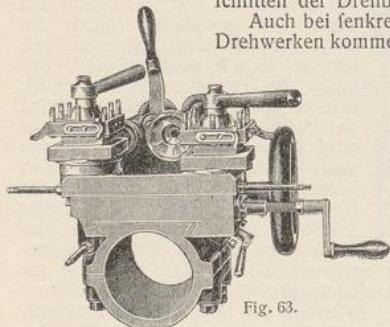


Fig. 63.

zur Anwendung. Das Drehwerk Fig. 64 und 65 (Ludw. Loewe & Co., A.-G., Berlin) dient zum Bearbeiten von Naben, zum Bohren von Büchsen, zum Plan- und Formdrehen. Der Revolverkopf ruht auf dem senkrecht und wagerecht verschiebbaren und um 30° drehbaren Schlitten, der selbsttätig bewegt wird. Jede Stufe der Antriebstastenscheibe hat acht verschiedene Vorschubgeschwindigkeiten. Der Vorschubwechsel erfolgt durch zwei Hebel,

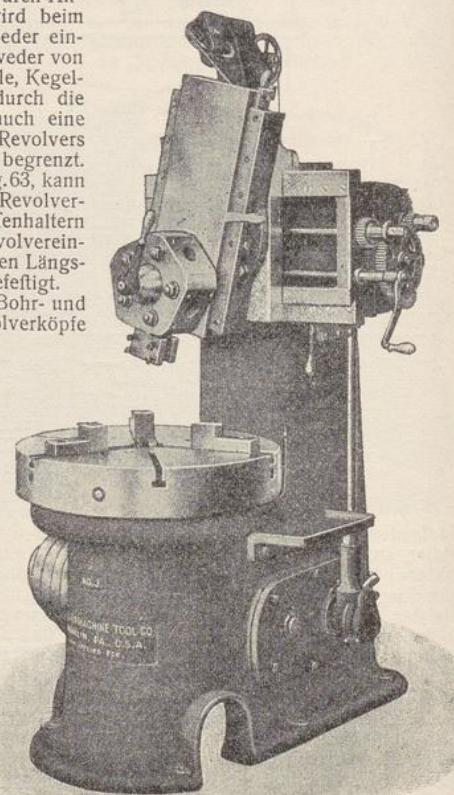


Fig. 64.

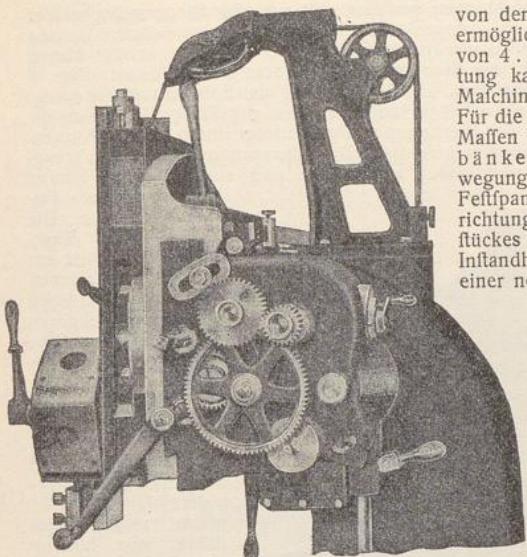


Fig. 65.

von denen der eine vier verschiedene Vorschübe ermöglicht, während der andre diese im Verhältnis von 4:1 vergrößert. Die ganze Vorschubeinrichtung kann durch einen Handhebel am Fuße des Maschinenständera ein- oder ausgerückt werden. Für die Fabrikation von Arbeitsstücken in größeren Massen werden selbsttätige Revolverdrehbänke verwendet. Bei ihnen erfolgt die Bewegung der Werkzeuge, das Verschieben und Festspannen des Materials, das Wechseln der Drehrichtung und der Geschwindigkeit des Arbeitsstückes selbsttätig, so daß dem Arbeiter nur die Instandhaltung der Werkzeuge und das Einführen einer neuen Stange des Rohmaterials zufällt und bis zu zehn Maschinen von einem Arbeiter bedient werden können.

Bei der selbsttätigen Revolverdrehbank, Fig. 66, von Ludw. Loewe & Co., A.-G., Berlin, ruht unter der Antriebspindel die Hauptwelle. Diese trägt die Bewegungstrommel für den Revolverdrehkopf, die Nutscheibe für den Querschlitten, die Umschalt Scheiben für den Spindelantrieb und die Trommel für die Stangenvorschub- oder die Spannvorrichtung. Die Arbeitspindel trägt zwei Riemscheiben *a* und *b*, die durch eine zwischen ihnen sitzende Friktionskupplung unter dem Einfluß der beiden links auf der

Hauptwelle sitzenden Scheiben abwechselnd mit der Spindel gekuppelt werden, so daß das Arbeitsstück je nach der Art der Arbeit (Schruppen, Formdrehen, Gewindefräsen) schneller oder langsamer gedreht wird. Die Hauptwelle wird durch eine auf der hinteren Seite der Drehbank liegende Stufenscheibe, Kegelrad und Schneckengetriebe angetrieben. Die Umstellung erfolgt durch die Schalt Scheiben rechts auf der Hauptwelle. Hierbei wird eine zweite Geschwindigkeit hervorgebracht, um den Leerlauf der Maschine abzukürzen und den Werkzeugwechsel zu beschleunigen. Das Material wird durch die Spannvorrichtung *f*, die

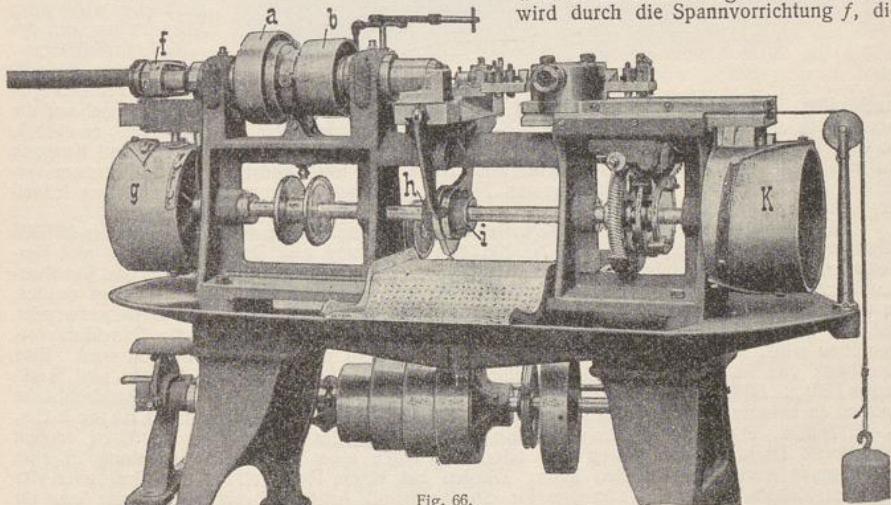


Fig. 66.

durch die Kurvenscheibe *g* bewegt wird, vorgeschnitten und festgespannt. Zur Bewegung des zweiteiligen Quersupports, der zwischen Revolverkopf und Drehbankspindel untergebracht ist, dienen die unruhen Scheiben *h* und *i*. Die Kurventrommel *k* bewegt den Revolverschlitten, der durch ein Gewicht stets nach rechts gezogen wird. Die Kurven und Anschläge lassen sich leicht für die jeweiligen Arbeiten einstellen.

Die mehrspindelige automatische Revolverdrehbank Fig. 67 (Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik vorm. W. v. Pittler, A.-G., Leipzig-Wahren) besitzt zwei Antriebe. Der erste bewirkt die Drehung der vier Arbeitsstücke und der Werkzeugspindeln, der zweite die der Steuerwelle, von der aus die verschiedenen Trommeln, Scheiben, Knaggen u. f. w. zur Ausführung der automatischen Bewegungen angetrieben werden. Die vier Arbeitspindeln sind um die Antriebswelle in einer in einem Gehäuse drehbaren Trommel gelagert und mit selbst-

tätigen Materialvorschüben und Spannvorrichtungen verfehen, die von der Steuerwelle betätigt werden. Die Spindeltrommel wird durch eine doppelte Vorrichtung an ihrem äußeren Umfang festgestellt. Alle Arbeitspindeln besitzen Ausrückvorrichtungen, so daß jede in der oberen hinteren Stellung durch einen Hebel von der Steuerwelle ausgerückt werden kann. Dies ist zum Beispiel beim Gewinde schneiden erforderlich. Die Umschaltung der Spindeltrommel erfolgt durch Zahnräder und Sperrräder. Das Material wird in langen Röhren zugeführt, die sich an die Arbeitspindel anschließen. Die Schaltung des Werkzeugfchlittens erfolgt durch eine in Kurvenstücken der großen Trommel auf der Steuerwelle geführte Rolle. Die vorderen beiden Werkzeugpindeln können von der Antriebswelle unmittelbar angetrieben und zum schnellen Bohren kleiner Löcher verwendet werden. Die hintere obere Werkzeugspindel dient nur zum Gewinde schneiden mit Schneideisen und Gewindebohrer. Sie erhält langsame Drehung durch Zahnräder über setzung von der Antriebswelle und wird von der Steuerwelle aus durch Hebel übertragung ein- und ausgerückt. Ein vorderer Querfußpunkt nimmt runde Formstähle, ein hinterer runder Abstechstahl auf, ihre Schaltbewegung erfolgt durch Hebelübertragung von der Steuerwelle aus. Ein Schlichtfußpunkt hängt über der vorderen oberen Arbeitspindel. Das Schlichtwerkzeug wird beim Vorwärtsbewegen des Werkzeugfchlittens nach unten bewegt, beim Zurückbewegen

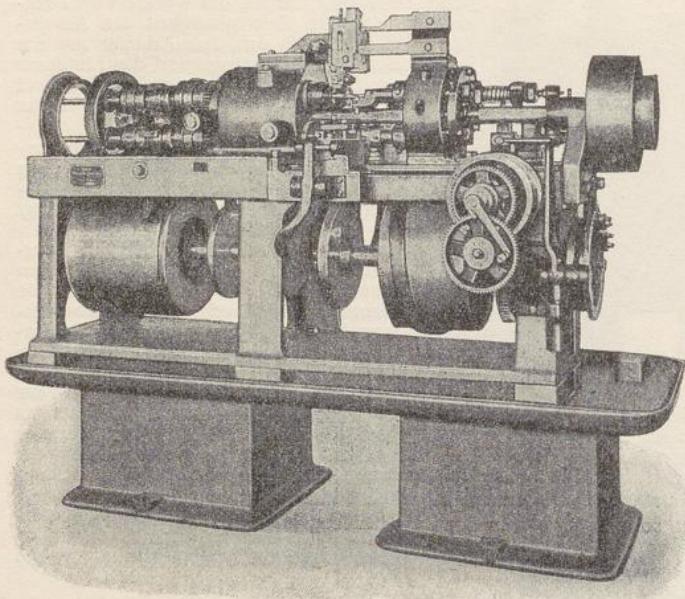


Fig. 67.

nach oben. Ein Anschlaghebel stellt sich nach jeder Umschaltung der Spindeltrommel vor die vorn unten angeordnete Arbeitspindel. Nach dem Festspannen des Materials geht er zurück, so daß das vordere untere Werkzeug das Material bearbeiten kann. Die Kurven und Knaggen auf den Trommeln sind leicht auswechselbar. Diese sind mit Teilstücken und Nummern versehen, so daß die zu einem bestimmten Muster gehörigen Kurven und Schablonen schnell ange schraubt werden können.

Von den über Revolverdrehbänke bestehenden Patenten sind zu nennen: D.R.P. Nr. 107 903 (Getriebe für Revolverköpfe). D.R.P. Nr. 108 144 (Vorrichtung zum Drehen und Hin- und Herbewegen des Revolverkopfes). In D.R.P. Nr. 117 450, 125 777, 130 395 und 143 039 sind Revolverdrehbänke beschrieben, bei denen die Steuerungsteile durch Druckflüssigkeit bewegt werden. In der erstgenannten Patentchrift wird Druckflüssigkeit und Druckluft in der Weise verwendet, daß für die Vorwärtsbewegung des Schlittens die Druckflüssigkeit durch die Druckluft vorge trieben wird, während diese allein zum Zurückbewegen des Schlittens benutzt wird. Eine Drehbank von M. Conradson in Madison (vgl. Zeitschr. für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge 1901, S. 566) hat einen durch Druckflüssigkeit bewegten Schlitten. Auch Karussel drehbänke werden in neuerer Zeit hydraulisch angetrieben. In D.R.P. Nr. 99 715 von Ludw. Loewe & Co., A.-G., Berlin, ist ein Revolverkopf mit hin und her gehender Bewegung beschrieben, dessen schrittweise Drehbewegung durch Ein- oder Aus schalten einer Mitnehmervorrichtung in eine oszillierende verwandelt werden kann. Werden bei einem Revolverkopf mit drei oder vier Werkzeuglöchern nur zwei Werkzeuge für eine bestimmte Arbeit gebraucht, so kann man für die abwechselnde Benutzung die beiden Werkzeuge hin und her schwingen lassen, wodurch die Leistung namentlich von automatischen Revolverbänken erhöht wird.

Elemente von Drehbänken.

Das Drehbankbett ruht bei großen und schweren Bänken der ganzen Länge nach auf dem Fundament, bei kleinen Bänken auf Füßen. Von den Drehbankfüßen Fig. 68—72 hat die Fußform Fig. 68 den Nachteil geringer Festigkeit. Stärker ist die gerade Form, Fig. 69. Der Fuß Fig. 70 gefügt eine feste Verbindung mit dem Bett und ist die gebräuchliche Form für kleine Drehbänke. Nachteilig ist bei allen diesen Formen, daß bei Unebenheiten des Bodens das Drehbankbett verdreht wird. Für größere Drehbänke wird der Kastenfuß, Fig. 71 und 72, angewendet, entweder nur unter dem Spindelstock oder an beiden Enden des Bettes. Den ange schraubten Füßen, Fig. 71, sind angegossene, Fig. 72, vorzuziehen. Der Kastenfuß dient zur

Unterbringung von Werkzeugen, Wechselrädern u. dergl. Das Drehbankbett (vgl. a. Bett) wird durch den Arbeitsdruck auf Verdrehung beansprucht. Zweckmäßig erhält es eine rechteckige Querschnittsform, Fig. 73. Zur Entfernung der Drehspäne dienen die Öffnungen a.

Die Führungen für den Supportschlitten haben bei deutschen und englischen Drehbänken flache prismatische Form, Fig. 74—76, bei amerikanischen dachförmige \wedge -Gestalt, Fig. 73. Gewöhnlich umfaßt der Supportschlitten das Bett, während Spindelflock und Reitflock zwischen

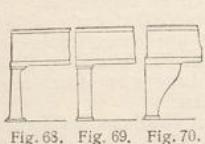


Fig. 63. Fig. 69. Fig. 70.

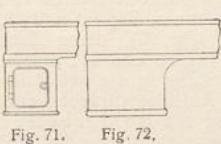


Fig. 71. Fig. 72.



Fig. 74.

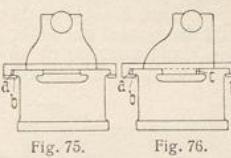


Fig. 75.

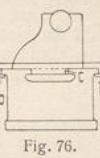


Fig. 76.

den Wangen desselben eingepaßt sind. Flache Prismenführungen haben den Vorzug großer Auflagerfläche, geringer Abnutzung, leichter Herstellung; dachförmige Führungen haben geringe Auflagerfläche, aber den Vorzug, nur in senkrechter Richtung abgenutzt zu werden, also ihre Lage zur Drehachse in wagerechter Richtung beizubehalten. Die äußeren Leisten, Fig. 73, nehmen den Supportschlitten, die inneren den Spindelflock und den Reitflock auf. Bei der Drehbank D.R.P. Nr. 117742 ist für den Support und für den Reitstock eine Prismenführung derart vor-

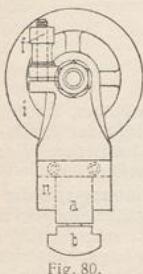


Fig. 80.

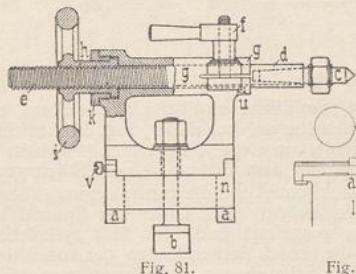


Fig. 81.

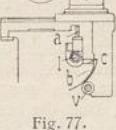


Fig. 77.

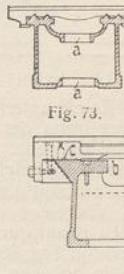


Fig. 73.

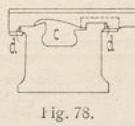


Fig. 78.

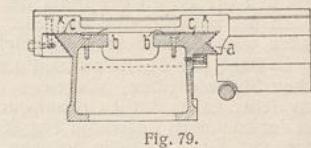


Fig. 79.

gesehen, daß sie unbehindert aneinander vorbeigehen können. Der Support und der Reitflock nehmen dabei innerhalb der Führungsprismen den Arbeitsdruck auf. Rechteckige Führungen, Fig. 75 und 76, erfordern zwei Nachstelleisten a und b, dreikantige Führungen, Fig. 74, nur eine a. Ein auf \wedge -Führungen ruhender Schlitten muß stärker ausgeführt werden, da er auf größere Entfernung freitragend ist. Drehbänke mit übergreifendem Schlitten gefallen starke Späne zu nehmen, da der Schlitten gegen Abheben gesichert ist. Die Drehbank S. 58, Fig. 2, hat auf der vorderen Wange eine \wedge -Führung, auf der hinteren eine flache Führung. Bei der Drehbank

Fig. 77 hat der Schlitten an der vorderen Seite eine befondere Führung auf der Leiste c des Angusses b. Zur Seitenführung dient die Rippe a. Die Leitspindel l liegt geschützt unter dem Support, die Vorschubwelle v unter dem Anguß b. Bei der Drehbank Fig. 78 dient die Leiste c zur Aufnahme des seitlichen Druckes des Reitstocks und des Spindelkraftens. Das Nachstellen erfolgt durch die Keile d. Das Drehbankbett Fig. 79 (H. Wohlenberg, Drehbankfabrik, Hannover) hat besonders hohe Seitenführungen; die vordere Führung a ist als doppeltes, nach innen gekehrtes Prisma ausgebildet, dessen untere Fläche für den Schlitten eine Stützfläche bildet, wenn beim Drehen großer Stücke der Arbeitsdruck über die Bettkante hinaus wirkt. Die inneren etwas vertieften Führungen b dienen zur Aufnahme des Reitstocks, die äußeren c zur Führung des Schlittens. Die Schrauben zur Befestigung der Einfatzbrücke liegen in der vertieften Bahn des Bettes, um zu verhüten, daß Späne, die in die Schlüsse der Schraubenköpfe fallen, die Lauffläche beschädigen.

Die Festigkeit einer Drehbank hängt von dem Verhältnis der Spitzenhöhe (Entfernung der Drehachse von der Oberkante des Bettes) zur Bettbreite ab, da das Verdrehungsmoment mit der Spitzenhöhe wächst. Je kleiner das Verhältnis ist, das zwischen 0,8 bei älteren Drehbänken und 0,5 bei neueren Drehbänken schwankt, um so günstiger wird die Drehbank beansprucht.

Der Reitflock wird gewöhnlich durch Ansätze a oder durch Leisten, Fig. 80 und 81, zwischen den Wangen geführt. Zum Feststellen des Reitstocks dient die Anzugsvorrichtung b. Zuweilen wird der Reitflock einseitig geführt und durch eine abgefrägte Anzugsplatte gegen die Führungsleiste gepräßt. Der Körner c des Reitstocks wird im Stoß- oder Reitnagel d befestigt. Dieser ist gewöhnlich durch eine flachgängige Schraubenspindel e in der Achsenrichtung verschiebbar und gegen Drehung durch eine in einer Nut eingreifende Schraube u gesichert. Der Stoß wird durch eine Schraube f in der an ihrem Ende aufgeschlitzten Reitstockhülse g oder durch einen Zugkeil g, Fig. 82, in der nicht aufgeschlitzten Hülse oder bei amerikanischen Drehbänken durch Zusammenpressen einer konischen geteilten Hülse festgeklemmt.

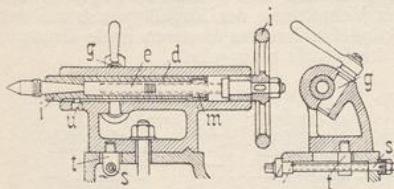


Fig. 82.

Universitätsbibliothek Paderborn

Beim Reitstock Fig. 80 und 81 ist der Stoß mit Gewinde *e* versehen und die Nabe *h* des Handrades *i* trägt das Muttergewinde. Die Nabe *h* ist drehbar, aber nicht verschiebbar, durch die Verfchraubung *k* festgehalten. Zuweilen wird die Nabe durch eine in eine Nut derselben eingreifende festgeschraubte Scheibe gehalten. Beim Reitstock Fig. 82 ist die Schraubenföpdel *e* mit dem Handrade *i* fest verbunden und liegt in dem schmiedeeisernen hohlen Stoß *d*, in dessen Ende eine das Muttergewinde enthaltende Muffe *m* eingesetzt ist.

Zum Konischdrehen (f. d.) wird der Reitstock seitlich verschiebbar angeordnet. Er ruht dann meist auf einer besonderen Reitstockplatte n , Fig. 80 und 81. Die Verschiebung erfolgt von Hand oder durch eine Schraubenスピンドル s (Fig. 82), deren Mutter t mit einem Zapfen in den Reitstockfuß eingreift. Die Schrauben v , Fig. 80 und 81, dienen zum Feststellen des Reitstocks. Die Einstellung in die gewöhnliche Lage wird durch eine Marke oder durch Anschlagschrauben erleichtert.

Marke oder durch Anschlagschrauben erleichtert. Zur Ausführung von Bohrarbeiten mit Hilfe des Reitstocks wird statt des Körners ein Bohrer im Stoß befestigt. Der Vorschub des Stoßes erfolgt gewöhnlich selbsttätig durch Ratsche oder durch Handhebel.

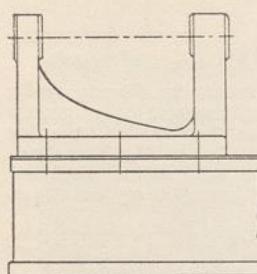


Fig. 83.

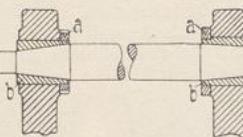


Fig. 85.

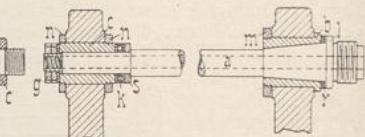


Fig. 86.

Beim Spindelstock unterscheidet man offene und geschlossene Form, bei jener, Fig. 83, paßt sich der Boden der Form der Stufenscheibe an, bei dieser, Fig. 84, umschließt der Kästenboden die Stufenscheibe teilweise. Das Rädervorgelege *a* liegt hier innerhalb des Bettes. Der Kästen wird durch Schrauben befestigt oder mit dem Bett aus einem Stück gegossen.

Der Spindelstock trägt die Drehbankspindel und die zur Bewegungsübertragung erforderlichen Stufen scheiben, Vorgelege und Wechselräder. Die Lager der Spindel müssen möglichst lang fein, da sie starken Beanspruchungen ausgesetzt sind. Sie sind zylindrisch oder konisch. Bei der konischen Lagerung, Fig. 85, sind die beiden starken Enden der konischen Lager einander zugekehrt. Die Lagerteile bestehen aus durch Schrauben *a* einstellbaren, verschiebbaren Hülsen *b*. Bei dieser Anordnung findet ein genaues Zentrieren der Spindel statt. Der axiale Druck wird durch den hinteren Konus, dessen Konizität mehr als $1/16$ betragen muß, aufgenommen. Der Ring *c* stützt sich gegen einen Ansatz der Spindel, dient als Widerlager für die Mitnehmer scheibe oder Planscheibe und ersetzt den gewöhnlich an der Spindel befindlichen Bund.

Bei der Spindellagerung, Fig. 86, wird die Büchse *b* mit ihrem vorderen Ansatz durch die Mutter *m* an den Spindelkästen gepreßt. Zwischen dem Bund *l* und der Büchse *b* sind Reibungsringe *r* eingesetzt, deren Dicke *lo* bemessen ist, daß der Konus ohne Spiel in seinem Lager sitzt. Der Druck wird vom hinteren Lager aufgenommen. Die Spindel ist abgefeßt und stützt sich gegen den Druckring *s*, dessen Druck unter Vermittlung des Kugellagers *k* von der Stirnfläche der Büchse *c* aufgenommen wird. Die Spindel *a* hat am hinteren Ende Gewinde mit Doppelmutter *g*. Durch die Stellmuttern *n* wird die Büchse *c* eingefettet.

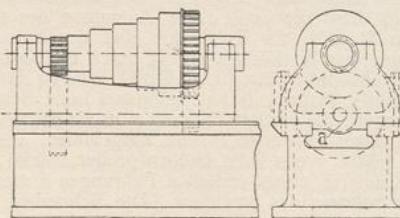


Fig. 84

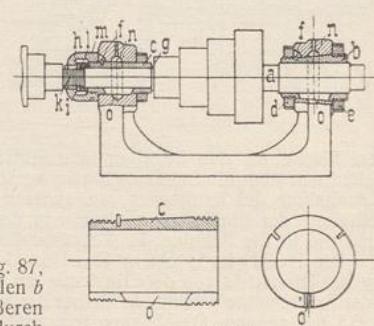


Fig. 87.

Bei der Spindellagerung Fig. 88 von Braun & Bloem, Düsseldorf (D.R.P. Nr. 140752), befindet sich auf der Drehbankspindel *c* zwischen dem Zahnrad *a* und dem Konus *b* eine zweiteilige Mutter *m*. Beide Teile werden durch Schrauben *s* zusammengehalten. Mit dem Rand *d* greift die Mutter über den Bund *f* des Zahnrades *a*. Beim Drehen der Mutter *m* findet ein Nachstellen der Spindel statt, wobei eine Verschiebung des Zahnrades gegen den Spindelkasten durch den Rand *d* der Mutter verhindert wird. — Die Spindeln werden meist durchbohrt, um an Gewicht zu sparen, und Arbeitsstücke, Stangen u. dergl. (f. Revolvverdrehbänke, S. 69) durch die Spindel hindurchführen zu können. Die Spindeln werden auch unmittelbar in den gußeiernen Spindelkästen gelagert. Die Lager sind möglichst lang und die Lagerstellen der Wellen gehärtet und geschliffen. Zylindrische Lager werden zweiteilig hergestellt und durch Zusammenschrauben beider Hälften nachgestellt. Im allgemeinen eignen sich konische Lagerungen zum Drehen zwischen den Spitzen, da durch den axialen Druck ein Zentrieren der einzelnen Lagerteile stattfindet, zylindrische Lagerungen zum Plandrehen, da hier ein axialer Druck nicht auftritt.

Zum Einspannen der Arbeitsstücke oder des sich drehenden Werkzeuges (Bohrstange) dienen die Körner oder Drehbankspitzen (f. Körner), die Mitnehmer scheibe, das Drehherz (f. d.), die Planscheibe (f. d.) und das Drehbankfutter (f. Futter). Die Herstellung der Körnerlöcher erfolgt bei kleinen Gegenständen von Hand (f. Ankörnen), bei großen Gegenständen durch Zentriermaschinen (f. Zentrieren). Die Körner spitze hat einen Winkel von etwa 90°, die Konizität des Körner schaftes, der in der Drehbankspindel oder dem Reitstockfuß lagert, beträgt $\frac{1}{16}$ — $\frac{1}{10}$. Die Körner sind, um leicht herausgenommen werden zu können, entweder mit Sechskantkopf versehen, Fig. 81, oder tragen Gewinde, Fig. 82 und 88, auf dem eine Mutter gegen die Spindel oder den Stoß geschraubt wird, so daß der Körner zentrisch herausgezogen wird. Der Körner des Spindelstockes wird nach D.R.P. Nr. 156321 in einem Kugellager derart gelagert, daß die Kugeln nicht nur den axialen Druck, sondern auch den seitlichen Druck aufnehmen. Nach D.R.P. Nr. 151926 ist der Körner federnd gelagert, um den infolge der Erwärmung des Werkstückes beim Drehen entstehenden axialen Druck aufzunehmen. Zur Stützung langer Werkstücke gegen Durchbiegung dienen Lünette (f. d.), die entweder fest auf dem Drehbankbett angeordnet sind oder sich mit dem Support fortbewegen. Vgl. a. Brille.

Der Spindelantrieb erfolgt vom Deckenvorgelege (f. Vorgelege) mit fester und loser Riemen scheibe durch Stufenscheibe mit oder ohne Rädervorgelege. — Beim Antrieb mit Rädervorgelege, Fig. 89 und 90, läuft die Stufenscheibe *a* lose auf der Drehbank-

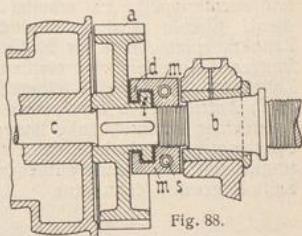


Fig. 88.

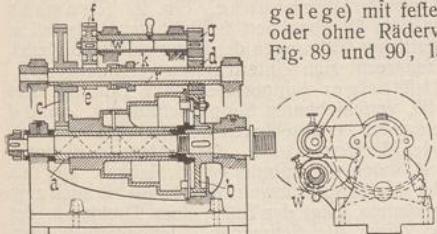


Fig. 91.

spindel *b*. Mit der Stufenscheibe ist das Zahnrad *c*, mit der Spindel das Zahnrad *d* fest verbunden. Das Rad *c* treibt das Rad *e* und das mit diesem auf derselben Welle (Vorgelegewelle) *h* sitzende Rad *f* an, und dieses das Rad *d*. Soll ohne Vorgelege gearbeitet werden, wird die Vorgelegewelle mit den Rädern *e* und *f* ausgerückt und das Rad *d* mit der Stufenscheibe durch eine Kupplungsschraube *g* oder Mitnehmerstift verbunden. Die Ausrückung der Vorgelegewelle erfolgt durch seitliche Verschiebung oder durch Drehung der exzentrisch gelagerten Vorgelegewelle. Bei der exzentrischen Ausrückvorrichtung, Fig. 89, entfernt sich die gußeferne Vorgelegewelle *h* von der Spindel achse, wenn die mit exzentrischem Lagerzapfen versehene Welle *i* mit Hilfe des Hebels *k* gedreht wird. Der Stift *l* dient zum Feststellen der Welle. Die Schraube *g* (Fig. 90) ist in einem Schlitz des Zahnrades *d* verschiebbar und greift in eine Ausparung des die Stufenscheibe nach vorn abchließenden Deckels *m* ein. Bei amerikanischen Drehbänken liegt das Rädervorgelege zuweilen innerhalb der Stufenscheibe. Oft ist eine hohe Anzahl verschiedener Schnittgeschwindigkeiten erforderlich, um auf derselben Drehbank sowohl bei hoher Schnittgeschwindigkeit (Schnelldrehstahl) mit starken Spänen zu schruppen, als auch bei durchschnittlicher Geschwindigkeit mit gewöhnlichen Stählen zu drehen. Bei dem Rädervorgelege

Lueger, Lexikon der gesamten Technik. 2. Aufl. III.

6

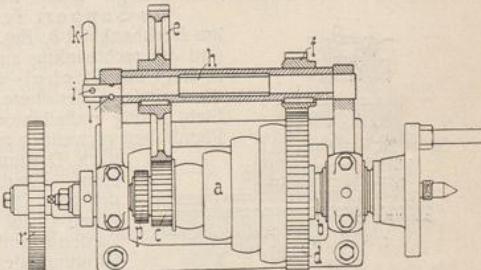


Fig. 89.

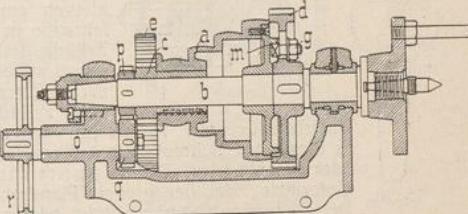


Fig. 90.

Fig. 91 (D.R.P. Nr. 144781) von H. Wohlenberg, Drehbankfabrik, Hannover, werden große Stücke mit dreifachem, kleine mit zweifachem Rädervorgelege bearbeitet. Der Spindelfstock enthält für die doppelte Uebersetzung eine einrückbare Exzenterwelle, die das Vorgelegerohr *r* trägt, für die dreifache Uebersetzung eine unter derselben exzentrisch gelagerte Vorgelegewelle *w* mit den beiden Rädern *f* und *g*. Das Rohr *r* ist in der Mitte geteilt und mit Kupplungsbüchse *k* versehen. Die linke Hälfte erhält außer dem großen Rade *c* noch ein kleines *e*. Die rechte Hälfte trägt außer der Kupplungsbüchse das Triebad *d*. Beim Arbeiten mit doppeltem Vorgelege wird das Rohr *r* gekuppelt. Der Antrieb erfolgt dann von dem Stufenfesteinenrad *a* auf *c* und durch *d* auf *b*. Bei dreifacher Uebersetzung wird das andre Vorgelege eingerückt und *r* entkuppelt. Es arbeitet dann *a* auf *c*, *e* auf *f* und *g* auf *b*, wobei *d* als Zwischenrad dient. Ebenso wird ein Spindelfstock für doppelte und zwei dreifache Uebersetzungen mit Zahnkranzplanscheibe für 20 Geschwindigkeiten ausgeführt. Bei Plandrehbänken und Plan- und Spitzendrehbänken wird meistens die Planscheibe durch ein in einem inneren oder äußeren Zahnkranz der Scheibe eingreifendes Getriebe angetrieben. Schwere Plandrehbänke erhalten ihren Antrieb auch durch eine quer zum Spindelkasten liegende Schneckenwelle; die Wellenfunkrechter Plandrehbänke laufen in einem Halslager unterhalb der Planscheibe und in einem Spurlager zur Aufnahme des Druckes. Große wagerechte Planscheiben erhalten am Rande eine ringförmige, den Druck aufnehmende Führung. Der Antrieb erfolgt durch einen an der unteren Seite liegenden Zahnkranz.

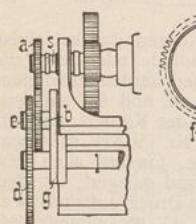


Fig. 94.

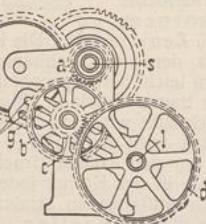


Fig. 95.

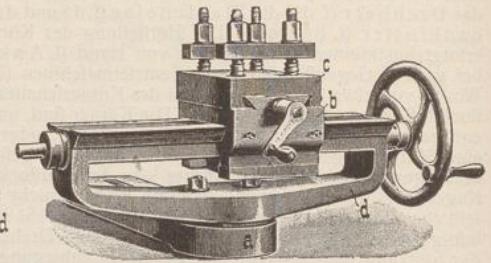


Fig. 92.

Der Support (Kreuzsupport) für Handsupportdrehbänke, Fig. 92 (Erdmann Kircheis, Aue i. S.), ist drehbar auf einem auf dem Drehbankbett feststellbaren Unterteil *a*. Auf diesem ruht der Dreiteil *d*, auf dem in prismatischen Führungen der Unterschlitten *b* gleitet, der wieder den Oberschlitten *c* trägt. Dieser ist senkrecht zum Unterschlitten verschiebbar.

Der Support selbstdärtiger Supportdrehbänke ruht auf dem am Drehbankbett *b*, Fig. 93, verschiebbaren Supportschlitten *a*. *c* und *d* sind die rechtwinklig zueinander verschiebbaren Schlitten. Der obere, *d*, trägt das Stichel- oder Messerhaus *e*. Der untere, *c*, ist durch die Spindel *f*, der obere, *d*, durch die Spindel *g* verschiebbar. Um den Stahl schräg einzustellen oder den Support sowohl zum Lang- als auch zum Plandrehen verwenden zu können, trägt der Teil *c* einen Dreiteil *h*, der nach Drehung durch die Schrauben *i* festgestellt werden kann. Ebenso ist der Teil *e* um den Schraubenbolzen *o* drehbar. Die Uebertragung der Drehbewegung der Spindeln *f* und *g* auf die Schlitten erfolgt durch Muttern, die mit Zapfen *k* und *l* in den oberen Schlitten eingreifen. Die Befestigung des Stahles erfolgt beim Stichelhaus, Fig. 93, durch die beiden Druckschrauben *m* und *n*, auch wird der Druck durch Hebelwirkung auf den Stahl übertragen. Bei kleinen amerikanischen Drehbänken ist nur eine Druckschraube in dem am Oberschlitten zur bequemen Seiteneinstellung drehbar befestigten Stichelhalter vorhanden, der mit einem durchgehenden Schlitz versehen ist. Man hat auch das Messer zur leichten Einstellung in der Höhenrichtung auf einer zylindrisch gewölbten oder auf einer kugelförmigen Unterlage gelagert, so daß die Mefferspitze auch seitlich verstellen kann, oder es dient eine Schraube als Auflage für das Messer, das durch ihre Drehung gehoben oder gesenkt wird. Der Support für Plandrehbänke ruht auf einem freistehenden Unterfazett, der bei großen Plandrehbänken auf einer Unterplatte verschiebbar ist. Fig. 93.

Bei Bohrdrehbänken trägt häufig der Supportschlitten das Werkstück. Er ist mit Auffänschlitzen versehen, die Bohrfange wird zwischen den Spitzen eingepaßt oder mit der Drehbankspindel verbunden.

Die Bewegung des Supportschlittens erfolgt bei selbstdärtigen Supportdrehbänken durch Leitpindel oder Zugwelle (Transportwelle) oder kann durch beide Wellen erfolgen und wird von der Drehbankspindel aus zum Gewindeschneiden (Leitpindel) stets durch Zahnräder oder Wechselräder (f. d.), zum Abdrehen auch durch Riementrieb bewirkt. Die Wechselräder werden auf einer Schere oder Stelleifen angeordnet. Bei dem Leitpindelantrieb, Fig. 94 und 95, sitzt auf der Drehbankspindel *s* ein Zahnrad *a*. Dieses treibt das Rad *b*, das mit dem Rade *c* auf demselben Wellenzapfen *e* sitzt und gleiche Umdrehungszahl hat. Das Rad *c*



Fig. 93.

triebt das auf der Leitpindel *l* sitzende Wechselfelrad *d*. Der Wellenzapfen oder Transportflift *e* ist in den Schlitten *f* der Schere *g* verstellbar, um verschiedene große Wechselfräder einschalten zu können. Die Schere *g* ist um die Leitpindel *l* drehbar. Bei der Drehbank Fig. 90 liegt unter der Drehbankspindel *b* eine kurze Welle *o*, die von dieser mittels der gleichgroßen Zahnräder *p* und *q* angetrieben wird. Diese Welle trägt das Wechselfelrad *r*; auf zwei Bolzen einer Schere flecken ein zweites und ein drittes Wechselfelrad, das vierte auf der Leitpindel. Diese hat, um rechtes Gewinde schneiden zu können, Linksgewinde; zum Schneiden von Linksgewinden wird ein fünftes Wechselfelrad eingeschaltet. Die Schere läßt sich durch Schrauben feststellen.

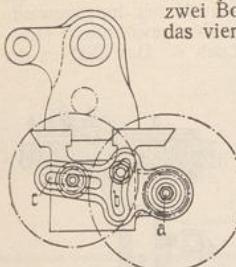


Fig. 96.

Nachteil, daß die Länge des Schlitzes *c* beschränkt ist, die Schere Fig. 98 den Nachteil, daß der Bogenfchlitz unsymmetrisch liegt.

Beim Antrieb der Transportwelle durch Riemen sitzt gewöhnlich am hinteren Ende des Spindelkastens auf einer kurzen Uebertragungswelle (vgl. Fig. 17 u. a.) eine dreistufige Riemenscheibe, die eine zweite dreistufige Riemenscheibe antreibt, die entweder unmittelbar auf der Zugspindel sitzt oder ihre Drehung durch Zwischenräder derselben mitteilt. Ein Antrieb der Transportwelle durch Zahnräder zur Verhütung des Gleitens des Riemens ist bei der Drehbank Fig. 99 und 100 (H. Wohlenberg, Hannover, D.R.G.M. Nr. 169687), angewendet. Das Rad *d* kann zur Erreichung verschiedener Geschwindigkeiten von den Räderpaaren *a*, *b*, *c* angetrieben werden. Die Drehung des Rades *d* wird durch Zwischenräder auf das auf der Transportwelle *t* sitzende Rad *g* übertragen. Da über der Transportwelle *t* die Leitpindel liegt, so ist das Uebertragungsrad *f* auf den Hals *h* des Leitpindellagers gefleckt. Die Uebertragung der Drehung der Leitpindel oder der Transportwelle auf den Supportschlitten zum Längs- oder Plandrehen erfolgt durch das Schloß (Drehbankenschloß).

Längsverschiebung durch Leitpindel (vgl. a. Gewindefschneiden). Die Leitpindel wird von der zweiteiligen Mutter *p* (Fig. 93) umschlossen. Jede Hälfte derselben trägt einen Stift *q*, der durch einen Schlitz der Supportplatte *s* hindurch in exzentrische Nuten *r* des drehbaren Handhebels *t* hineinreicht. Durch Drehung des Hebels wird das Schloß geöffnet oder geschlossen. Bei geöffnetem Schloß läßt sich der Schlitten *a* durch das in die Leitpindel *u*

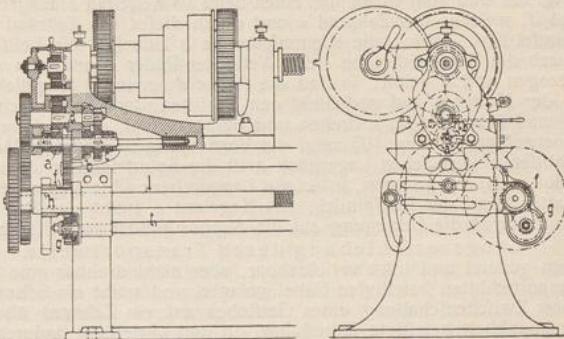


Fig. 99.

Fig. 100.

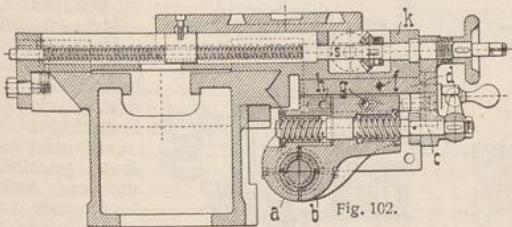


Fig. 102.

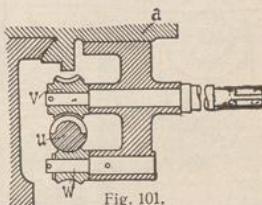


Fig. 101.

eingreifende Zahnrad *v* (Fig. 101) mit Hilfe einer Handkurbel verschieben. Die Rolle *w* dient zur Stützung der Leitpindel gegen den seitlichen Druck. — Fig. 102 stellt ein Leitpindelschloß der Drehbankfabrik H. Wohlenberg, Hannover (D.R.P. Nr. 31322), dar, das den Zweck hat, beim Gewindefschneiden den Schneidstahl beim Öffnen und Schließen des Schlosses aus dem Gewinde herauszuziehen und wieder in dieselbe Tiefe einzuführen. Ueber die beiden Mutterhälften *a* und *b*, die durch die doppelseitige Schraube *c* mit Rechts- und Linksgewinde geöffnet und geschlossen werden, ist ein Schieber *d* angebracht, der die Backen umschließt und auf ihnen und am Supportschlitten *k* gleitet. In dem vorderen Schieberteil ist die Supportspindel *s* drehbar

gelagert, folgt aber den Verschiebungen des Schiebers. Quer durch die Ansätze der Backen und den diese umschließenden Schieber sind Löcher *f*, *g*, *h* gebohrt. Wird ein Stift in die Öffnung *f* gesteckt, so wird *d* mit dem Supportschlitten, wird er in die Öffnung *h* oder *g* gesteckt, so wird *a* oder *b* mit *d* gekuppelt und dadurch beim Öffnen des Schlosses der Schieber *d* mit der Spindel *s* entweder nach vorn oder zurückbewegt. Es kann dadurch der Schneidstahl sowohl bei Außen- als auch bei Innengewinde vom Werkstück fortbewegt werden. Für gewöhnliche Dreharbeit befindet sich der Stift im Loch *f*. Das Öffnen der

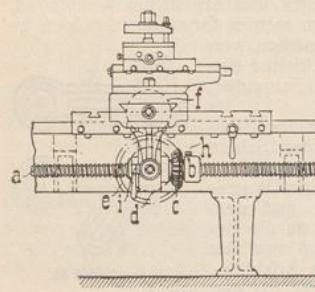


Fig. 103.

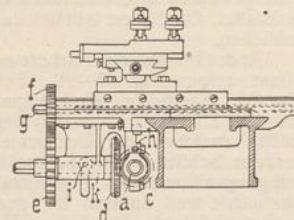


Fig. 104.

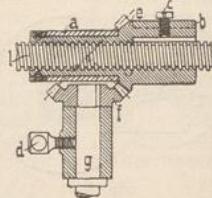


Fig. 105.

Drehbankschlösser erfolgt häufig selbsttätig durch einen auf die Ausrückvorrichtung wirkenden Anschlag, vgl. D.R.P. Nr. 130021 (Drehbank zur Maßentfabrikation, bei welcher der Support nach Zurücklegung eines bestimmten Weges freigefestzt wird).

Querverschiebung durch Leitspindel. Die auf der Leitspindel *a* sitzende Mutter *b* (Fig. 103 und 104) ist an der einen Seite als Kegelrad *c* ausgebildet. Dieses greift in das Kegelrad *d*, welches das Zahnrad *e* und durch dieses das Zahnrad *f* antreibt, das auf der Supportspindel sitzt. Durch die Klemmschraube *h* läßt sich die Leitspindelmutter auf der Leitspindel, durch die Klemmschraube *i* die Welle der Räder *d* und *e* in dem Lager festklemmen. Ist *i* angezogen und *h* gelöst, so sind die Räder *d*, *e* und *f* festgestellt, und die Leitspindel dreht sich in der Mutter *b* und verschiebt den Schlitten der Länge nach. Ist *h* angezogen und *i* gelöst, so muß sich das Rad *c* drehen und treibt auch *d*, *e* und *f*, verschiebt also den Schlitten in der Querrichtung. — Fig. 105 zeigt die Vorrichtung in größerem Maßstabe. In dem an dem Supportschlitten angegossenen Lagerstück *a* ist die Spindelmutter drehbar gelagert. Ist die Schraube *c* gelöst und *d* angezogen, so erfolgt Langdrehen; ist *c* angezogen und *d* gelöst, so dreht sich die Mutter *b* mit der Leitspindel, das Kegelrad *e* treibt das Rad *f* und die Welle *g* an, von der ein Zahnrad die Bewegung auf die Supportspindel zum Plandrehen überträgt.

Längsverschiebung durch Transportwelle. Die Transportwelle ist der Länge nach genutzt und trägt versteckbar, aber nicht drehbar eine Schnecke. Diese ist in einer am Supportschlitten befestigten Gabel gelagert und treibt ein Schneckenrad an, das seine Bewegung unter Zwischenhaltung eines Getriebes auf ein Zahnrad überträgt. Dieses greift in eine am Drehbankbett befestigte Zahnflange ein und verschiebt dadurch den Schlitten.

Querverschiebung durch Transportwelle. Ein von dem Schneckenrad getriebenes Zahnrad treibt ein andres auf der Supportspindel sitzendes Zahnrad in ähnlicher Weise an wie beim Plandrehen durch Leitspindel. — Gewöhnlich haben Supportdrehbänke Leitspindel und Zugwelle. Die Anordnung der Steuerungsvorrichtungen ist sehr verschiedenartig ausgeführt. Um zu verhüten, daß die eine oder andre Vorschubbewegung für Leitspindel- oder Zugwellenantrieb eingerückt werden kann, bevor die andre ausgerückt ist, werden gewöhnlich Vorkehrungen getroffen, die beide Bewegungen gegeneinander verriegeln. Bei dem Drehbankschloß

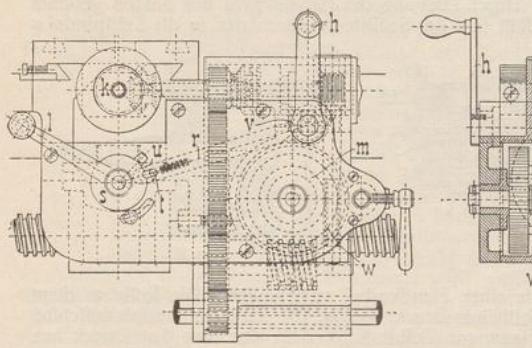


Fig. 106.

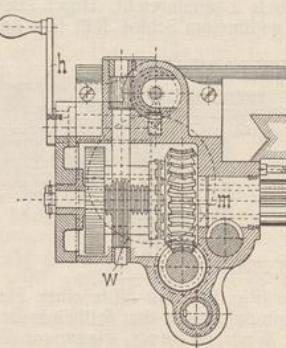


Fig. 107.

Fig. 106 und 107 (D.R.P. Nr. 92721 und 92722) von H. Wohlenberg, Drehbankfabrik, Hannover, für Drehbänke mit Leitspindel und Zugspindel kann das Mutterschloß der Leitspindel nur dann geschlossen, also der Antrieb des Supports durch die Leitspindel nur dann eingerückt werden, wenn Lang- und Planzug ausgerückt, der zugehörige Stellhebel

sich also in der Mittellage befindet. Ferner kann der Stellhebel nur dann auf Lang- oder Planzug umgestellt werden, wenn die Leitspindelmutter geöffnet ist. Das Mutterschloß der Leitspindel ist in der Stellung des Hebels *l* (Fig. 106) geöffnet. Die Kerbe *u* in der Scheibe *s* steht

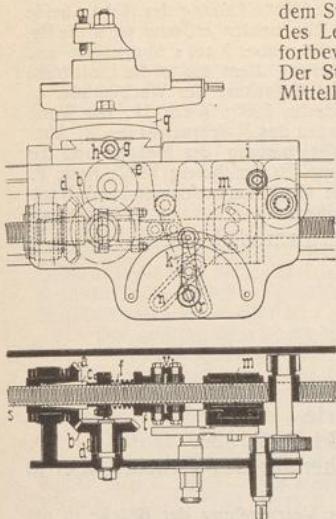


Fig. 108-110.

dem Stift *t* am Riegel *r* gegenüber. Wird der Hebel *l* zum Schließen des Leitspindelschlusses nach rechts umgelegt, so wird die Kerbe *u* fortbewegt, und der Stift *t* schleift auf dem Rande der Scheibe *s*. Der Stellhebel *h* für den Supportantrieb kann also nicht aus feiner Mittellage bewegt werden, sondern erst nachdem der Hebel *l* in die dem geöffneten Leitspindelschlüssel entsprechende Stellung zurückgeführt ist.

Wird der Hebel *h* zum Plandrehen nach rechts umgelegt, so wird der

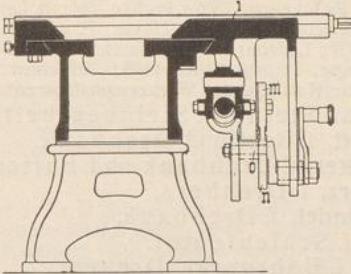
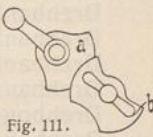


Fig. 111.



Riegel *r* aus der Kerbe *v* herausgedrückt. Der Stift *t* tritt hierbei in die Kerbe *u* der Scheibe *s* ein und verriegelt das Leitspindelschlüssel. Die Vorrichtung ist in einem Gehäuse seitlich am Schlitten verdeckt angeordnet und durch eine Platte geschlossen, in der auch die Spindel zum Mutterschlüssel gelagert ist. Beim Plandrehen wird eine wagerechte Welle

mit dem auf der Schlittenwelle sitzenden Kegelrad *k* in Eingriff gebracht. Beim Langdrehen

wird die Triebachse mit dem Schneckenrad *m* gekuppelt. Durch eine senkrechte, an den

Enden gezähnte Welle *w* stehen beide Bewegungen in Verbindung.

Bei der Vorrichtung Fig. 108-110 zum selbsttätigen Plan- und Langdrehen von C. Sondermann, Stuttgart (D.R.P. Nr. 105 492), wird durch die Kurbel *k* das Leitspindelschlüssel *m* mit Hilfe des Hebels *n* ein- und ausgekuppelt und mit Hilfe des Hebels *r* und der Verbindungsstangen *v* eine Muffe *t* bewegt und durch diese unter Vermittlung der Feder *f* der Konus *c* zwischen Leitspindel *s* und Nabe des Rades *a* gepreßt und dadurch beide Teile gekuppelt. Von *a* aus wird durch die Übertragungsräder *b*, *d*, *e* und *g* die im Bettenschlitten *i* gelagerte Schraubenwelle *h* zur Verschiebung des Querschlittens *q* beim Plandrehen angetrieben. Wird die Kurbel *k* in die Mittellage bewegt, so wird durch Zapfen *o* und Hebel *r* der Konus *c* ausgerückt, also die Verbindung zwischen Leitspindel *s* und Kegelrad *a* gelöst. Wird die Kurbel *k* nach rechts hin bewegt, so wird durch Zapfen *o* und Hebel *n* das Leitspindelschlüssel *m* geschlossen, folglich der Bettenschlitten *i* mit der Leitspindel zum Langdrehen in Verbindung gebracht. An Drehbänken, die außer der Leitspindel eine vorn gelagerte Welle für Schneckenbetrieb und eine Zahntange am Bette zum Langdrehen haben, wird die Vorrichtung in der Weise eingerichtet, daß das Zahntangengehäuse an dem einen Ende eines zweizärmigen Hebels gelagert ist und die Kurbel *k* an dem andern Hebelende mittels Schleife derart angreift, daß nur bei ihrer senkrechten Stellung nach unten das Getriebe im Eingriffe mit der Zahntange steht.

Fig. 111 zeigt eine Vorrichtung der Maschinenfabrik J. E. Reinecker, Chemnitz, zur gegenseitigen Ausschließung der Bewegungen. Nur wenn eines der beiden am Schlittenchild angebrachten Segmente *a* und *b* so gedreht ist, daß das andre in seine Ausparung hineinpaßt, ist eine Umstellung der Bewegungen möglich. Der eine der beiden Selbstgänge ist dann stets ausgerückt. Selbstgangschlösser für Drehbänke mit Leit- und Zugspindel sind in großer Anzahl konstruiert worden. Vgl. die Patententschriften D.R.P. Nr. 112 160, 114 888, 116 602, 118 556, 119 030, 125 225, 125 448, 126 281, 135 655, 142 394.

Die Bewegungsumkehr der Drehbankspindel erfolgt vom Deckenvorgelege aus (f. Vorgelege), diejenige der Leitspindel oder Zugwelle, während die Drehbankspindel ihre Drehrichtung behält, durch Umkehr- oder Reversivvorrichtungen (f. d.), die zwischen Drehbankspindel und Leitspindel oder Zugwelle geschaltet sind.

Umsteuerungsvorrichtung. Die Räderumsteuerung Fig. 112 (H. Wohlenberg, Drehbankfabrik, Hannover) ist in einem doppelwandigen Gehäuse untergebracht, das zugleich als Gegenlager für die Drehbankspindel *s* dient. Die Umsteuervorrichtung besteht aus drei in einem Rahmen des Umsteuerhebels *d* festgelagerten Zahnrädern *a*, *b* und *c*. Das Rad *c* ist auf dem Drehzapfen *e* des Umsteuerhebels *d* gelagert. Das Rad *a* ist mit *b* und *b* mit *c*, nicht aber *a* mit *c* im Eingriff. Durch Drehung des Hebels *d* wird entweder *a* oder *b* mit dem

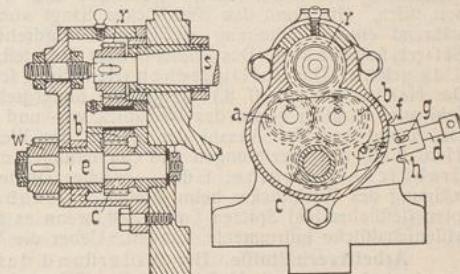


Fig. 112.

auf der Drehbankspindel *s* sitzenden Rade *r* in Eingriff oder in der Mittellstellung des Hebels beide außer Eingriff gebracht. Im letzten Falle erfolgt Stillstand, in den beiden erfernen wird die Bewegung des Rades *r* entweder über *a* und *b* auf *c* oder unmittelbar über *b* auf *c* übertragen, und es erfolgt Rechts- oder Linksgang. Zum Feststellen der Umsteuerung dient ein in die Einschnitte *f*, *g*, *h* eingreifender Bolzen. Das Drehzapfenende *e* dient zur Aufnahme der Wechselfräder *w*. Literatur: Fischer, Hermann, Die Werkzeugmaschinen, Berlin 1905; Weiß, H., Die Werkzeugmaschinen, Wien, Peit, Leipzig 1897; Pechan, Joseph, Leitfaden des Maschinenbaues, III. Abt.: Werkzeugmaschinen, Reichenberg 1889; Hoyer, E. v., Die Verarbeitung der Metalle und des Holzes, Wiesbaden 1897; Ledebur, A., Mechanische Technologie, Braunschweig 1897; Kick, F., Mechanische Technologie, Leipzig, Wien 1898; Zeitschrift für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge, Berlin, sowie die Kataloge der Werkzeugmaschinenfabriken.

Dalchow.

Drehbank für Steine, f. Steinbearbeitungsmaschinen.

Drehbankbett, f. Bett und Drehbank.

Drehbankfutter, f. Drehbank und Futter.

Drehbankherz, f. Drehherz.

Drehbankspindel, f. Drehbank.

Drehbaum, f. Schleusentor.

Drehbogen, f. Bohrgerät, Drehen.

Drehbohrer, f. Bohrgerät, Werkzeugfähle.

Drehbrücken, f. Brücken, bewegliche, Bd. 2, S. 329.

Drehbrückensignale, Deckungssignale zur Sicherung des Verkehrs über in der Bahnachse liegende Drehbrücken.

Die Signale, gewöhnlich Signalmaste, sollen von der Verriegelung der Brücke in der Weise abhängig sein, daß das Fahrsignal nur bei erfolgter Feststellung der Brücke gegeben werden kann [1]. Zuweilen ist die Signalstellung noch in das allgemeine Blocksystem der Strecke einbezogen, unter Umständen werden auch die beiden benachbarten Stationen durch Nachahmungssignale über die Stellung der Brücke unterrichtet. — S. a. Bahnzustandsignale.

Literatur: [1] Betriebsordnung f. d. Hauptradenbahnen Deutschlands v. 1. Okt. 1898. Köchy.

Dreheisen (Drehstahl), f. Werkzeugfähle.

Drehen, die Bearbeitung von Arbeitsstücken auf der Drehbank (f. d.).

Nach den verschiedenen Arbeitsvorgängen unterscheidet man Abdrehen oder Egalisieren (Herstellung zylindrischer Körper) und Ausdrehen oder Ausbohren (Herstellung zylindrischer Höhlungen). Die Vorschubbewegung erfolgt hierbei parallel zur Drehachse. Bei gleichmäßiger Fortbewegung des Stahles sind die Schnittfurchen Schraubenlinien (f. Gewinde schneiden). Ferner unterscheidet man Plandrehen (Herstellung ebener ring- oder kreisförmiger Flächen). Die Vorschubbewegung erfolgt senkrecht zur Drehachse. Konischdrehen (f. d.) (Herstellung kegelförmiger Körper). Die Vorschubbewegung erfolgt winklig zur Drehachse. Kugeldrehen (f. d.). Das Schneidmesser wird durch Drehen des Supports auf einem Kreise bewegt, dessen Mittelpunkt in der Drehachse des Werkstückes fällt. Durch Verschieben des Drehungspunktes lassen sich Rotationskörper herstellen. Paffigdrehen (f. d.) oder Unrunddrehen (Herstellung unrunder Körper). Werkstück und Werkzeug ändern ihre Entfernung zueinander periodisch. Die Form des Werkstückes hängt von der Anzahl der periodischen Bewegungen während einer Umdrehung ab. Zum Paffigdrehen gehören: Das Ovaldrehen (f. d.) oder Elliptischdrehen. Das Schneidmesser steht fest, das Arbeitsstück wird durch ein Ovalwerk (f. d.) geführt. Das Balligdrehen (Herstellung schwacher Krümmungen), vgl. Riemscheiben. Das Hinterdrehen (f. d.) (Herstellung hinterdreher Fräser, Bohrer, Reibahlen). Der Schneidstahl wird langsam gegen das Werkstück vor- und schnell wieder zurückbewegt. Die Periodenzahl hängt von der Anzahl der Zähne des Werkstückes ab. Das Guillotinchneiden (f. d.) (Herstellung von Verzierungen und Gravierungen mittels der auf jeder Drehbank anzubringenden Gräbtschleimmaschine, f. d.). — Ueber Drehen von Holz f. Drehsägen, über die Befestigung des Werkstückes beim Drehen f. Drehbank und Drehstuhl. Das Drehen zwischen toten (stehenden) Spitzen findet statt, wenn es sich um beforders genaue Arbeiten, wie z. B. wissenschaftliche Instrumente, handelt. Ueber die Werkzeuge zum Drehen f. Werkzeugfähle.

Arbeitsverhältnisse. Der Widerstand des Werkzeuges in der Richtung der Arbeitsbewegung beträgt nach H. Fischer bei Schmiede- und Gußeisen 75—150, bei Stahl 100—220, bei Bronze 50—100 kg/qmm Spanquerschnitt. Die Schnittgeschwindigkeit beträgt für Hartguß 30—50, für Werkzeugstahl 60, für Gußeisen 80—120, für Schmiedeeisen und weichen Stahl 90—150, für Bronze und Kupfer 200—300 mm/sec. Hierbei gelten die niedrigen Werte für den Hauptspan, die hohen für den Schlichtspan. Für starke Spanquerschnitte sind die Geschwindigkeiten geringer. Die Geschwindigkeiten für den kleinsten Kraftverbrauch sind [1] für Gußeisen 40, für Schmiedeeisen 55, für Rotguß 65 mm/sec. Vgl. a. Werkzeugfähle.

Der Vorschub des Werkzeuges bei einer Umdrehung des Arbeitsstückes ist 0,2—1,5 mm für Schruppen und 5 mm für Schlichten.

Größte Spanhöhe für Gußeisen 10, für Schmiedeeisen 7, für Stahl 4, für Bronze 3 mm.

Grenzen der minutlichen Umdrehungszahlen *n*, wenn *d*_{max} den größten und *d*_{min} den kleinsten Drehdurchmesser in Millimetern bedeutet:

$$n_{\min} = \frac{60 v_{\min}}{\pi d_{\max}} = \frac{955}{d_{\max}}, \quad n_{\max} = \frac{60 v_{\max}}{\pi d_{\min}} = \frac{4584}{d_{\min}};$$

hierbei ist *v*_{min} = 50 mm/sec und *v*_{max} = 240 mm/sec angenommen.

Gesamtarbeitsaufwand $N = N_1 + N_2$. Die Leergangarbeit N_1 in Pferdestärken ist nach E. Hartig, wenn i die Anzahl der Räderübersetzungen zwischen Antriebswelle und Spindel bedeutet:

| i | Leichte Ausführung | Mittlere Ausführung | Schwere Ausführung |
|----------|-------------------------|---------------------|--------------------|
| 0 | $N_1 = 0,05 + 0,0005 n$ | $0,10 + 0,0023 n$ | $0,25 + 0,0041 n$ |
| 2 | $N_1 = 0,05 + 0,0012 n$ | $0,10 + 0,0150 n$ | $0,25 + 0,0530 n$ |
| 3 oder 4 | $N_1 = 0,05 + 0,0500 n$ | $0,13 + 0,1100 n$ | $0,25 + 0,1800 n$ |

Die Nutzarbeit N_2 in Pferdestärken ist $N_2 = \varepsilon G$, worin G das Gewicht der abgedrehten Späne in Kilogrammstunden (z. B. für Gußeisen $G = 13,5$ kg Std.) und ε den Arbeitsaufwand in Pferdestärken für 1 kg stündlich abgedrehter Späne bedeutet. Es ist bei einem mittleren Spanquerschnitt $f = 2,8$ qmm für Gußeisen $\varepsilon = 0,069$, für Schmiedeeisen $\varepsilon = 0,072$, für Stahl $\varepsilon = 0,104$ PS. Ueberschläglich ist für kleine Drehbänke (bis 200 mm Spitzenhöhe) $N = 0,4$ — $0,6$ PS., für mittlere Drehbänke (bis 300 mm Spitzenhöhe) $N = 0,6$ — $1,5$ PS. und für große Drehbänke (bis 600 mm Spitzenhöhe) $N = 1,5$ — 3 PS.

Der mittlere Wirkungsgrad der Drehbänke ist $\eta = 0,675$.

Literatur: [1] Pregel, Th., Neuere Werkzeugmaschinen, Stuttgart 1898. — [2] Weiß, H., Die Werkzeugmaschinen, Wien, Pest, Leipzig 1897. — [3] v. Hoyer, Die Verarbeitung der Metalle und des Holzes, Wiesbaden 1897. — [4] Kick, Mechanische Technologie, Leipzig, Wien 1898. — [5] Ledebur, Mechanisch-metallurgische Technologie, Braunschweig 1897. *Dalchow.*

Dreher, Drehergewebe [1], f. v. w. gaze bindige Gewebe.

Literatur: [1] Fünferbusch, Die mech. Weberei und die Fabrikation der Kunst- und Figurendreher, Altona 1889. — [2] Wenzel, Die Bindungslehre für Gazegeweise, Glauchau. — [3] Leipz. Monatsschr. f. Textilind. 1900, S. 256; ebend. 1904, S. 93, 165, 378. *E. Müller.*

Dreheffigbildner, eine von F. Michaëlis in Vorschlag gebrachte Modifikation bei der Schnelleffigfabrikation, die sich nicht bewährt hat und die gestatten soll, die mit Effigigut gefüllten Fässer, die Effigibildner, vier- bis sechsmal umzurollen; vgl. Effigfabrikation unter Effigfäuse.

Literatur: Fischer, F., Jahresbericht der chemischen Technologie, Leipzig 1880, S. 434 1881, S. 397 und 398. *Bujard.*

Drehfähigkeit der Schiffe, f. Ruder.

Drehfeld, f. Drehstrom und Wechselstrom.

Drehfenster, f. Fensterrahmen.

Drehfeuer, ein in der Seemannssprache häufig wiederkehrender, nichtamtlicher Ausdruck für Wechselfeuer (f. d.); vgl. Leuchtfeuer.

Drehgestell, f. Lokomotive, Eisenbahnwagen.

Drehgumpe, f. Herdarbeit.

Drehhaken, f. Werkzeugstähle.

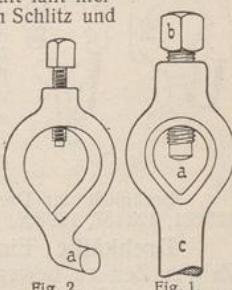
Drehherd, f. Herdarbeit.

Drehherz, dient in Verbindung mit dem Mitnehmer und der Mitnehmerscheibe zur Uebertragung der Bewegung der Drehbankspindel auf das Arbeitsstück.

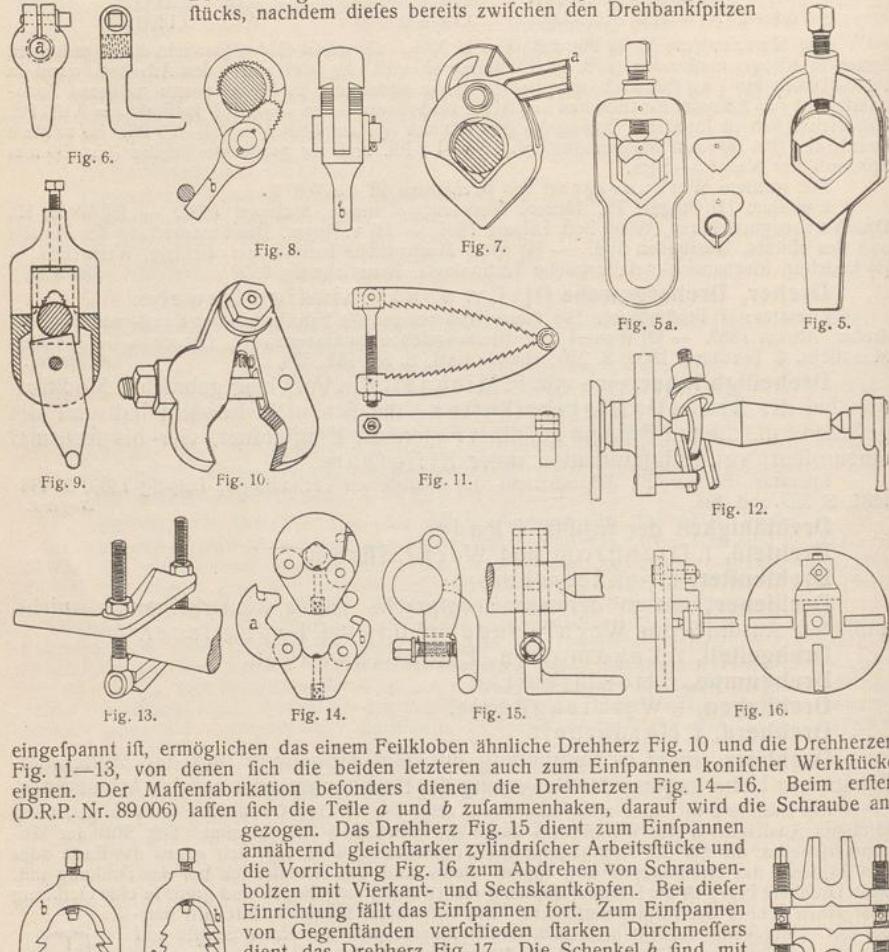
Ein Drehherz in feiner einfachsten Form zeigt Fig. 1. Das Arbeitsstück wird in den herzformigen Ausschnitt a des Werkstückes durch die Schraube b festgeklemmt. Der Stift der Mitnehmerscheibe, die auf die Drehbankspindel aufgeschraubt wird, legt sich gegen das Ende oder den Zapfen c des Drehherzens und nimmt dieses und das Arbeitsstück bei der Drehung mit. Beim Drehherz Fig. 2 ist der Drehherzzapfen a rechtwinklig umgebogen und greift in eine Öffnung oder einen Schlitz der Mitnehmerscheibe. Ein befordernder Mitnehmerstift fällt hierbei fort. Umgekehrt verfehlt man auch den Drehherzzapfen mit einem Schlitz und

läßt den Mitnehmerstift in diesen hineingreifen. Den gewöhnlichen Drehherzen haften verschiedene Mängel an: Sie spannen das Werkstück nicht genügend fest, sie eignen sich nicht zum Einspannen von Werkstücken jeder Querschnittsform, sie zerdrücken leicht schwache Gegenstände (Gewinde) oder das Einspannen ist umständlich, daher sind sie in der Massenfabrikation nicht verwendbar. Eine Reihe verschiedener Drehherzkonstruktionen vermeidet die Mängel, andre sind für besondere Arbeiten bestimmt. Das Drehherz Fig. 3 hat zwei Preßschrauben, die das Werk-

stück gegen ein oder zwei Rädchen drücken, die auf geneigten Flächen gleiten; beim Drehherzen Fig. 4 ist zwischen Schraube und Werkstück ein mit Zähnen versehenes, beim Drehherzen Fig. 5 ein glattes Druckstück eingeschaltet. Die Druckstücke sind auch leicht auswechselbar hergestellt, so daß für Gegenstände verschiedener Formen besondere Druckstücke mit runden, eckigen oder mit Gewinde versehenen Backen verwendet werden. Ein solches Drehherz zeigt Fig. 5a



(Herm. Lamparter, Metallwarenfabrik, Reutlingen). Zum Einfassen von Schrauben dient das Drehherz Fig. 6, dessen Auschnitt *a* mit Gewinde versehen ist. Selbsttätig spannen die Drehherzen Fig. 7 und 8 (Gebr. Brill, Barmen, D.R.P. Nr. 73958). Sie eignen sich ihrer schnellen Handhabung wegen zur Massenfabrikation. Bei jenem legt sich der Mitnehmer gegen einen Hebel *a* mit Exzenter, bei diesem gegen einen doppelarmigen gezahnten Hebel *b*. Selbsttätige Festspannung und Festspannung durch Schraube hat das Drehherz Fig. 9, das in beiden Drehrichtungen anwendbar ist. Ein Festspannen des Werkstücks, nachdem dieses bereits zwischen den Drehbankspitzen



eingepaßt ist, ermöglichen das einem Feilkloben ähnliche Drehherz Fig. 10 und die Drehherzen Fig. 11–13, von denen sich die beiden letzteren auch zum Einfassen konischer Werkstücke eignen. Der Massenfabrikation besonders dienen die Drehherzen Fig. 14–16. Beim ersten (D.R.P. Nr. 89006) lassen sich die Teile *a* und *b* zusammenhaken, darauf wird die Schraube angezogen. Das Drehherz Fig. 15 dient zum Einfassen annähernd gleichstarker zylindrischer Arbeitsstücke und die Vorrichtung Fig. 16 zum Abdrehen von Schraubenbolzen mit Vierkant- und Sechskantköpfen. Bei dieser Einrichtung fällt das Einfassen fort. Zum Einfassen von Gegenständen verschieden starken Durchmessers dient das Drehherz Fig. 17. Die Schenkel *b* sind mit Rasten *a* versehen, in die der Riegel *c* gehoben wird. Das Drehherz Fig. 18 ist symmetrisch ausgebildet, so daß beim Drehen keine freien Kräfte auftreten können, weshalb das Drehherz sich besonders zum schnellen Drehen eignet. Dadurch, daß zwei Mitnehmer in zwei gegenüberliegenden Schlitten gegen das Drehherz drücken, wird ein einseitiger Druck vermieden.

Bezüglich der Drehherzen bzw. Mitnehmer vgl. a. D.R.P. Nr. 91628, 95704, 103826, 123681, 128157, 129306, 138734, 138957, 141772, 143060. *Dalchow.*

Drehkälke, Einrichtung, um die im Kalkäfcher befindlichen Häute von Zeit zu Zeit zu bewegen, ohne daß dieselben aus dem Aescher herausgenommen werden müssen.

Es wird dies bei der Drehkälke dadurch erreicht, daß jede Haut einzeln befestigt und in die Aescherflüssigkeit eingehängt ist. Durch besondere Vorrichtungen lassen sich sämtliche im Aescher befindlichen Häute bewegen und drehen, was täglich mehrmals wiederholt wird. Durch die Einrichtung der Drehkälke geht die Aescherung schneller vor sich. *Päffter.*

Drehkanne, f. Baumwollspinnerei, Bd. 1, S. 603.

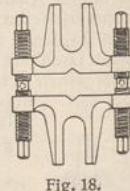


Fig. 18.

Drehknotenfänger, Vorrichtung zum Ausscheiden der Knoten und Katzen aus dem Papierzeug, aus einem zylindrisch gestalteten, langsam rotierenden Metallstab bestehend. S. Papierfabrikation.

Drehkocher, Vorrichtung bei der nassen Reinigung der Hadern durch Kochen mit Lauge, aus einem zylindrischen oder kugelförmigen Metallkessel bestehend. S. Papierfabrikation.

Drehkörperkette nennt Grashof [1] ein Gebilde von starren Körpern, die durch Drehpaarungen (f. Drehpaar) resp. durch Achsfugenlenke beweglich verbunden sind. Die Drehkörperkette, die von Burmeister [2] Gelenkmechanismus genannt wird, heißt eine ebene oder eine sphärische, wenn alle Achsen der Gelenke beständig parallel sind oder wenn alle Achsen der Gelenke sich beständig in einem Punkt schneiden. In dem allgemeinen Falle, wenn die Achsen beliebige Lage im Raum gegeneinander haben, wird eine allgemeine Drehkörperkette gebildet. Ferner wird die Drehkörperkette eine zwangsläufige genannt, wenn jeder Körper der Drehkörperkette gegen jeden andern derselben eine bestimmte Bewegung vollzieht, die Punkte eines Körpers also in bezug auf jeden andern sich in bestimmten Bahnen bewegen.

Literatur: [1] Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Leipzig 1883, Bd. 2, S. 159. — [2] Burmeister, Lehrbuch der Kinematik, Leipzig 1888, Bd. 1, S. 418.

Burmeister.

Drehkörperpaar, f. Drehpaar.

Drehkopf oder Wasserturbine, beim Tiefbohren (f. d.) mit Wasser- spülung das Anschlußstück für den Wasserzuführungsschlauch.

Drehkran, f. Krane.

Drehkreis bei Schiffen, f. Ruder.

Drehkreuz (Tourniquet), f. Wege schranken.

Drehkurve, ein von drei Gleiskurven gebildetes Dreieck zum Zweck des Umwendens von Lokomotiven (an Stelle von Drehscheiben), selten in Anwendung, weil viel Platz erfordernd.

Drehlatte (Feldzirkel), ein Längenmeßinstrument, bestehend aus einer Latte (2, 3 oder 4 m lang), bei der das Endmaß durch rechtwinklig zur Längsachse angebrachte Eisenspitzen bezeichnet wird. Das Werkzeug trägt in der Mitte einen Handgriff, so daß mit demselben die Längenmessung im Felde durch Umschlagen wie mit dem Zirkel auf dem Papier vorgenommen werden kann (vgl. a. Längenmessung).

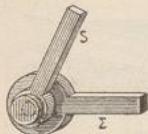
Goering.

Reinhertz.

Drehmeißel, f. Werkzeugstähle.

Drehpaar und Drehpaarung. Wird ein Körper mit einem Körperteil versehen, der von einer Drehungsfläche umgrenzt ist, und in einem andern Körper ein Hohlraum von derselben Drehungsfläche umgrenzt hergestellt, wird ferner jener Körperteil in diesen Hohlraum eingelagert und die Anordnung getroffen, daß keine Verschiebung dieser Körper in der gemeinsamen Achse dieser beiden Drehungsflächen möglich ist, so kann der eine Körper gegen den andern sich nur um diese Achse drehen. Zwei solche beweglich verbundene Körper bilden ein Drehpaar, das auch Drehkörperpaar und Achsfugenlenk genannt wird, und diese Verbindung heißt eine Drehpaarung. In nebenstehender Figur ist z. B. ein Körper *S* mit einem Vollzylinder versehen, der sich in dem Hohlzylinder des Körpers *Z* dreht und Anfänge trägt, um die Verschiebung in der Achsenrichtung zu verhindern. Bei dieser Verbindung ist es jedoch nicht notwendig, daß sich die beiden Drehungsflächen in ihrer ganzen Ausdehnung berühren, denn es kann von beiden Drehungsflächen so viel weggenommen werden, bis nur noch Bestandteile derselben übrigbleiben, die für die Erhaltung der gegenseitigen Drehung genügen.

Burmeister.



Drehpaarung, f. Drehpaar.

Drehposten im Wasserbau, f. Schleusenwehr.

Drehpunkt eines Fachwerkstabes. Legt man durch ein ebenes Fachwerk einen Querschnitt, der drei Stäbe trifft, so ist der Schnittpunkt von je zweien der geschnittenen Stäbe der Drehpunkt des dritten. Für einen Gurtungsstab fällt der Drehpunkt mit dem gegenüberliegenden Knotenpunkte zusammen. Der Drehpunkt einer Strebe liegt in der Regel außerhalb der Spannweite, bei parallelen Gurtungen im Unendlichen. (Vgl. Formänderungen, elastische, und Momentenverfahren.)

(Ritter) Roth.

Drehreep, eine Kette oder ein Tau, mit dem über einen festen Block oder eine Scheibe in der Stange die Räaen geheist und gefiert werden. Bei größeren Räaen wird an das Drehreep meist eine besondere Talje angegeschlagen. Marsdrehreep ist das Drehreep der Marsraa, Bramdrehreep das Drehreep der Bramraa; f. Bemastung und Takelage.

T. Schwarz.

Drehrichtung, f. Momente, statische.

Drehröhre, f. Werkzeugfähle.

Drehrolle, f. Drehstuhl; auch f. v. w. Mange (f. d.).

Drehschalter, f. Ausschalter für elektrische Ströme.

Drehschaukelbagger, f. Bagger.

Dreh scheibe (der Eisenbahn), ein bewegliches, besonders unterstütztes Stück des Eisenbahngleises, das um einen Punkt, in der Regel um den Mittelpunkt, in wagerechter Ebene drehbar ist, um damit a) Fahrzeuge, namentlich Lokomotiven, um 180° wenden zu können, oder b) um als Gleisverbindung zum Umsetzen von Fahrzeugen, namentlich Wagen, aus einem Gleise in ein andres zu dienen.

Das Umwenden der Lokomotiven ist überall da nötig, wo diese ihren regelmäßigen Lauf beenden und in umgekehrter Richtung wieder beginnen, da sie nur ausnahmsweise mit beschränkter Geschwindigkeit auf längere Strecken rückwärts (mit dem Tender voran) fahren dürfen. Nur Tenderlokomotiven, d. h. solche ohne Tender (die Tender und Maschine auf einem Gestell vereinigen) laufen gleichwertig vor- und rückwärts, bedürfen also keiner Dreh scheiben. Sie können aber wegen des geringen Vorrats an Wasser und Kohlen nur kurze Strecken zurücklegen; ihre Anwendung bleibt also auf Rangierzwecke und kurze Bahnstrecken (Stadtbahnen u. f. w.) beschränkt. Neuerdings fängt man jedoch an, ganz große Lokomotiven für sehr rasche Fahrt so zu bauen, daß sie an jedem Ende einen Führerstand (und zwar mit Vorwärtsrichtung des Führers) erhalten und zugleich gegen den Luftdruck mit zugespitzter Form endigen, dabei mit Fenstern zum Überblicken der Strecke abgeschlossen sind, mithin auch gleichwertig in beiden Richtungen laufen können. Das Umsetzen von Wagen mittels der Dreh scheiben erfordert in der Regel nur einen kleineren Drehungswinkel bis 60 oder 90° . Es findet namentlich statt bei kleineren zweiachsigen Güterwagen für Rohgut, seltener für mehrachsige, lange Wagen. Nur an einzelnen Stellen, wie z. B. am Ende von Kopfstationen (f. Bahnhöfe) werden hin und wieder größere Wagen und auch wohl Lokomotiven mittels Dreh scheiben umgesetzt; im allgemeinen ist jedoch diese Art der Gleisverbindung für große Fahrzeuge zu schwerfällig. Dagegen wird die Dreh scheibe als Zugangsmittel zu den strahlförmig auseinander laufenden Gleisen der vieleck- oder ringförmigen Lokomotivschuppen (f. d.) viel angewendet, namentlich für eine große Zahl von Ständen. Hier hat der Zugang mit Dreh scheibe gegenüber dem mit Weichen gleisen den Vorteil kürzerer Wege und unabhängiger Bewegung der einzelnen Maschinen voneinander. Die Größe der Dreh scheiben muß den Achsenstand (Entfernung der äußersten Achsen) des zu drehenden Fahrzeugs mindestens um $\frac{1}{2}$ m übertreffen; für Lokomotiven ist außerdem erwünscht, daß ihr Schwerpunkt nahezu über den Drehpunkt gebracht werden kann, damit die Bewegung tunlichst erleichtert wird. So ergeben sich als übliche Maße des Grubendurchmessers: 12–18 m (Norm der preußischen Staatsbahn von 1893 16,2 m) für Lokomotiven, 5–8 m für Gepäck-, Post- und nicht allzu lange Personenwagen, 4–5 m für Rohgut- und kürzere Güterwagen, endlich 2–3 m für einzelne Achsen (beim Werkstattbetrieb). Auch andre Größen können durch besondere Zwecke, u. a. bei Schmalspurgleisen, bedingt werden. — In durchgehenden Hauptgleisen sollen Dreh scheiben vermieden werden wegen damit verbundener Gefahr und wegen des Geräusches (in deutschen Hauptgleisen nach der vom Reiche erlassenen Bau- und Betriebsordnung nur an Stumpfenden zulässig). —

Hinsichtlich der Gesamtform sind zu unterscheiden: Voll scheiben mit voller Bedeckung der Grube; für Lokomotiven fast nur in vieleckigen

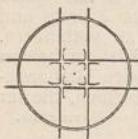


Fig. 1.

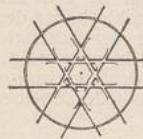


Fig. 2.

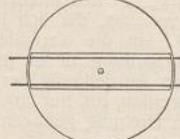


Fig. 3.

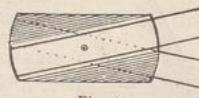


Fig. 4.

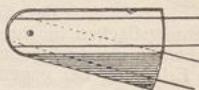


Fig. 4a.

Lokomotivschuppen, auch dann nur mit einem Gleise; für kürzere Wagen häufig und zwar als Kreuzdreh scheiben (Fig. 1) mit zwei unter 90° , oder als Stern Dreh scheiben (Fig. 2) mit drei unter 60° kreuzenden Gleisen, dann stets nach $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{6}$ Umdrehung wieder passend. Sodann Teilscheiben, die nur den der Gleisbreite entsprechenden oder um schmale Laufstege daneben vergrößerten Streifen füllen, im übrigen aber die Grube unbedeckt lassen (Fig. 3). Diese Form bildet die Regel für Lokomotiven und größere Wagen. Dieselbe Teilscheibe mit Beschränkung der Grube auf einen kleinen Drehungswinkel, auch wohl mit Drehung um den einen Endpunkt, wohl Drehweiche oder besser Pendelscheibe (Fig. 4 und 4a) genannt, findet nur in einzelnen Fällen Anwendung, so bisweilen am Ende von Kopfstationen zum Umsetzen der Lokomotive ohne vollkreisförmigen Abschnitt des Bahnsteigs. Die Anordnung der Gleise bei Dreh scheiben verlangt unbedingt deren radiale und im letzten Teile gerade Zusammenführung bis zum Umfang der Grube, auf dem die Schienenenden gut befestigt sein müssen. Werden die Gleise auf längere Strecke ganz oder nahezu geradlinig fortgeführt, so pflegt man sie Strahlengleise zu nennen (so namentlich für runde und ringförmige Lokomotivschuppen). Die Schienen können dabei einander so nahe (unter so kleinem Winkel) gelegt werden, daß sie unweit des Umfangs in einfacher (Fig. 5) oder zweifacher (Fig. 6) Durch-

fchneidung Herzstücke bilden. Die Grenzwerte der Winkel zwischen den Nachbargleisen bestimmen sich danach, daß die zusammenlaufenden Schienen am Umfange der Grube noch den nötigen Platz zu ihrer Befestigung finden müssen. Weiteres hierüber und über die daraus abgeleiteten Ständezahlen der Lokomotivschuppen mit radialen, geraden Gleisen sowie über die Zusammenführung paralleler Gleise f. Goering, in Taschenbuch der „Hütte“, Kapitel Eisenbahnbau, und eingehend in dessen Artikel „Lokomotivschuppen“ in Röls Encyklopädie des Eisenbahnwesens. — Nur ausnahmsweise sind doppelgleifige Dreh scheiben (Fig. 7) hergestellt worden, um dadurch auf beschränktem Raum beispielweise folgende Uebergangsmöglichkeiten zu schaffen: aus Gleis *a* in Gleis *b* und umgekehrt: durch Drehung um 180° ; aus Gleis *a* in *c* und aus *b* in *d* und umgekehrt: durch Drehung nach rechts um den Winkel $360^\circ - \varphi$; aus *a* in *d* und *b* in *c* und umgekehrt: durch Drehung nach links um den Winkel φ (Zentralblatt der Bauverwaltung 1899, S. 172). Die Unterstützung der Fahrschienen geschieht — zunächst bei Teilscheiben (Fig. 8) nur mit einem Gleise — durch zwei unter ihnen befindliche Blechträger, deren Höhe bei Wagendreh scheiben in der Regel durchweg gleich bleibt, bei Lokomotivdreh scheiben dagegen nach der Mitte hin durch Vertiefung der Unterkante zunimmt. Diese Hauptträger sind durch reichliche (bei 16 m Durchmesser vierzehn) Querverbindungen von Blech oder Gitterfachwerk ausgesteift, die zugleich den zwischen den Schienen liegenden Belag aus Bohlen- oder Riffelblech

tragen, ebenso wie die außen an den Hauptträgern angebrachten Konsole neben den

Schienen noch je einen Laufsteg von etwa 80 bis 90 cm Breite bilden. In der Nähe des Drehpunkts (etwa mit 50 cm Abstand) sind zwei der Querverbindungen (ebenso wie die beiden Endverbindungen) zu starken

Querträgern ausgestaltet, um von den Hauptträgern die Last abzunehmen. Sie fassen ein Gußstück (die den Mittelzapfen umgebende „Führungshülse“) zwischen sich und geben mittels dieses Stückes (oder mittels zweier kurzen Blechzwischenträger) die Last an zwei starke Tragschrauben weiter. Diese übertragen die Last mit Hilfe der Schraubenmuttern auf ein gußstahlernes Querstück, in das etwa in Schienenhöhe der möglichst hoch zu legende Zapfen eingeletzt ist. Dieser Drehzapfen, bei Lokomotivdreh scheiben etwa 12 cm im Durchmesser stark, stützt sich auf die Spurplatte (beide Stücke aus bestem Gußstahl), die oben in dem Spurlager des gußeisernen runden „Königsstuhles“ ruht. Der Königsstuhl hat oben z. B. 25 cm, unten 47 cm Durchmesser und 5 cm Wandstärke bei 110 cm Höhe. Er geht unten mit

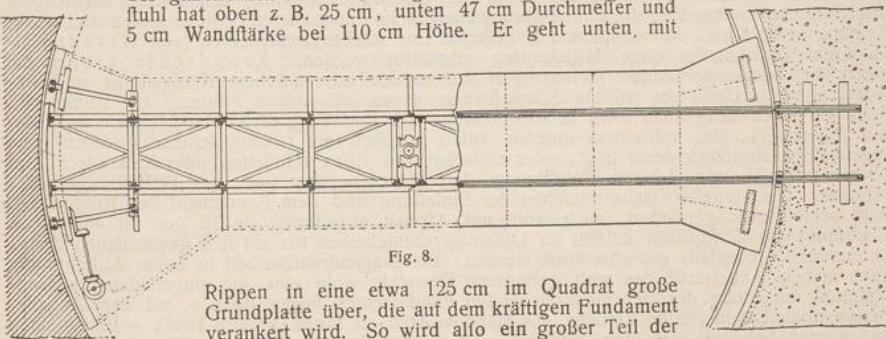


Fig. 8.

Rippen in eine etwa 125 cm im Quadrat große Grundplatte über, die auf dem kräftigen Fundament verankert wird. So wird also ein großer Teil der Last (unter Umständen die ganze) während der Drehung vom Mittelzapfen getragen. Außerdem sind jedoch die Endquerträger verlängert, dem kreisförmigen Grubenumfang entsprechend gebogen (oder geknickt) und beiderseits des Gleises mit Achslagern versehen, die sich auf entsprechende (im ganzen also vier) am Umfange der Grube auf einer untermauerten Schiene laufende Räder stützen und so imstande sind, einen bestimmten Teil der Last aufzunehmen, namentlich aber zugleich eine sichere Führung der Dreh scheibe zu gewährleisten. Die Umfangsräder müssen dienterhalb radial nach dem Mittelpunkt gerichtete Achsen von etwa 1,5 m Länge erhalten. Ihr zweiter Endpunkt wird an kleinen, von den Hauptträgern ausgekragten Konsole gelagert, während das vorerwähnte erste Lager unmittelbar neben dem Rade sich befindet. Die genaue Regelung der Lastanteile des Mittelzapfens und der vier Umfangsräder kann durch die erwähnten Tragschrauben (nach vorheriger Entlastung des Mittelzapfens) bewirkt werden, indem sie von der durch Rechnung festzustellenden geringen Verschiedenheit in der Höhenlage der drei Stützpunkte jedes Trägers abhängen (Balken auf drei Stützen). Vorrichtungen zum Senken der Trägerenden nach Auffahren der Last (z. B. durch Befestigung oder Verschiebung von exzentrischen oder keilförmigen Auflagerstützen) sind wohl

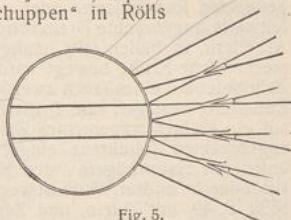


Fig. 5.

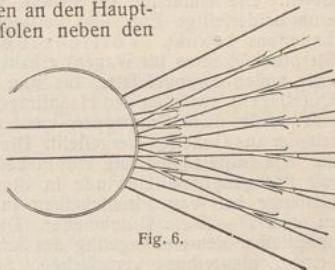


Fig. 6.

vorgeschlagen, jedoch selten ausgeführt, um die Last ganz oder fast ganz auf den Mittelzapfen zu bringen und so eine sehr leichte Drehung zu erzielen. Nach der Drehung müssen dann die Trägerenden wieder gehoben und vor Abfahren der Last fest unterstützt werden. Die schwierige Handhabung solcher Einrichtungen steht jedoch außer Verhältnis zu ihrem Nutzen. Die Bewegung der Lokomotivdrehzscheiben geschieht entweder mit Hilfe von in Hülsen schräg eingefleckten Rundhölzern oder — wohl meistens — durch eine besondere, am Scheibenkörper seitwärts angebrachte Drehvorrichtung, die im allgemeinen mit Handkurbeln von zwei oder vier Arbeitern, in Fällen sehr häufigen Gebrauches, wie bei großen Lokomotivschuppen, auch durch mechanische Kräfte bewegt wird. Bei Handbetrieb wird die Bewegung entweder durch konische Zahnräder auf eines (auch zwei) der Umfangsräder übertragen, die vermöge ihrer Reibung (die bei Entlastung versagen kann!) die Drehung der Scheibe veranlassen; oder die Bewegung wird besser auf ein kleines wagerechtes Zahnräder übertragen, das in einen fest am Umfange der Grube angebrachten Zahnkranz eingreift. Bei mechanischem Betriebe kann auch eine Ketten scheibe unter den Hauptträgern, den Königsthühl umgebend, befestigt und von Druckwasserzylindern aus oder in anderer Weise bewegt werden (f. z. B. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1890, S. 49, mit Tafeln, und Zentralbl. d. Bauverw. 1886, S. 493). Neuerdings wird auch häufig elektrischer Antrieb ausgeführt. Dabei kann die sonst von Menschenhand bewirkte Drehbewegung der Umfangsräder oder des Zahnrads (s. oben) durch eine an dem Scheibenkörper angebrachte Dynamomaschine mit einer über dem Drehpunkt angebrachten Stromzuleitung oder auf andre Weise beorgt werden. Die Anbringung von Dampf- oder Gasmaschinen auf der Drehzscheibe selbst kommt wegen der damit verbundenen toten Last heute wohl kaum mehr in Frage. — Eine Feststellvorrichtung muß stets vorhanden sein und vor wie nach der Drehung in Tätigkeit treten. Die einfachste Art besteht in Einwurkkliniken. Bei großen Dreh scheiben wird jedoch eine beiderseitige Ent- und Verriegelung mittels Hebels und Stangenverbindung von einem Ende aus bewirkt. Vollscheiben, insbesondere solche mit mehreren Gleisen (Kreuz- und Sterndreh scheiben für Wagen) erhalten außer den beiden Hauptträgern noch eine Anzahl konförm artig außen darangesetzter, bis zum Gruben umfang reichender Kragträger nebst entsprechenden Querträgern zwischen den Hauptträgern, außerdem auch meistens einen durchgehenden Umfangs ring. Alle diese Tragrippen werden von gleicher Höhe aus Walzbalken von I-Querschnitt, sel tener aus Gußeisen hergestellt. Die Unterstützung dieser so gebildeten Scheibenkörper geschieht auf dem Mittelzapfen wie vorhin beschrieben, nur mit kleineren Abmessungen oder durch einen mit flachgängigem Gewinde in die Führungshilfe eingefräbten Drehzapfen; dagegen am Umfange bei Wagendreh scheiben in der Regel durch einen Kranz von 15—20 Umfangsrollen zu etwa 27—30 cm Durchmesser. Diese Rollen ruhen auf der Umfangschiene und unterstützen unmittelbar den Umfangsring des Scheibenkörpers, so daß sie nur die geringe rollende Reibung, keine Zapfenreibung verursachen. Sie werden durch Radialstangen und einen den Königsthühl umgebenden Halsring geführt. Kleine Dreh scheiben von 2—3 m Durchmesser für Achsen oder ganz kleine Fahrzeuge und solche für Schmalspur (schon von 1,2 m Durchmesser an) werden häufig von Gußeisen in einem Stück und mit Rinnen für die Spurkränze, also ohne besondere Schienen hergestellt, während die früher übliche Zusammensetzung größerer Wagendreh scheiben aus mehreren Gußeisenteilen heute wohl überall der Bildung aus Walzeisen gewichen ist. Bei gußeisernen Scheiben treten an die Stelle der Umlaufrollen häufig kleine volle Stahlkugeln von 6—7 cm Durchmesser, die ohne Führungstangen in rinnenartiger Schiene laufen und wenig Reibung veranlassen. Mit doppeltem Kugelkranz sind solche Dreh scheiben (von Weikum) bis zu 4,6 m Durchmesser ohne Mittelzapfen ausgeführt worden. Krandreh scheiben mit einem tief hinuntergehenden säulenartigen Mittelzapfen oder folchem Königsthühl und Ab spreizung des Umfanges mittels Schrägstreben gegen die untere Führung am Königsthühl kommen gegenwärtig nicht mehr in Anwendung. Die Einfassung der Grube geschieht entweder mit Mauerwerk, das auf einem unteren Ansatz zugleich die Umfangschiene (meistens eine regelmäßige Breitfußschiene) trägt, oder einfacher aus Eisen (Gußeisen oder Kesselblech) mit oberem Flansch zur sicheren Befestigung der Schienenenden und der Feststellriegel oder -kliniken. Die vertiefte Fläche zwischen der Einfassung und dem Fundament des Königsthühls wird bekistet oder gepflastert, auch wohl mit Asphalt abgedeckt; sie ist gut zu entwässern. Einfassung wie Königsthühl müssen für Lokomotivdreh scheiben bis auf den gewachsenen Boden untermauert, jedenfalls gut unterstützt werden. Bei Wagendreh scheiben in hoher Aufschüttung kann man in Anbetracht des weit geringeren Gewichts wohl eine gut eingefüllte Sand schüttung an Stelle des tief hinabreichenden Fundamentes setzen (so u. a. auf dem Anhalter Personenbahnhof in Berlin, Zeitschr. des Hannov. Arch.- u. Ingen.-Vereins 1884). — Bei kleinen gußeisernen Scheiben hat man auch hin und wieder das Spurlager des Mittelzapfens ohne Untermauerung durch einen mit Radialrippen versehenen Gußkörper gebildet, der mit der Einfassung ein Stück bildet, also den Zapfendruck dahin überträgt und verteilt (sogenannte Tellerdreh scheiben). Endlich kommt auch eine Unterstützung des Königsthühls vor aus Holzschwellen, die nötigenfalls durch Stopfen wieder gehoben werden können. Aehnlich am Umfang (so in Oldenburg, f. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1869, S. 243).

Literatur (außer der bereits angeführten): Rölls Encyklop. d. Eisenbahnw., Dreh scheiben von Löwe; Vorträge über Eisenbahnbau, 3. Heft, Dreh scheiben und Schiebebühnen von W. Fränkel, 2. Aufl., Prag 1876; Derf., im Handbuch der speziellen Eisenbahntechnik, Leipzig 1877, Bd. 1; Paulus, Bau und Ausrüstung der Eisenbahnen, Stuttgart 1890; Musterzeichnungen der preußischen Staatsbahn von 1893 (nicht im Buchhandel); Eisenbahnbau der Gegenwart, III. Bahnhofsanlagen, S. 360—397, Dreh scheiben von S. Fränkel, Wiesbaden 1889; Eigenartige Verbindung von Schiebe bühne und Dreh scheibe auf dem Bahnhofe St. Lazare in Paris, f. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens 1888, S. 206, und Röll a. a. o.

Goering.

Dreh scheibenlafette, f. Lafettierung.

Drehzscheiben signale. Drehzscheiben, die übrigens in Hauptgleisen nur in besonderen Fällen mit Genehmigung der Aufsichtsbehörde zulässig sind, stehen häufig mit Gleisen in Verbindung, auf denen ein Rangierverkehr stattfindet, der auch über die Scheibe gehen muß. In solchen Fällen werden zuweilen Signale (Scheiben signale bei Tage, Laternen signale bei Nacht) angewendet, deren Stellung von der Verriegelung der Drehzscheibe abhängig ist und welche für die Richtung der betreffenden Gleise die Stellung der Drehzscheibe erkennen lassen. *Köcky.*

Dreh schieber, f. Schieber, Dampfmaschinen, Schiffsmaschinen.

Dreh schlitten, beim Abdrehen langer dünner Stangen benutzter verschiebbarer Werkzeugträger, der das Arbeitsstück mit zwei hölzernen Backen umfaßt, um es am Durchbiegen zu verhindern. Die feinen schraubenförmigen Schnitträder drücken sich in das Holz ein und bewegen den Dreh schlitten dadurch selbsttätig fort; vgl. a. Brille (Lünette). *Dalchow.*

Dreh schranke, f. Wege schranken.

Dreh spindel, f. Drehbank.

Dreh spulengalvanometer, f. Meßinstrumente, elektrische.

Dreh stahl, f. Werkzeug stähle.

Dreh stange, f. Hand verschluße (für Fenster).

Dreh stein, f. Schleifen (Schleifmittel).

Dreh stichel, f. Werkzeug stähle.

Dreh stift, f. Dreh stuhl.

Dreh strom (Mehr phasen strom). Man versteht hierunter eine Anzahl miteinander verbundeter Wechselströme (f. Wechselstrom) [2], die gegeneinander eine Phasenverschiebung besitzen, aber von gleicher Periode sind.

Die Entstehung eines Drehstromes [3], [4], [5] ergibt sich aus folgender Betrachtung.

Setzt man zwei gegenüberliegende Wicklungsstellen *a* und *b* (Fig. 1) eines Grammofischen Ringes (f. Dynamomaschine) mit je einem Schleifringe in Verbindung, so kann man von dem letzteren durch die Bürsten 1 und 2 gewöhnlichen einphasigen Wechselstrom abnehmen.

Stellt man eine gleiche Verbindung noch an zwei weiteren Stellen *c* und *d* der Wicklung her, so erhält man an den Bürsten 3 und 4 ebenfalls einen Wechselstrom von gleicher Periode wie vorher, jedoch ist der selbe gegen den ersten um 90° verschoben, d. h. der Strom des einen Zweiges erreicht seinen Maximalwert (bei *I*) dann, wenn der des andern Zweiges Null geworden ist (bei 90°) und umgekehrt. Eine derartige Verbindung zweier Wechselströme nennt man Zwei phasenstrom. Fig. 2 zeigt den Verlauf dieser beiden Ströme (f. Wechselstrom).

Verlegt man endlich die Stromentnahme an drei Ankerpunkte, die um 120° gegeneinander versetzt sind, so entsteht der Dreiphasenstrom oder Drehstrom, charakterisiert durch drei Wechselströme, die um 120° in der Phase verschoben sind und welche die Eigenschaft haben, daß ihre algebraische Summe in jedem Moment gleich Null ist. Die Kurven der Fig. 3 (Sinuslinien) zeigen den Stromlauf. Man kann natürlich je nach der Wicklung beliebig viele solcher Ströme auftreten lassen und spricht dann von einem Fünf-

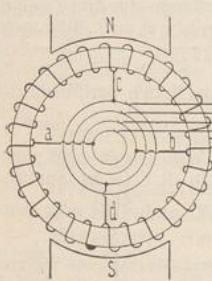


Fig. 1.

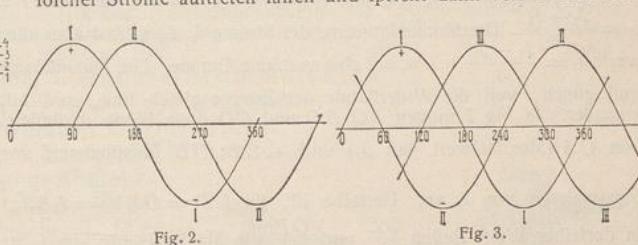


Fig. 2.

Fig. 3.

phasenstrom [6] u. f. w. Mit der Zahl der Phasen steigt jedoch auch die Zahl der Leitungen, und es wachsen dadurch die Anlagekosten.

Praktische Verwendung hat besonders der Dreiphasenstrom oder Drehstrom gefunden.

Die sich aus der Wicklung von drei Spulen ergebende Zahl von sechs Leitungsdrähten reduziert man durch zwei verschiedene Schaltungsarten auf drei, wobei möglichst gleichmäßige Belastung der drei Stromkreise vorausgesetzt ist. Diese Schaltungen [5] beruhen auf der Eigenschaft der dreiphasigen Ströme, daß die Summe der Momentanwerte (f. Wechselstrom) der drei Phasen in jedem Augenblick gleich Null ist.

Bezeichnet man mit i_1, i_2, i_3 die Momentanwerte in der ersten, zweiten und dritten Phase, mit J_0 den Maximalwert einer Phase und mit α den Winkel, den der Radiusvektor der ersten Phase mit der *X*-Achse bildet, so ergibt sich (f. Wechselstrom) der Momentanwert des ersten Stromes $i_1 = J_0 \sin \alpha$, der des zweiten $i_2 = J_0 \sin(\alpha + 120^\circ)$ und $i_3 = J_0 \sin(\alpha + 240^\circ)$. Die beiden letzten Gleichungen lassen sich umformen in: $i_2 = J_0 (\frac{1}{2} \sqrt{3} \cos \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha)$ und

$i_3 = J_0 (-1/3 \sqrt{3} \cos \alpha - 1/3 \sin \alpha)$; bildet man die Summe der drei Momentanwerte $i_1 + i_2 + i_3$, so ist diese stets Null. Infolge dieser Eigenchaft können an der Drehstrommaschine zwei Schaltungen, die sogenannte Sternschaltung oder die Dreieckschaltung, ausgeführt werden, durch welche die drei Rückleitungen gespart werden.

Bei der Sternschaltung werden die Enden der Spulen der drei Phasen einer Drehstrommaschine oder eines Motors zu einem Punkte O geführt, während die drei Anfänge zur Fortleitung dienen. Die Darstellung des Schemas gibt Fig. 4. In den Zuleitungen I , II , III fließen dieselben Ströme wie in den Spulen $a_1 O$, $a_2 O$, $a_3 O$; dagegen finden die Spannungen $a_1 O$, $a_2 O$, $a_3 O$ verschiedene von den Spannungen $a_1 a_2$, $a_2 a_3$, $a_3 a_1$. Im Falle der Gleichheit der Ströme in den drei Leitungen lässt sich die Beziehung zwischen den Spannungen $a_1 O$ und $a_1 a_2$ leicht bestimmen. Die Maximalwerte der Spannungen $a_1 O$, $a_2 O$ und $a_3 O$ finden einander gleich und bilden Winkel von 120° miteinander. In Fig. 5 seien $AO = BO = CO = E_0$ die Maximalwerte. Die maximale Spannung E zwischen $a_1 a_2$ (Fig. 4) ist nun der Maximalwert des Spannungsunterschiedes zwischen $a_1 O$ und $a_2 O$, d. h. es sollen in Fig. 5 addiert werden die Größen AO und $-BO$, und die Diagonale OD gibt dann die gesuchte maximale Spannung $a_1 O$ der Größe und Richtung nach an. Da $OD = 2 \cdot OG = 2 \cdot \frac{OA}{\sqrt{3}}$, ergibt sich $E = E_0 \sqrt{3}$.

Will man anstatt der maximalen Werte die effektiven haben, so hat man nur beide Seiten der Gleichung durch $\sqrt{2}$ zu dividieren und erhält dann $e' = e'_0 \sqrt{3}$.

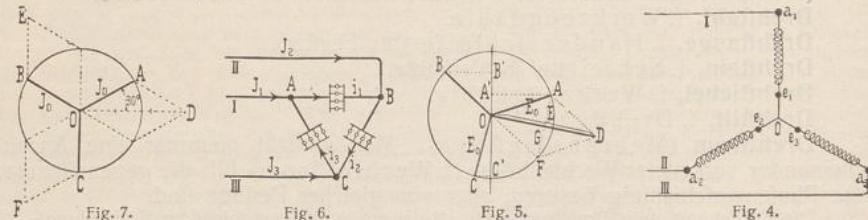


Fig. 7

Fig. 6.

Fig. 5.

Fig. 4.

Der Effekt des Drehstroms in den drei Phasen ist, Gleichheit in allen drei Phasen vorausgesetzt, dreimal so groß wie in einer Phase, also $G = 3e'_0 t' \cos \varphi$, wo t' den effektiven Wert des Stromes in der Phase $a_1 e_1$ (Fig. 4) bezeichnet (Messung des Effektes f in [5]). Ersetzt man e'_0 durch die effektive Spannung zwischen $a_1 a_2$, so wird $G = e' t' \sqrt{3} \cos \varphi$.

An Stelle der Sternschaltung kann auch die fogenannte Dreieckschaltung verwendet werden. Dieelbe ist in Fig. 6 schematisch dargestellt. Die drei Leitungen I , II , III , die von den Klemmen des Stromerzeugers kommen, führen zu den drei Klemmen A , B und C , zwischen welchen die Lampen oder die Spulen des Drehstrommotors sich befinden. Es ist hierbei gleichgültig, wie der Stromerzeuger geschaltet ist; er kann in Dreieckschaltung oder auch in Sternschaltung ausgeführt sein. Der Zusammenhang zwischen den momentanen Stromwerten J_1 , J_2 , J_3 in den Zuleitungen und den Strömen i_1 , i_2 , i_3 in den drei Zweigen (Fig. 6) ergibt sich wie folgt: Nach dem ersten Kirchhoff'schen Gesetz ist $J_1 = i_1 - i_2$, $J_2 = i_2 - i_1$ und $J_3 = i_3 - i_2$; nach dem zweiten gilt die Gleichung $i_1 w_1 + i_2 w_2 + i_3 w_3 = 0$. Sind die Widerstände der drei Zweige gleich, ist also $w_1 = w_2 = w_3$, was vorausgesetzt werden möge, so wird $i_1 + i_2 + i_3 = 0$. Löst man diese Gleichungen nach i_1 , i_2 und i_3 auf, so ergeben sich die Werte $i_1 = \frac{J_1 - J_2}{3}$, $i_2 = \frac{J_2 - J_3}{3}$, $i_3 = \frac{J_3 - J_1}{3}$. Die Momentanwerte der Ströme i_1 , i_2 , i_3 sind aber die Projektionen der Maximalwerte $i_1 = \frac{J_1 - J_2}{3}$ u. f. w. auf eine vertikale Gerade. Die Maximalwerte der Ströme J_1 , J_2 und J_3 sind gleich, weil die Widerstände der Zweige gleich sind, und bilden Winkel von 120° miteinander. In Fig. 7 mögen AO , BO und CO diese Werte darstellen, dann ist OD die Summe von OA (Maximalwert von J_1) und $-OB$ (OB Maximalwert von J_2), und $\frac{OD}{3}$ gibt den

Maximalwert von i_1 an. Derfelbe ist, da $OD = OA\sqrt{3} = J_0\sqrt{3}$, $i_{1\max} = \frac{J_0\sqrt{3}}{3} = \frac{J_0}{\sqrt{3}}$. In derfelben Weise stellen $\frac{OE}{3}$ und $\frac{OF}{3}$ die Maximalwerte von i_2 und i_3 vor. Wie man sieht, bilden auch diese Werte wieder Winkel von 120° miteinander.

Der Effekt in den drei Zweigen ist wieder dreimal so groß wie in einem Zweig, also $E = 3 \cdot e' l \cos \varphi$, wo e' die effektive Spannung zwischen A und B (Fig. 6), l' die effektive Stromstärke in dem Zweige AB und $\cos \varphi$ den Cosinus des Phasenverschiebungswinkels zwischen Strom und Spannung darstellt. Ersetzt man l' durch die effektive Stromstärke J' in einer Zuleitung, so wird $E = e' J' \sqrt{3} \cos \varphi$, das ist derfelbe Wert, den die Sternschaltung ergab.

Fig. 8 zeigt die eine dieser Schaltungsarten für den Anker der Drehstromdynamo, nämlich die Dreieckschaltung oder geschlossene Verkettung. Bei dieser besteht der Anker aus einer in sich geschlossenen Wicklung, von der drei Abzweige zu den Schleifringen führen.

Sind dagegen (Fig. 9) drei gesonderte Ankerwicklungen vorhanden, deren drei Anfänge zu den Schleifringen führen, während die drei Enden miteinander verbunden sind, so entsteht die Sternschaltung oder offene Verkettung. An den Bürsten 1, 2 und 3 wird der erzeugte Drehstrom entnommen.

Verwendung findet der Drehstrom überall dort, wo auch gewöhnlicher Wechselstrom, vor dem er Vorteile besitzt, zulässig ist. Seine Transformierung bietet keine Schwierigkeiten; ebenso brauchbar ist er zum Betriebe von Glüh- und Bogenlampen. Die Vorteile des Drehstromes gegenüber dem gewöhnlichen einphasigen Wechselstrom bestehen besonders in der besseren Abgabe von Arbeit durch Elektromotoren. Ein Drehstrommotor verhält sich ebenso wie ein Gleichstrommotor, besitzt aber diesem gegenüber den Vorteil des Fehlens von Kollektor, Bürsten u. dergl. Auch kann er bei kleinerer Kraftabgabe (4—6 PS.) ohne Anlaßwiderstand laufen.

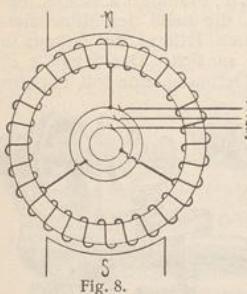


Fig. 8.

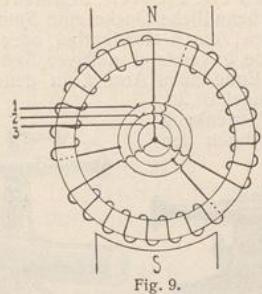


Fig. 9.

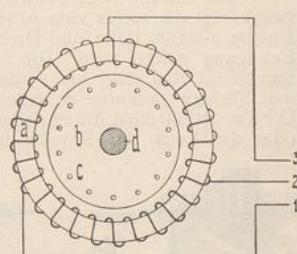


Fig. 10.

Das Prinzip, auf welchem die Drehstrommotoren [1], [6], [7] beruhen, ist folgendes: Der feststehende Eisenring *a* des Motors (Fig. 10) besitzt eine Wicklung, die nach dem Prinzip der Dreiecks- oder der Sternschaltung ausgeführt ist. Die drei Enden dieser Wicklung werden an die drei Klemmen einer Drehstromleitung gelegt und hierdurch die Wicklungen mit Wechselströmen gespeist, die Phasenunterschiede von 120° besitzen, d. h. es wird der Reihe nach in den einzelnen Spulen ein fortwährendes Abnehmen und Anwachsen der Stromstärke stattfinden, was bewirkt, daß der im äußeren Ringe *a* erzeugte Magnetismus von einer Spule nach der andern wandert und hierdurch ein magnetisches Drehfeld herstellt. Befindet sich im Innern dieses Ringes, also dieses Drehfeldes, eine Kupferscheibe, so entstehen in derselben Wirbelströme, welche nach dem Lenzschen Gesetze die Bewegung des magnetischen Feldes zu hemmen suchen. Infolgedessen wird die Scheibe durch das kräftige Drehfeld mitgenommen und in Rotation versetzt. An Stelle der Kupferscheibe tritt bei der praktischen Ausführung ein sogenannter Kurzschlußanker, der aus einem Kern von weichen Eisenblechscheiben *b* besteht und mit einer Anzahl von in sich kurzgeschlossenen Windungen aus Kupferdraht *c* versehen ist. Der Anker rotiert um die Achse *d* (f. Motor, elektrischer).

In die Praxis eingeführt wurde der Drehstrom Ende der achtziger Jahre durch Dolivo-Dobrowolski und Hafelwander, nachdem die grundlegenden Arbeiten von Ferraris und Tesla vorausgegangen.

Literatur: [1] Sahlukka, Ueber Drehstrommotoren, Wien 1892. — [2] Kapp, Elektrische Wechselströme, deutsch von Kaufmann, Leipzig 1900. — [3] Tesla, Untersuchungen über Mehrphasenströme, deutsch von H. Maier, Halle 1895. — [4] Grätz, Die Elektrizität, Stuttgart 1904. — [5] Holz, Schule des Elektrotechnikers, Bd. 2, Leipzig 1900. — [6] Elektrotechnische Zeitschr. 1891—1905. — [7] Benichke, Die asynchronen Drehstrommotoren, Braunschweig 1904. — [8] Arnold, Die Wicklungen der Wechselstrommaschinen, Berlin 1904. — [9] Kapp, Elektrische Wechselströme, Leipzig 1900. — [10] Derf., Dynamomaschinen für Gleich- und Wechselstrom, Berlin 1904. — [11] Heubach, Der Drehstrommotor, Berlin 1903. — [12] Reichel, Die Verwendung des Drehstromes u. w., München 1903.

Holz.

Drehstrommaschine, f. Wechselstrommaschine.

Drehstrommotor, f. Motor, elektrischer.

Drehstromtransformator, f. Umformer.

Drehstromzähler, f. Elektrizitätszähler.

Drehstuhl, dient zum Abdrehen kleiner Gegenstände besonders in der Feinmechanik und Uhrmacherei. Man unterscheidet Spitzen- oder Stiftendrehstühle und Dockendrehstühle.

Einen Stiftendrehstuhl von Lorch, Schmidt & Co., Frankfurt a. M.-Bockenheim, zeigt Fig. 1. Die Stange *b*, die bei *a* in einen Schraubstock gespannt werden kann, trägt zwei Säulen oder Docken (f. d.), in deren Kopf sich zwei Stifte *c* und *d* verschieben und festspannen lassen. Diese sind gewöhnlich an der einen Seite mit Spitzen, an der andern mit Vertiefungen versehen, um zwischen sich entweder angekörnte oder zuge spitzte Werkstücke aufnehmen zu können. Um diese in Umdrehung zu versetzen, schiebt man auf dieselben eine kleine Rolle (Drehrolle), schlingt um diese die Schnur eines Dreh- oder Fiedelbogens und setzt sie mit der einen Hand in hin und her gehende Drehung, während die andre das Werkzeug führt, das gegen eine Auflage oder Vorlage *e*

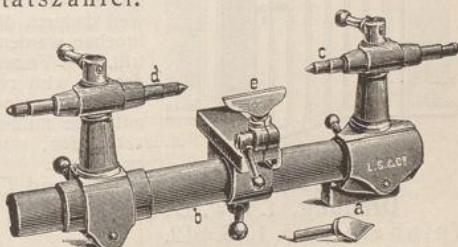


Fig. 1.

gestützt wird. Statt der aufgeschobenen Rolle bedient man sich auch zweiteiliger, zusammengeschraubter Rollen (Schraubenrollen) für verschiedene starke Werkstücke.

Scheibenförmige Arbeitsstücke werden mit Hilfe der mit einer Rolle versehenen Drehtüte bearbeitet. Entweder wird das Werkstück auf die schwach konischen Drehtüte geschoben und nur durch Reibung festgehalten, oder die Drehtüte tragen ein Gewinde mit festem Anschlag, gegen den das Werkstück geschraubt wird. Das Gewinde ist linksgängig, damit das Werkstück beim Drehen sich nicht loszuschrauben kann (linker Drehtüte).

Bei den Dockendrehstühlen Fig. 2 (Lorch, Schmidt & Co., Frankfurt a. M.-Bockenheim) trägt die rechts vom Arbeiter befindliche Docke eine Spindel, die nebst der Mitnehmer scheibe *a* durch Rolle und Drehbogen, durch Handkurbel oder durch Trittrad mit Schnur in Bewegung gesetzt wird. Die Scheibe *b* vereinigt mehrere Spitzen in sich. Der Schaft *c* ist durchbohrt und trägt am vorderen Ende einen Arm *d*, in dessen Oeffnung eine mit Löchern und Körnern versehene Scheibe *b* eingesetzt ist. Die zur betreffenden Arbeit passende Verenkung oder das Loch der Scheibe wird durch den

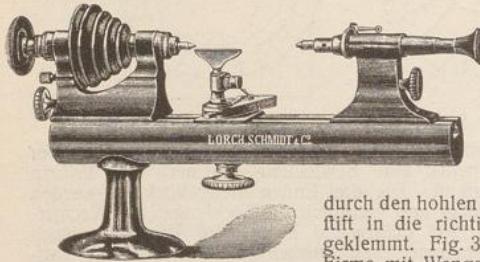


Fig. 3.

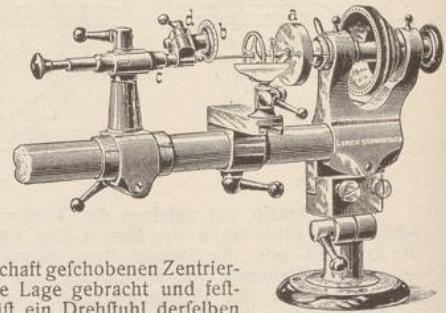


Fig. 2.

durch den hohlen Schaft geschobenen Zentriertüte in die richtige Lage gebracht und festgeklemmt. Fig. 3 ist ein Drehstuhl der selben Firma mit Wangenführung. Die Stiftendrehstühle haben den Vorzug der Genauigkeit,

weil zwischen festen Spitzen gedreht wird. Nach den Arbeiten unterscheidet der Uhrmacher Unruh- und Spindelrollen, ferner Unruh-, Kronrad-, Schnecken-, Zifferblattdrehstühle u. a. und ebenso verschiedene Drehstühle. Zuweilen wird das Arbeitsstück von einer losen Drehrolle aus durch Mitnehmerstift und Herzstück mitgenommen. Zu den Drehstühlen gehören auch der Schraubenpolier- und Zapfenroulierstuhl zum Polieren der Schrauben und dünnen Zapfen der Taschenuhren. — Der Universaldrehstuhl trägt außer der Auflage für das freihändige Drehen einen kleinen Support, ähnlich wie Drehbänke.

Dalchow.

Drehtopffstrecke, f. Baumwollspinnerei, Bd. 1, S. 609.

Drehtüren, aus Eisen, sind als aufgehängtes Eisenfachwerk zu betrachten.

Im allgemeinen werden sie aus einem Rahmen von L-, L- oder T-Eisen gebildet, zu dessen Versteifung und Verbindung verschiedene wagerechte oder schräge Querriegel, aus Band- oder Fassoneisen gebildet, dienen. Der dazwischen liegende Raum wird durch ebenes Eisenblech oder durch Wellblech ausgefüllt. Soll außerdem Feuerficherheit erzielt werden, so wird der zwischen zwei Blechen freigelassene Raum durch Isoliermasse (Infusoriererde, Kreide, Schlackenwolle u. s. w.) ausgefüllt.

Statt des doppelten Wellbleches wird auch das von der Firma E. de la Sauce & Kloß, Berlin, eingeführte Doppelwandblech angewendet, wodurch man eine absolut feuerfischere Tür (s. die Figur) bildet. Die eisernen Drehtüren können ein- oder zweiflügelig sein. Zur Erleichterung der Bewegung empfiehlt es sich, belonders bei ganz großen Drehtüren, das freie Ende auf einer eisernen Kreisrollbahnen laufen zu lassen. In dem großen Tor eine kleine Tür anzubringen, ist nicht zu empfehlen, weil dadurch die starken tragenden Verbindungsteile durchbrochen werden und eine Schwächung der Konstruktion eintritt. Zur Vermeidung von Durchbiegung und Ueberhängung der Tür wird zweckmäßigerweise das obere Zapfenband durch eine mittels eines Schraubenschlüssels nachstellbare Zugstange mit dem mittleren Anschlagrahmen in der Diagonalrichtung verbunden, was ein leichtes Nachstellen und Nachspannen ermöglicht.

J. Hoch.

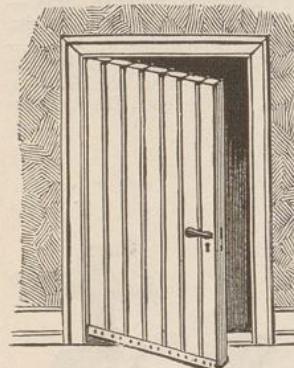
Drehturm, f. Lafettierung und Geschützarmierung.

Drehung, f. v. w. Draht, Zwirn, f. Draht, S. 17, und Baumwollspinnerei, Bd. 1, S. 612.

Drehung, f. Rotation.

Drehung, spezifische, f. Drehungsvermögen.

Drehung der Sphäre ist als das Abbild der tatsächlichen Umdrehung der Erde um ihre Achse, im Altertum als eine wirklich vorhandene Bewegung aller Himmelskörper um die als feststehend gedachte Erde aufgefaßt worden.



Die Zeitdauer dieser Drehung sowohl als auch die scheinbaren Abweichungen von ihr, welche die Planeten darbieten, kannte man schon in den frühesten Zeiten sehr genau. Mit der allgemeinen Aufnahme des Kopernikanischen Systems ist die „Drehung der Sphäre“ natürlich nur noch zu einem sprachlichen Ausdruck geworden, dessen Bedeutung allein darin liegt, daß sich bei Zugrundelegung der scheinbaren Bewegung der Sphäre manche astronomische Daten besser sinnlich erklären lassen. — Alles den tatsächlichen Verhältnissen entsprechende ist unter Polhöhe und Längenbestimmung nachzusehen. Dahin gehören auch die Erscheinungen der Präzession, Nutation u. s. w.

Literatur: [1] Wolf, R., Handbuch der Astronomie, ihrer Geschichte und Literatur, 2. Buch, Zürich 1891, S. 542 ff. — [2] Schiaparelli, Die Vorläufer des Coppernicus im Altertum, deutsch von Curtze, Leipzig 1876. — [3] Günther, Handbuch der mathem. Geographie, Stuttgart 1890, 3. Abt. — [4] Derf, Die sichtbaren und fühlbaren Wirkungen der Erdrotation, Humboldt, 1. Jahrg., S. 328 ff., S. 359 ff. — [5] Reich, Fallversuche über die Umdrehung der Erde, Freiberg 1832. — [6] Foucault-Gariel, Recueil des travaux scientifiques, Paris 1878 (erste Mitteilung in den Comptes rendus von 1851). — [7] Pick, A. J., Der Foucaultsche Pendelversuch, Zeitschr. für das Real-schulwesen, 1. Jahrg., S. 135 ff.; S. 211 ff.; S. 393 ff.

Ambronn.

Drehungsfestigkeit, f. Torsionsfestigkeit.

Drehungskörper, ein von einer Drehungsfläche eingeschlossener Körper; f. Flächen.

Drehungsmesser, f. Tachometer.

Drehungsmomente, f. Momente, statische.

Drehungsvermögen, magnetisches, ist die Fähigkeit durchsichtiger Stoffe, im magnetischen Felde die Ebene des polarisierten Lichtes, dessen Strahlen parallel den Kraftlinien verlaufen, zu drehen.

Die Größe des Drehungswinkels ist proportional der Intensität des Magnetfeldes und der Länge der durchstrahlten Schicht. Der Sinn der Drehung stimmt für weitaus die meisten Substanzen mit der Richtung des magnetisierenden Stromes überein. Die Stärke der Drehung hängt von der Natur der Stoffe ab; sie ist am größten in den stark magnetisierbaren Substanzen, wie Eisen, Kobalt, Nickel. Die Beziehung zwischen der Größe der Drehung und der chemischen Natur der Substanz ist eingehend von Perkin [1] untersucht. Ueber spezifische und Molekularrotation f. Atomrotation.

Literatur: [1] Perkin, W. H., Journal of chem. Soc., seit 1884; Ostwald, Lehrbuch der allgem. Chemie, 2. Aufl., Bd. 1, Leipzig 1891; Nernst, Theoret. Chemie, 4. Aufl., Stuttgart 1903; Riecke, Lehrbuch der Experimentalphysik, 2. Aufl., Bd. 2, Leipzig 1902.

F. Krüger.

Drehungsvermögen, optisches. Eine große Anzahl von Kohlenstoffverbindungen besitzen die Eigentümlichkeit, die Schwingungsebene des polarisierten Lichtes zu drehen, wenn sie oder ihre Lösungen von demselben durchstrahlt werden.

Das Auftreten dieses Drehungsvermögens, die „optische Aktivität“, steht in Zusammenhang mit der chemischen Konstitution der Körper; es ist nämlich an das Vorhandensein mindestens eines „asymmetrischen“ Kohlenstoffatoms gebunden, d. h. eines, dessen vier Valenzen mit vier unter sich verschiedenen Atomen oder Atomgruppen gefügt sind. Jedoch muß nicht notwendigerweise jede solche Verbindung aktiv sein, da bei Vorhandensein paarweise gleichstarker aber in entgegengesetztem Sinne drehender Kohlenstoffatome innerhalb der Molekel eine Kompensation eintreten kann. Jede optisch aktive Substanz besitzt einen gleichstark, aber entgegengesetzt drehenden Zwilling, der häufig mit ihr in Gestalt einer Molekularbindung vorkommt, wodurch auch Inaktivität veruracht wird. Nach dem Beispiele der aus Rechts- und Linkssäure bestehenden Traubensäure (acidum racemicum) heißt diese Molekularbindung „Racemie“ oder „racemische Bindung“. Der Betrag der Drehung der Schwingungsebene ist proportional der Länge l der durchstrahlten Schicht und annähernd auch der Anzahl c von Grammen der aktiven Substanz pro Kubikzentimeter (Lösung oder reiner Substanz). Sei der beobachtete Drehungswinkel α , so ist das „spezifische Drehungsvermögen“ $[a]_D^{20^\circ} = \frac{\alpha}{l c}$. Da das-felbe mit der Temperatur und der Lichtart veränderlich ist, so fügt man dem $[a]$, wie hier geschehen, die Indices für die Temperatur (20°) und die Wellenlänge des Lichts (D) bei. Da die Proportionalität mit der Konzentration c nicht streng ist, so ist das spezifische Drehungsvermögen auch noch in gewissem Grade von dieser abhängig und ferner noch von der Natur des angewandten Lösungsmittels. Das Produkt von spezifischem Drehungsvermögen und Molekulargewicht des aktiven Körpers heißt „molekulares Drehungsvermögen“ und wird durch $[M]$ bezeichnet. Während die Aktivität bei amorphen, festen, flüssigen und gasförmigen Körpern durch das Vorhandensein asymmetrischer Kohlenstoffatome bedingt, also offenbar im Aufbau der Atome zur Molekel begründet ist, liegt die auch bei Kristallen vorkommende Aktivität unter Umständen nur an der Struktur des Kristalles; dann verschwindet die optische Aktivität mit der Kristallstruktur, wie beim Auflösen oder Schmelzen, außer wenn die betreffende Substanz des Kristalls vermöge eines vorhandenen asymmetrischen Kohlenstoffatoms selbst drehend ist. Im allgemeinen sind jedoch Kristalle solcher Substanzen optisch inaktiv. Ein Beispiel für Aktivität in beiden Formen bietet das Strychniinsulfat, für Aktivität lediglich im Kristallzustande der Quarz. Die Bestimmung des optischen Drehungsvermögens erfolgt mit Hilfe von Polarisationsapparaten.

Literatur: Landolt, Opt. Drehungsvermögen, Braunschweig 1879; van't Hoff, Stereochemie, Leipzig 1892.

Abegg.

Lueger, Lexikon der gesamten Technik. 2. Aufl. III.

Drehungswinkel, f. Torsionswinkel.

Drehvorrichtung für Schiffsmaschinen zum Drehen der Kurbelwelle bei Reparaturen an den Maschinen u. f. w.

Dieselbe besteht aus einem Schneckenrad, das auf der Kurbelwelle aufgekeilt ist, in das eine Schnecke eingreift, die mit Hand oder einer kleinen Dampfmaschine angetrieben wird, bisweilen wird die Umfleuermaschine hierzu verwendet. Um die Drehvorrichtung auszukuppeln, wird entweder die Schnecke auf der Spindel verschoben oder die Spindel vom Schneckenrad abgedreht.

Literatur: Bauer, G., Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen und -kessel, Berlin 1904.

T. Schwarz.

Drehwage (Torsionswage), f. Wage.

Drehweichen, veraltete Bezeichnung für Pendeldrehscheiben, die um einen Endpunkt drehbar sind und mit geringem Winkel zwei oder drei zusammenlaufende Gleise verbinden; f. Drehscheiben.

Goering.

Drehwerk, f. Drehbank, Guillochieren.**Drehwüchsigkeit**, f. Nutzhölzer.**Drehzwillig**, f. Kräftepaar.**Drehzylinder**, f. Krane.

Dreiblatt, 1. eine in der gotischen Ornamentik gebräuchliche Blattform, die sich aus drei kleineren Blättern zusammensetzt; 2. noch häufiger eine Form, die aus drei gleichen Spitzbogen gebildet wird, die in einem Dreibogen sitzen.

Dreibogen, auch **Drillingsbogen** genannt, findet sich insbesondere in der gotischen Baukunst vor und besteht aus drei nebeneinander gestellten Bogen, die häufig im sogenannten Triforium anzutreffen sind.

Weinbrenner.

Dreibolzenkupplung, f. Kupplungen (im Eisenbahnwesen).**Dreibrandschwärze**, gut geglühter Kienruß.

Dreidecker, Segellinienschiff mit drei gedeckten Geschützdecks (Batterien); f. a. Kriegsschiffstypen.

Dreieck. 1. Das ebene Dreieck (Dreiseit) besteht aus drei Ecken ABC und drei Seiten $BC = a$, $CA = b$ und $AB = c$; es besitzt drei Winkel α , β und γ , wobei $\alpha + \beta + \gamma = 180^\circ$. Außenwinkel heißen die Winkel je einer Dreieckseite mit der Verlängerung einer andern; jeder derselben ist gleich der Summe der beiden nicht anliegenden oder das Supplement des anliegenden.

Befondere Dreiecke sind:

Das rechtwinklige mit einem rechten Winkel $\alpha = 90^\circ$. Die Gegenseite a deselben heißt Hypotenuse, die beiden andern b und c Katheten. Lehrsatz des Pythagoras: Das Quadrat über der Hypotenuse ist gleich der Summe der Quadrate über den Katheten, also $a^2 = b^2 + c^2$.

Das gleichschenklige mit zwei gleichen Seiten, die Schenkel heißen, während die dritte Basis genannt wird. Die Gegencke der Basis heißt Spitze, die beiden andern Basiswinkel.

Das gleichschenklig-rechtwinklige mit $\alpha = 90^\circ$, $\beta = \gamma = 45^\circ$.

Das gleichseitige mit $\alpha = \beta = \gamma = 60^\circ$.

Die Summe zweier Dreieckseiten ist größer als die dritte. Kongruenzsätze f. Kongruenz. Aehnlich sind zwei Dreiecke, wenn sie die Winkel, einzeln verglichen, gleich und daher die Seiten proportional haben. Satz des Ceva, f. Ceva; Satz des Menelaus, f. Menelaus.

Höhen sind die Lote von den Ecken auf die Gegenseiten; sie schneiden sich alle im Höhenschnittpunkt und verhalten sich umgekehrt wie die Gegenseiten.

Schwerlinien sind die Verbindungslien der Ecken mit den Mitten der Gegenseiten. Sie schneiden sich alle im Schwerpunkt und teilen sich dafelbst im Verhältnis 2:1.

Medianen sind die Halbierungslien der Dreieckswinkel; sie schneiden sich alle im Mittelpunkt des Kreises, der alle Dreieckseiten berührt; sie teilen die Gegenseiten im Verhältnis der anliegenden Seiten. Je eine Mediane schneidet die Halbierungslien der ihren Gegenseiten anliegenden Außenwinkel im Mittelpunkt des Kreises, der die Gegenseite und die Verlängerungen der andern Seiten berührt. Die Mittellote der Seiten schneiden sich im Mittelpunkt des Kreises, der durch die drei Ecken geht.

Der Feuerbachsche Kreis geht durch die Fußpunkte der Höhen und die Seitenmitten.

2. Das sphärische Dreieck besteht aus drei Punkten (Ecken) einer Kugel und den sie verbindenden Großkreisbögen; von letzteren wählt man diejenigen, die nicht größer als der halbe Umfang der Kugel sind. Dieselben oder vielmehr, da der Kugelradius belanglos ist, ihre Zentriwinkel werden als Seiten bezeichnet. Dreieckswinkel in einer Ecke heißt der Winkel, den die Ebenen der anstoßenden Großkreise bilden. Die Summe der Seiten liegt zwischen 0° und 360° ; die Summe der Winkel zwischen 180° und 540° ; der Überfluß darüber heißt sphärischer Exzeß. Zu jedem sphärischen Dreieck gehört ein Polar- oder Supplementardreieck, dessen Ecken die Pole der Seiten des ersten sind (d. h. sich zu diesen Seiten wie ein Erdpol zu einem Äquatorbogen verhalten) und dessen Winkel resp. Seiten die Supplemente der Seiten resp. der Winkel des ersten sind. Vgl. a. Dreiecksberechnung und Trigonometrie.

Literatur: [1] Brockmann, F. J., Materialien zu Dreieckskonstruktionen, Leipzig 1888. —

[2] Emmerich, A., Die Boccardischen Gebilde, Berlin 1891. — [3] Seipp, H., Beiträge zur Kenntnis der Eigenschaften des ebenen Dreiecks, Halle 1886.

Wölffing.

Dreieck (Winkel), f. Zeichnen, technisches.

Dreieck, astronomisches, oder Positions dreieck heißt bei den Zeit- und geographischen Ortsbestimmungsaufgaben der geodätisch-praktischen Astronomie das Dreieck an der Himmelskugel mit den Eckpunkten: Zenit des Beobachters, Himmelpol und Gestirn.

Ist Z das Zenit, P der Pol, S der jeweilige Ort des Gestirns, so sind in diesem Dreieck Zenit-Pol-Stern:

Zenit-Pol, $ZP = 90^\circ - \varphi$ = Komplement der Polhöhe des Beobachtungsorts,

Pol-Stern, $PS = 90^\circ - \delta$ = Poldistanz oder Komplement der Deklination des Gestirns,

Zenit-Stern, $ZS = 90^\circ - h = z$ = Zenitdistanz oder Komplement der Höhe des Gestirns;

und die Winkel:

in P , $ZPS = t$ = Stundenwinkel des Gestirns,

in Z , $PZS = 180^\circ - a$ = Supplement des Azimuts des Gestirns,

der dritte Winkel, in S , PSZ , ist unwichtig, er heißt Variation (oder auch parallaktischer Winkel oder Positions winkel).

Von diesen Koordinaten (t, δ) einerseits, (a, h) oder (a, z) anderseits der Sterne sind t, a und z — von diesem wird vorausgesetzt, daß es für Refraktion, bei Gestirnen mit merklicher Horizontalparallaxe auch für die Höhenparallaxe verbessert sei — in jedem Augenblick veränderlich, δ aber ist bei den Fixsternen und fernen Planeten für Stunden, für viele Zwecke bei den Fixsternen für Tage unveränderlich (für die Sonne und die der Sonne und Erde nahen Planeten aber meist ziemlich rasch veränderlich). Näheres über diese sphärischen Koordinaten, ihre Anfangspunkte und ihre Zählweise f. im Art. Koordinaten am Himmel. Der Zusammenhang zwischen dem veränderlichen Stundenwinkel t , der Sternzeit ϑ des Augenblicks und der (für die Fixsterne in demselben Sinn wie δ unveränderlichen) Rektaszension α des Sterns ist gegeben durch die allgemein gültige Gleichung $\vartheta = \alpha + t$ (vgl. d. Art. Sternzeit), die bei gegebener Sternzeit den Stundenwinkel t und umgekehrt liefert.

Im übrigen gibt die Anwendung der Grundformeln des sphärischen Dreiecks auf das Dreieck Zenit-Pol-Stern und die sich hieraus ergebenden Differentialformeln die Beziehungen, der die Ortsbestimmungsaufgaben bedürfen. Die wichtigsten dieser Beziehungen lauten (je durch Anwendung der drei Grundformeln):

$$\left. \begin{array}{l} \text{(I)} \left\{ \begin{array}{l} \sin h = \sin \delta \sin \varphi + \cos \delta \cos \varphi \cos t \\ \cos h \sin a = \cos \delta \sin t \quad (\text{f. II, 2}) \\ \cos h \cos a = -\sin \delta \cos \varphi + \cos \delta \sin \varphi \cos t \end{array} \right. \\ \text{(II)} \left\{ \begin{array}{l} \sin \delta = \sin h \sin \varphi - \cos h \cos \varphi \cos a \\ \cos \delta \sin t = \cos h \sin a \quad (\text{f. I, 2}) \\ \cos \delta \cos t = \sin h \cos \delta + \cos h \sin \varphi \cos a \end{array} \right. \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{überall kann statt } \sin h \text{ auch } \cos z \text{ und} \\ \text{statt } \cos h \text{ auch } \sin z \text{ gesetzt werden.} \end{array}$$

Weitere Formeln sind durch Kombination der vorstehenden zu gewinnen oder auch durch unmittelbare Anwendung weiterer Formeln des sphärischen Dreiecks, z. B. der Delambreschen und Neperischen Proportionen, auf das astronomische Dreieck.

Die Differentialformeln dienen zu Verbesserungs- und Reduktionsrechnungen sowie zur Feststellung der für eine bestimmte Messungsaufgabe günstigen Umstände; z. B. liefert (I, 1) durch Differentiation, wobei h und t veränderlich, also dh und dt als einander entsprechende Differentiale zu nehmen sind:

$$dh = -\frac{\cos \delta \cos \varphi \sin t}{\cos h} dt \quad \text{oder wegen (I, 2)} \quad dh = -\cos \varphi \sin a dt.$$

Die Geschwindigkeit der Höhenänderung eines Gestirns $\left(\frac{dh}{dt}\right)$ ist also an einem bestimmten Beobachtungsort (φ) nur vom Azimut abhängig und wird zum Max. mit $\sin a = \pm 1$, $a = \pm 90^\circ$, d. h. im „ersten Vertikal“; man hat demnach, wenn die Zeit durch Messung von Zenitdistanzen zu bestimmen ist, diese in der Nähe des ersten Vertikals zu nehmen, da dann einem bestimmten Messungsfehler $dh = -dz$ ein möglichst kleines dt entspricht (f. Zeitbestimmung), u. f. w.

Literatur: Vgl. die Werke über sphärische und geodätisch-praktische Astronomie, die im Art. Theodolit, astronomischer, aufgeführt werden. Hammer.

Dreiecke, geodätische, Dreiecks kette, Dreiecks kranz, Dreiecks netz; f. Triangulierung und Punktbestimmung, trigonometrische.

Dreiecke, fehlerzeigende, f. Graphische Ausgleichungen (trigonometrische Punktbestimmungen) und Meßtisch aufnahme.

Dreiecksausgleichung, f. Methode der kleinsten Quadrate.

Dreiecksberechnung, Zusammenstellung der hauptsächlichsten Rechenformeln.

Gegeben: a, b | I. Rechtwinkliges ebenes Dreieck

(F = Flächeninhalt).

$$c = \sqrt{a^2 + b^2}; \quad a = \sqrt{(c+b)(c-b)}; \quad b = \sqrt{(c+a)(c-a)},$$

$$c \text{ und } \alpha \text{ oder } \beta \quad \alpha + \beta = 90^\circ.$$

$$a \text{ und } \alpha \text{ oder } \beta \quad \sin \alpha = \cos \beta = \frac{a}{c}; \quad \cos \alpha = \sin \beta = \frac{b}{c}; \quad \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{cotg} \beta = \frac{a}{b};$$

$$b \text{ und } \alpha \text{ oder } \beta \quad F = \frac{a \cdot b}{2} = \frac{a^2 \operatorname{tg} \beta}{2} = \frac{a \cdot c \sin \beta}{2} = \frac{c^2 \sin \alpha \cos \alpha}{2}.$$

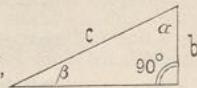


Fig. 1.

1. a, b, c II. Schiefwinkliges ebenes Dreieck ($F = \text{Flächeninhalt}$).

$$s = \frac{a+b+c}{2} \text{ (halbe Summe der Seiten);}$$

$$r = \sqrt{\frac{(s-a)(s-b)(s-c)}{s}} \text{ (Radius des eingeschriebenen Kreises);}$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{r}{s-a}; \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{r}{s-b}; \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = \frac{r}{s-c};$$

$$\alpha + \beta + \gamma = 180^\circ; F = \sqrt{s(s-a)(s-b)(s-c)}.$$

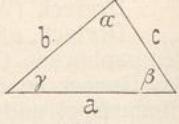


Fig. 2.

2. a, b, α

$$\sin \beta = \frac{b \sin \alpha}{a} \begin{cases} \beta < 90^\circ, & \text{wenn } a \geq b \\ \beta > 90^\circ, & \text{wenn } a < b \end{cases}; \gamma = 180^\circ - (\alpha + \beta);$$

$$c = \frac{a \sin \gamma}{\sin \alpha} = \frac{b \sin \gamma}{\sin \beta}; F = \frac{a b \sin \gamma}{2}.$$

3. a, b, γ

$$\frac{1}{2} (a+b) \gamma = 90^\circ - \frac{1}{2} \gamma; \operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha - \beta) = \frac{a-b}{a+b} \operatorname{cotg} \frac{1}{2} \gamma; \alpha = \frac{1}{2} (\alpha + \beta) + \frac{1}{2} (\alpha - \beta);$$

$$\alpha + \beta + \gamma = 180^\circ. c = \frac{a \sin \gamma}{\sin \alpha} = \frac{b \sin \gamma}{\sin \beta} = (a+b) \frac{\sin \frac{1}{2} \gamma}{\cos \frac{1}{2} (\alpha - \beta)}$$

$$= (a-b) \frac{\cos \frac{1}{2} \gamma}{\sin \frac{1}{2} (\alpha - \beta)}; F = \frac{a b \sin \gamma}{2}.$$

4. a, α, β

$$\gamma = 180^\circ - (\alpha + \beta); b = \frac{a \sin \beta}{\sin \alpha}; c = \frac{a \sin \gamma}{\sin \alpha}; F = \frac{a^2 \sin \beta \sin \gamma}{2 \sin \alpha}.$$

III. Rechtwinkliges sphärisches Dreieck.

1. a, b

$$\gamma = 90^\circ. \operatorname{cotg} \alpha = \operatorname{cotg} a \sin b; \operatorname{cotg} \beta = \sin a \operatorname{cotg} b;$$

$$\cos c = \cos a \cos b, \text{ oder } \operatorname{cotg} c = \operatorname{cotg} a \cos b, \text{ oder}$$

$$\operatorname{tg} (45^\circ + \frac{1}{2} c) = \sqrt{\operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha + a) \operatorname{cotg} \frac{1}{2} (\alpha - a)};$$

$$\operatorname{tg} \frac{1}{2} b = \sqrt{\operatorname{tg} \frac{1}{2} (\gamma + a) \operatorname{tg} \frac{1}{2} (\gamma - a)};$$

$$\operatorname{tg} \frac{1}{2} \beta = \sqrt{\frac{\sin (c-a)}{\sin (c+a)}}.$$

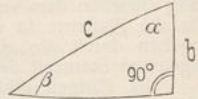


Fig. 3.

3. a, α

$$\operatorname{tg} (45^\circ + \frac{1}{2} b) = \sqrt{\frac{\sin (\alpha + a)}{\sin (\alpha - a)}}; \operatorname{tg} (45^\circ + \frac{1}{2} c) = \sqrt{\operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha + a) \operatorname{cotg} \frac{1}{2} (\alpha - a)};$$

$$\operatorname{tg} (45^\circ + \frac{1}{2} \beta) = \sqrt{\operatorname{cotg} \frac{1}{2} (\alpha + a) \operatorname{cotg} \frac{1}{2} (\alpha - a)};$$

4. a, β

$$\operatorname{tg} b = \sin a \operatorname{tg} b; \operatorname{cotg} c = \operatorname{cotg} a \cos \beta; \cos \alpha = \cos a \sin \beta, \text{ oder}$$

$$\operatorname{cotg} \alpha = \operatorname{cotg} a \sin \beta, \text{ oder } \operatorname{tg} (45^\circ + \frac{1}{2} \alpha) = \sqrt{\operatorname{tg} \frac{1}{2} (c+a) \operatorname{cotg} \frac{1}{2} (c-a)}.$$

5. c, α

$$\operatorname{cotg} \beta = \cos c \operatorname{tg} \alpha; \operatorname{tg} b = \operatorname{tg} c \cos \alpha; \sin a = \sin c \sin \alpha, \text{ oder}$$

$$\operatorname{tg} \frac{1}{2} a = \sqrt{\operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha + \beta - 45^\circ) \operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha - \beta + 45^\circ)}.$$

6. α, β

$$\cos a = \frac{\cos \alpha}{\sin \beta} \text{ oder } \operatorname{tg} \frac{1}{2} a = \sqrt{\operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha + \beta - 45^\circ) \operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha - \beta + 45^\circ)}.$$

$$\cos b = \frac{\cos \beta}{\sin \alpha} \text{ oder } \operatorname{tg} \frac{1}{2} b = \sqrt{\operatorname{tg} \frac{1}{2} (\beta + \alpha - 45^\circ) \operatorname{tg} \frac{1}{2} (\beta - \alpha + 45^\circ)}.$$

$$\cos c = \operatorname{cotg} \alpha \operatorname{cotg} \beta \text{ oder } \operatorname{tg} \frac{1}{2} c = \sqrt{\frac{\sin (\alpha + \beta - 45^\circ)}{\cos (\alpha - \beta)}}.$$

IV. Schiefwinkliges sphärisches Dreieck.

1. a, b, c

$$\operatorname{tg} \varrho = \sqrt{\frac{\sin (s-a) \sin (s-b) \sin (s-c)}{\sin s}} \text{ (sphärischer Radius des dem Dreiecke eingeschriebenen Kreises);}$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{\operatorname{tg} \varrho}{\sin (s-a)}; \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{\operatorname{tg} \varrho}{\sin (s-b)};$$

$$\operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} = \frac{\operatorname{tg} \varrho}{\sin (s-c)}; \beta < 90^\circ, \text{ wenn } b < a < 180^\circ - b;$$

2. a, b, α

$$\sin \beta = \frac{\sin b \sin a}{\sin \alpha}; \beta > 90^\circ, \text{ wenn } b > a > 180^\circ - b;$$

$$\sin \beta = \frac{\sin b \sin a}{\sin \alpha}; \beta \geq 90^\circ, \text{ wenn } a < b; a < 180^\circ - b; \alpha < 90^\circ \text{ oder}$$

kein Dreieck mit Seiten

und Winkeln $< 180^\circ$, wenn $a < b; a < 180^\circ - b; \alpha > 90^\circ$ oder $a > b; a > 180^\circ - b; \alpha < 90^\circ$.

$$\operatorname{tg} \frac{1}{2} \gamma = \frac{\cos \frac{1}{2} (a-b)}{\cos \frac{1}{2} (a+b)} \operatorname{cotg} \frac{1}{2} (\alpha + \beta) = \frac{\sin \frac{1}{2} (a-b)}{\sin \frac{1}{2} (a+b)} \operatorname{cotg} \frac{1}{2} (\alpha - \beta);$$

$$\operatorname{tg} \frac{1}{2} c = \frac{\cos \frac{1}{2} (\alpha + \beta)}{\cos \frac{1}{2} (\alpha - \beta)} \operatorname{tg} \frac{1}{2} (a+b) = \frac{\sin \frac{1}{2} (\alpha + \beta)}{\sin \frac{1}{2} (\alpha - \beta)} \operatorname{tg} \frac{1}{2} (a-b);$$

3. a, b, γ

$$\operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha + \beta) = \frac{\cos \frac{1}{2} (a-b)}{\cos \frac{1}{2} (a+b)} \operatorname{cotg} \frac{1}{2} \gamma; \operatorname{tg} \frac{1}{2} (\alpha - \beta) = \frac{\sin \frac{1}{2} (a-b)}{\sin \frac{1}{2} (a+b)} \operatorname{cotg} \frac{1}{2} \gamma;$$

$$\alpha = \frac{1}{2} (\alpha + \beta) + \frac{1}{2} (\alpha - \beta); \beta = \frac{1}{2} (\alpha + \beta) - \frac{1}{2} (\alpha - \beta);$$

$$\operatorname{tg} \frac{1}{2} c = \frac{\cos \frac{1}{2} (\alpha + \beta)}{\cos \frac{1}{2} (\alpha - \beta)} \operatorname{tg} \frac{1}{2} (a+b) = \frac{\sin \frac{1}{2} (\alpha + \beta)}{\sin \frac{1}{2} (\alpha - \beta)} \operatorname{tg} \frac{1}{2} (a-b).$$

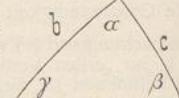


Fig. 4.

4. a, α, β
- $$\sin b = \frac{\sin \beta \sin a}{\sin \alpha}; \quad \begin{array}{l} b < 90^\circ, \text{ wenn } \beta < \alpha < 180^\circ - \beta; \\ b > 90^\circ, \text{ wenn } \beta > \alpha > 180^\circ - \beta; \\ b \geq 90^\circ, \text{ wenn } \alpha < \beta, \alpha < 180^\circ - \beta, \alpha < 90^\circ \text{ oder} \\ \alpha > \beta, \alpha > 180^\circ - \beta, \alpha > 90^\circ; \end{array}$$
- kein Dreieck mit Seiten
und Winkeln $< 180^\circ$, wenn $\alpha < \beta, \alpha < 180^\circ - \beta, \alpha > 90^\circ$ oder
 $\alpha > \beta, \alpha > 180^\circ - \beta, \alpha < 90^\circ$;
- $$\operatorname{tg} \frac{1}{2} c = \frac{\cos \frac{1}{2}(\alpha + \beta)}{\cos \frac{1}{2}(\alpha - \beta)} \operatorname{tg} \frac{1}{2}(a + b) = \frac{\sin \frac{1}{2}(\alpha + \beta)}{\sin \frac{1}{2}(\alpha - \beta)} \operatorname{tg} \frac{1}{2}(a - b);$$
- $$\operatorname{tg} \frac{1}{2} \gamma = \frac{\cos \frac{1}{2}(\alpha - \beta)}{\cos \frac{1}{2}(a + b)} \operatorname{cotg} \frac{1}{2}(\alpha + \beta) = \frac{\sin \frac{1}{2}(\alpha - \beta)}{\sin \frac{1}{2}(a + b)} \operatorname{cotg} \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$$
5. α, β, c
- $$\operatorname{tg} \frac{1}{2}(a + b) = \frac{\cos \frac{1}{2}(\alpha - \beta)}{\cos \frac{1}{2}(\alpha + \beta)} \operatorname{tg} \frac{1}{2} c; \quad \operatorname{tg} \frac{1}{2}(a - b) = \frac{\sin \frac{1}{2}(\alpha - \beta)}{\sin \frac{1}{2}(\alpha + \beta)} \operatorname{tg} \frac{1}{2} c;$$
- $$a = \frac{1}{2}(a + b) + \frac{1}{2}(a - b); \quad b = \frac{1}{2}(a + b) - \frac{1}{2}(a - b);$$
- $$\operatorname{tg} \frac{1}{2} \gamma = \frac{\cos \frac{1}{2}(a - b)}{\cos \frac{1}{2}(a + b)} \operatorname{cotg} \frac{1}{2}(\alpha + \beta) = \frac{\sin \frac{1}{2}(a - b)}{\sin \frac{1}{2}(a + b)} \operatorname{cotg} \frac{1}{2}(\alpha - \beta).$$
6. α, β, γ
- $$\sigma = \frac{\alpha + \beta + \gamma}{2} \text{ (halbe Summe der Winkel); } \operatorname{tg} P = \sqrt{\frac{-\cos \sigma}{\cos(\sigma - \alpha) \cos(\sigma - \beta) \cos(\sigma - \gamma)}} \text{ (sphärischer Radius des dem Dreiecke umschriebenen Kreises); } \operatorname{tg} \frac{1}{2} a = \operatorname{tg} P \cos(\sigma - \alpha); \operatorname{tg} \frac{1}{2} b = \operatorname{tg} P \cos(\sigma - \beta); \operatorname{tg} \frac{1}{2} c = \operatorname{tg} P \cos(\sigma - \gamma).$$
7. Sphärischer Exzess $\epsilon = \alpha + \beta + \gamma - 180^\circ$; $\operatorname{tg} \frac{1}{4} \epsilon = \sqrt{\operatorname{tg} \frac{1}{2} s \operatorname{tg} \frac{1}{2}(s - a) \operatorname{tg} \frac{1}{2}(s - b) \operatorname{tg} \frac{1}{2}(s - c)}$.
Für geodätische Dreiecke (R = Erdradius)
- $$\epsilon'' = F \frac{\varrho''}{R^2} = a b \sin \gamma \frac{\varrho''}{2R^2} = a^2 \frac{\sin \beta \sin \gamma}{\sin(\beta + \gamma)} \cdot \frac{\varrho''}{2R^2} = \frac{\varrho''}{R^2} \sqrt{s(s - a)(s - b)(s - c)}.$$
- Flächeninhalt $= F = \frac{\epsilon}{\varrho} R^2$. (Kreiskonstante $\varrho'' = \frac{206265}{\log \varrho''} = 5 \cdot 3144251$).

Reinhertz.

Vgl. a. Triangulierung.

Dreieckschaltung, f. Dreieckstrom.

Dreiecksnetz, Dreieckspunkt. Ist ein System von Dreiecken so angeordnet, daß benachbarte Dreiecke mindestens eine Seite gemeinschaftlich haben, so können, sobald in jedem Dreieck die Winkel gemessen sind und nur in irgend einem Dreieck eine einzige Seite (Basis, f. d.) bekannt ist, sämtliche übrigen Seiten von Dreieck zu Dreieck forschreitend berechnet werden.

Derartige Dreiecksysteme nennt man Dreiecksnetze (in besonderen Fällen Dreieckskette, -kranz), die Punkte, in denen die Seiten zufammen treffen, Dreieckspunkte (trigonometrische Punkte). Diefelben werden in der Land- und Erdmessung verwendet, um Entferungen auf der Erdoberfläche zu bestimmen, die nicht unmittelbar gemessen werden können (für diesen Fall zuerst von Snellius 1617), sowie als grundlegende Systeme, um die gegenseitige Lage von Punkten in einem auf eine bestimmte Berechnungsfäche bezogenen Koordinatensystem anzugeben. Näheres f. Triangulierung sowie die dort bezeichneten weiteren Artikel.

Reinhertz.

Dreiecksystem, f. Städtebau und Straßenbau.

Dreieckszahlen, f. Figurierte Zahlen.

Dreieckträger sind Fachwerke (f. d.), deren Gurtungssachsen entweder der ganzen Länge nach Geraden folgen und sich an einem Trägerende schneiden, oder bei denen die Gurtungssachsen, von einer mittleren Vertikalen ausgehend, gerade Strecken bilden und sich an beiden Trägerenden treffen. Den letzteren Fall hat man z. B. bei den in Fig. 1 und 2 skizzierten englischen Dachbindern, den ersten bei dem in Fig. 3 angedeuteten Perrondachbinder. In statischer Beziehung ist charakteristisch für diese Träger, daß auch bei beliebiger veränderlicher Belastung, ohne Anwendung von Gegendiagonalen (f. d.), kein Stab Wechsel von Zug und Druck erhält, und daß die Beanspruchungen jedes Füllungsgliedes nur von der Belastung der Knotenpunkte zwischen diesem Gliede und demjenigen Trägerende abhängen, an dem sich die angrenzenden Teile der beiden Gurtungssachsen schneiden.

Die Berechnung von Dreieckträgern hat man gewöhnlich für gleichmäßig verteilte Lasten durchzuführen. Es handle sich um einen Träger mit n Feldern von gleichen Längen λ , so daß $l = n \lambda$ die Spannweite ist, während h die größte Trägerhöhe, d_m die Länge der Diagonale im m ten Felde bedeuten mögen und weitere Bezeichnungen in Fig. 1–3 erfichtlich sind. Dann erhält man für eine beliebige, auf die ganze Spannweite gleichmäßig verteilte Last von u pro Längeneinheit die Beanspruchungen der Stäbe (Zug positiv, Druck negativ) im m ten Felde der ersten Trägerhälfte von Fig. 1 und symmetrisch dazu:

$$X_m = -(n - m) \frac{ulx}{4h}, \quad Z_m = (n - m + 1) \frac{ulz}{4h}, \quad 1.$$

$$D_m = -\frac{ul}{2h} d_m, \quad V_m = (m - 1) \frac{ul}{2}. \quad 2.$$

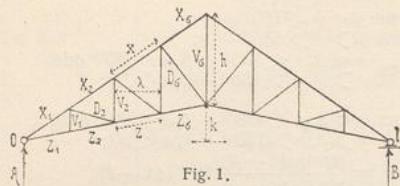


Fig. 1.

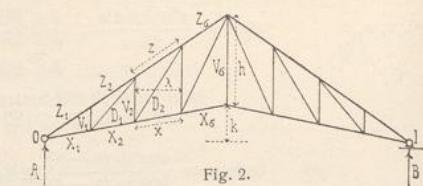


Fig. 2.

Für den ersten Untergurtstab und die mittlere Vertikale jedoch gelten ausnahmsweise:

$$Z_1 = Z_2, \quad V_0 = \left(n - 2 + n \frac{k}{h} \right) \frac{u \lambda}{2}. \quad 3.$$

Im Falle von Fig. 1 werden also die Diagonalen gedrückt, die Vertikalen gezogen. — Die Beanspruchungen der Stäbe auf der ersten Trägerhälfte von Fig. 2 und symmetrisch dazu ergeben sich bei den dortigen Bezeichnungen im gleichen Belastungsfalle wie oben:

$$X_m = (n - m) \frac{u l x}{4 h}, \quad Z_m = -(n - m + 1) \frac{u l z}{4 h}, \quad 4.$$

$$D_m = \frac{u l}{4 h} d_m, \quad V_m = -(m + 1) \frac{u \lambda}{2}, \quad 5.$$

jedoch ausnahmsweise für den ersten Obergurtstab und die mittlere Vertikale:

$$Z_1 = Z_2, \quad V_0 = \frac{u l k}{2 h}. \quad 6.$$

Im jetzigen Falle werden also die Diagonalen gezogen, die Vertikalen, mit Ausnahme der mittleren, gedrückt. — Für den Träger (Fig. 3) schließlich sind die Stabkräfte bei der angenommenen Belastung:

$$X_m = m \frac{u l x}{2 h}, \quad Z_m = -(m - 1) \frac{u l \lambda}{2 h}, \quad 7.$$

$$D_m = -\frac{u l}{2 h} d_m, \quad V_m = (m - 1) \frac{u \lambda}{2} \quad 8.$$

und wieder ausnahmsweise $Z_1 = Z_2$. Die Stützenreaktionen sind in den beiden ersten Fällen:

$$A = B = \frac{u l}{2}, \quad 9.$$

im letzten Falle, neben X_n : $A = \frac{u l}{2}, \quad B = \frac{u l^2}{2 h}.$ 10.

Wird sowohl das Eigengewicht als die Verkehrslast (letztere bei Dachbindern Schneedruck und, wenn kein schiefer Winddruck berücksichtigt wird, auch der Vertikaldruck des Windes) als gleichmäßig verteilt auf die Spannweite bezw. auf die ergriffene Strecke betrachtet, und bezeichnen g, p die entsprechenden Belastungen pro Längeneinheit, so ergeben sich die oberen Grenzwerte der Stabkräfte und Stützenreaktionen aus vorstehenden Gleichungen mit $u = g + p = q$, die unteren mit $u = g$, wonach letztere zu ersteren im Verhältnis $g:q$ stehen. Beim Ansetzen obiger Gleichungen ist angenommen, daß die ganze Belastung u in den Knotenpunkten des Obergurts angreift. Kommt ein Teil gu von u auf die Knotenpunkte des Untergurts, dann ist sämtlichen Ausdrücken von V_m, V_0 je $gu \lambda$ zu addieren, während die Beanspruchungen der Gurtungen und Diagonalen unverändert bleiben. — Ableitung obiger Formeln f. [1], §§ 38, 39, und [2], S. 228, 230, Beispiele der Berechnung nach denselben [2], B 49, 50, Berücksichtigung schiefen Winddrucks [2], B 22. Formeln für beliebige Belastung in den Fällen Fig. 1 und 2 f. [1], §§ 38–40, im Falle Fig. 3 [2], A 20, 26. Berechnung von Dreieckträgern als Brückenträger, z. B. nach der Anordnung Fig. 4, f. [1], §§ 39, 40, Beispiel hierzu für gleichmäßig verteilte bewegte Last [2], B 51, für bewegte Radlastzüge [2], B 52. — Bei horizontalem Untergurt wird auch der Polonceau-Träger (f. d.) oder Wiegmann-Träger zu einem Dreieckträger.

Literatur: [1] Weyrauch, Theorie der statisch bestimmten Träger für Brücken und Dächer, Leipzig 1887, S. 125. — [2] Derf., Beispiele und Aufgaben zur Berechnung der statisch bestimmten Träger für Brücken und Dächer, Leipzig 1888, S. 227. — [3] v. Ott, Vorträge über Baumechanik, 3. Teil, Prag 1893, S. 252, 296. — [4] Landsberg, Die Statik der Hochbaukonstruktionen (aus dem Handbuch der Architektur), Darmstadt 1899, S. 198, 218, 244. — [5] Müller-Breslau, Die neueren Methoden der Festigkeitslehre, Leipzig 1904, S. 21, 25 (statisch unbestimmte Dreieckträger). Weyrauch.

Dreifach-Expansionsmaschinen, f. Dampfmaschinen.

Dreifamilienhaus, f. Arbeiterwohnhäuser.

Dreifarbenindruck, Dreifarbenphotographie. Durch Mischung von drei Hauptfarben (z. B. Rot, Gelb und Blau = Brewsters Farbensystem 1831, oder Rot, Grün, Violett = Youngsches Farbensystem 1807) lassen sich alle Farbennuancen mischen; diese Methode der Farbenmischung bezeichnet man als Dreifarbensystem und, wenn es sich um Drucke handelt, als Dreifarbenindruck.

Man unterscheidet zwei Arten von Farbensynthesen, wie zuerst Helmholtz klarlegte: 1. die Farbensynthese durch Addition, bei der die Farbstrahlen erst im Auge des Beobachters

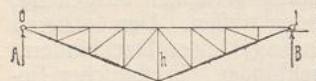


Fig. 4.

gemischt werden (hierher gehört das Photochromoskop u. f. w.), 2. die Farbensynthese durch Subtraktion, bei der die farbigen Schichten übereinander gelegt werden, so daß die Farbe der unten liegenden Schicht die obere passieren muß; hierbei werden Farbstrahlen der unteren Schicht aufgehalten (subtrahiert). Hierher gehören: der Dreifarbenbendruck im engeren Sinne des Wortes sowie die Dreifarben diapositive von Lumière u. f. w. (f. unten).

Als Grundfarben für die additive Farbenmischung nimmt man am meisten Orangerot, Grün und Blauviolett. Maxwell in London demonstrierte 1861 zuerst auf diese Weise die Dreifarbenprojektion durch Uebereinanderprojizieren von drei farbigen Diapositiven mittels eines dreifachen Skiptikons auf eine weiße Wand; eine bedeutende Vervollkommenung erfuhr diese Methode durch Ives 1888, dann durch Vidal in Paris 1892, Miethe in Berlin 1903 u. a. Einen Apparat, in dem drei farbige Bilder mit Hilfe von drei Spiegeln vereinigt und direkt beobachtet werden konnten, konstruierte Bezold 1885. Diese Methode erhielt einen neuen Anstoß durch die erfolgreiche Bemühung des Amerikaners Frederick Ives, der mit vervollkommeneter photographischer Methode die Dreifarben diapositive herstellte und in seinem Photochromoskop zur Anschauung brachte. Hierauf folgten mehrere Verbesserungen durch Ives selbst, Zink, Nachet u. a. Die Apparate zu Farbenlythesen mittels farbiger Transparentbilder nennt man Chromoskop (f. d.).

Der Dreifarbenbendruck mittels Pigmentfarben (subtraktive Farbenlythesen) bedient sich der Grundfarben Rot, Gelb und Blau (meistens Kraprot, Chromgelb und Berlinerblau). Die ersten Versuche dieser Art machte der Kupferstecher Le Blon (geb. 1667 in Frankfurt a. M.). Er versuchte mit Erfolg zuerst farbige Kupferstiche mit Newtons sieben Grundfarben zu drucken und kam zur Erkenntnis, daß man die Farbenzahl auf drei herabmindern kann. Der zu Beginn des vorigen Jahrhunderts aufblühende lithographische Farbendruck zog die Aufmerksamkeit abermals auf die Vereinfachung der Farbenlythesen. H. Weishaupt druckte 1835 zuerst Dreifarbenlithographien (Christuskopf nach Hamling). 1861 wies Maxwell auf die Möglichkeit der photographischen Farbenauslese durch Vorschalten gefärbter Gläser vor der photographischen Kamera hin, um Teilnegative zu erhalten, die den drei Grundfarben entsprechen. 1865 wurde dieselbe Idee von dem englischen Hofmaler Collen und Freiherrn v. Ranonnet in Wien aufgenommen, welcher letztere Dreifarbenlithographien herstellte und als Korrektur der nicht ganz gelungenen grauen Töne eine Grauplatte als vierte Platte anwendete (Vierfarben-druck). Der große Fortschritt, den die Entdeckung H. W. Vogels 1873 durch Einführung der farbenempfindlichen Platten bedeutete, brachte den photographischen Dreifarbenbendruck rasch zur praktischen Ausführung, und Ducos du Hauron erzielte hiermit 1875 die ersten günstigen Resultate im photographischen Dreifarbenbendruck. Man photographiert hinter violetten, grünen und orangefarbenen Lichtfiltern, stellt nach den erhaltenen Negativen photomechanisch Druckklischees her und druckt sie in den entsprechenden komplementären Farben (Gelb, Rot, Blau), so daß die Drucke im genauen Paffen zum Uebereinanderdruck kommen.

Werden die Druckklischees für Dreifarbenbendruck mittels Autotypie hergestellt, so spricht man von Dreifarbenautotypie. Dieses Verfahren wird besonders zur Illustration von Büchern, Zeitschriften u. f. w. benutzt und hat für die Wiedergabe von farbigen Gemälden und Naturobjekten große Bedeutung gewonnen. Auch mittels Lithographie und Lichtdruck lassen sich Dreifarbenbendrucke herstellen. Für kleine Auflagen oder Einzelbilder kann man Dreifarbenbendrucke auch mittels des Pigmentverfahrens oder photographischen Gummidrucks herstellen.

Fertigt man transparente Kopien (Diapositive) nach dem Dreifarbenprozeß an, so erhält man besonders lebhafte Bilder. Dazu können Pigmentdiapositive dienen, oder man erzeugt farblose photographische Chromatgelatinebilder (f. Chromatographie), die man hinterher mit passend gewählten Teerfarbstoffen imprägniert und so blaue, rote und gelbe Teilbilder in Form von dünnen Blättern erhält, die in genauem Paffen übereinander befestigt werden. Derartige Dreifarbenphotographien wurden in verschiedenen Variationen von Selle, Lumière u. a. hergestellt und eignen sich auch zur Besichtigung im Chromoskop, erfordern jedoch bei ihrer Herstellung eine andre Einzelbehandlung, als wenn sie für Dreifarbenbendruck dienen sollen. In neuerer Zeit gelang es auch, Naturobjekte (Landschaften mit Menschen und Tieren im Vordergrunde) auf sogenannten panchromatischen Platten hinter den Dreifarbenfiltern zu photographieren.

Literatur: Eder, Ausführl. Handbuch der Photogr., 5. Aufl., 1903, Bd. 3, S. 693, und Bd. 1, 1905, S. 426 ff.; Hübl, Die Dreifarbenphotographie, 2. Aufl., Halle a. S. 1902; König, E., Die Farbenphotographie, Berlin 1904; Miethe, Dreifarbenphotographie, Halle a. S. 1904. *y. M. Eder.*

Dreifarbenprojektion, f. Dreifarbenbendruck.

Dreifingerregel, f. Induktion.

Dreifuß, im allgemeinen jedes Gestell, das auf drei Füßen aufruht. Daselbe hat die Aufgabe, einen Kessel, eine Schale oder eine Platte aufzunehmen.

Der antike Dreifuß wurde vom ursprünglichen Gebrauchsgegenstand zum Kultgerät erhoben und diente insbesondere als Opferpfannenträger, als Weihegegenstück für die Götter sowie als Preis bei choragischen Wettkämpfen und Kampfspiele (f. Choragisches Monument). Die kleineren Dreifüße waren fast ausschließlich aus Bronze hergestellt und bestanden aus drei stangenartigen Füßen, die zumeist in Tierklauen endigten und durch ein Geschränke miteinander verbunden waren; nach oben zu waren sie mit einem Becken oder mit einem Ring, der ein Gefäß aufzunehmen hatte, in Verbindung gebracht. Außer diesen Dreifüßen aus Metall gab es auch solche aus Marmor, die zumeist in monumentalier Weise verwendet wurden und, wenn sie groß waren, noch eine mittlere Stütze (Omphalos) erhielten. Es gibt griechische, römische und etruskische Dreifüße, die sich ihrem Stile nach wesentlich voneinander unterscheiden. Aber auch das Mittelalter und die Renaissancezeit weisen vielfach Dreifüße auf, die aber in dieser

Periode ausschließlich dem Haushalte dienten und meistens aus Schmiedeeisen hergestellt wurden. Auch in der Neuzeit wird der Dreifuß vielfach in häuslichen Gebrauch genommen und dient als Waschbeckenträger, Weinkühler u. dergl. [1].

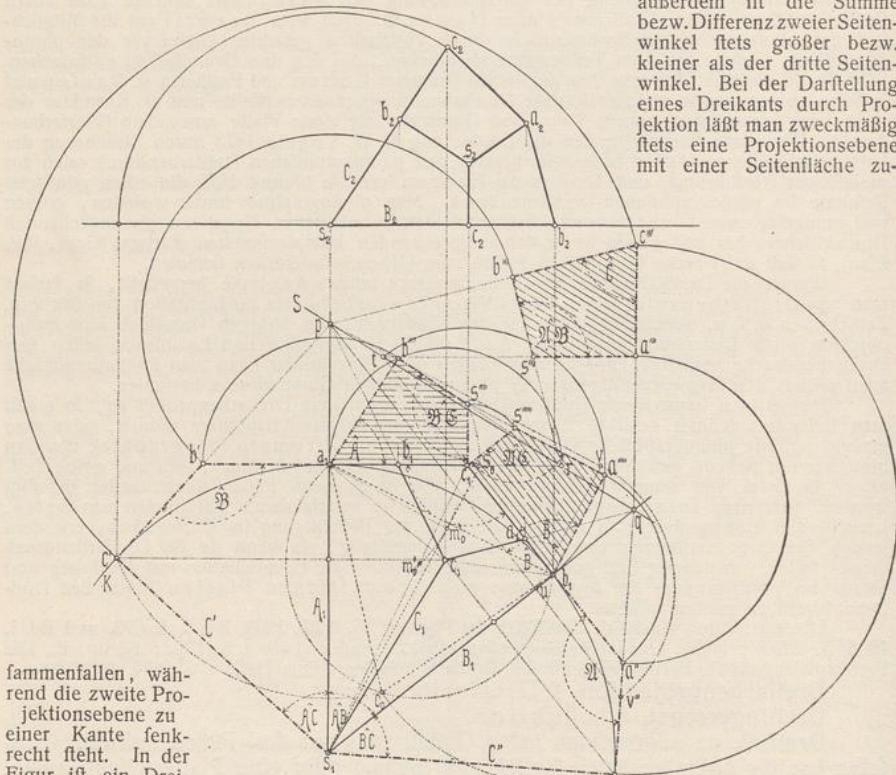
Literatur: [1] Meyer, F. S., Handb. d. Ornamentik, Leipzig 1888, S. 413. — [2] Semper, G., Der Stil u. f. w., Bd. 2, 3. Hauptstück, § 135, München 1863. — [3] Raquenat, A., Materiaux et documents d'architecture et de sculpture, Paris 1890, Liefg. 219.

Dreifuß, f. Geodätische Instrumente.

Dreigelenkbogen, Bogenträger mit zwei Kämpfergelenken und einem Zwischengelenk. S. Bogen, einfache, und Bogenfachwerke.

Dreikant, eine von drei durch einen Punkt gehenden Ebenen begrenzte körperliche Ecke.

Die drei Ebenen schneiden sich nach den Kanten des Dreikants; letzteres besitzt drei Seiten und drei Flächenwinkel. Erstere sind gebildet durch die Kanten, letztere durch die Flächen des Dreikants. Der sowohl den Flächen wie den Kanten gemeinsame Punkt heißt die Spitze des Dreikants. Durch die Ebenen AB , AC , BC entstehen im ganzen acht Dreikants, nämlich: $s(ABC)$, $s(A'B'C')$, $s(ABC')$, $s(AC'B')$, $s(A'B'C)$, $s(A'C'B)$ und $s(B'C'A)$. Wählt man im Winkelraume eines Dreikants einen Punkt und fällt von ihm Senkrechte zu den Seiten des Dreikants, so entsteht ein neues Dreikant, dessen Kanten zu den Flächen des ersten Dreikants senkrecht stehen und in dem die Seiten- bzw. Flächenwinkel die Flächen- bzw. Seitenwinkel des ursprünglichen Dreikants zu je 180° ergänzen, weshalb das zweite Dreikant auch das Supplementar- oder Polardreikant der ersten heißt. Bei jedem Dreikant ist die Summe der drei Seitenwinkel stets kleiner als 360° , die Summe der drei Flächenwinkel stets kleiner als 180° ; außerdem ist die Summe bzw. Differenz zweier Seitenwinkel stets größer bzw. kleiner als der dritte Seitenwinkel. Bei der Darstellung eines Dreikants durch Projektion lässt man zweckmäßig stets eine Projektionsebene mit einer Seitenfläche zu-



fammenfallen, während die zweite Projektionsebene zu einer Kante senkrecht steht. In der Figur ist ein Dreikant $s(ABC)$ nebst dem dazugehörigen Supplementardreikant $s(A'B'C)$ durch Grund- und Aufriss gezeichnet; außerdem sind sowohl von den Seiten- wie den Flächenwinkel die wahren Größen konstruktiv ermittelt. Das Polardreikant $s(A'B'C)$ ist bestimmt durch die drei Tangentialebenen in den Schnittpunkten der Dreikantskanten A, B, C mit einer mit dem Dreikant $s(ABC)$ konzentrischen Kugel. Das Dreikant spielt in der Raumgeometrie eine ähnliche Rolle wie das Dreieck in der Geometrie der Ebene. Es ist stets geometrisch darstellbar, wenn man von ihm drei voneinander unabhängige Stücke kennt. Hieraus ergeben sich sechs Fundamentalaufgaben über das Dreikant. Es können nämlich gegeben sein: 1. die drei Seitenwinkel, 2. zwei Seitenwinkel und der eingeschlossene Flächenwinkel, 3. zwei Seitenwinkel und der einem der beiden gegebenen Seitenwinkel gegen-

überliegende Flächenwinkel, 4. ein Seitenwinkel und die beiden anliegenden Flächenwinkel, 5. ein Seitenwinkel sowie ein anliegender und ein gegenüberliegender Flächenwinkel, 6. die drei Flächenwinkel. — Im ersten Falle legt man die gegebenen drei Seitenwinkel AB , AC und BC aneinander in die Projektionsebene, schlägt um s_1 mit einem beliebigen Halbmesser den Kreis K , der die umgelegten Kanten in c' und c'' schneidet. Mittels c' und c'' bestimmt sich c_1 und aus c' und c_1 auch c_2 , womit das Dreikant dargestellt ist. Im Falle 2. ist AB , AC und A gegeben, dann kennt man zunächst die beiden Vierecke $s_1 a_1 c_1 b_1$ und $s_1 a_1 b' c'$ sowie von dem Viereck $a_1 b''' g''' c_1$ die Punkte a_1 , b''' und c_1 ; da aber $b''' g'''$ auf $a_1 b'''$ senkrecht steht, so ist auch der Punkt g''' bestimmt, woraus die übrigen Begrenzungsfächen des von den beiden Dreikanten $s(ABC)$ und $s(A'B'C')$ begrenzten Körpers gezeichnet werden können. Es ergibt sich zunächst aus $a_1 g''' = a_1 s_0$ der Punkt s_0 und damit die Linie $s_1 s_0$; die Senkrechte $a_1 m_0$ zu $s_1 s_0$ gibt den Halbmesser des dem Dreieck abc im Raum umbeschriebenen Kreises; es läßt sich nunmehr das dem Dreieck abc kongruente Dreieck $a_1 b_1 c_0$ zeichnen, womit sich $b_1 c_0$ und damit auch die Länge von $b_1 c''$, d. h. der Punkt c'' ergibt. Im Falle 3. sind gegeben die Seitenwinkel AB , AC und der Flächenwinkel B ; man kennt die beiden Vierecke $s_1 a_1 c_1 b_1$ und $s_1 a_1 b' c'$, womit auch p gegeben ist. Zeichnet man nun das rechtwinklige Dreieck $p u v$, dessen eine Seite auf $s_1 b_1$ senkrecht steht und das bei u den Winkel B enthält, so ergibt sich aus v der Punkt v'' und damit die Linie $v''q$ als Tangente an den Kreis K . Die Fälle 4, 5 und 6 sind mit Bezugnahme auf das Polardreikant gleichbedeutend mit den Fällen 2, 3, 1. *Vonderlinn.*

Dreileiterystem, f. Beleuchtung, elektrische.

Dreimaster, Segelschiff mit drei Masten, f. Bemastung, Befestigung, Segelschiffstypen.

Dreinäsig wird ein Kulierwirkuhl genannt, wenn er abwechselnd eine fallende Platine und zwei stehende Platinen enthält, also beim Kulieren Schleifen über drei Nadeln bildet. *Willkomm.*

Dreipaß, gehört dem gotischen Maßwerk an und entsteht, wenn in einen Kreis drei kleinere Kreise in der Weise eingezeichnet werden, daß die mittleren Teile unverbunden bleiben; es heißen dann die Bogen Päße und die vorstehenden drei Teile Nasen (Fig. 1, 2 und 3).

Die Konstruktion Fig. 2 erklärt sich von selbst. Bei Fig. 3 wird der Kreis durch Radien in sechs Teile geteilt, der eine davon von o bis b verlängert, dann an den Punkt n eine Tangente gezogen und der Winkel obn halbiert; wo die Halbierungslinie den Radius on schneidet, ist der Mittelpunkt für den betreffenden Paß.

Literatur: Baulexikon von Mothes, Leipzig und Berlin 1882; Heideloff, C., Ornamentik des Mittelalters, 2 Bände, Nürnberg; Statz, V., und Ungewitter, G., Gotisches Musterbuch, Leipzig 1856.

Dreiphasenstrom, f. Drehstrom und Wechselstrom.

Dreiquartier, ein Teil eines Backsteins von der vollen Breite und Dreiviertel der Länge desselben; f. Backsteine, Backsteinverband. *L. v. Willmann.*

Dreirad (Tricycle), f. Fahrrad.

Dreirichtmechanismus, f. Mechanismen.

Dreischeibiger Block, f. Block.

Dreischinkelzirkel, ein Zirkel, der ein drittes, um zwei Achsen drehbares Bein trägt, so daß mit demselben die drei Seiten eines Dreiecks von einem Maßstab entnommen und das Dreieck in einer Zirkelfstellung konstruiert werden kann. Das Instrument hat nur geringe praktische Bedeutung; früher benutzt, um Dreiecke zu konstruieren, deren Seiten mit der Kette gemessen waren. *E. Müller.*

Dreischienenbahnen, Bahnen, deren Gleise außer den beiden für die Unterstützung der senkrechten Räder der Fahrzeuge erforderlichen Schienen noch eine Mittelschiene zwischen ihnen erhalten, auf der ebenfalls Räder laufen, die den Zweck haben, die Reibung und damit die Zugkräfte zu vergrößern und Lasten auf stärkeren Steigungen fördern zu können.

Mit den gewöhnlichen Reibungsbahnen ist man zumeist über 50% oder 1:20 nicht hinausgegangen; nur in Ausnahmefällen ist man bis 70% und bei elektrischem Betrieb bis 106% gegangen, da der geringe und wechselnde Reibungswert größere Steigungen auf Reibungsbahnen nicht mehr zuläßt. Die Mittelschiene der Dreischienenbahnen hat verschiedene Formen; sie besteht aus Holz, um die Reibung zu vergrößern, wie bei dem sogenannten Superfizial-Bahnfystem von Köflin, das allerdings zu nennenswert praktischer Verwendung nicht gekommen

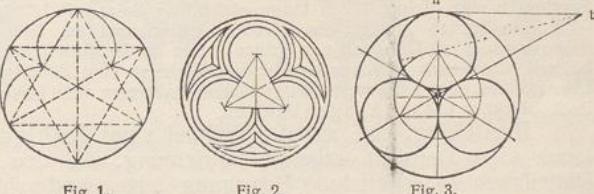


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

ist, oder aus Eisen, in welchem Falle zur Vermehrung der Reibung wagerechte Triebräder der Lokomotiven gegen die Eisenbahnen gepreßt werden, wie bei den Systemen von Kraus und Fell. Bei dem Fellchen Bahnstystem liegt, wie die Figur zeigt, in der Mitte zwischen den für die senkrechten Räder bestimmten Schienen eine Doppelkopfschiene wagerecht, gegen welche wagerechte Triebräder der Lokomotive angepreßt werden, wodurch die Reibung verstärkt und auch in fläckeren Steigungen die erforderliche Zugkraft erreicht wird. Die Lokomotiven dieses Systems wurden entweder mit zwei oder vier Dampfzylindern erbaut; im letzteren Falle hatten sie zwei voneinander unabhängig wirkende Mechanismen, und zwar zwei außenliegende Dampfzylinder zur Bewegung der zwei Paare senkrechter und zwei innenliegende zur Bewegung der vier symmetrisch zur Mittelschiene liegenden horizontalen Triebräder, die an dieselbe vom Führer der Lokomotive nach Bedürfnis mehr oder weniger angepreßt werden können. Die horizontalen Triebräder sind zylindrisch und ohne Spurkränze, um das Schwingen der Lokomotive im senkrechten Sinne zu ermöglichen. Um starke Abnutzungen zu vermeiden, sollen die senkrechten und wagerechten Triebräder annähernd gleich stark belastet werden, was schwierig zu erreichen ist. Das Bahnstystem Fell kam mit einer Spurweite von 1,1 m, mit größten Steigungen von 90% oder 1:11 und kleinsten Krümmungen von 40 m Halbmesser in Neuseeland, Brasilien (Cantagallo), am Mont Cenis und 1895 auch in England (Laxey – Snaefell) zur Anwendung. Die Bahn über den Mont Cenis (St. Michel – Sufa) war nur bis zur Eröffnung des Mont Cenis-Tunnels im Betrieb. Das Fell-Bahnstystem ist durch die Zahnstangenbahnen, die bei größerer Einfachheit und Sicherheit weit größere Steigungen ermöglichen und die in den letzten Jahren besonders vervollkommen wurden, hauptsächlich verdrängt. Im August 1904 hat man bei La Bourboule in

Frankreich eine kleine, 470 m lange elektrische Bahn mit 120% größter Steigung mit Mittelschiene in Betrieb gesetzt. Es werden hierbei zwei am Triebwagen angebrachte wagerechte Reibungsräder mit Druckluft von beiden Seiten an die Mittelschiene angepreßt. Die Zahnstangenbahnen, bei denen zwischen den beiden Schienen eine Zahnstange liegt, in die Zahnräder der Lokomotiven oder Triebwagen eingreifen, könnte man auch zu den Dreischienenbahnen rechnen; doch hierüber s. Zahnstangenbahnen.

Dolezalek.

Dreifchlag, eine auf der Spindel eines Mahlganges (f. d.) sitzende, drei (auch vier) Daumen tragende Vorrichtung, die den das Mahlgut zuführenden Rüttelschuh in schüttelnde Bewegung setzt, wodurch ein sicheres und gleichmäßiges Zufließen des Mahlgutstromes erzielt wird.

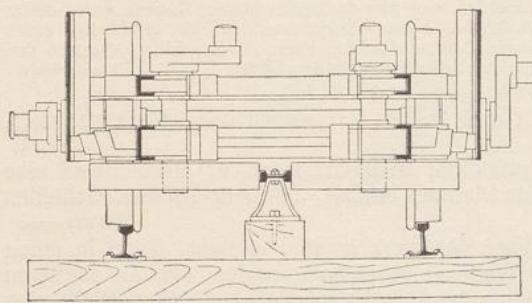
Arndt.

Dreischlitz, f. Triglyph.

Dreischraubenschiffe, d. h. Schiffe mit drei Schraubenpropellern und drei getrennten Maschinenanlagen, finden zurzeit nur in der Kriegsmarine vielfach Verwendung. Deutschland, Nordamerika und Frankreich haben in den schnellen Panzerdeckkreuzern „Kaiserin Augusta“, „Columbia“ und „Dupuy de Lôme“ dieses System zuerst zur Ausführung gebracht. Es entsprang dem Bedürfnis, einseitig die Maschinenkraft möglichst zu teilen, anderseits jedoch in der Hauptfache, größere Strecken auf See mit geringem Kohlenverbrauch zurücklegen zu können.

Da bei den Pferdestärken von 12000–20000 die Steuerung der Maschinen nicht so eingerichtet werden kann, daß man bei 1200–1500 indizierten Pferdestärken entsprechend einer Marschgeschwindigkeit von 10–12 Knoten mit günstigem Füllungsgrad arbeitet (man muß den Dampf drosseln), so suchte man durch eine Dreiteilung der Maschinenanlage und durch Benutzung nur einer Maschine bei geringer Geschwindigkeit — die beiden seitlichen Schraubenpropeller laufen dann losgekuppelt frei mit — einen möglichst günstigen Kohlenverbrauch und hierdurch bei gleichem Bunkerinhalt einen größeren Aktionsradius zu erzielen [3]. Diese bessere Oekonomie der Dreischraubenmaschinen durch den alleinigen Gebrauch der Mittelschraube bei ausgetuppten Seitenbeschlägen hat sich jedoch als ein Irrtum erwiesen, da beim Gebrauch der Seitenbeschlägen und gleichzeitigem Auskuppeln der Mittelschraube günstigere Kohlenverbräuche sich ergeben. Wenn trotzdem das Dreischraubensystem für die Maschinenanlagen großen Kriegsschiffe in Deutschland und Frankreich allgemein angenommen ist, so hat dies seinen Grund in nachstehenden Vorteilen gegenüber den Zweischraubenmaschinen: 1. größere Betriebsicherheit der gesamten Anlage und des Schiffes, 2. kleinere Abmessungen der Maschinenteile und hieraus bedingt geringeres Eigengewicht der Maschine, 3. geringere Höhe und bessere Unterbringung der Maschinen unter dem Panzerdeck, 4. bessere Manövrierefähigkeit [2]. Die Nachteile der größeren Kompliziertheit und Unübersichtlichkeit der Anlage sowie des vermehrten Maschinenpersonals sind für die Kriegsmarine weniger ausschlaggebend, für die Handelsmarine jedoch schwerwiegend, und haben dementsprechend die Anwendung des Dreischraubensystems für Schnelldampfer bisher ausgeschlossen [1].

Literatur: [1] Busley, Die neuen Schnelldampfer der Handels- und Kriegsmarine, Kiel 1893.



— [2] Ein Beitrag zur Frage der Dreischraubenschiffe, Marine-Rundschau 1901, S. 255, 935. —
 [3] Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ing. 1892, S. 1124; 1895, S. 1100.

T. Schwarz.

Dreifitz, Zelebrantenstuhl oder Levitenstuhl, befand sich im Mittelalter in allen größeren Kirchen, und zwar an der Wand in der Nähe des Altares auf der Epistelseite, und war bestimmt für den Priester, der erhöht in der Mitte saß, und für die Diakonen, die zu beiden Seiten etwas niedrige Sitze angewiesen erhielten. In der ältesten Zeit waren dieselben aus Stein, später in Holz und mehr oder weniger reichem Schnitzwerk ausgeführt [1].

Literatur: [1] Otte, D. H., Handbuch der Kunstdarchäologie, Leipzig 1883. *Weinbrenner.*

Dreifpannmechanismus, f. Mechanismen.

Dreifitz (Zwirl), f. Drechfleirei.

Dreifitzzirkel, f. v. w. Dreischenkelzirkel (f. d.).

Dreiviertelfäule ist eine Säule, die zu drei Vierteln aus einer Wand vortritt; sie erscheint weit plastischer als eine Halbsäule und nimmt weniger Raum ein als eine volle Säule.

Weinbrenner.

Dreiviertelstab, ein Rundstab, der im Durchschnitt mehr als einen Halbkreis bildet.

Dreiwalzenstuhl, f. Walzenstuhl.

Dreiwalenzug, f. Walzwerk.

Dreiweghähne, Durchgangshähne mit drei Anschlüssen, mittels derer von drei Leitungen jede entweder mit nur einer oder mit den beiden andern verbunden oder alle Leitungen abgesperrt werden können.



Die Konstruktion ist in der Regel die eines Kegel(Lilien)-hahnes; die beiführenden Skizzen zeigen, wie durch die veränderten Stellungen des Hahnkonus die verschiedenen Verbindungen und Absperrungen erreicht werden. Je nach der Art der angeschlossenen Leitungen werden die Abgangsstutzen des Dreiweghahns als Lötzäpfen, Muffen mit Eifernrohrgewinden oder als Flanschstutzen ausgeführt. Material: Messing oder Rotguß bei kleinen, Gußeisen, eventuell mit Metallkonus, bei größeren Durchmessern. Dreiwegventile kommen vielfach zum Zweck der Umleitung von Gasen in Gaswerken vor von 70 bis zu 600 mm Ventilweite. Bezugsquellen: die Armaturenfabriken für Gas- und Wasserleitung, auf deren Kataloge wir verweisen. *Blecken.*

Dreizylindermaschinen, f. Dampfmaschinen.

Drell (Drill), f. Weberei.

Drempel für Docks, die Sohle der Dockkehle bei Trockendocks, f. Dock.

Drempel für Geschütze, die untere Begrenzungslinie der Geschützpfosten bei Käfemattgeschützen, über welche die Geschütze hinwegschießen; f. a. Geschützarmierung der Schiffe und Schleuse.

Drempelmauer, Kniestockmauer (f. Dachstuhl, Holzdachstühle 14), volle oder mit Lichtöffnungen versehene Mauer, die den Kniestock nach vorne abschließt und an die sich innen unmittelbar die hölzerne Drempelwand anschließt.

Drempelfstiele (Kniestockpfosten), die vertikalen Hölzer einer Drempel-(Kniestock-)wand.

Drempelwand, f. Dachstuhl, Bd. 2, S. 514.

Drescher (Stäuber), Maschine zur trockenen Reinigung der Hadern bei der Papierfabrikation (f. d.).

Dreschflegel, Handgerät zum Dreschen von Getreide auf der Tenne, besteht aus einem Klöppel von meist ovalem Querschnitt, der durch einen Lederriemen oder Drahtbügel nach allen Seiten freibeweglich am Stiel befestigt ist. Die Leistung eines Arbeiters mit dem Dreschflegel beträgt täglich 20—40 kg Garbengewicht oder 7—14 kg Getreide.

Wrobel.

Dreschmaschine, findet in der Landwirtschaft Verwendung zum Entkörnen von Getreide, Hülsenfrüchten, Raps und auch Klee.

Die Körner werden aus den noch am Stroh fest sitzenden Spelzen, Hülsen oder Schoten entfernt durch Druck oder Stoß. Beim Maschinendruck fliegen die Körner aus den Hülsen,

ähnlich wie der Schmutz aus einem Besen, den man irgendwo aufschlägt. Man unterscheidet je nach der Art des Betriebes Hand-, Göpel- und Dampf- bzw. Motordreschmaschinen, der Wirkung nach einfache, die außer der Dreschvorrichtung eventuell nur mit Strohschüttlern ausgerüstet sind, und kombinierte (selbstreinigende) Dreschmaschinen, die außerdem noch Reinigungs- und Sortierzvorrichtungen aufweisen. Nach der Art des Einlegens der Garben unterscheidet man Lang- und Breitdreschmaschinen, und nach den Einrichtungen zum eigentlichen Dreschen Stiften- und Schlagleiftendreschmaschinen. Der Unterschied zwischen Hand-, Göpel- und Dampfdreschmaschinen besteht in der verschiedenen großen Leistungsfähigkeit, der mehr oder weniger vollkommenen Einrichtung und dem verschiedenen Antrieb, während die Anordnung der einzelnen Vorrichtungen so ähnlich ist, daß sie für alle Maschinen zusammen beschrieben werden können.

Es soll zunächst an einer kombinierten Dreschmaschine, und zwar einer der Firma Heinrich Lanz in Mannheim (Fig. 1 und 2), ein Einblick in das Wesen der Dreschmaschinen gegeben werden. Das zu dreschende Getreide wird oben bei A in die Maschine eingelegt. Die Trommel T erfaßt die Garben und dreht das Getreide zwischen den auf ihr befestigten Schlagleisten und dem sie im Halbkreis umgebenden, ebenfalls mit

Schlagleisten verfehenen und einstellbaren Dreschkorb K aus. Die Körner fallen durch den Dreschkorb, das Stroh wird auf die langen Strohschüttler B B gefeuert, von diesen ausgeschüttelt und noch eventuell durch die

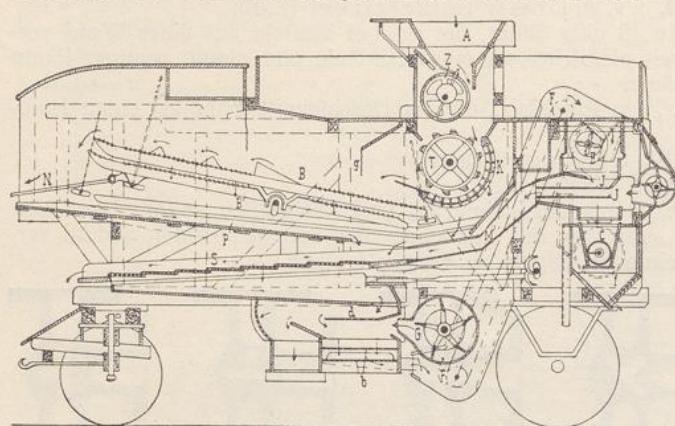


Fig. 1.

stellbare Leiste g beeinflußt, nach dem linken Ende der Maschine gebracht, wo es auf dem Nachschüttler N kommt, der es zum Binden (f. Strohbinden), Preßen (f. d.) oder Heben auf Feime (f. Strohelevator) ablieft. Kurzstroh, Körner, Spreu u. f. w., die vom Langstroh durch die Strohschüttler oder von der Trommel durch den Dreschkorb gefallen sind, werden durch das Sammelbrett P zu dem großen Holzsieb S geführt, durch das Körner und Spreu hindurchfallen, während das Kurzstroh, frei von Körnern, am linken Ende der Maschine zur Ablieferung kommt. Körner und Spreu werden darauf durch Sieb d in den Bereich des ersten, großen Gebläses G gebracht, das die Spreu unter die Maschine oder weitwärts in Körbe ausbläst. Die jetzt von Kurzstroh und Spreu gereinigten Körner gelangen über ein Unkrautlieb b in ein Becherwerk F und werden von diesem der am hinteren Teil der Maschine angeordneten zweiten Reinigung zugeführt. Grannenfrüchte (Gerste, Grannenweizen) und sonst sich schlecht aus den Hülsen lösendes oder etwas ausgewachsenes Getreide u. f. w. gelangt, wenn der Schieber a (Fig. 2) geschlossen ist, in den Entgranner E (Fig. 1 und 2), wofolbst die Körner von den anhaftenden Grannen, Hülsen u. f. w. durch rotierende Messer befreit werden, und dann in den zweiten Siebkasten J, J. Nichtgrannenfrüchte (Roggen, Hafer u. f. w.) werden

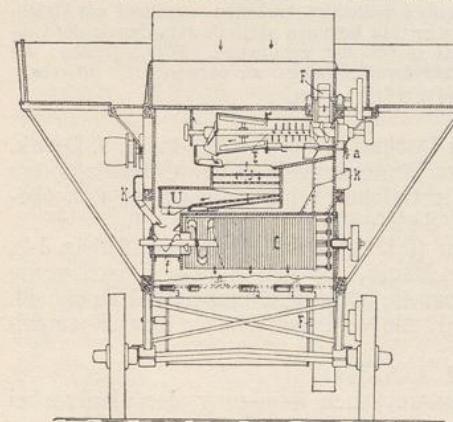


Fig. 2.

bei geöffnetem Schieber a direkt dem zweiten Siebkasten zugeführt, wofolbst unter Einwirkung des vom zweiten Gebläse R kommenden Windstroms (Pfeilrichtung) die noch im Getreide befindlichen Beimischungen ausgeschieden und durch den Kanal M (Fig. 1) abgeführt werden. Das zum zweitenmal gereinigte Getreide gelangt von hier auf das Unkrautlieb U und dann durch einen Kanal in den Bereich der Saugreinigung K (Fig. 2), wofolbst den Körnern in der Hauptfache der etwa noch anhaftende Staub und Schmutz entzogen wird. Getreide, das nicht fortwirkt werden soll, wird bei geöffnetem Schieber f und durch den Auslauf 3 direkt eingefackt. Bei geschlossenem Schieber f gelangt das Getreide in den Sortierzylinder C und wird durch diesen der Korngröße nach fortwirkt und in die Abteilungen 1, 2 und 3 bzw. in die angehängten Säcke abgeliefert.

Reindruck und Leistung hängen wesentlich von dem gleichmäßigen Einlegen des Getreides ab. Um das Personal vor Unglücksfällen beim Einlegen zu schützen, bedient man sich z. B. Schutzklappen, die offen stehen, solange der Einleger keinen Platz einnimmt, und geschlossen werden oder sich von selbst schließen und dadurch die Einlegöffnung vollständig überdecken, sobald er seinen Platz verläßt. Um unabhängig von der einlegenden Person zu fein und zugleich Unglücksfälle zu verhüten, werden für größere Maschinen öfters selbsttätige, aus rotierenden Zuführungstrommeln Z (Fig. 1) oder endlosen Bändern bestehende Einleger verwandt.

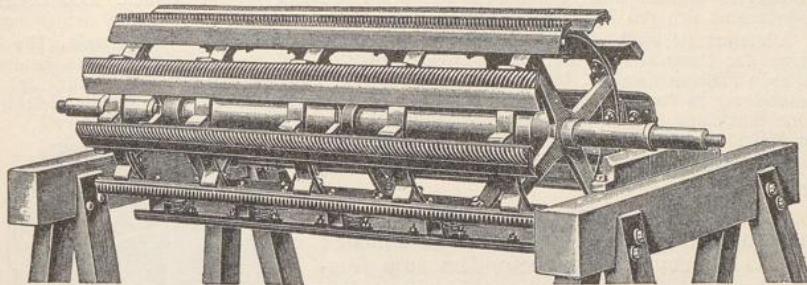


Fig. 3.

Den Bau einer Schlagleistendreschtrumme zeigt Fig. 3. Das Ausgleichen der Gewichte ist zur Erzielung eines ruhigen Ganges wegen der hohen Geschwindigkeiten (1000 bis 1200 Umdrehungen in der Minute) sehr wichtig. Hierzu dienen die aus Fig. 3 erichtlichen Böcke.

Die Stiftendreschtrumme besitzt an Stelle der Leisten eine Reihe von Stiften, die zwischen den Gegenflügeln des Dreschkörbes, der sich auf einen kleineren Teil des Umfangs der Trommel erstreckt, hindurchschlagen (Fig. 4) zeigt einen Schnitt durch die Dreschtrumme und den Dreschkorb von Wilhelm Steeger, Vohwinkel, Rheinland).

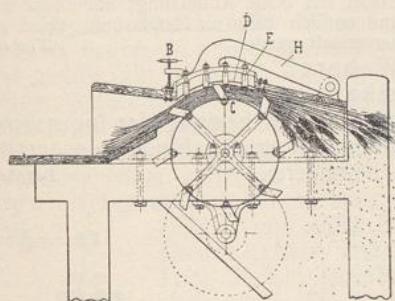


Fig. 4.

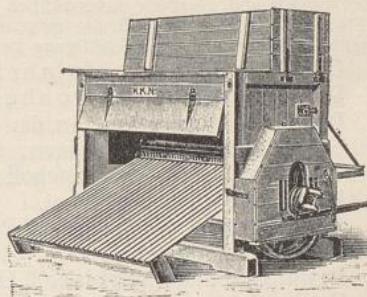


Fig. 5.

Die verbreitetsten und besten Strohschüttler (B Fig. 1) bestehen aus einer Anzahl 2–3 m langer, siebartig durchbrochener Kästen, die durch mehrere Kurbeln so in Bewegung gesetzt werden, daß immer ein Schüttelkasten aufsteigt, wenn die zwei Nachbarschüttler niedergehen so daß das niedergehende Stroh von den aufsteigenden Schüttlern einen kräftigen Stoß erhält. Für kleinere Leistungen (Hand- und Göpeldreschmaschinen) verwendet man als Strohschüttler vielfach schräg nach unten abfallende, eventuell in einfache Schwingungen versetzte Siebe (Fig. 5, in einer Ausführungsform von H. F. Eckert, A.-G., Berlin) mit verdecktem Antrieb oder endlose, mit Leisten besetzte Bänder, denen man dadurch eine Schüttelbewegung erteilen kann, daß die Rollen, über welche die Bänder laufen, unruhig sind (Fig. 6, in einer Ausführung von Friedrich Richter & Co. in Rathenow). Bei manchen Maschinen sind hinter den Strohschüttlern Brech- bzw. Quetschwalzen u. dergl. vorgesehen, um hartes Stroh zum Verfüttern geeigneter zu machen.

Bei Einrichtungen zum Kleedreschen öffnet man am zweckmäßigsten die auf einer gewöhnlichen Dreschmaschine gewonnenen Köpfe auf einer besonderen Kleenthüllvorrichtung, die darin besteht, daß man die Köpfe unter Druck einen langen Weg an einer rauen Fläche zurücklegen läßt. Bei größeren Mengen Klee empfiehlt sich eine besondere Kleedreschmaschine. Der Preis einer solchen Kleedreschmaschine beträgt 2400 M .

Größe und Preise sind sehr verschieden, je nach der Leistung. Eine Handdreschmaschine kostet im Mittel 100 M , eine Göpeldreschmaschine ohne den Göpel (f. d.) 124–2000 M , eine

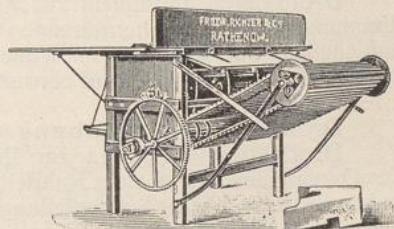


Fig. 6.

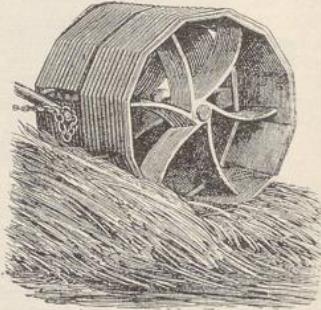
kombinierte Dreschmaschine ohne den Motor 1450—3800 *M.* Die englischen Dampfdreschmaschinen sind [1] wegen des darauf lastenden Zolls und der Fracht 250—600 *M.* teurer als die gleichwertigen deutschen. Als Anhaltspunkt für die Leistung mag dienen [1], daß gute Dampfdreschmaschinen in der Stunde 1,5—4 t Garben bei Handeinlage marktfertig ausdreschen. Die Leistung einer Nutzperdekraft pro Stunde beträgt bei Stiftendreschmaschinen etwa 1,1—1,6 t, bei Schlagleistendreschmaschinen für Weizen 0,75—1,5 t, für Gerste 2,1 t und für Hafer 5,4 t Garben. Zur Bedienung an der Dreschmaschine braucht man etwa 7—10 Personen. Bei den Selbsteinlegern können unter Umständen drei bis vier Mann gespart werden. Das Dreschen selbst berechnet sich pro Tonne Körner zu 3—6 *M.*

Literatur: [1] Wüst, Landwirtschaftliche Maschinenkunde, 1889. — [2] Perels, Die Anwendung der Dampfkraft in der Landwirtschaft, 1872. — [3] Derf, Handbuch des landwirtschaftlichen Maschinenwesens, 1880. — [4] Grundke, H., Landwirtschaftliche Maschinen auf der Weltausstellung in Paris 1900 (Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingen. 1902). Ueber die Geschichte der Dreschmaschine f. Fritz, Handbuch des landwirtschaftlichen Maschinenwesens, 1880. *Wrobel.*

Dreschmaschine in der Florettspinnerei,
f. Seidenpinnerei.

Dreschwalze, dient zum Entkörnen von Getreide und Hülfenfrüchten und wird in manchen Gegenden Süddeutschlands besonders zum Ausdrusch des Dinkels (Spelzweizen) benutzt. Die Dreschwalze hat die meiste Ähnlichkeit mit einer großen Ringelwalze (f. Walzen).

Die Wirkung der Dreschwalze beruht vorwiegend darauf, daß beim Hin- und Herschieben ein Druck auf das Getreide ausgeübt wird, der die Körner aus den Hülfen heraustreibt. Wird der Umfang nicht rund, sondern, wie von Schmid-Freudenstadt (vgl. die Figur), zwölfeckig ausgeführt, so kann außerdem eine geringe Schlagwirkung erreicht werden. Die Dreschwalze ist außerst einfach und geradezu unverwüstlich und erfährt fast keine Abnutzung; außerdem wird das Stroh in unverwirtem Zustand gewonnen, und endlich kann an Handarbeit gespart und ein reiner Ausdrusch ohne Beschädigung der Körner erzielt werden. *Wrobel.*



Dressieren, f. Seidenpinnerei, Weberei.

Dressiermaschine, f. Strohhutfabrikation.

Drift, Driftformation, in der Geologie die Erscheinung der sogenannten erraticischen Blöcke im allgemeinen, die Fortbewegung von Findlingen, großen Blöcken u. f. w. durch Eis, Eischollen im besonderen. *Leppla.*

Drill (Dreill), f. Weberei.

Drillbohrer, f. Bohrgerät, Bd. 2, S. 187.

Drillich, f. Weberei.

Drillingsgebläfemaschine, f. Gebläfe.

Drillmaschine, f. Sämaschine.

Drittel (Früh-, Tag-, Nachtdrittel), f. Grubenbetrieb.

Drittelantimonzinn, f. Zinnlegierungen.

Drittelsilber, f. Silberlegierungen.

Droget, f. Weberei.

Dropper-Jacquards, f. Bobbinet.

Droryscher Teerabgang, f. Vorlage.

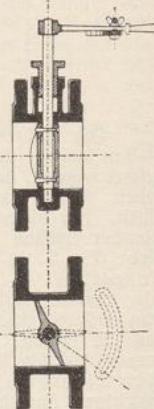
Drosometer, Instrument zur Messung des Taus durch Bestimmung der vom Tau herührenden Gewichtszunahme geeignet aufgestellter Substanzen, wie Watte u. dergl. Wenig in Gebrauch, da vergleichbare und einwurfsfreie Messungen kaum zu erreichen sind.

Großmann.

Drosophor, f. Zerstäubungsvorrichtungen.

Drosselklappen dienen zur Regelung des Druckes oder der Durchflußmenge in einer Rohrleitung oder Durchlaßöffnung, indem sie, je nach ihrer Schräglagestellung, den Durchgang mehr oder weniger hindern.

Die Klappe besteht gewöhnlich aus einer gußeisernen Scheibe, bei großen Ausführungen für Turbinen aus zwei gewölbten, am Rande gegeneinander genieteten Blechen. Die Spindel wird von außen eingeschoben und mit der Klappe durch Vierkant, Stifte oder Stellfischarten verbunden. Im halbgeöffneten Zustande erleidet die Klappe durch den auf ihrer Vorderfläche ungleichmäßig verteilten Strömungsdruck ein auf Schließung hinwirkendes Moment. Soweit dieses nicht durch Stopfbüchsenreibung aufgenommen wird, ist die Spindel mit einem beliebig feststellbaren Arm zu versehen (f. die Figur) oder durch einen Schneckenantrieb zu sichern.



Drosselklappe.

In der Abschlußstellung gibt sie keinen dichten Schluß, besser noch, wenn sie dabei schräg im Rohr liegt als senkrecht zur Rohrachse, da sie im letzteren Fall, um die Drehung zu ermöglichen, mehr Spiel haben, eigentlich kugelig abgedreht sein müßte. Mitunter dient die Drosselklappe nur zu einem raschen Sicherheitsabschluß von leichter Beweglichkeit.

Für Rohrleitungen erhält man Drosselklappen in einem ausgedrehten Flanschrohrstück von 25—500 mm lichter Weite und mit $0,7 d + 50$ —60 mm Länge zum Preise von 4—5 M. für je 1 cm Weite. Bei geringem Druck in der Leitung genügen Rohrstücke ohne Flanschen, zum Einklemmen zwischen den Rohrflanschen mit durchgehenden Schrauben, zu 2—3 M. pro Zentimeter lichter Weite.

Lindner.

Drosselklappen, f. Manövrierventil und Dampfleitungen.

Drosselmaschine (Drosselfuß), f. v. w. Waterspinnmaschine, f. Baumwollspinnerei, Bd. 1, S. 612.

Drosselpule, f. Umformer.

Drosselventil, f. Drosselklappen.

Drouffierapparat, selbsttätige Speifevorrichtung an Krempeln; f. Streichgarnspinnerei.

Druck. Unter Druck versteht man die Kraft, die ein Körper auf einen ihn berührenden andern Körper an der Berührstelle ausübt, wobei vorausgesetzt wird, daß diese Kraft gegen den Körper hin gerichtet ist; andernfalls heißt sie Zug. Man zerlegt diese Kraft in der Regel in eine zur Berührfläche senkrechte Komponente, den Normaldruck, und in eine in die Berührfläche fallende Komponente, die Schubkraft. Jedem Druck entspricht ein gleichgroßer Gegendruck, den der zweite Körper auf den ersten ausübt und der entgegengesetzt gerichtet ist. Dividiert man den Druck durch die Größe der Berührfläche, an der er ausgeübt wird, so heißt der Quotient spezifischer Druck. Solcher Art sind die Drucke, die bei flüssigen und elastischen Körpern eine Rolle spielen (f. Hydrostatik.).

Finsterwalder.

Druck, Druckkraft. Wenn zwei Flächen verschiedener Körper gegenüberliegen, so werden sie im allgemeinen eine Wirkung aufeinander ausüben. Das gleiche gilt auch von Flächen, die in beliebigen, durch einen bestimmten Körper gedachten Schnitten zusammenhängen. Die Kräfte, mit denen die beiden Flächen aufeinander wirken, sind gleichgroß, aber entgegengesetzt gerichtet, sie lassen sich in Komponenten normal und tangential den ergriffenen Flächen oder Flächenelementen zerlegen. Die Normalkräfte suchen die in Berührung befindlichen Flächen auseinander zu ziehen (Fig. 1) oder gegeneinander zu drücken

(Fig. 2) und werden deshalb in Zugkräfte und Druckkräfte unterschieden; die Tangentialkräfte suchen jene Flächen längs einander zu verschieben (Fig. 1 und 2) und werden deshalb auch Schubkräfte genannt. Zug, Druck und Schub pro Flächeneinheit der ergriffenen Flächen (oder Flächenelemente) heißen spezifischer Zug, spezifischer Druck, spezifischer Schub oder auch insbesondere, wenn die aufeinander wirkenden Flächen innerhalb desselben Körpers liegen, Zugspannungen, Druckspannungen, Schubspannungen. Vgl. [1], Bd. 1, S. 4, 6, 10, 15; [3], S. 3, 6. In theoretischen Werken werden häufig alle Flächenelemente als Drücke bezeichnet [2], S. 110; mitunter findet man Zug und Druck pro Flächeneinheit durch die Namen Spannung und Pressung unterschieden.

Die Spannungen für die verschiedenen durch einen Punkt im Innern eines Körpers gehenden Flächenelementen sind im allgemeinen verschieden (f. Spannungen oder [3], S. 38). Wird jedoch vorausgesetzt, daß auch die kleinste Zugspannung und Schubspannung Verschiebungen bewirken könnte, so hat man den Begriff der vollkommenen Flüssigkeit, und es ergibt sich, daß für diese die Spannungen aller durch einen Punkt gedachten Flächenelemente gleichgroße (normale) Drücke sind [3], S. 116, 158; [4], S. 15. Nur bei solchen vollkommenen (tropfbaren oder gasförmigen) Flüssigkeiten kann man also vom spezifischen Drucke p an einer bestimmten Stelle kurzweg, ohne Bezeichnung des ergriffenen Flächenelements, sprechen (vgl. Hydrostatik, Hydrodynamik), während bei festen Körpern und reibenden Flüssigkeiten im allgemeinen auch die Richtung dieses Flächenelements in Betracht kommt [3], S. 117, 119, 159, 161. Bei reibenden Flüssigkeiten pflegt man deshalb unter p den Druck für die Reibung 0 zu verstehen [3], S. 117, 159. Bei gasförmigen Körpern braucht im Falle des Gleichgewichts

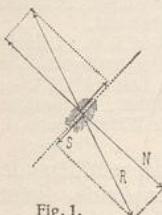


Fig. 1.

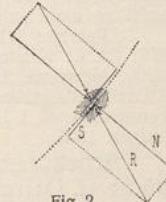


Fig. 2.

gewöhnlich auch die Stelle des Drucks p nicht angegeben zu werden, da infolge des geringen Eigengewichts der Druck an allen Stellen eines in Frage kommenden Raumes nahezu der gleiche ist. Man pflegt deshalb unter dieser Voraussetzung ganz allgemein vom Dampfdruck oder Gasdruck in einem Kessel u. f. w. zu sprechen. Dies genügt jedoch nicht mehr, wenn es sich um größere Gebiete der Atmosphäre handelt, wie z. B. das barometrische Höhenmessen gerade auf der Verschiedenheit des Drucks an denjenigen Stellen beruht, deren Höhenunterschied bestimmt werden soll.

Der Druck der Atmosphäre, der erst im 17. Jahrhundert durch Torricelli, Pascal u. f. w. festgestellt wurde, vermag bei 45° geographischer Breite im Niveau des Meeres einer Quecksilbersäule von durchschnittlich 0,760 m Höhe und 0° Temperatur das Gleichgewicht zu halten, weshalb ein solcher Druck ein Atmosphärendruck heißt. Da ein Kubikmeter Quecksilber von 0° an der genannten Stelle 13595,93 kg wiegt (f. Dichtigkeit), so entspricht ein Atmosphärendruck einem Drucke pro Quadratmeter von $p_0 = 1 \cdot 0,760 \cdot 13595,93 = 10333$ kg. Beträgt der Druck in einem Falle n Atmosphären, so ergibt dies einen spezifischen Druck von $p = 10333 n$ kg pro Quadratmeter, und es hält derselbe einer Quecksilbersäule von $h = 0,760 n$ m Höhe das Gleichgewicht. Daher besteht zwischen p in Kilogramm pro Quadratmeter, h in Metern und der Atmosphärenzahl n die Beziehung:

$$n = \frac{p}{10333} = \frac{h}{0,760}, \quad 1.$$

mittels welcher man eine dieser Größen aus jeder der andern berechnen kann. In neuerer Zeit wird in der Technik häufig der Druck von 10000 kg pro Quadratmeter als ein Atmosphärendruck bezeichnet, was gerade 1 kg pro Quadratzentimeter ausmacht (fogenannte metrische Atmosphäre). Ein solcher Atmosphärendruck hält einer Quecksilbersäule von $\frac{10000}{10333} = 0,735514$ m Höhe das Gleichgewicht, so daß im Falle feiner Verwendung an Stelle von 1. tritt:

$$n = \frac{p}{10000} = \frac{h}{0,7355}, \quad 2.$$

und weiter folgt:

$$1 \text{ Neuatmosphäre} = \frac{10000}{10333} \text{ Normalatmosphären}, \quad 1 \text{ Normalatmosphäre} = \frac{10333}{10000} \text{ Neuatmosphären}.$$

Man spricht dann auch allgemein von einer Beanspruchung von n Atmosphären, d. h. von einem Zuge, Drucke u. f. w. von n kg pro Quadratzentimeter.

Als Ueberdruck in einem geschlossenen Raum bezeichnet man die Differenz zwischen dem inneren Druck und dem äußeren Druck. Beträgt z. B. der Druck in einem Dampfkessel n Atmosphären, so ist der Ueberdruck ca. $n - 1$ Atmosphären, er wäre es genau, wenn der auf 0° reduzierte Barometerstand außen gerade 760 mm ausmache. Der mittlere indizierte Druck p_i eines Wärmemotors ist die mittlere Differenz der inneren Drücke auf den Kolben (also auch der Ueberdrücke) beim Ausgang und Eingang des letzteren während eines Arbeitsprozesses und gleich der mittleren Höhe des Indikatordiagramms (f. Aeußere Arbeit, Näheres [1], Bd. 3, S. 609, 633, 688, und [6], S. 54, 108, 265, 293 u. f. w.). Als Erddruck (f. d. und [4], S. 39) bezeichnet man den Druck fogenannter Halbfüssigkeiten (Sand, Erde, Schrot u. f. w.), dadurch charakterisiert, daß feste Teilchen ohne Kohäsion zusammenliegen, also Zugspannungen zwischen denselben nicht auftreten und den Schubspannungen nur die Reibung entgegenwirkt.

Literatur: [1] Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Bd. 1: Hydraulik u. f. w., Leipzig 1875; Bd. 3: Kraftmaschinen, Leipzig 1890. — [2] Kirchhoff, Vorlesungen über mathematische Physik, Mechanik, Leipzig 1877. — [3] Weyrauch, Theorie elastischer Körper, Leipzig 1884. — [4] Derf., Aufgaben zur Theorie elastischer Körper, Leipzig 1885. — [5] Zeuner, Technische Thermodynamik, I, Leipzig 1900; II, Leipzig 1901. — [6] Weyrauch, Grundriß der Wärmetheorie, I, Stuttgart 1905.

Weyrauch.

Druck, exzentrischer. Exzentrische Drücke heißen solche resultierende Drücke (f. Druck) auf Stäbe, Prismen u. f. w., die nicht in der Achse dieser Körper wirken. Die gewöhnlichsten Fälle dieser Art betreffen Pfeiler, Widerlager und andre Mauern. Man hat meist festzustellen, daß die Beanspruchungen des Materials nirgends die zulässigen Grenzen überschreiten. Bei Steinkonstruktionen pflegt hierbei von den durch die Belastung eintretenden Formänderungen abgesehen zu werden, und es führen dann die allgemeinen Gleichgewichtsbedingungen der Statik in Verbindung mit der auch in der Biegungslehre gebräuchlichen Annahme zu dem Ziel, daß sich die Druck- und Zugspannungen in einem Querschnitt AB oder einer Lagerfuge AB (die beliebig geneigt sein können) wie ihre Abstände von einer geraden Linie in der Ebene von AB verhalten (Naviersches Verteilungsgesetz). Soll an keiner Stelle Zug entstehen, so muß der resultierende Druck auf AB innerhalb des Kerns dieser Figur angreifen (f. Kern und [7], S. 310; [9], S. 149; [12], S. 73). Soll nur die Reibung etwaigen Verschiebungen längs AB entgegenwirken, so muß der Winkel δ (Fig. 1 und 2) der resultierenden Kraft R auf AB mit der Normalen zur Ebene AB unter dem Reibungswinkel der einander berührenden Materialien bleiben. Einige Versuche über exzentrischen Druck von Steinen hat Baufchinger ange stellt,

ihre Resultate stehen mit der angenommenen Druckverteilung in Einklang (f. Druckfestigkeit).

Gewöhnlich kann die Untersuchung in der Ebene durchgeführt werden, indem die Verhältnisse in allen Schnitten durch den betrachteten Körper parallel dieser Ebene als gleich gelten. An dem Körperteile I, auf einer Seite von AB , mögen beliebige Kräfte R_1, R_2, \dots angreifen, deren Komponenten senkrecht und längs AB durch N_1, N_2, \dots und T_1, T_2, \dots bezeichnet sind, während r_1, r_2, \dots die Hebelarme jener R in Hinsicht eines Punktes von AB (z. B. A) bedeuten. Die positiven Richtungen der erwähnten Komponenten und der Momente von R_1, R_2, \dots seien denjenigen der vom Körperteil II her wirkenden Widerstände N, T (Fig. 1 und 2) und des Moments von R entgegengesetzt. Dann hat man zur Bestimmung von N, T , der Entfernung d ihres Angriffspunkts in AB vom gewählten Momentendrehpunkt und des Richtungswinkels δ :

$$N = N_1 + N_2 + \dots = \Sigma N, \quad T = T_1 + T_2 + \dots = \Sigma T, \quad 1.$$

$$Nd = \pm R_1 r_1 \pm R_2 r_2 \pm \dots = \Sigma R r, \quad \tan \delta = \frac{T}{N}. \quad 2.$$

Im folgenden bezeichnen A den am weitesten vom Angriffspunkt der Widerstände N, S entfernten Punkt von AB , z die Entfernung dieser beiden Punkte, b und l die zwei Seiten des Rechtecks AB (Fig. 1 und 2). Dann hat man unter Voraussetzung genügender Widerstandsfähigkeit gegen die vorkommenden Beanspruchungen den größten Druck pro Flächeneinheit, bei B :

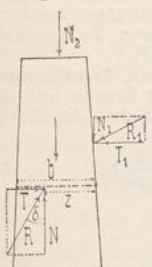


Fig. 1.

$$\sigma_1 = \frac{2N}{bl} \left(\frac{3z}{b} - 1 \right), \quad 3.$$

und den kleinsten Druck oder größten Zug pro Flächeneinheit, bei A :

$$\sigma_2 = \frac{2N}{bl} \left(2 - \frac{3z}{b} \right). \quad 4.$$

Sollen nur Druckspannungen auftreten, so muß σ_2 positiv oder $z < \frac{2}{3}b$ sein, d. h. es muß N im mittleren Drittel von AB angreifen (innerhalb des Kerns). Ist $z > \frac{2}{3}b$ und findet gegen Zug kein Widerstand statt, dann verteilt sich der Druck nur auf die Breite $3(b-z)$ von A aus, und es treten an Stelle von 3, 4.:

$$\sigma_1 = \frac{2N}{3l(b-z)}, \quad \sigma_2 = 0. \quad 5.$$

Andre als die hier in Frage stehenden Fälle findet man u. a. in [2]–[8], [12], [14], [15] und [18] behandelt.

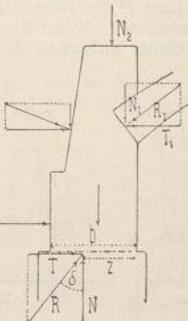


Fig. 2.

Bei exzentrisch beanspruchten Fachwerkfläben, schlanken Säulen u. f. w. dürfen die Formänderungen nicht vernachlässigt werden, da hier schon bei zentrischem Drucke Biegungen von großem Einflusse auf die Beanspruchungen vorkommen (f. Knickfestigkeit). Solche Fälle hat man bei Erwähnung exzentrischer Druckbeanspruchungen oft allein im Auge.

Ein prismatischer Stab vom anfänglichen Querschnitt F und der anfänglichen Länge L sei durch Kräfte P parallel der anfänglichen Stabachse fo gebogen, daß letztere in einer Ebene bleibt. In dieser „Biegungsebene“ nehmen wir ein rechtwinkliges Koordinatensystem an, dessen x -Achse in der Wirkungsgeraden der P liegt, während die y sich auf die Punkte der schließlichen Stabachse beziehen (Fig. 3 und 4). Für ein Querschnittselement bei x in Entfernung v von der zur Biegungsebene senkrechten Achsschicht ist die Normalspannung (Druck positiv, Zug negativ) gerechnet:

$$\sigma = \frac{P}{F} \left(1 - \frac{Fy}{J} v \right), \quad 6.$$

worin J das Trägheitsmoment des Querschnitts in Hinsicht jener Achsschicht (f. Biegung, Bd. 1, S. 794) und v nach innen, d. h. nach der Seite der P hin negativ, nach außen positiv. Für einen bestimmten Querschnitt x erreicht σ nach 6. seinen größten positiven Wert in dem am weitesten nach innen gelegenen Querschnittselement, nämlich mit $v = -e$:

$$\sigma = \frac{P}{F} \left(1 + \frac{Fe}{J} y \right), \quad 7.$$

seinen größten negativen Wert (oder kleinsten positiven Wert) in dem am weitesten nach außen gelegenen Querschnittselement, mit $v = e'$:

$$\sigma' = \frac{P}{F} \left(1 - \frac{Fe'}{J} y \right). \quad 8.$$

Die größten der Beanspruchungen 7., 8. am ganzen Stab, d. h. die größte vorkommende Druckspannung σ und größte vorkommende Zugspannung (oder kleinste Druckspannung) σ' , treten an der Stelle des größten y ein, das durch h bezeichnet sein soll, womit diese äußersten Werte nach 7., 8. ausgedrückt sind:

$$\sigma = \frac{P}{F} \left(1 + \frac{h}{w} \right) \text{ mit } w = \frac{J}{Fe}, \quad 9.$$

$$\sigma' = \frac{P}{F} \left(1 - \frac{h}{w'} \right) \text{ mit } w' = \frac{J}{Fe'}. \quad 10.$$

In allen diesen wie in den folgenden Gleichungen bedeutet $\frac{P}{F}$ die mittlere Normalspannung oder auch nach 6. die Normalspannung im Schwerpunkt des Querschnitts unter der Last P .

Lueger, Lexikon der gesamten Technik. 2. Aufl. III.

Bezeichnet c die anfängliche Exzentrizität von P , so hätte man ohne Biegung überall $h = c$, bei Berücksichtigung der Biegung hängt h von der Anordnung des Stabes ab. Mit

$$a = \sqrt{\frac{EJ}{P}} \quad 11.$$

erhält man in den praktisch wichtigen Fällen Fig. 3 (beiderseits frei drehbare Enden) und Fig. 4 (einerseits festgepautes, anderseits freischwebendes Ende):

$$h = c + f = \frac{c}{\cos \frac{l}{2a}} \quad 12.$$

oder bei Verwendung der Kofinusreihe:

$$h = \frac{c}{1 - \frac{l^2}{8a^2} + \frac{1}{6} \left(\frac{l^2}{8a^2} \right)^2 - \dots} = \frac{c}{1 - \frac{Pl^2}{8EJ} + \frac{1}{6} \left(\frac{Pl^2}{8EJ} \right)^2 - \dots}, \quad 13.$$

worin schon die beiden ersten Glieder der Reihe zu genügen pflegen. In diesen Gleichungen ist mit L Stablänge im Falle von Fig. 3 $l = L$, im Falle von Fig. 4 $l = 2L$ (vgl. Knickfestigkeit).

Die vorstehenden Gleichungen gestatten, innerhalb der Proportionalitätsgrenze für beliebige Lasten P die Normalspannungen in beliebigen Querschnittselementen und ihre Grenzwerte zu berechnen, wenn der Querschnitt bereits bekannt ist. Doch weiß man damit noch nicht, mit welcher Sicherheit diesen Spannungen widerstanden wird und wie der Querschnitt für eine be-

stimmte Sicherheit berechnet werden kann. Diese Ermittlungen beruhen gegenwärtig fast ausschließlich auf den Versuchen von Tettmayer, weshalb wir dessen Verfahren zuerst vorführen [16], [17].

Würden obige Gleichungen bis zum Bruche gelten, so hätte man nach 9. und 10. mit B Bruchlast, b Wert von h beim Bruche und d , z maßgebende Druckfestigkeit oder Zugfestigkeit, je nachdem der Bruch durch Druckspannungen oder Zugspannungen erfolgt:

$$d = \frac{B}{F} \left(1 + \frac{b}{w} \right) \text{ bzw. } z = \frac{B}{F} \left(1 - \frac{b}{w'} \right), \quad 14.$$

worin nach 12. und 11.:

$$b = \frac{c}{\cos \frac{l}{2a}} \text{ mit } a = \sqrt{\frac{EJ}{B}}, \quad 15.$$

Fig. 3. Fig. 4.

oder entsprechend 13.:

$$b = \frac{c}{1 - \frac{l^2}{8a^2} + \frac{1}{6} \left(\frac{l^2}{8a^2} \right)^2 - \dots} = \frac{c}{1 - \frac{Bl^2}{8EJ} + \frac{1}{6} \left(\frac{Bl^2}{8EJ} \right)^2 - \dots}. \quad 16.$$

Da jedoch die Voraussetzungen der Gleichungen 14. nicht erfüllt sind, so kann man zur Anpassung an die Wirklichkeit mit je einem Erfahrungskoeffizienten multiplizieren und setzen:

$$\frac{d}{\mu} = \frac{B}{F} \left(1 + \frac{b}{w} \right) \text{ bzw. } \frac{z}{\mu'} = \frac{B}{F} \left(1 - \frac{b}{w'} \right). \quad 17.$$

Hierin soll auf Grund des vorliegenden Versuchsmaterials bis zu dessen erwünschter Ergänzung nach Tettmayer angenommen werden:

| | Für Stäbe aus | |
|--|---------------|--------------|
| | Schweißeisen | Flusseisen |
| bei konzentrierten Querschnitten (Rundseifen u. f. w.) | $\mu = 1,20$ | $\mu = 1,37$ |
| bei gespreizten Querschnitten (schlicht oder genietet) | $\mu = 1,08$ | $\mu = 1,23$ |

ferner für Gußeisen, wenn der Trägheitshalbmesser $r = \sqrt{\frac{J}{F}}$:

$$\mu' = 0,38 + \frac{0,62}{c} + 0,00135 \frac{l}{r} \quad 18.$$

und für Weißtanne mit demselben Ausdruck von r :

$$\mu = 0,70 + 0,03 \frac{l}{r}. \quad 19.$$

Für Steine liegen geeignete Versuche überhaupt nicht vor. In Gleichung 16. verwendet Tettmayer drei Glieder der Reihe, es genügen jedoch auch zwei Glieder.

Zur Feststellung des Querschnitts auf Grund vorstehender Gleichungen für eine Belastung P wäre nach Tettmayer wie folgt zu verfahren. Man wählt einen vorläufigen Querschnitt F oder setzt entsprechend einem vorläufigen Werte σ_s der mittleren Beanspruchung pro Flächeneinheit Querschnitt (Normalspannung im Schwerpunkt) beim Bruche für m -fache Sicherheit:

$$F = m \frac{P}{\sigma_s} = \frac{B}{\sigma_s}, \quad \sigma_s = m \frac{P}{F} = \frac{B}{F}. \quad 20.$$

Nachdem dieser Querschnitt in geeigneter Weise angeordnet ist, können b und w oder w' nach 15. oder 16. und 9. oder 10. berechnet werden. Die F , σ_s entsprechende maßgebende Kanten- spannung beim Bruche wäre nach 9. oder 10.:

$$\sigma_b = \frac{B}{F} \left(1 + \frac{b}{w} \right) \text{ bzw. } \sigma_b' = \frac{B}{F} \left(1 - \frac{b}{w'} \right). \quad 21.$$

Die Berechnung kann als beendet gelten, wenn diese Spannung gemäß 17. genügend mit

$$\frac{d}{\mu} \text{ bzw. } \frac{z}{\mu'}$$

übereinstimmt, andernfalls ist die Berechnung mit andern F oder σ_s zu wiederholen. Beispiele folicher Berechnungen s. [17], S. 370. Nachdem der Querschnitt festgelegt ist, können nach 6. bis 13. auch die wirklichen Spannungen, insbesondere nach 9. die größte Druckspannung und nach 10. die größte Zugspannung ermittelt werden.

Einfacher als das vorstehende Verfahren ist die Berechnung nach v. Emperger und Ostenfeld [10], [11], [13]. Berücksichtigt man im Nenner von 13. nur die beiden ersten Glieder der Cosinusreihe und führt das entsprechende h in 9. ein, so ergibt sich durch geeignete Umformung und Vernachlässigung die mit einer größten Kantenpressung σ verbundene mittlere Normalspannung oder Schwerpunktsspannung im betreffenden Querschnitt:

$$\frac{P}{F} = \frac{\sigma}{1 + \frac{c}{w} + \alpha \frac{Fl^2}{J}}. \quad 22.$$

Diese Formel mit $\alpha = \frac{\sigma}{8E}$ gilt zunächst nur innerhalb der Proportionalitätsgrenze, sie kann jedoch auch für den Bruch verwendet werden, wenn man geeignete Korrekturen anbringt, beispielsweise die Werte σ und α aus Versuchsergebnissen bestimmt. Für letzteren Fall liefert 22. die mittlere Bruchspannung, wenn σ_b die Kantenpressung beim Bruche bezeichnet:

$$\frac{B}{F} = \frac{\sigma_b}{1 + \frac{c}{w} + \alpha \frac{Fl^2}{J}}. \quad 23.$$

Wird von dieser mittleren Beanspruchung behufs Erzielung m -facher Sicherheit nur der m -te Teil zugelassen, so ergibt sich die zulässige mittlere Beanspruchung pro Flächeneinheit Querschnitt beim Drucke P :

$$\frac{P}{F} = \frac{1}{m} \frac{\sigma_b}{1 + \frac{c}{w} + \alpha \frac{Fl^2}{J}}. \quad 24.$$

In 23., 24. setzt Ostenfeld auf Grund der Versuche von Tetmajer:

- für Schweißeisen . . . $\sigma_b = 3030$ kg pro Quadratzentimeter, $\alpha = 0,00018$,
für Flußeisen . . . $\sigma_b = 3363$ kg pro Quadratzentimeter, $\alpha = 0,00018$.

Die mit diesen Zahlen aus 23. folgenden $\frac{B}{F}$ ergaben gegen die Versuchsresultate mit Schweißeisen und Flußeisen mittlere Abweichungen von nur 21 kg und 29 kg pro Quadratzentimeter [11], S. 1464, [13], S. 1859. Auf Grund vorstehender Gleichungen kann für eine gegebene Belastung P die Sicherheit m bei bekanntem Querschnitt F ohne weiteres und der Querschnitt F bei m -facher Sicherheit durch Probieren ermittelt werden. Erleichterung in letzterer Hinsicht und entsprechendes Beispiel s. [11], S. 1469, [13], S. 1860.

Literatur: [1] Grashof, Theorie der Elastizität und Festigkeit, Berlin 1878, S. 155. — [2] Keck, Exzentrische Druckbelastung eines zylindrischen Mauerkörpers außerhalb des Kerns, Zeitschr. d. Arch.- u. Ingen.-Vereins zu Hannover 1882, S. 301. — [3] Keck, Exzentrische Druckbelastung außerhalb des Kerns bei Mauerwerkkörpern ringförmigen Querschnitts, Zeitschr. d. Arch.- u. Ingen.-Vereins zu Hannover 1882, S. 627. — [4] Mohr, Ueber die Verteilung der exzentrischen Druckbelastung eines Mauerwerkkörpers, Zeitschr. d. Arch.- u. Ingen.-Vereins zu Hannover 1883, S. 169 (graphisch). — [5] Barkhausen, Druckverteilung im rechteckigen Mauerquerschnitte, Zeitschr. d. Arch.- u. Ingen.-Vereins zu Hannover 1883, S. 470 (graphisch). — [6] Häppner, Zur Ermittlung der Druckverteilung in Mauerwerkerquerschnitten, Civilingenieur 1885, S. 39 (graphisch). — [7] v. Ott, Vorträge über Baumechanik, I, Prag 1888, S. 78; II, Prag 1880—91, S. 357, 372. — [8] Heinemann, Exzentrische Druckbelastung außerhalb des Kerns bei Mauerwerkkörpern ringförmigen Querschnitts, Zeitschr. d. Arch.- u. Ingen.-Vereins zu Hannover 1891, S. 157. — [9] Keck, Vorträge über Elastizitätslehre, Hannover 1893, S. 143. — [10] v. Emperger, Die Bruchlasten und die zulässigen Beanspruchungen gußeiserner Säulen, Zeitschr. d. Vereines deutsch. Ingen. 1898, S. 1114. — [11] Ostenfeld, Exzentrische und zentrische Knickfestigkeit mit besonderer Berücksichtigung der für schmiedbares Eisen vorliegenden Versuchsergebnisse, Zeitschr. d. Vereines deutsch. Ingen. 1898, S. 1462. — [12] Müller-Breslau, Die graphische Statik der Baukonstruktionen, I, Leipzig 1901, S. 55, 73, 86. — [13] Ostenfeld, Einige Bemerkungen über die Bestimmung der Abmellungen exzentrisch und zentrisch beanspruchter Säulen, Zeitschr. d. Vereines deutsch. Ingen. 1902, S. 1858. — [14] Jöhrens, Beitrag zur Berechnung von Querschnittsspannungen in Schornsteinen, Zeitschr. f. Architektur- und Ingenieurwesen 1903, S. 413. — [15] Preuß, Beitrag zur statischen Untersuchung von Schornsteinen, Zeitschr. f. Architektur- und Ingenieurwesen 1903, S. 413. — [16] v. Tetmajer, Die Gesetze der Knickungs- und der zusammengefügten Druckfestigkeit der technisch wichtigsten Baustoffe, Leipzig und Wien 1903, S. 19, 186. — [17] Ders., Die angewandte Elastizitäts- und Festigkeitslehre, Leipzig und Wien 1904, S. 349, 357, 362, 369. — [18] Preckwinkel, Die Druckverteilung im rechteckigen Mauerquerschnitte bei Abschluß von Zugspannungen, Zeitschr. f. Architektur- u. Ingenieurwesen 1904, S. 47. *Weyrauch.*

Druck, hydraulischer, f. Hydraulik.

Druck, hydrostatischer, f. Hydrostatik.

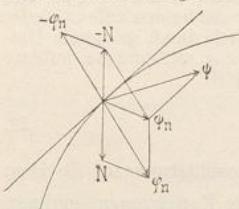
Druck, kritischer, f. Kritische Temperatur.

Druck, osmotischer, f. Osmose.

Druck, spezifischer, f. Druck, S. 111.

Druckbeschleunigung. Wenn ein Punkt nicht frei der auf ihn wirkenden Beschleunigung ψ folgen kann, sondern durch irgend welche Bedingung genötigt

ist, in vorgeschriebener Bahn (Raumkurve) zu laufen, so kann der Zwang, der ihn dazu nötigt, durch eine gewisse Beschleunigung N ausgedrückt werden. Sie heißt die Widerstandsbeschleunigung oder, wenn der Zwang durch eine Fadenkonstruktion ausgeübt wird, die Spannungsbeschleunigung. Sie liegt, falls keine



Reibung wirkt, in der Normalebene zur Bahn und bildet mit der Normalkomponente ψ_n der gegebenen Beschleunigung ψ als Resultante die in der Schmiegungsebene liegende Normalbeschleunigung $\varphi_n = v^2 : \varrho$, wenn v die Geschwindigkeit des Punktes und ϱ der Krümmungshalbmesser der Bahn ist. Die umgekehrte Widerstandsbeschleunigung $-N$ ist die Druckbeschleunigung des Punktes auf die Bahn. Sie ist (s. die Figur) die Resultante aus der umgekehrten Normal- oder Zentrifugalbeschleunigung $-\varphi_n$

und der Normalkomponente ψ_n der gegebenen Beschleunigung. Im Falle, daß $\psi = 0$, also auch $\psi_n = 0$, fällt die Druckbeschleunigung mit der Zentrifugalbeschleunigung zusammen. — Es kann vorkommen, daß der Punkt an einer gewissen Stelle die vorgeschriebene Bahn verläßt und die Bewegung deselben in die freie Bewegung übergeht. Damit dies eintrete, ist erforderlich, daß die Druckbeschleunigung Null werde und $-\varphi_n + \psi_n = 0$, d. h. $\psi_n = v^2 : \varrho$ werde. An solchen Stellen muß die Beschleunigung ψ in die Schmiegungsebene der Bahn fallen.

Literatur: [1] Schell, Theorie d. Beweg. u. d. Kräfte, Bd. 1, Einleitung. (Schell) Finsterwalder. Druckdiagonalen, f. Gegen diagonalen.

Druckelastizität wird die Elastizität (s. d.) gegen Beanspruchungen auf Druck (s. d.) genannt. Bei Ver suchen in dieser Hinsicht pflegen prismatische Körper (Stäbe, Würfel) wachsenden Drücken parallel ihrer Achse und möglichst gleichmäßig verteilt auf die Endquerschnitte ausgesetzt zu werden. Ein seitliches Ausbiegen muß ausgeschlossen sein. Bezeichnen l die ursprüngliche Achslänge, F den ursprünglichen Querschnitt, $d\lambda = \frac{dl}{l}$ die spezifische elastische Verkürzung (Verkürzung pro Längeneinheit der Stablänge l) durch ein Anwachsen des spezifischen Drucks $\sigma = \frac{P}{F}$ (Druck pro Flächeneinheit des Querschnitts F) um $d\sigma$, dann heißt in

$$d\sigma = Ed\lambda = E \frac{dl}{l}, \quad dP = EF d\lambda = EF \frac{dl}{l} \quad 1.$$

E der Druckelastizitätsmodul (vgl. Elastizitätsmodul, Zugelastizität und [5], S. 119). Derfelbe bedeutet also das Verhältnis der Zunahme $d\sigma$ des spezifischen Drucks zur entsprechenden spezifischen Verkürzung $d\lambda$, während $1/E$ das Verhältnis der spezifischen Verkürzung $d\lambda$ (negativen Dehnung) zur Zunahme $d\sigma$ des spezifischen Drucks (negative Spannung) oder auch die Verkürzung pro Längeneinheit durch die Gewichtseinheit Druckzunahme bezeichnet. Mit der Abnahme der Länge sind Zunahmen der Querdimensionen des Probekörpers verbunden. Beziiglich des Verhältnisses jener Abnahme pro Längeneinheit zu diesen Zunahmen pro Breiteneinheit s. Elastizitätsmodul und Elastizitätsquotient. Für manche Materialien, insbesondere für Schweißeisen, Flußeisen und Stahl, ist E innerhalb der gebräuchlichen Beanspruchungen nahezu konstant, womit nach 1.: $\sigma = E\lambda = E \frac{dl}{l}, \quad P = EF\lambda = EF \frac{dl}{l}, \quad 2.$

unter dl die ganze Längenänderung von l durch den spezifischen Druck σ verstanden. Die Grenze $\sigma = p$, bis zu der die hierdurch ausgedrückte Proportionalität zwischen σ und λ , dl , oder auch zwischen P und λ , dl , besteht, wird Proportionalitätsgrenze für Druck genannt, mitunter auch Elastizitätsgrenze (s. d.) für Druck, wenn nämlich unterhalb dieser Grenze nur elastische Verkürzungen in Betracht gezogen werden, während oberhalb derselben auch erhebliche bleibende Verkürzungen vorkommen.

Gleichung 2. gilt nur für ruhende Belastung. Käme P für den ganzen Versuchskörper plötzlich mit vollem Werte zur Wirkung, so würde unter ihren Voraussetzungen bei bestimmtem E zunächst eine Verkürzung bis 2λ eintreten, und erst nach Schwingungen, mit Eintritt des Gleichgewichtes, die Verkürzung λ erreicht werden [6], A 38, 109. Die Werte von E, p für Druck weichen bei Schweißeisen, Flußeisen und oft auch bei Stahl nicht bedeutend von denen für Zug ab. Wir

führen beispielsweise die Ergebnisse der Druckversuche Bauschingers [2] mit dem bereits im Art. Biegungsfestigkeit erwähnten Ternitzer Befestierstahl an. Sie wurden teils mit quadratischen Stäben von 33,9 cm, teils mit Körpern der in beifstehender Figur ersichtlichen Abmessungen ange stellt, letzterenfalls unter Beziehung der Beanspruchungen auf den kleineren Querschnitt. Die eingesetzten Elastizitätsgrenzen sind etwas höher als die Proportionalitätsgrenze.

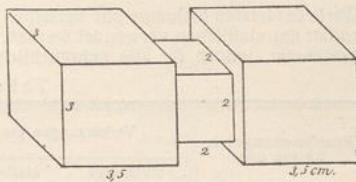


Tabelle I. Ternitzer Bessemerstahl.

| Kohlenstoff % | Elastizitätsmodul E , kg pro qcm | | Elastizitätsgrenze, kg pro qcm | | Maximaldruck, kg pro qcm | |
|------------------|---------------------------------------|------------------|-----------------------------------|-------------|-----------------------------|---------------|
| | 3/3/9 cm | Figur | 3/3/9 cm | Figur | 3/3/9 cm | Figur |
| 0,14 | 2 740 000 = 1,21 | 2 645 000 = 1,17 | 2775 = 0,94 | 2775 = 0,94 | 4780 = 1,08 | 9 250 = 2,09 |
| 0,19 | 2 690 000 = 1,24 | 2 520 000 = 1,16 | 3000 = 0,91 | 3050 = 0,92 | 5390 = 1,11 | |
| 0,46 | 2 360 000 = 1,05 | 2 250 000 = 1,00 | 3440 = 1,00 | 3440 = 1,00 | 6330 = 1,19 | 11 100 = 2,08 |
| 0,51 | 2 270 000 = 1,03 | 2 300 000 = 1,04 | 3220 = 0,95 | 3280 = 0,96 | 7000 = 1,25 | 12 500 = 2,23 |
| 0,54 | 2 510 000 = 1,16 | 2 570 000 = 1,19 | 3440 = 0,99 | 3440 = 0,99 | 6110 = 1,10 | 11 400 = 2,05 |
| 0,55 | 2 260 000 = 1,02 | 2 480 000 = 1,12 | 3440 = 1,04 | 3550 = 1,08 | 6170 = 1,09 | 12 750 = 2,26 |
| 0,57 | 2 330 000 = 1,08 | 2 170 000 = 1,00 | 3440 = 1,04 | 3440 = 1,04 | 6550 = 1,17 | 12 200 = 2,18 |
| 0,66 | 2 430 000 = 1,06 | 2 590 000 = 1,14 | 3775 = 1,01 | 3575 = 1,01 | 6550 = 1,04 | 12 400 = 1,97 |
| 0,78 | 2 280 000 = 0,97 | | 3550 = 0,95 | | 6830 = 1,06 | |
| 0,80 | 2 320 000 = 1,08 | 2 230 000 = 1,04 | 4440 = 1,11 | 4440 = 1,11 | 9670 = 1,34 | 17 200 = 2,38 |
| 0,87 | 2 210 000 = 1,01 | 2 230 000 = 1,02 | 4000 = 0,93 | 3885 = 0,91 | 8940 = 1,22 | 15 100 = 2,06 |
| 0,96 | 2 290 000 = 1,05 | 2 232 000 = 1,03 | 5000 = 1,03 | 5000 = 1,03 | 9890 = 1,19 | 17 800 = 2,14 |
| | Mittel | 1,08 | 1,08 | 0,99 | 1,00 | 1,15 |
| | | | | | | 1,95 |

Das Verhalten von Schweißen, Flüsseisen und Stahl oberhalb der Proportionalitätsgrenze ist für Druck weit weniger als für Zug untersucht. Bei den Bauschingerschen Prismen von 3/3/9 cm aus Ternitzer Bessemerstahl zwischen den Druckplatten der Werderschen Festigkeitsmaschine wurde mit wachsender Belastung eine S-förmige Ausbiegung beobachtet, die mehr und mehr zunahm, bis das Prisma plötzlich herausprang. Bei dem in der vorstehenden Figur angedeuteten Versuchskörpern wurde eine Pressung erreicht, unter der sich das innere Prisma auch ohne weitere Erhöhung der Belastung immer mehr verkürzte (bis auf weniger als die halbe Anfangslänge), während die Querdimensionen wuchsen. Die Beanspruchungen pro Quadratzentimeter enthalten Tab. I als „Maximaldruck“. Alle Resultate sind absolut und im Verhältnis zu den entsprechenden Zahlen für Zug gegeben. Nach genaueren Untersuchungen [7] wird bei Schweißen, Flüsseisen und weicheren Stahlorten im allgemeinen mit wachsendem Druck eine Beanspruchung $\sigma = s$ erreicht, die der Streckengrenze für Zug entspricht (f. Dehnung, Zugelastizität), indem alsdann im Vergleiche zu den Aenderungen von σ verhältnismäßig grobe bleibende Verkürzungen eintreten, weshalb s von Bauschinger Quetschgrenze, von Tetmajer Stauchgrenze genannt wurde. Mit dieser Zustandsänderung ist jedoch nach Versuchen mit Schweißen und Flüsseisen die Kohäsion des Materials ebenso wenig überwunden, wie bei Zugversuchen mit Erreichen der Streckengrenze. Wie bei letzteren die Überwindung der Kohäsion durch eine ausgeprägte Einfchnürung an der Bruchstelle erkennlich wird und die Zugfestigkeit z dem Beginne dieser Kontraktion entspricht (f. Dehnung), so fand Tetmajer auch die Überwindung der Kohäsion bei Druckversuchen, den Beginn erheblicher seitlicher Ausbauchungen, genügend feststellbar und faßte diese Kohäsionsgrenze als Druckfestigkeit d auf [8], [14], S. 176 (vgl. Druckfestigkeit). Bezeichnen E_z , p_z , s_z , z den Elastizitätsmodul, die Proportionalitätsgrenze, Streckgrenze und Festigkeit für Zug, so gibt Tetmajer als Mittelwerte der Resultate von Druckproben beispielsweise [8], S. 81:

für Schweißeisen von der Wendel, Hayingen, $E = 1,00 E_Z$, $p = 1,05 p_Z$, $s = 1,01 s_Z$, $d = 1,00 z$;
 „Flußeisen“ $E = 1,01 E_Z$, $p = 1,18 p_Z$, $s = 0,95 s_Z$, $d = 0,98 z$;
 ferner für Schweißeisen von Burbach $s = 0,86 s_Z$, $d = 0,91 z$, für Flußeisen (Kesselblech) von St. Etienne $s = 1,00 s_Z$, $d = 1,00 z$ und für Kupfer (Stehbohnenmaterial) $s = 1,26 s_Z$, $d = 0,80 z$. Wie auf die Festigkeitsseigenschaften überhaupt, so können verschiedene Form, Beimengungen, Temperaturen, mechanische Behandlung u. f. w. auch Einfluß auf die Verhältnisse der Druckelastizität und Druckfestigkeit ausüben, was in bezug auf den Kohlenstoff schon Tab. I erkennen läßt; doch zeigt sich der Elastizitätsmodul am wenigsten empfindlich.

Für Gußeisen, Steine, Beton, Holz u. f. w. ist der Elastizitätsmodul veränderlich, indessen erscheint diese Veränderlichkeit für Gußeisen und Druck mitunter gering. Bei veränderlichem Elastizitätsmodul ergibt 1., wenn anstatt E ein Mittelwert E' gesetzt wird, der von $\sigma=0$ bis $\sigma=\sigma$ die gleiche Längenänderung λ wie das variable E bedingt, ganz entsprechend 2.:

$$\sigma = E' \lambda = E' \frac{4l}{l}, \quad P = E' F \lambda = E' F \frac{4l}{l}. \quad 3.$$

So find aus den in Tab. II angeführten mittleren Versuchsergebnissen von Hodgkinson [1] für Gußeisen nach 3. die Werte von E' in der fünften Kolumne berechnet, während sich die

Werte der letzten Kolumne aus derselben Gleichung ergeben, wenn die vollständigen Verkürzungen anstatt der elastischen verwendet werden. Der Mittelwert sämtlicher E' ist 964 000 kg pro Quadratzentimeter, jedoch für alle gebräuchlichen Beanspruchungen (bis etwa 1000 kg) 955 000 kg.

Tabelle II. Gußeisen.

| Beanspruchungen σ , kg pro qcm | Verkürzungen pro m Länge in cm | | | Mittlerer Elastizitätsmodul E' von 0 bis σ , kg pro qcm | Mittlerer Kompressionsmodul von 0 bis σ , kg pro qcm |
|--|--------------------------------|-----------|------------|---|--|
| | vollständige | bleibende | elastische | | |
| 145,10 | 0,01560 | 0,00039 | 0,01521 | 953 760 | 929 860 |
| 290,21 | 0,03240 | 0,00188 | 0,03052 | 951 060 | 895 820 |
| 439,31 | 0,04978 | 0,00333 | 0,04645 | 945 720 | 882 440 |
| 580,42 | 0,06562 | 0,00537 | 0,06025 | 963 290 | 884 450 |
| 725,52 | 0,08281 | 0,00705 | 0,07576 | 957 730 | 876 150 |
| 870,64 | 0,10025 | 0,00905 | 0,09120 | 954 650 | 868 450 |
| 1015,53 | 0,11795 | 0,01170 | 0,10625 | 955 800 | 860 990 |
| 1160,84 | 0,13606 | 0,01426 | 0,12180 | 959 280 | 853 180 |
| 1305,94 | 0,15411 | 0,01708 | 0,13703 | 953 030 | 847 410 |
| 1451,05 | 0,17175 | 0,02068 | 0,15107 | 960 510 | 844 860 |
| 1741,26 | 0,20786 | 0,03681 | 0,17105 | 1 017 790 | 837 710 |
| 2032,17 | 0,24733 | 0,04581 | 0,20152 | 1 008 420 | 821 640 |
| 2326,66 | 0,29432 | 0,05077 | 0,24355 | 955 310 | 790 520 |

Andere Versuche mit Gußeisen f. z. B. [13], S. 13. Es zeigt sich, daß der Elastizitätsmodul im allgemeinen mit der Belastung abnimmt, daß er aber weit mehr von der Beschaffenheit des Materials abhängt als bei schmiedbarem Eisen und Stahl.

Anstatt von 0 bis σ kann man auch für andre Intervalle, von Anfangswerten σ_a, λ_a bis zu Endwerten σ_e, λ_e der Größen σ, λ (konstante) Mittelwerte von E einführen, womit aus 1. folgen:

$$\sigma_e - \sigma_a = E(\lambda_e - \lambda_a), \quad P_e - P_a = EF(\lambda_e - \lambda_a). \quad 4.$$

Hierach sind z. B. die E der vorletzten Kolumne von Tab. III berechnet, während diejenigen der drittletzten Kolumne wieder aus 3. erhalten wurden. Tab. III gibt die wesentlichen Versuchsergebnisse von Bach [9] mit zylindrischen Betonkörpern aus Blaubeurener bzw. Laufener Portlandzement und Neckarland, Muschelkalksteinfetter, Neckarkies oder Kiesand (Sand und Kies von der Lagerung oberhalb Gemmrigheim), Durchmesser 25,35—25,4 cm, Höhe 100,4—101,6 cm, Alter 76—91 Tage. Mittels der Rammachine hergestellte Normalzugskörper der Zusammensetzung 1 kg Zement, 3 kg Normalsand, 0,4 kg Waffer hatten nach 28 Tagen (1 in der Luft, 27 unter Waffer) für den Blaubeurener Zement 25,5 kg, für den Laufener Zement 21,2 kg Zugfestigkeit ergeben. Jede Belastung und volle Entlastung der Betonkörper wurde so oft wiederholt, bis keine Änderungen der elastischen und bleibenden Zufammendrückungen mehr eintraten.

Während bei konstantem Elastizitätsmodul $E = 1/\epsilon$ zwischen den Dehnungen λ und Spannungen σ Proportionalität besteht (Hooke'sches Gesetz):

$$\lambda = \epsilon \sigma, \quad \sigma = E \lambda, \quad 5.$$

hat man auch in andern Fällen die Beziehung zwischen λ und σ durch eine möglichst einfache Gleichung auszudrücken gesucht (vgl. Elastizitätsgesetz). In neuerer Zeit ist besonders häufig das „Potenzgesetz“

$$\lambda = n \sigma^m \quad \sigma = \sqrt[m]{\lambda} \quad 6.$$

verwendet worden, worin m, n Konstante, so daß zufolge 1. der Elastizitätsmodul E und zufolge 3. der mittlere Elastizitätsmodul E' von $\sigma = 0$ bis σ :

$$E = \frac{1}{m n \sigma^{m-1}}, \quad E' = \frac{1}{n \sigma^{m-1}}. \quad 7.$$

Für $m = 1$ geht 6. in 5. über.

So erhielt Bach ([13], S. 13, 37) für einen Zylinder aus zähem grauen Gußeisen von 62,15 cm Länge, abgedreht auf 8 cm Durchmesser, Meßlänge 50 cm, der vorher nicht belastet war, bei Beanspruchungen auf Druck bis $\sigma = 597$ kg pro Quadratzentimeter:

$$\lambda = \frac{1}{1320000},$$

womit wegen $m = 1,0685, n = 1/1320000$ nach 7.:

$$E = \frac{1235000}{\sigma^{0,0685}}, \quad E' = \frac{1320000}{\sigma^{0,0685}};$$

ferner für ein Prisma aus gleichem Material von 54,5 cm Länge, bearbeitet auf 6,997 cm Querschnitt, Meßlänge 50 cm, das für Zug bis $\sigma = 409$ kg pro Quadratzentimeter ergeben hatte:

$$\lambda = \frac{1}{1338000}, \quad \text{bei Beanspruchungen auf Druck bis } \sigma = 512 \text{ kg/qcm: } \lambda = \frac{1}{1043000},$$

und, nachdem es alsdann 15 Minuten mit 1841 kg pro Quadratzentimeter belastet war, bei Beanspruchungen auf Druck bis $\sigma = 1842$ kg/qcm:

$$\lambda = \frac{1}{1217000}.$$

Für Beton fand Bach ([13], S. 65) innerhalb der für die Praxis in Betracht kommenden Spannungsgrenzen je nach der Zusammensetzung folgende Ausdrücke:

$$\begin{aligned} 1 \text{ Zement, } 2,5 \text{ Donaufand, } 5 \text{ Donaukies} \quad \lambda &= \frac{\sigma 1,145}{298000}, \\ 1 \text{ Zement, } 2,5 \text{ Eggingersand, } 5 \text{ Kalksteinschotter} \quad \lambda &= \frac{\sigma 1,157}{457000}, \\ 1 \text{ Zement, } 5 \text{ Donaufand, } 6 \text{ Donaukies} \quad \lambda &= \frac{\sigma 1,137}{280000}, \\ 1 \text{ Zement, } 3 \text{ Donaufand, } 6 \text{ Kalksteinschotter} \quad \lambda &= \frac{\sigma 1,161}{380000}, \\ 1 \text{ Zement, } 5 \text{ Donaufand, } 10 \text{ Donaukies} \quad \lambda &= \frac{\sigma 1,157}{217000}, \\ 1 \text{ Zement, } 5 \text{ Eggingersand, } 10 \text{ Kalksteinschotter} \quad \lambda &= \frac{\sigma 1,207}{367000}. \end{aligned}$$

Tabelle III. Beton.

| Mischungs-verhältnis | Belaftung, kg pro qcm | Zusammen-drückungen in $\frac{1}{100}$ cm auf 75 cm Meßlänge | | | Elastizitätsmodul, kg pro qcm | | Druck-festigkeit d , kg pro qcm |
|--|-------------------------------------|--|--------------------------------------|--------------------------------------|--|--|-----------------------------------|
| | | voll-ständige | bleibende | elastische | E' von 0 bis σ | E' zwischen den zwei letzten σ | |
| Dichtigkeit δ | σ | | | | | | Temperatur |
| 1 Blaubeurener Portlandzement, 2,5 Sand, 5 Kies. $\delta = 2,37$. | 7,9 15,8 23,7 31,6 39,5 | 1,33 2,90 4,67 6,71 9,06 | 0,17 0,35 0,55 0,91 1,43 | 1,16 2,55 4,12 5,80 7,63 | 306000 279000 259000 245000 233000 | 306000 256000 226000 212000 194000 | $d = 96,3$ |
| 1 Blaubeurener Portlandzement, 2,5 Sand, 6 Schotter. $\delta = 2,42$. | 7,9 15,8 23,7 31,6 39,5 | 1,22 2,75 4,42 6,23 8,16 | 0,14 0,26 0,38 0,59 0,80 | 1,08 2,49 4,04 5,64 7,36 | 329000 286000 264000 252000 242000 | 329000 252000 229000 222000 207000 | $d = 125,7$ |
| 1 Blaubeurener Portlandzement, 2,5 Sand, 5 Schotter. $\delta = 2,42$. | 7,9 15,9 23,8 31,7 39,6 | 1,27 2,59 4,11 5,66 7,40 | 0,35 0,55 0,76 0,99 1,30 | 0,92 2,04 3,35 4,67 6,10 | 386000 351000 320000 305000 292000 | 386000 322000 271000 269000 249000 | $d = 139,5$ |
| 1 Laufener Portlandzement, 2,5 Sand, 5 Kies. $\delta = 2,33$. | 15,8 23,7 31,6 39,5 | 3,24 5,67 9,17 13,47 | 0,28 0,79 1,93 3,40 | 2,96 4,88 7,22 10,07 | 240000 219000 197000 176000 | 240000 185000 152000 125000 | $d = 62,0$ |
| 1 Laufener Portlandzement, 2,5 Sand, 5 Schotter. $\delta = 2,44$. | 7,9 15,8 23,7 31,6 39,5 | 1,08 2,52 4,09 5,98 8,08 | 0,10 0,30 0,46 0,82 1,26 | 0,98 2,22 3,63 5,16 6,82 | 363000 320000 294000 276000 261000 | 363000 287000 252000 232000 218000 | $d = 106,8$ |
| 1 Laufener Portlandzement, 2,5 Sand, 5 Schotter. $\delta = 2,46$. | 7,9 15,8 23,7 31,6 39,5 | 1,14 2,51 4,23 6,10 8,27 | 0,12 0,30 0,54 0,82 1,29 | 1,02 2,21 3,69 5,28 6,98 | 349000 322000 289000 269000 255000 | 349000 299000 240000 224000 209000 | $d = 111,0$ |
| 1 Laufener Portlandzement, 2,5 Sand, 5 Schotter. $\delta = 2,45$. | 7,9 15,9 23,8 31,7 39,6 | 1,27 2,79 4,78 6,80 9,08 | 0,21 0,37 0,64 1,00 1,41 | 1,06 2,42 4,14 5,80 7,67 | 335000 296000 259000 246000 234000 | 335000 265000 207000 214000 190000 | $d = 113,7$ |
| 1 Laufener Portlandzement, 7,5 Kiesand (Kies und Sand). $\delta = 2,33$. | 7,9 15,8 23,7 31,6 39,5 | 1,52 3,42 5,81 8,52 11,55 | 0,20 0,47 0,83 1,39 2,12 | 1,32 2,95 4,98 7,13 9,43 | 269000 241000 214000 199000 189000 | 269000 218000 175000 165000 155000 | $d = 86,4$ |
| Bei größeren Belastungen als die angeführten zeigten sich die Zusammendrückungen wesentlich von der Zeit abhängig. | | | | | | | |

S. a. Druckfestigkeit, Druckversuch, Elastizität, Elastizitätsgefüge, Elastizitätsmodul, Elastizitätsquotient, Kompressionskoeffizient, Elastische Nachwirkung, Knickfestigkeit, Druck, exzentrischer, Körper von gleichem Widerstande.

Literatur: [1] Morin, Résistance des matériaux, Paris 1853, S. 61. — [2] Baufchinger, Versuche über die Festigkeit des Bessemerstahls von verschiedenem Kohlenstoffgehalt, Mitteil. aus dem mechan.-techn. Laboratorium zu München, Heft III, 1874, S. 6. — [3] Mitteil. aus dem mechan.-techn. Laboratorium zu München, Heft V, 1875 (Bausteine); Heft X, 1884 (Bausteine Bayerns); Heft XVI, 1886 (Nadelhölzer); Heft XVIII, 1889 (Steine); Heft XXVI, 1898 (Hartsteine); Heft XXVIII, 1902 (Gußeisen); Heft XXIX, 1904 (Holz quer zur Faser, Beton). — [4] Grashof, Theorie der Elastizität und Festigkeit, Berlin 1878, S. 42. — [5] Weyrauch, Theorie elastischer Körper, Leipzig 1884, S. 119, 210. — [6] Derf., Aufgaben zur Theorie elastischer Körper, Leipzig 1885, S. 75, 277. — [7] Baufchinger, Ueber die Veränderung der Elastizitätsgrenze und der Festigkeit des Eisens durch Strecken und Quetschen, durch Erwärmen und Abkühlen und durch oftmals wiederholte Beanspruchung, Mitteil. aus dem mechan.-techn. Laboratorium zu München, Heft XIII, 1886, S. 13. — [8] Tetmajer, Methoden und Resultate der Prüfung der Festigkeitsverhältnisse des Eisens und anderer Metalle, Mitteil. der Anstalt zur Prüfung von Baumaterialien in Zürich, Heft IV, 1890, S. 50. — [9] Bach, Versuche über die Elastizität von Beton, Zeitschr. des Vereines deutscher Ingenieure 1895, S. 489 (Zement, Zementmörtel und Beton, 1896, S. 1381). — [10] Bach, Untersuchungen von Granit in bezug auf Zug-, Druck-, Biegungs- und Schubfestigkeit sowie in Hinsicht auf Zug-, Druck- und Biegungselastizität, Allgemeines Gesetz der elastischen Dehnungen, Zeitschr. des Vereines deutscher Ingenieure 1897, S. 241 (Sandstein bei Druck, 1900, S. 1169). — [11] Martens, Handbuch der Materialienkunde für den Maschinenbau, I, Berlin 1898, S. 31, 66, 82, 109, 119. — [12] Kick, Ueber den Einfluß der Schmiermittel auf die Formänderung bei Druckversuchen und auf den Reibungskoeffizienten, Techn. Blätter 1902, S. 10. — [13] Bach, Elastizität und Festigkeit, Berlin 1902, S. 13, 142. — [14] Tetmajer, Die angewandte Elastizitäts- und Festigkeitslehre, Leipzig und Wien 1904, S. 8, 174, 197. — [15] Handbuch der Architektur, I. Teil, Bd. 1, Heft 1: Die Technik der wichtigen Baustoffe, Stuttgart 1905, S. 235. *Weyrauch.*

Druckerei, f. Buchdruckerkunst; auch f. v. w. **Zeugdruck** (f. d.).
Druckerschwärze, f. Buchdruckfarben.

Druckerzeichen (auch Verlegerzeichen, Signet genannt), ein von Druckern und Verlegern auf das Titelblatt oder an den Schluß von aus ihrer Offizin oder ihrem Verlag hervorgegangenen Werken gesetztes bildliches Symbol behufs Kennzeichnung des Ursprungs.

Heute, da die Druck- und Verlagsfirma in der Regel im vollen Wortlaut dem Werke beigedruckt wird, wird dieser Gebrauch nur mehr selten geübt.

Vgl. das Titelblatt dieses Lexikons mit dem Druckerzeichen der Deutschen Verlags-Anstalt und die Literatur: Berjean, Early Dutch, German and English printers' marks, London 1866; Delalain, Inventaire des marques d'imprimeurs et de libraires, Paris 1893, 2. Aufl.; Krifteller, Die italienischen Buchdrucker- und Verlegerzeichen, Straßburg i. E. 1893; Mühlbrecht, Die Bücherliebhaberei, 2. Aufl., Leipzig 1898.

A. W. Unger.

Druckfänger, Einrichtungen an Auslaufhähnen von Wafferleitungen, um die Ausflußgeschwindigkeit zu reduzieren (Diaphragma) und damit das Zerstäuben und Spritzen des Waffers zu verhüten.

Druckfarben auf Zeug, f. **Zeugdruck**.

Druckfestigkeit wird der Widerstand der Körper gegen den Bruch oder sonstige Störung der Kohäsion durch Druckkräfte genannt (f. **Druck**). Bei Versuchen in dieser Hinsicht werden prismatische Körper (kurze Stäbe, Würfel) allmählich wachsenden Drücken parallel ihren Achsen und möglichst gleichmäßig verteilt auf die Endquerschnitte ausgesetzt (Fig. 1). Ein seitliches Ausbiegen muß dabei ausgeschlossen sein (vgl. **Knickfestigkeit**, **Druck**, **exzentrischer**); doch dürfen auch keine Kräfte auf die Seitenflächen wirken, weil damit eine andre Beanspruchungsart entsteht und durch solche Widerstände von genügender Größe das zur Trennung erforderliche Ausweichen nach der Seite bei jedem Körper verhindert werden kann. Bezeichnen *F* den ursprünglichen Prismenquerschnitt und *P* die Kraft, durch welche die Aufhebung der Kohäsion erfolgt, dann gilt

Fig. 1.

$$d = \frac{P}{F}$$

1.

als Maß der Druckfestigkeit. Schon die älteren Versuche von Rondelet, Rennie, Vicat, Hodgkinson mit Steinen, Gips, Gußeisen ließen erkennen, daß je nach den Dimensionen der Prismen verschiedene Druckfestigkeiten resultieren können [1], [2], [4], S. 1, wenn auch die Querschnittsform von geringem Einfluß war. Baufchinger konnte *d* auf Grund älterer und eigner Versuche mit Steinen und ähnlichen Materialien ausdrücken [4], S. 6:

$$d = \left(\alpha + \beta \frac{\sqrt{F}}{h} \right) \sqrt{\frac{4\sqrt{F}}{u}},$$

2.

worin *F* Querschnittsfläche, *u* Querschnittsumfang, *h* Prismenhöhe, *α* und *β* vom



Material abhängige Konstante, wonach insbesondere für zylindrische Prismen vom Radius r : $d = (a + 1,77245 \beta \frac{r}{h}) 1,06225 = (a + \beta \frac{V_F}{h}) 1,06225$ 3.

für quadratische Prismen von der Seitenlänge a :

$$d = (a + \beta \frac{a}{h}) = (a + \beta \frac{V_F}{h}), \quad 4.$$

und für Würfel von beliebiger Größe: $d = a + \beta$. Mit den Versuchen von Baufchinger allein ließ sich Formel 2. auch bei Weglassen des zweiten Wurzelzeichens in Einklang bringen [4], S. 13.

Nach 3., 4. wäre die Druckfestigkeit zylindrischer Prismen etwas größer als diejenige quadratischer Prismen von gleichem Querschnitt, was Versuche von Bach auch für Gußeisen beflügten [18], S. 148. Derfelbe fand die Druckfestigkeit von Zylindern von ca. 2 cm Durchmesser aus einem Gußeisenstab dieses Durchmessers (bearbeitet), der die Zugfestigkeit 1860 kg gezeigt hatte, für die Höhen 1 cm, 1,98 cm, 4 cm bzw. 8579, 7500 und 7232 kg pro Quadratzentimeter. Man sehe auch die Versuche und Vergleiche von Martens [11], [14], S. 112, nach denen Gleichung 2. sich nicht immer am zweckmäßigsten erweist. Die Versuche von Baufchinger ergaben, wenn Zentimeter als Längeneinheit und Kilogramm als Gewichtseinheit gewählt werden: für sehr feinen graublauen Schweizer Sandstein, Druckrichtung parallel zum Lager (17 rechtwinkelige Prismen von $a = 4,5-10$ cm, $b = 2,8-9,9$ cm, $h = 1,4-29,5$ cm aus ein und derselben Platte [4], Tab. II) $\alpha = 262$, $\beta = 320$, Würffelfestigkeit $\alpha + \beta = 582$ kg; für denselben Sandstein, Druckrichtung senkrecht zum Lager (18 rechtwinkelige Prismen von $a = 4,4-10$ cm, $b = 3-9,85$ cm, $h = 1,1-9,7$ cm aus der vorigen Platte [4], Tab. III) $\alpha = 310$, $\beta = 346$, Würffelfestigkeit $\alpha + \beta = 656$ kg; für Perlmooser Portlandzement mit 2 Teilen feinem Geröllsand (rechtwinkelige Prismen von $a = 3,7-15,8$ cm, $b = 2,9-7$ cm, $h = 2,8-2,85$ cm aus einer Platte nach 90 Tagen Erhärtungszeit [3], Tab. IV) $\alpha = 152$, $\beta = 103$, Würffelfestigkeit $\alpha + \beta = 255$ kg; für sehr feinkörnigen, gelben Heilbronner Buntandstein, Druckrichtung parallel zum Lager (9 rechtwinkelige Prismen $a = 9,05-9,25$ cm, $b = 9,1-9,22$ cm, $h = 2,73-36,3$ cm und 9 zylindrische Prismen von 2 $r = 9,1-9,3$ cm, $h = 2,9-36,25$ cm [4], Tab. V) $\alpha = 358$, $\beta = 118$, Würffelfestigkeit $\alpha + \beta = 476$ kg; für ziemlich feinkörnigen Sandstein von Eltmann, Bayern, Druckrichtung parallel zum Lager (5 rechtwinkelige Prismen von $a = 12,3-12,35$ cm, $b = 6,05-6,15$ cm, $h = 3,05$ bis 22,65 cm, 4 solche von $a = 12,3-12,35$ cm, $b = 9,35-9,45$ cm, $h = 4,85-27,1$ cm, 9 solche von $a = 12,35-12,45$ cm, $b = 12,35-12,5$ cm, $h = 6,2-64,75$ cm [4], Tab. VI) $\alpha = 390$, $\beta = 106$, Würffelfestigkeit $\alpha + \beta = 496$ kg. Die genügende Übereinstimmung der beobachteten und mit vorstehenden α , β nach 2. berechneten d zeigt ihre Zufammenstellung in den angeführten Tabellen. Nach älteren Versuchen von Rondelet und Vicat erhielt Baufchinger für eine Sorte Gips $\alpha = 38,68$, $\beta = 2,56$, $\alpha + \beta = 42,24$ kg, für eine zweite Sorte $\alpha = 39,74$, $\beta = 2,77$, $\alpha + \beta = 42,51$ kg, für Luftsiegel $\alpha = 20,6$, $\beta = 15,8$, $\alpha + \beta = 36,4$ kg, für eine Komposition von Kreide und Sand $\alpha = 17,0$, $\beta = 5,83$, $\alpha + \beta = 22,83$ kg. Für Beton aus Blaubeurener Portlandzement (vor den Versuchen 1-2 Tage in der Form, 28 in Waffer) ergaben sich (Leibbrand, Betonbrücke über die Donau bei Munderkingen, Stuttgart 1894, S. 2):

| | | | |
|---|------|---------------|---------------------------|
| 1 Zement, 2 Mainzand, 4 Basaltfels | 1,18 | $\beta = 138$ | $\alpha + \beta = 256$ kg |
| 1 " 2 Basaltgries, 6 Juraschotter | 41 | $\beta = 118$ | $\alpha + \beta = 159$ " |
| 1 " 2 Donaufand, 4 Donaukies (geworfen) | 75 | $\beta = 90$ | $\alpha + \beta = 165$ " |
| 1 " 2,5 " 5 " | 48 | $\beta = 98$ | $\alpha + \beta = 146$ " |
| 1 " 3 " 6 " | 56 | $\beta = 74$ | $\alpha + \beta = 130$ " |
| 1 " 3 " 6 wie zuvor, rasch bindend | 39 | $\beta = 68$ | $\alpha + \beta = 107$ " |

Nach allem Gefragten müssen befuhs zweckmäßiger Vergleichung von Druckfestigkeiten verschiedener Materialarten die Probefläcke von gleichen Dimensionen oder doch geometrisch ähnlich fein. So wurden auf den Konferenzen für einheitliche Untersuchungsmethoden zu München und Dresden festgesetzt: für Gußeisen Würfel von 3 cm Kantenlänge, für Holz quadratische Prismen von 10/10/15 cm, für natürliche Bausteine Würfel von mindestens 10 cm Kantenlänge, für Ziegel annähernde Würfel aus zwei halben Steinen, mittels schwacher Mörtelschicht aus Portlandzement verbunden und ebenso an den Druckflächen ausgeglichen, für Pilastrar und Schottermaterial Würfel von 50 qcm Querschnittsfläche [7], S. 21, 23, 28, 31, 35, 44.

Ist der Druck nur auf einem Teil F des einen Endquerschnitts S gleichmäßig verteilt, während der andre, wie gewöhnlich, ganz beansprucht wird, dann liefert 1. pro Flächeneinheit von F eine größere Druckfestigkeit D als bei vollständig getroffener Stirnfläche S . Baufchinger hat auch

hierüber Versuche ange stellt mit Würfeln von ca. 10 cm Kantenlänge aus Schweizer Sandstein der obenerwähnten Platte, bei denen die Druckrichtung senkrecht zum Lager und die Verkleinerung der Druckfläche durch Abschrägungen verschiedener Grade, wie in Fig. 2, oder durch aufgesetzte Stahlkörper, wie in Fig. 3, 4, bewirkt war. Es ergab sich, daß D wesentlich von dem

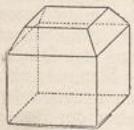


Fig. 2.

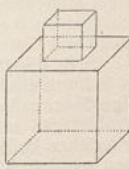


Fig. 3.

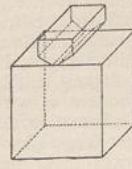


Fig. 4.

Verhältnis der Flächen F , S und der Lage ihrer Schwerpunkte gegeneinander abhängt. Bezeichnen K , L die Entferungen des Schwerpunkts O der rechteckigen Druckfläche F von den nächstgelegenen Seiten der rechteckigen Stirnfläche S (Fig. 5) und k , l die halben Seitenlängen von F sowie $d = a + \beta$ die Festigkeit bei vollständig beanspruchter Stirnfläche, dann konnte die auf F bezogene Druckfestigkeit gesetzt werden:

$$D = d \sqrt[3]{\frac{KL}{kl}}. \quad 5.$$

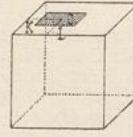


Fig. 5.

Wenn beide Schwerpunkte zusammenfallen, liefert diese Gleichung:

$$D = d \sqrt[3]{\frac{S}{F}}, \quad 6.$$

während die entsprechende Beanspruchung pro Flächeneinheit des ganzen Querschnitts S :

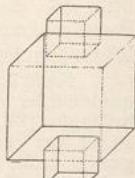


Fig. 6.

also kleiner als d . Im Mittel sämtlicher 20 Versuche berechnete sich aus 5. $d = 635$ kg gegenüber dem durch die obenerwähnten Versuche erhaltenen $a + \beta = 656$ kg, und auch sonst war die Uebereinstimmung befriedigend [4], S. 17 und Tab. VII—IX. Auch Versuche von Durand-Claye [8] und Bach ([18], S. 159) bestätigten die Zunahme der Maximalbeanspruchung D mit abnehmendem Verhältnis von F zu S . Alle diese Versuchsergebnisse lassen es erklärlich erscheinen, daß Rollenlager, Tangentiallager u. f. w. pro Flächeneinheit der Druckflächen ohne Schaden das Mehrfache derjenigen Beanspruchungen aushalten, die sonst bei Eisen und Stahl gebräuchlich sind (f. Auflager, Bd. 1, S. 354). Wurden auf beide Endquer schnitte S gleiche Stahlprismen gesetzt (Fig. 6), also beiderseits nur ein Teil F von S in Anspruch genommen, so unterschied sich die Druckfestigkeit, bezogen auf F , nicht wesentlich von derjenigen

$$d = 310 + 346 \sqrt[3]{\frac{F}{h}},$$

die sich für den fraglichen Sandstein aus 4. ergibt, wenn man das zwischen den Druckflächen gelegene Prisma vom Querschnitt F und der Höhe des Würfels allein als vorhanden annimmt, wonach das feitliche Material keinen merklichen Einfluß auf die Druckfestigkeit hatte. Baufchinger schrieb dies Resultat, das auch durch Versuche mit Granit genügend bestätigt wurde ([4], Tab. X), der geringen Zugfestigkeit des Steinmaterials zu. Versuche mit ungleichmäßiger Belastung von drei Würfeln der Kantenlänge ca. 10 cm des gleichen Schweizer Sandsteins, senkrecht zum Lager, ergaben: Bei ungleichmäßig verteiltem Druck beginnt der Bruch an den gefährlichsten Stellen, wenn die (in gewöhnlicher Weise berechnete) Druckspannung dafelbst den Wert erreicht, für den bei gleichmäßig verteilter Belastung der Bruch erfolgt [4], § 26.

Bei den bisher beprochenen Materialien tritt durch genügend hohen Druck wirklicher Bruch (s. d.) ein, wobei die Bruchflächen kurzer Steinprismen im allgemeinen nach innen gehende, pyramidenartige Körper begrenzen, für größere Höhen aber Keile (bei Baufchingers Versuchen jedenfalls für doppelte Würfelhohe, vgl. [4], S. 7, und Taf. X, XI). Für andre Materialien, wie Blei, Schweißeisen, Flußeisen und selbst weiche Stahlarten, ist eine Trennung durch bloßen Druck überhaupt nicht erreichbar, was zu verschiedenen Verwendungen der Bezeichnung „Druckfestigkeit“ führte. So findet bei Baufchinger die im Art. Druckelastizität, Tab. I, angeführten beiden Maximaldrücke von Ternitzer Beslemerstahl als Druckfestigkeiten angeführt (Münchener Mitteilungen, Heft 3, S. 8). Später bemerkte Baufchinger: „Bei Ueberschreitung der Druckfestigkeit tritt beim Schweißeisen und Flußeisen bekanntlich keine Zerstörung des Materials ein, sondern es wird eine Maximalbeanspruchung erreicht, die oft bei schon ziemlich bedeutender Deformation des Probekörpers noch getragen wird, bei deren Ueberschreitung aber der Hebel der Wage (der Werderschen Festigkeitsmaschine) herabfällt und auch durch fortgesetztes Pumpen nicht mehr gehoben werden kann. Diese Maximalbeanspruchung bezeichne ich kurzweg als Druckfestigkeit“ (Münchener Mitteilungen, Heft 15, S. 12). Tetzmayer spricht sich wie folgt aus: „Nach Ueberschreiten der Elastizitäts- bzw. Proportionalitätsgrenze tritt bei zähnen Baustoffen eine der Streckgrenze der Zugprobe ähnliche Zustandsänderung ein, bei der unter Breitungerscheinungen Stauchungsvorgänge mit vorwiegend bleibendem Charakter auftreten; man bezeichnet den Eintritt dieser Zustandsänderung als Stauchbeginn oder Stauchgrenze. Eine weitere Laststeigerung ruft eine mehr oder weniger faßförmige Formänderung hervor; das Material beginnt feitlich abzufließen, bis endlich ein Zustand plastischer Deformabilität eintritt,

der ein Analogon zur Kontraktionserscheinung in der Zugprobe bildet. Die Belastung, die erforderlich ist, um das Material eines prismatichen, auf reinen Druck beanspruchten Körpers in den Zustand plastischer Deformabilität zu versetzen, darf als seine Bruchbelastung, das Maß der spezifischen Materialinanspruchnahme, bezogen auf den ursprünglichen Stabquerschnitt, als die Druckfestigkeit des Materials angesehen und behandelt werden" [19], S. 175, vgl. [10], S. 51. Ueber Blei f. [5] und [18], S. 143, 154.

Die Gesamtheit der berührten Resultate macht es erklärlich, daß man über die Druckfestigkeit mancher Materialien sehr verschiedene Angaben findet, weshalb dieselben mit Vorsicht zu verwenden sind. Da überdies Steine u. f. w., von gleicher Art und unter genau gleichen Verhältnissen erprobt, je nach der Herkunft sehr verschiedene Druckfestigkeiten aufweisen können (vgl. z. B. [19], S. 204), so wird man gut tun, ungenügend bekannte Materialien vor der Verwendung in einer Versuchsanstalt prüfen zu lassen. S. a. Druckelastizität, Druckversuch, Festigkeit, Knickfestigkeit, Druck, exzentrischer, Arbeitsfestigkeit, Körper von gleichem Widerstande.

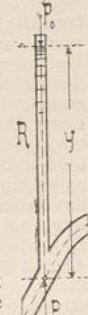
Literatur: [1] Navier, *Résumé des leçons sur l'application de la mécanique etc.*, Paris 1826, S. 26 (deutsche Ausgabe Hannover 1879, S. 2). — [2] Morin, *Résistance des matériaux*, Paris 1853, S. 61. — [3] Neumann, *Versuche über die Druckfestigkeit des Mauerwerks*, Deutsche Bauztg. 1867, S. 1, 10 (f. a. S. 295, 305, 313, 321, 489, 503). — [4] Bauschinger, *Experimentelle Untersuchungen über die Gesetze der Druckfestigkeit*, Mitteilungen aus dem mechan.-techn. Laboratorium zu München, Heft 6, 1876. — [5] Bach, *Zulässige Belastung von Blei gegenüber Druckbeanspruchung*, Zeitschr. des Ver. deutsch. Ingen. 1885, S. 629. — [6] Verhandlungen der Kongresse zur Vereinbarung einheitlicher Prüfungsmethoden für Bau- und Konstruktionsmaterialien, Mitteilungen aus dem mechan.-techn. Laboratorium zu München, Heft 4, 1886 (Konferenz in München 1884); Heft 22, 1894 (Konferenzen zu Dresden 1886 und Berlin 1890); Heft 23, 1895 (Konferenz zu Wien 1893). — [7] Beschlüsse der Konferenzen zu München 1884 und Dresden 1886 über einheitliche Untersuchungsmethoden, München 1887. — [8] Flamant, *Résistance à l'écrasement des pierres partiellement chargées*, Annales des ponts et chaussées 1887, II, S. 230. — [9] Winkler, *Die hölzernen Balkenbrücken*, Wien 1887, S. 18. — [10] Tetzlauer, *Methoden und Resultate der Prüfung der Festigkeitsverhältnisse des Eifens und anderer Metalle*, Mitteilungen der Anstalt zur Prüfung von Baumaterialien in Zürich, Heft 4, 1890, S. 50. — [11] Martens, *Ueber den Einfluß der Körperform auf die Ergebnisse von Druckversuchen*, Mitteilungen der technischen Versuchsanstalten zu Berlin 1896, S. 133. — [12] Bach, *Versuche über die Elastizität und Druckfestigkeit von Körpern aus Zement, Zementmörtel und Beton*, Zeitschr. des Ver. deutsch. Ingen. 1896, S. 1381 (Beton 1895, S. 489; Granit 1897, S. 241). — [13] Gary, *Prüfung natürlicher Gesteine*, Mitteilungen der technischen Versuchsanstalten zu Berlin 1897, S. 46. — [14] Martens, *Handbuch der Materialienkunde für den Maschinenbau*, Berlin 1898, S. 31, 66, 82, 109, 119 u. f. w. — [15] Krüger, *Handbuch der Baustofflehre*, Leipzig 1899, I, S. 80, 303, 515 u. f. w. — [16] Btz., *Ueber Ziegelprüfung*, Zentralbl. der Bauverwaltung 1899, S. 570 (Mittelwerte: Klinker 430, Hartbrand 340, Verblender von Normalformat 380, Hintermauersteine 200 kg pro Quadratzentimeter). — [17] Burchart, *Druckfestigkeit von Beton und Einfluß der Körper-(Würfel-)größe u. f. w.*, Mitteilungen der technischen Versuchsanstalten zu Berlin 1901, S. 33; 1903, S. 111. — [18] Bach, *Elastizität und Festigkeit*, Berlin 1902, S. 142. — [19] Tetzlauer, *Die angewandte Elastizitäts- und Festigkeitslehre*, Leipzig und Wien 1904, S. 174, 197. — [20] *Handbuch der Architektur*, I. Teil, 1. Bd., Heft 1: *Die Technik der wichtigsten Baustoffe*, Stuttgart 1905, S. 235. — *Weyrauch.*

Druckgurte, f. Gurtungsquerschnitte.

Druckhalter, f. Preßsen.

Druckhöhe ist die einer bestimmten Preßung p an bestimmtem Orte entsprechende Höhe z der Flüssigkeitsfäule, die an diesem Orte bei normaler Temperatur dieselbe Preßung bewirken würde.

Dabei kann jede beliebige Flüssigkeit maßgebend sein; meistens werden in der Technik das Waffer oder das Queckfüller zu diesbezüglichen Maßbestimmungen benutzt; bei großen Preßungen dient zur Angabe der Druckhöhen auch die 10333 kg pro Quadratmeter betragende Preßung der Atmosphäre (bei 0° C. in Meereshöhe gemessen) als Einheit. — Bezeichnet man mit γ das Gewicht eines Kubikmeters Flüssigkeit und nimmt man daselbe für normale Temperaturen und verschiedene Stellen der Erdoberfläche konstant an, so drückt sich die ebengedachte Beziehung aus durch die Gleichung: $p = \gamma z$. Befindet sich die Flüssigkeit in einem geschlossenen Gefäß oder in einer Röhre und übt sie dafelbst die Preßung p aus, so wird in einem gegen die Atmosphäre offen gedachten Aufsteigrohre (Piezometer) R (s. die Figur) die der resultierenden Preßung äquivalente Höhe der Flüssigkeitsfäule y aus der Beziehung: $p - p_0 = \gamma y$ bestimmt, da dem das Aufsteigen bewirkenden inneren Druck p der atmosphärische Druck p_0 entgegenwirkt. Man nennt $p - p_0$ den Ueberdruck, y die entsprechende Ueberdruckhöhe und dann, wenn die Flüssigkeit in der Röhre bewegt ist, die disponible Druckhöhe oder die dynamische Druckhöhe. — Ist die atmosphärische Preßung p_0 größer als der innere Druck p , so wird $y = (p - p_0) / \gamma$ negativ; die Größe von y muß in diesem Falle selbstverständlich stets geringer sein als die atmosphärische Druckhöhe p_0 / γ , also $< 10,33$ m bei der Bewegung von Waffer, $< 0,760$ m bei jener von Queckfüller u. f. w.; f. Heber.



Als *lebendige Druckhöhe* bezeichnet man die der Geschwindigkeit v der Bewegung einer Gewichtseinheit Flüssigkeit entsprechende Energie: $e = v^2 : 2g$, unter g die Beschleunigung der Schwere verstanden (f. Energie). — Das zur Erzeugung und zur Erhaltung der Bewegung einer Flüssigkeit erforderliche Gefälle auf irgend einer Strecke nennt man die *wirksame Druckhöhe*; dieselbe muß also äquivalent sein der auf der gleichen Strecke entstehenden Änderung der Energie pro Gewichtseinheit, d. h. der Aenderung in der *lebendigen Druckhöhe* plus der *Widerstandshöhe* oder *Druckverlusthöhe*, die auf der Strecke durch die Reibung des Wassers an den Wänden der führenden Leitung und an besonderen Widerständen (Krümmungen, Verengungen u. f. w.) in derselben entstehen. Hinsichtlich Berechnung der letzteren f. *Hydraulik, Rohrleitung*, vgl. a. *Druck*.

Lueger.

Druckknopfsteuerung, f. Aufzüge, Bd. 1, S. 378.

Druckkraft, f. Druck, S. 111.

Druckkraftorgane. Durch tropfbar flüssige oder gasförmige Körper, z. B. Waffer, Öl, Dampf, Luft u. f. w., die in Röhren oder Gefäße eingeschlossen sind, kann vermöge ihres Widerstandes eine Druckkraft, die einerseits auf einen solchen Körper ausgeübt wird, anderseits übertragen werden, um die Bewegung eines festen Körpers zu bewirken. Dies ist in Fig. 1 veranschaulicht, wo sich z. B. Waffer in den beiden zusammengefügten Hohlzylindern befindet und die Druckkraft P , die auf den Kolben q wirkt, eine Druckkraft Q auf den Kolben q hervorbringt; diese Druckkräfte P, Q verhalten sich wie die Flächeninhalte der Zylinderquerschnitte. Ferner kann auch durch einen



Fig. 1.



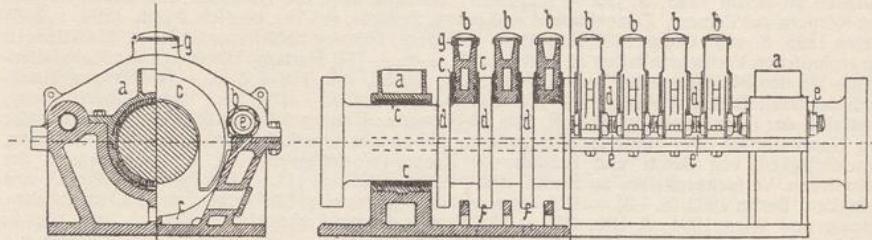
Fig. 2.

schwachen Draht, der von einem Rohr umschlossen ist, eine Druckkraft übertragen werden. Ein Stahlband b , das, wie Fig. 2 zeigt, in einem Hohlzylinder c an der Wandung anliegt, wird durch Druckkräfte, die an den Bandenden a, a' wirken, gegen die Wandung gepreßt und kann in dieser Weise als Bremse dienen. Alle derartigen Körper, die in der angegebenen Weise durch Druckkräfte beansprucht werden und Kräfte übertragen, hat Reuleaux [1] *Druckkraftorgane* genannt.

Literatur: [1] Reuleaux, Theoretische Kinematik, Braunschweig 1875, S. 166. *Burmeister*.

Druckkurve, f. Aeußere Arbeit.

Drucklager einer Schraubenschiffsmaschine dient dazu, den von der Schraube herrührenden axialen Schub mit Hilfe einer in die Schiffswelle eingeschalteten sogenannten Druckwelle auf das Schiff zu übertragen.



a Traglager. b Bügel. c Weißmetall. d Wellenringe. e Spindel zum Einstellen der Bügel. f Oelbad. g Schmiergefäß.

Der Druck P auf das Lager berechnet sich in Kilogramm zu $P = 50 \text{ IHP} : v$, worin IHP die Anzahl indizierter Pferdestärken und v die Schiffsgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde bezeichnet. Der Lagerdruck darf $3,5-7,0 \text{ kg}$ pro Quadratzentimeter nicht übersteigen, hiernach ergibt sich die Zahl der Druckringe. Der Durchmesser der Druckringe ist $D = 1,6-1,9 \cdot d$ (Durchmesser der Druckwelle), die Breite der Druckringe $b = 0,13 - 0,2 \cdot d$ [4]. Von den verschiedenen Drucklagerkonstruktionen ist diejenige von Maudslay mit verstellbaren Lagerbügeln (f. die Figur) zurzeit am verbreitetsten. Das Lager besteht aus zwei Traglagern, zwischen denen die mit Weißmetall ausgegoßenen Bügel, die den Druck der Wellenringe aufnehmen, im Lagerstuhl verstellbar angeordnet sind. Jeder Bügel besitzt ein Schmiergefäß, von dem das Öl in den Zwischenraum zwischen Druckring und Bügel fließt, während die Druckringe in ihrem unteren Teile in einem Oelbad laufen. Da man jeden Bügel einzeln einstellen kann und die Schmierung eine vorzügliche ist, so kommt ein Warmlaufen selten vor [1], [3], [6]. Das Drucklager ist nicht allein folid am Schiffsrumpfe zu befestigen, sondern auch möglichst mit dem Maschinenfundament starr zu verbinden. Im Laufe des letzten Jahrzehnts hat man in England und Deutschland verucht, den Reibungswiderstand der Drucklager durch Anwendung von Rollen, gegen welche die Druckringe anlaufen, zu verringern. Das Rollendrucklager von Brinkmann besitzt einen großen Druckring, der sich nach beiden Seiten gegen je einen Ring mit je fünf Rollen anlegen kann, die mit einem Weißmetallfutter sich auf die Welle stützen. Die Widerlager, gegen welche die Rollen anlaufen, lehnen sich mit fenkrechten Schneiden gegen weitere Widerlager, die um wagerechte Zapfen drehbar sind. Die Maschinen des Tankdampfers „Willkommen“ haben nach dem Einbau des Rollendrucklagers ihre Leistung von 1170 auf 1250 IHP gesteigert bei Erhöhung der Umlaufzahl der Wellen [5].

Literatur: [1] Busley, Die Schiffsmaschine, Kiel 1886. — [2] Haack, R., und Busley, Die technische Entwicklung des Norddeutschen Lloyds und der Hamburg-Amerikanischen Paketfahrt-

Aktiengesellschaft, Berlin 1893. — [3] Seaton, A. E., *A Manual of Marine Engineering*, London 1891. — [4] Bauer, G., *Berechnung und Konstruktion der Schiffsmaschinen und -kessel*, Berlin 1904. — [5] Zeitschr. d. Ver. d. Ing. 1904, S. 910. — [6] Wilda, H., *Die Schiffsmaschinen*, Hannover 1905.

T. Schwarz.

Druckleitung nennt man jede zur Führung einer Flüssigkeit bestimmte Rohrleitung (f. d.), bei der die innere Preßung größer ist als der atmosphärische Druck. Bei der Wasserversorgung versteht man darunter insbesondere die von dem Druckwindkessel einer Pumpstation ausgehende Zuleitung zu einem Reservoir oder Verteilungsnetze.

Lueger.

Drucklinie, auch **Stützlinie**, **Mitteldrucklinie**, **Mittelkraftlinie**, **Widerstandslinie**, heißt die Linie, nach der sich der Druck im Innern eines eisernen oder steinernen Bogenträgers fortpflanzt. Gewöhnlich wird die Drucklinie als das Seilpolygon aufgefaßt, das entsteht, wenn man den Auflagerdruck des Bogenträgers oder auch den Druck im Scheitel mit den Belastungen zusammensetzt. Bei steinernen Bogen (Gewölbe aus Mauerwerk oder Beton) unterscheidet man zuweilen die „**Mittellinie des Druckes**“ (von einigen auch **Stützlinie** genannt), das ist die Verbindungsleitung der Angriffspunkte der Druckresultanten in den aufeinander folgenden Gewölbefugen oder Querschnitten. Doch weicht diese Linie von der Drucklinie meistens nur wenig oder gar nicht ab.

Die Drucklinie dient dazu, die im Innern des Bogenträgers auftretenden Spannungen zu ermitteln und danach seine Tragfähigkeit zu beurteilen. Bei Fachwerkbögen bedient man sich hierzu des **Cremonaschen Kräfteplans** oder des **Culmannschen Verfahrens** (f. d.), bei vollwandigen Bogen, also auch bei Gewölben, der gewöhnlichen Formeln und Regeln der Biegungsfestigkeit (f. d.). Auch bei der statischen Berechnung der Widerlager und Pfeiler von Bogenträgern geht man in der Regel von den Drucklinien aus. — Liegt die Drucklinie bei einem Fachwerkbogen innerhalb beider Gurtungen, so werden beide Gurtungen auf Druck beansprucht. Liegt die Drucklinie außerhalb der Gurtungen, so tritt in der auf der andern Seite befindlichen Gurtung Zug auf. Liegt die Drucklinie bei einem vollwandigen Bogen innerhalb des Zentralkerns (f. Kern) der Querschnittsfläche, so wird der ganze Querschnitt auf Druck in Anspruch genommen. Tritt die Drucklinie aus dem Kern heraus, so entstehen auf der entgegengesetzten Seite Zugspannungen. Da der Zentralkern bei Gewölben den dritten Teil der Gewölbedicke einnimmt, so wird vielfach die Forderung aufgestellt, daß die Drucklinie nicht aus dem inneren Drittel der Gewölbedicke heraustreten dürfe.

Die Lage der Drucklinie wird bei eisernen Bogenträgern nach der Theorie der elastischen Formänderungen bestimmt (f. Bogen, Bd. 2, S. 144). Auch bei steinernen Bogen legt man in neuerer Zeit, besonders bei großen Spannweiten, vielfach diese Theorie zugrunde. Mit Rücksicht auf die Umständlichkeit dieses Verfahrens sowie in Anbetracht der Unsicherheit, in der man sich hinsichtlich der Nachgiebigkeit des Fundamentes und in bezug auf die Größe des Erddruckes befindet, zieht man indesten bei Gewölben meistens das ältere Verfahren vor, das darin besteht, daß man die Drucklinie im Scheitel des Gewölbes an der äußeren, in der Bruchfuge (f. d.) an der inneren Kernlinie berühren läßt. (Vgl. **Gewölbe** und **Rohrleitung**.)

(W. Ritter) Roth.

Literatur f. unter **Gewölbe**.

Drucklüftung, f. Lüftung geschlossener Räume.

Druckluft, f. Kraftübertragung, pneumatische.

Druckluftbahnen, f. Luftdruckbahnen.

Druckluftförderer (meist in Verbindung mit **Saugluftförderern**) — pneumatische Elevatoren [1] — sind sehr einfache, aber in der Regel recht teuer wirkende Hebe- und Transportmittel (Arbeitsaufwand etwa 15—18mal höher als bei Becherwerken, f. Elevatoren); dennoch durch F. C. Duckham, London, vielfach mit Erfolg eingeführt (Lizenziträger G. Luther, A.-G., Braunschweig) [2]. Saugluft wird angewendet, wenn von verschiedenen Stellen aus das Gut nach einem Orte gefördert wird (Entladung von Schiffen gleichzeitig durch mehrere Schläuche), Druckluft zur Verteilung von einem Orte nach mehreren (auch hochgelegenen) Stellen; vgl. a. **Massentransport**.

In einem Behälter *v* (Fig. 1) wird durch Kolbenluftpumpen die Luft dauernd stark verdünnt; die äußere Luft dringt durch den Mantel der in das Korn hineingehängten Saugrüssel

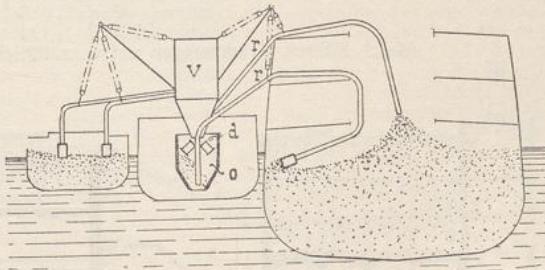


Fig. 1. Saug- und Druckluftförderung nach Duckham.

(Fig. 2) und reißt die Frucht durch das Kernrohr mit nach v , wo sie in den Trichterboden und von hier in eine Luftschiele (Pendelkasten, Zwillingswieger, Fig. 3) fällt. Letztere besteht im wesentlichen aus zwei Gefäßen R (R'), die abwechselnd unter die Öffnung von v gebracht werden, indem sie um eine wagerechte, seitlich gelagerte Achse T schwingen. Wenn das mit v

in Verbindung stehende Gefäß sich gefüllt hat, überwiegt es in einem bestimmten Augenblick das Gewicht der andern nun entleerten Kammer (der Schwerpunkt des Systems ändert sich fortwährend) und fällt nach der entgegengesetzten Seite, wodurch das andre leere Gefäß in die Füllstellung gelangt. Das volle Gefäß, jetzt ohne Verbindung mit v , öffnet sich nun infolge der oben einströmenden atmosphärischen Luft, so daß das Getreide durch eine Klappe S (S') am Boden des Gefäßes in eine Kammer O (Fig. 1) fällt, aus der sie vermöge der Druckluftzuführung durch d in Röhren r hinausgedrückt wird (1,2 m Waffersäule Unterdruck in v sind mit 2 m Druck in O vereinbar). — Oft wird nur Saugluft (allein) verwendet; dann größter wagerechter Förderweg 200 m (Gurtförderer [f. d.] dafür mehr zu empfehlen),

größte Förderhöhe rund 22 m. Ein schwimmender, 140 Tonnenstunden leistender Getreideelevator, der das Korn 18 m hoch saugt und aus der Vakuumkammer durch eigenes Gewicht weiterbefördert, hat eine 450pferdige Dampfmaschine und vier Luftpumpenzylinder von je 0,9 m Durchmesser und 1,2 m Hub. — Sehr gute Reinigung und Durchlüftung des Getreides ist mit der Saugförderung verbunden (allerdings Gewichtsverlust); gefundene Entladung mit sehr wenig Bedienung. — Pneumatische Förderanlagen von Oscar Bothner, Leipzig (Fig. 4), wurden in Berliner, Münchner und Pilsener Brauereien bereits eingerichtet.

Bezeichnet v die Luftgeschwindigkeit in Metersekunden, p den Luftdruck auf runde oder spitze Körper in Gramm pro Quadratmillimeter, so gehören zusammen [3]:

| $v =$ | 4 | 6 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 |
|-------|---------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| $p =$ | 0,00098 | | 0,0039 | | 0,0088 | | 0,0155 | | 0,0245 | |
| | | 0,002 | | 0,0061 | | 0,012 | | 0,0198 | | 0,0296 |
| $v =$ | 24 | 26 | 28 | 30 | 32 | 34 | 36 | 38 | 40 | |
| $p =$ | 0,0353 | | 0,0481 | | 0,0627 | | 0,0792 | | 0,0835 | 0,098 |
| | | 0,0414 | | 0,0551 | | 0,0706 | | | | |

Ein Weizenkorn von 3,5 qmm Querschnitt und 0,0411 g wird also getragen von Luft mit $v = 14$ m; zum Heben gehören mindestens Geschwindigkeiten ≥ 20 m (Auftrieb bei 20 m: $0,0245 \cdot 3,5 - 0,0411 = 0,0436$ g).

$$\text{Bei } h = \begin{cases} 1200 \text{ m/m} \\ 1500 \text{ "} \\ 2000 \text{ "} \end{cases} \text{ Waffersäule Unterdruck bzw. Druck}$$

ist nach v. Ihering die theoretische Luftgeschwindigkeit

$$v = 3,961 \sqrt{h} = \begin{cases} 137,21 \text{ m/sec} \\ 153,41 \text{ "} \\ 175,05 \text{ "} \end{cases},$$

d. h. bei der Ausflußzahl 0,65 ist

$$v' = \begin{cases} 89,19 \text{ m/sec} \\ 99,72 \text{ "} \\ 113,78 \text{ "} \end{cases}$$

(durch Röhren, Krümmungen u. f. w. natürlich noch bedeutend vermindert).

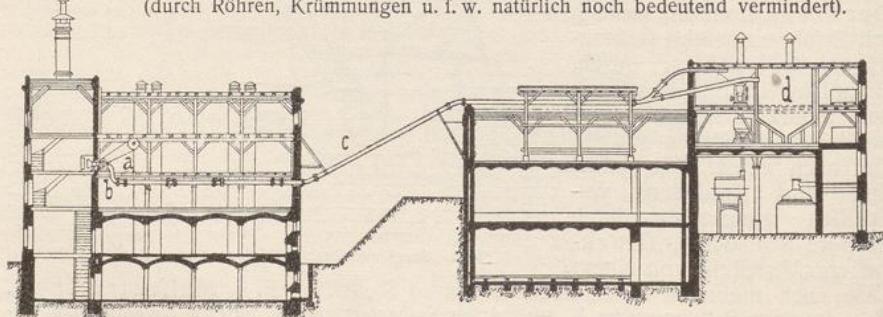


Fig. 4. a Gebläse. b Einlaufkörper. c Förderleitung. d Malzfilos.

Nach Zimmer [4] ist ein Vakuum von rund 254 mm Quecksilber nötig; dabei ist die Geschwindigkeit des Kornes im Saugrüssel 9—15 m/sec, so daß ein Rohr 30—40 Tonnenstunden fördern würde. Da ein Vakuumbehälter in der Regel wenigstens zwei Rüssel hat, so leistet er 50—60 Tonnenstunden. Dazu sind nötig rund 3 PS. für 1 t und Stunde. — Andre pneumatische Getreideförderer von Blanchard f. [5] und Havilland f. [6].

Weitere Anwendungen von Saug- und Druckluftförderern: Reinigen von Eisenbahnpersonenwagen [7] u. dergl. mittels Saugluft (gefördert als mit Druckluft); Farbanstriche mittels Druckluft; Staubabscheider zur Entstaubung von Arbeitsräumen, Staubfänger für Saugluft (Nagel & Kaemp, Hamburg); ferner Späne- [8] und Staubabsaugung (Zykloone und Staubkammern), Schutz gegen Feuersgefahr (Staubexplosion) [9]; pneumatische Fundierung u. f. w. Auch die Beförderung von Briefen (Rohrpost), Bibliothekszetteln und kleinen Paketen mittels Druckluft gehört hierher.

Literatur: [1] Buhle, Ueber pneumatische Getreideförderung, Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen. 1898, S. 921 ff.; ebend. 1904, S. 229 und Taf. 3; Derf., Glafers Annalen 1899, I, S. 59; Derf., Transport- und Lagerungseinrichtungen für Getreide und Kohle, Berlin 1899, S. 18 ff.; Baumgartner, Mühlenbau und Mühllerei, Berlin 1902, I, 2, S. 787 ff.; Buhle, Deutsche Bauzeitung 1904, S. 548; Derf., Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbeleßes, 1904, S. 290 ff. — [2] Lemmer, Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen. 1901, S. 1216 ff. — [3] Baumgartner, I, I, S. 28. — [4] Zimmer, Excerpt Minutes of Proc. Inst. Civ. Eng. 1902/03. — [5] Rev. ind. 1898, S. 501 ff. — [6] Ebend. 1899, S. 233 ff. — [7] Zentralbl. d. Bauverw. 1905, S. 68. — [8] Glafers Annalen 1896, II, S. 72. — [9] Buhle, Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen. 1899, S. 230; 1904, S. 458. *M. Buhle.*

Druckluftgründung, f. Preßluftgründung.

Druckluft hämmer, f. Hämmerei.

Druckluftleitung, f. Kraftübertragung, pneumatische.

Druckluftventilation, f. Lüftung geschlossener Räume.

Druckluftwerkzeuge und Druckluftmaschinen. Druckluft wird im Maschinenbau vielfach unmittelbar, selbst das Werkzeug bildend, benutzt, so zum Reinigen der Gußstücke und Modelle von Sand, zum Ausblasen von Ankörnungen und Bohrlöchern, zum Entstauben von Dynamos, zum Fortblasen der feinen Gußeisensspäne beim Drehen, Bohren, Fräsen, wobei zugleich das Werkzeug gekühlt wird. Vgl. a. Sandstrahlgebläse. Auch dient die Druckluft zum Betriebe von Schmiede- und Härtefeuern. Als Hilfsmittel wird Druckluft ferner im Werkzeugmaschinenbau gebraucht, so zur Umsteuerung des hin und her gehenden Tisches bei Hobelmaschinen oder zum Vorschub des Werkzeuges, z. B. bei Drehbänken und Bohrmaschinen. Ihre wichtigste Verwendung findet Druckluft als Antriebsmittel in Werkzeugmaschinen und Werkzeugen.

Dem Druckwasser gegenüber hat sie den Vorteil, daß eine Rückleitung des verbrauchten Druckmittels fortfällt, daß die Leitungen nicht so fortfällig hergestellt zu werden brauchen, daß Stopfbüchsen und Kolben leichter dichtzuhalten sind und keine Gefahr des Einfrierens vorhanden ist. Dem Dampfbetrieb gegenüber kommt in Betracht, daß die Druckluft die Werkzeuge nicht erhitzt, dem elektrischen Betrieb gegenüber, daß die Gefahren, die dieser mit sich bringt, fortfallen. Der Druckluftbetrieb gestaltet sich ferner äußerst einfach.

Bei Anwendung von Druckluft als Antriebsmittel benutzt man teils ihre Druckwirkung, teils ihre Schlagwirkung, teils, wenn auch selten, ihre Strömungsenergie nach Art der Turbinen. Ein weites Gebiet nehmen die pneumatischen Nietmaschinen (f. d.) oder Nietpreß ein, bei denen die Druckwirkung der Druckluft ausgenutzt wird.

Es lassen sich bei Nietpreß ein Konstruktionen [1] unterscheiden: solche, bei denen die Druckluft unmittelbar auf den mit dem Kolben verbundenen Nietstempel drückt, Preßsen, bei denen zwischen beiden ein mechanisches Triebwerk eingeschaltet ist, und solche, bei denen der Luftdruck in Wasserdruck umgesetzt wird. Die ersten haben in Deutschland keine Verbreitung gefunden. Der Arbeitszylinder besteht bei ihnen aus zwei bis drei gegeneinander abgedichteten Kammern, von denen je nach der Druckkraft eine oder mehrere zur Verwendung kommen. Bei den zweiten besteht das Übertragungsmittel in einem Kniehebel oder Rollenkamm. Ersterer hat den Nachteil bedeutender Reibungsverluste in der Döpperbahn infolge der Neigung der Druckstange. Da diese Maschinen gewöhnlich mit Volldruck arbeiten, so sind für verschiedene Nietstärken verschiedene Zylinderdurchmesser erforderlich, wenn nicht beim Nieten schwacher Niete unnötig Luft und Kraft verbraucht werden soll. Das Zurückziehen des Kolbens erfolgt meist durch Frischluft. Ein Luftpolster verhindert ein Anfliegen des Kolbens gegen den Zylinderdeckel. — Bei der dritten Art der Nietmaschinen wird der Druck eines großen Luftdruckkolbens auf einem kleinen Wasserdruckkolben übertragen. Die Kraftübertragung hängt von dem Verhältnis der Kolbenflächen ab. Der Luftkolben leistet auch die Leergangarbeit, den Rückschub bewirkt die auf die andre Kolbenseite überströmende Arbeitsluft. Bei einer andern Ausführung wird die Leergangarbeit von einem Zylinder mit kleinem Querschnitt, die Nietarbeit von einem großen Luftkolben geleistet.

Fig. 1 zeigt eine Preßluftnietmaschine der zweiten Art mit Kniehebelkraftübertragung der Maschinenfabrik Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M.-Bockenheim. Der Nietbügel *a* der Maschine läßt sich in schräge und wagerechte Lage durch Schnecke und Schneckenrad *b* einstellen.

Die Konstruktion des Druckluftzylinders *c* einer derartigen Nietmaschine geht aus Fig. 2 (Firma De Fries & Co. A.-G., Düsseldorf) hervor. Der Schieber und Kolben stehen in der

Stellung, die sie im Anfang des Nietvorganges einnehmen. Nach Fertigstellung des Nietkopfes steht der Kolben am linken Ende seines Weges und der Schieber in der Mitte, um der zur Nietung verbrauchten Luft den Übertritt vom Zylinderraum *a* in die am andern Zylinderende vorgehene Vorkammer *b* zu ermöglichen. Steht der Schieber ganz rechts, so ist die Verbindung zwischen Raum *a* und der Ausströmöffnung *c* hergestellt, während die nach der Kammer *b* übergetretene Luft abgesperrt ist und durch Expansion den Kolben in die Anfangsstellung bewegt.

Die Konstruktion eines Kniehebels zeigt Fig. 3 (Katalog Chas. G. Eckstein, Berlin). Der Kopf *k* der Schubstange, die in dem Rohrkolben (Fig. 2) drehbar befestigt ist, wird durch die beiden seitlichen Streben *f* auf einem Kreise geführt. Der Druckhebel *e*

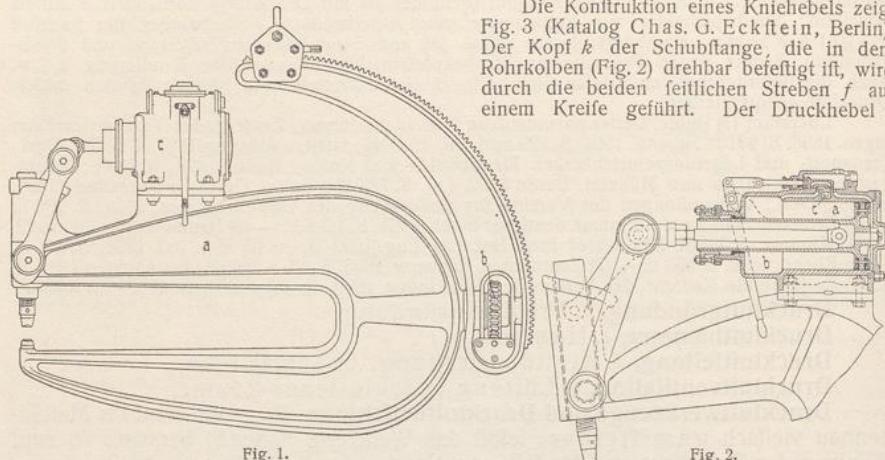


Fig. 1.

Fig. 2.

gleitet mit einem Kreuzkopf in einer Geradführung des Nietbügels. Je mehr sich der Druckhebel *e* der Senkrechten nähert, um so günstiger wird die Kraftübertragung, so daß der Druck bei der Bildung des Schließkopfes am größten ist. Für den Rückgang des Kolbens wird die beim Vorgang verbrauchte Luft verwendet.

Pokorny & Wittekind machen bei ihren Nietpressen, um möglichst an Druckluft zu sparen, die Arbeitsseite des Kolbens größer als die Rückfahrtseite. Die auf dieser Seite befindliche Luft wird zunächst in die Druckluftleitung zurückgepreßt, bis der Döpper sich gegen

den Niet gelegt hat. Hierdurch öffnet sich der Auspuff, so daß der volle Arbeitsdruck zur Geltung kommt. — Nietmaschinen mit Druckwirkung kommen vorzugsweise für Arbeitsstücke zur Verwendung, bei denen eine große Anzahl von Nieten eingezogen werden sollen, so für gebaute Blechträger, Kessel, Behälter u. dergl. In den Fällen, in denen ein Transport der schweren Nietpressen zum Werkstück oder umgekehrt schwerer Werkstücke zur Nietpresse sich nicht lohnt, werden Nietmaschinen mit Schlagwirkung angewandt. Sie haben den Vorteil, daß sie bedeutend leichter sind als Nietpressen und sich daher bequem transportieren lassen. Sie liefern für Nietstärken bis zu 30 mm Durchmesser eine ebenso gute Arbeit wie Nietpressen. Der Arbeitsvorgang bei ihnen ist der gleiche wie bei den Druckluftschlämmern (f. unten). Die Zurückziehung des Schlagkolbens erfolgt häufig durch einen besondern kleinen Kolben. Diese Nietmaschinen bestehen meist aus dem Niethammer, dem Gegenhalter und dem diese beiden verbindenden Bügel, der aus einem Rohr oder aus einem Blechträger oder Gitterbügel hergestellt ist. Der Gegenhalter besteht aus einem Zylinder mit einem Kolben, der durch Druckluft gegen den Setzkopf des Nieten gedrückt wird.

Die Schlag Nietmaschinen sind entweder für den Handtransport eingerichtet oder an leichten Laufkränen aufgehängt. Fig. 4 zeigt eine Bügelschlagmaschine der Firma C. Oetling, Strehla a. E., bei welcher der Bügel aus einem Rohr besteht. Durch ein mit einem Handrad versehenes Ventil wird die Schlagstärke geregelt. Die Steuerung erfolgt durch einen Differentialkolbenschieber. Der Bügel läßt sich leicht auswechseln, um verschiedene Ausladungen zu erhalten. Auch zum Nieten der Decks und der Außenhaut von Schiffen werden diese Schlag Nietmaschinen eingerichtet. Im ersten Falle wird der Bügel auf zwei Rädern angeordnet, so daß sich die Nietmaschine bequem von einem Niet zum andern fahren läßt. Es ist in diesem Falle ein von der Nietmaschine getrennter Gegenhalter erforderlich. Zum Nieten des Schiffsbodens wird die Maschine entweder an der Beplattung durch Streben und an einer Kette oder einem Seil aufgehängt oder gegen eine Balkenunterlage gestützt. Diese Stütze besteht gewöhnlich aus einem rohrartigen Druckluftzylinder mit Kolben und Kolbenstange, so daß sie sich ausdehnen kann, wodurch ermöglicht wird, die Vorrichtung leicht und bequem aufzustellen.

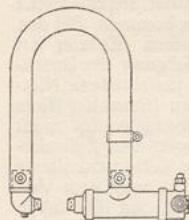


Fig. 4.

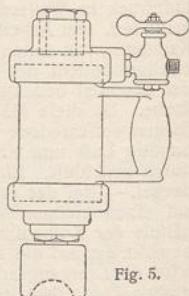


Fig. 5.

Am häufigsten werden zum Nieten die Niethämmer verwendet. Ihre Konstruktion ist die gleiche wie die der Drucklufthämmere (f. unten). Der Vorzug der Niethämmer besteht darin, daß sie überall, selbst in Ecken und Winkeln bequem verwendet werden können. Als Gegenhalter dienen beim Nieten ebenfalls durch Druckluft betriebene Vorrichtungen. Sie bestehen aus einem Druckluftzylinder und einem Kolben, an dem der Döpper befestigt ist. Fig. 5 zeigt einen Gegenhalter der Firma C. Oetling, Strehla a. E. Der Gegenhalter muß auf einer festen Stütze ruhen. Die Druckluft wird durch ein mit Handrad verfehnetes Ventil eingelassen und drückt den Kolben mit dem Döpper gegen den Nietkopf. Beim Schließen des Ventils entweicht die Druckluft, so daß man den Gegenhalter wieder entfernen kann. Ein Nachteil dieser Gegenhalter liegt darin, daß der Döpper infolge der elastischen Lagerung nachgibt und daher eine größere Anzahl Schläge erforderlich ist als bei starren Gegenhaltern.

Die weiteste Verbreitung von allen Druckluftwerkzeugen haben die Drucklufthämmere (f. a. Hammer). Ihre Konstruktionen sind sehr mannigfaltig, so daß im folgenden nur einige der selben angeführt werden können. Bei allen wird ein Schlagkolben in einem Zylinder durch Druckluft in hin und her gehende Bewegung gesetzt und gegen das Werkzeug (Döpper, Meißel u. dergl.) geschleudert. Man unterscheidet Hämmer, bei denen sich der Kolben selbst steuert, und solche, bei denen die Verteilung des Druckmittels

durch ein oder zwei Verteilungsorgane, gewöhnlich kleine Kolbenschieber, erfolgt. Die ersten haben einen kurzen Hub und eine minutliche Schlagzahl von 10000—15000 Schlägen, die letzteren einen längeren Hub, stärkeren Schlag und eine Schlagzahl von 1500—2000 Schlägen in der Minute. Jene werden besonders zum Meißeln und Stemmen verwendet, diese zum Nieten, zum Festschlagen des Formensandes in Gießereien u. dergl. Die Kolbendurchmesser betragen 19—44 mm, der Hub 13—127 mm, das Gewicht 1,4—12 kg. Die Stampfer für Gießereien machen etwa 300—500 Schläge und wiegen 20—120 kg [2]. Die Konstruktion eines Hammers mit Selbststeuerung des Kolbens zeigt Fig. 6. In einem äußeren Zylinder *a* sitzt der Einfatzzylinder *b*, in dem der Arbeitskolben *c* gleitet. Bei *d* tritt die Druckluft in das Werkzeug ein und durch Öffnung *e* in der Wandung des Einfatzzylinders um den mittleren schwachen Teil des Kolbens. Die inneren Kanten des Kolbens schneiden die Einströmöffnungen *g*, die äußeren Kanten die Ausströmöffnungen *ff* ab. In der Mittellage des Kolbens sind beide Kanäle verdeckt. Öffnet der Kolben durch Verschiebung nach links den linken Einströmungskanal, so tritt die Druckluft durch diesen und einen in der Längsrichtung verlaufenden Verbindungskanal *k* links unter den Kolben und schleudert ihn nach rechts. Die Ausströmöffnungen rechts vom Kolben stehen zunächst mit der Außenöffnung in Verbindung. Nach dem Abschluß dieser Öffnungen wird der Kolben durch das sich bildende Luftkissen gehemmt. Gleichzeitig ist der rechte Einströmkanal geöffnet worden, und der Kolben wird nach links gegen das Werkzeug geschleudert. Durch Schließen des Ventils *h*, das in dem hohlen Griffende untergebracht ist und beim Arbeiten des Werkzeuges entgegen dem Druck der Feder mittels des Bügels *m* zurückgehalten wird, wird das Werkzeug zum Stillstand gebracht, da die Preßluft nicht entweichen kann.

Der Arbeitsvorgang bei den Ventilhämmern besteht gewöhnlich darin, daß der Ventilkörper durch die Druckluft in eine solche Stellung geschleudert wird, daß ihr der Zutritt zu der einen oder andern Kolbenseite geöffnet wird. Die vor dem Kolben befindliche Luft kann durch einen Kanal entweichen. Kurz vor dem Ende des Kolbenhubes wird ein Kanal geöffnet, durch den Druckluft auf die andre Seite des Ventilkolbens tritt und diesen umsteuert, so daß der Arbeitskolben zurückgeworfen wird, während die verbrauchte Druckluft entweicht. Der Ventilkolben bewegt sich entweder in entgegengesetzter oder in gleicher Richtung oder senkrecht zur Bewegung des Arbeitskolbens.

Die Konstruktion eines Drucklufthammers mit entgegengesetzter Kolben- und Ventilbewegung (Maschinenbau-A.-G. Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M.-Bockenheim) zeigt Fig. 7 (D.R.P. Nr. 155221). Die Konstruktion bezweckt einen möglichst großen Querschnitt für den Luftteintritt zu erzielen, indem der Auspuffkanal auch zur Zuführung der Druckluft verwendet wird. Durch die Kanäle 1 und 2 tritt das Druckmittel in das Ventilgehäuse ein, in dem das Ventil hin und her gleitet. Bei der Stellung des Schlagkolbens in Fig. 7 strömt Druckluft durch die Ringnut 3 hinter denselben. Sobald die hintere Kante des Kolbens den Kanal 11 freigibt, strömt die Druckluft auch durch die Ringnuten 7 und 6 und die Kanäle 10 und 11 hinter den Kolben, so daß das Druckmittel stufenweise zugeführt wird. Nachdem der Kolben auf seinem weiteren Wege den Kanal 13 geöffnet hat, strömt Druckluft durch den Kanal 13 hinter das Steuerventil und drückt dieses infolge der größeren Druckfläche am hinteren Ende nach vorn. Dann ist der Raum hinter dem Schlagkolben mit der Außenluft durch die Kanäle 10 und 11, durch die Ringnuten 5 und 6 und die Kanäle 8 und 9 verbunden, und der Kolben wird durch das durch die Ringnuten 3 und 4 und den Kanal 12 hindurchtretende Druckmittel wieder nach rückwärts getrieben. Nachdem

Lueger, Lexikon der gesamten Technik. 2. Aufl. III.

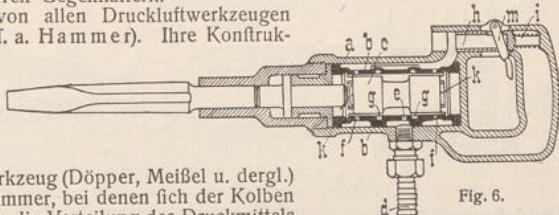


Fig. 6.

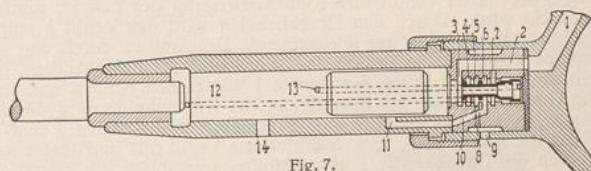


Fig. 7.

der Kolben hierbei den Auspuffkanal 11 geschlossen hat, bildet sich zwischen dem Kolben und dem Ventilgehäuse ein Luftkissen, welches das Steuerventil zurückstiebt. Gleichzeitig öffnet der Kolben den Kanal 13, so daß die obere Ventilseite entlastet und durch den Kanal 14 mit der Außenluft in Verbindung gebracht wird. In Fig. 8 ist die Konstruktion eines Drucklufthammers der Duisburger Maschinenbau-A.-G. vorm. Bechem & Keetmann, Duisburg (D.R.P. Nr. 152011), wiedergegeben. Der Schieber umgibt den Zylinder ringförmig. Seine Umsteuerung wird in der einen Richtung durch die vom Schlagkolben zugesammengepreßte Luft bewirkt, in der andern Richtung wird die Umsteuerung durch Druckluft, die auf die untere, größere Schieberseite geführt wird, eingeleitet und durch Expansion dieser Druckluft vollendet.

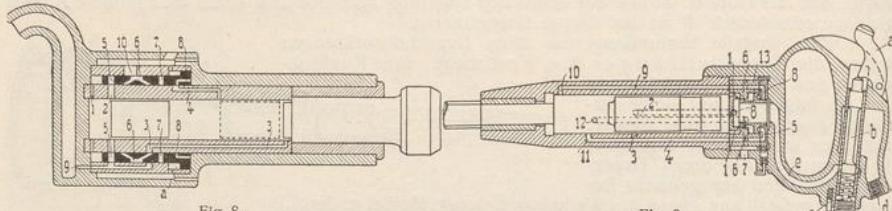


Fig. 8.

Fig. 9.

Der Arbeitszylinder hat vier Kanäle 1, 2, 3 und 4, die mehrfach auf dem Umfange des Zylinders angeordnet sein können. Von diesen führen 2 und 3 die Druckluft ab, während 1 und 4 zur Umsteuerung des Schiebers dienen, der die Kanäle 5, 6, 7, 8 enthält. Die untere Ringfläche des Schiebers ist größer als die obere; die dem Unterschiede beider Ringflächen entsprechende Fläche *a* ist stets mit dem Auspuff verbunden. Durch den Kanal 8 kann Druckluft unter die untere Schieberringfläche treten. Die Kanäle 5 und 7 dienen abwechselnd zur Zuführung des Druckmittels, indem sie den Kanal 2 oder 3 mit dem Kanal 9 verbinden, der in der den Schieber umgebenden Hülse angeordnet ist und durch den hohlen Handgriff mit der Druckmittelleitung in Verbindung steht. Die Kanäle 6 dienen zur Abführung des Druckmittels, indem sie abwechselnd die Kanäle 3 und 2 mit dem Kanal 10 und dem Auspuff verbinden. Bei der gezeichneten Kolbenstellung ist der Raum vor dem Kolben durch die Kanäle 3, 6 und 10 mit dem Auspuff verbunden, der Raum hinter dem Kolben durch die Kanäle 2, 5, 9 mit der Druckluftleitung. Der Schieber wird durch den Druck der durch den Kanal 1 eintretenden Luft auf die kleine Ringfläche in feiner Stellung gehalten, die untere Schieberfläche steht durch die Kanäle 8, 4, 3, 6, 10 mit dem Auspuff in Verbindung. In der punktiert gezeichneten Kolbenstellung kommt die untere Schieberfläche durch die Kanäle 8 und 4 mit dem Raum über dem Kolben in Verbindung, erhält Druck, entsprechend dem Unterschiede beider Schieberringflächen, und wird aufwärts bewegt. Sobald der Kanal 2 mit 6 in Verbindung tritt, wird auch die obere Schieberfläche mit dem Auspuff verbunden, und da die Verbindung zwischen Kanal 8 und 4 aufhört, ist der Raum unter dem Schieber mit Druckluft gefüllt, durch deren Expansion der Schieber voll gehoben wird. Der untere Kolbenraum steht nun durch die Kanäle 3, 7, 9 mit der Druckluftleitung, der obere Kolbenraum steht nun durch die Kanäle 2, 6, 10 mit dem Auspuff in Verbindung, so daß sich der Kolben hebt und nach Schließung des Kanals 2 die Luft zusammenpreßt, die unter Vermittlung des Kanals 1 die Umsteuerung des Schiebers bewirkt, die vollständig erfolgt, sobald die Kanäle 8 und 4 wieder in Verbindung treten und den Raum unter dem Schieber mit dem Auspuff verbinden.

Beim Drucklufthammer Fig. 9 (D.R.P. Nr. 119041) von Julius Keller, Philadelphia, bewegt sich das Ventil in derselben Richtung wie der Hammerkolben, so daß, wenn der Schlag des Hammers erfolgt, das Ventil seinen Sitz bereits erreicht hat und das Steuerventil durch den Schlag nicht von seinem Sitz zurückgeschleudert wird, wie es häufig bei Hämtern mit entgegengesetzter Ventil- und Kolbenbewegung der Fall ist, sondern fest auf seinen Sitz niedergedrückt wird. Durch den Druckhebel *a* wird das Ventil *b* entgegen dem Druck der Feder *c* geöffnet, so daß das bei *d* eintretende Druckmittel durch den Kanal *e* nach dem Steuerventil flößen kann. Befinden sich das Ventil und der Schlagkolben in der rechten Endstellung, so tritt die Druckluft durch die Kanäle 1 hinter dem Kolben und schleudert ihn nach links gegen das Werkzeug. Kurz vor Beendigung des Kolbenhubes wird durch die ringförmige Einschnürung des Schlagkolbens die Verbindung zwischen den Kanälen 2 und 3 hergestellt, so daß Druckluft durch die Kanäle 8, 2, 3, 4, 5 hinter das Ventil tritt und dieses nach links verschiebt. Hierdurch werden die Einlaßkanäle 1 abgeschlossen und durch die ringförmige Einschnürung des Ventils mit den Auslaßkanälen 6 und 7 in Verbindung gebracht, so daß die Luft hinter dem Kolben entweichen kann. In der linken Endstellung des Ventils ist der Kanal 8 geöffnet und die Druckluft tritt durch die Kanäle 8, 9 und 10 hinter das linke Ende des Kolbens. Sobald dieser auf seinem Wege nach rechts die Kanäle 11 und 12 freigibt, hört der Gegendruck auf der rechten Seite des Ventils auf, da die auf das Ventil wirkende Druckluft aus den Kanälen 5, 4, 11 durch die Kanäle 12, 6, 7 ins Freie tritt. Der beständig auf die linke, kleinere Ventilfläche wirkende Druck wirkt dieses wieder nach rechts, so daß der Einlaßkanal 8 geschlossen und der Auslaß 13 geöffnet wird. Die Luft links vom Kolben entweicht teils durch den Kanal 12, teils durch die Kanäle 10, 9 und 13, von denen der letztere durch die Einschnürung des Ventils mit dem Auslaß 6 und 7 in Verbindung steht. Die Kanäle 1 sind dann wieder geöffnet, so daß von neuem Druckluft in den Zylinder tritt.

Fig. 10 zeigt einen Drucklufthammer (D.R.P. Nr. 142378) der Firma De Fries & Co., Düsseldorf, mit zwei Ventilen, von denen das eine die Verteilung des Triebmittels regelt,

während das andre, das Steuerventil, die Umsteuerung des ersten bewirkt. Die Umkehr des Steuerventils wird durch den Schlagkolben bewirkt, wenn dieser am Ende seines Hubes angelangt ist. Infolgedessen wird der volle Hub des Schlagbolzens ausgenutzt und ein langsames Arbeiten des Hammers bewirkt, so daß auch die Erschütterungen geringer werden und der Hammer sich besser handhaben läßt. Der Handgriff des Hammers ist durch eine Ueberwurfmutter mit dem Arbeitszylinder verbunden. Das Triebmittel tritt durch den Handgriff zum Einlaßventil *a*, schiebt das Steuerventil *b* nach rechts und kann dann durch den Kanal 8 treten und das Verteilungsventil *c* nach abwärts drücken. Bei dieser unteren Stellung des Verteilungsventils strömt Druckluft durch den Kanal 1 in den Zylinder und drückt den Kolben nach rechts. Der Raum unterhalb desselben ist hierbei durch den Kanal 3 mit dem Auspuff verbunden. Sobald der Kolben bei seiner Rechtsbewegung die etwa in der Mitte des Zylinders liegenden Mündungen der Kanäle 4, 5, 6 durch seine Einführung miteinander in Verbindung bringt, kann die Druckluft durch den Kanal 4, der fortwährend unter Druck steht, und den Kanal 6 auf das Steuerventil *b* wirken und dieses in die Stellung der Figur bringen. Hierdurch wird die obere Seite des Verteilungsventils *c* mit der atmosphärischen Luft in Verbindung gebracht, worauf das durch den Kanal 5 auf die andre Seite des Ventils geleitete Druckmittel daselbe hebt. Die hinter dem Kolben befindliche Druckluft kann nun durch den Kanal 2 entweichen. Zugleich tritt frische Druckluft durch den Kanal 3 unter den Kolben. Bei seiner Linksbewegung öffnet desselbe den unmittelbar ins Freie führenden Kanal 7 und die unteren Mündungen der Kanäle 5 und 6, so daß die Druckluft bei 9 auspufft und die Ventile entlastet werden. Infolgedessen bewegt sich das Ventil *b* wieder nach rechts, das Ventil *c* wieder nach unten.

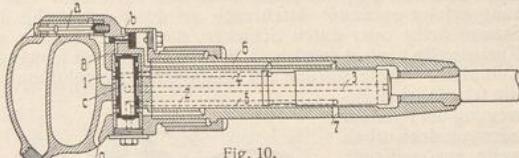


Fig. 10.

Fig. 11.

Ein Drucklufthammer, bei dem am vorderen und hinteren Ende des Zylinders Umsteuerungsventile angeordnet sind, ist im D.R.P. Nr. 150062 beschrieben. Bei einigen Drucklufthammern erfolgt die Steuerung dadurch, daß dem Schlagkolben durch Kanäle oder Nuten eine drehende Bewegung erteilt wird. Bei der Ausführung Fig. 11 (D.R.P. Nr. 157089) sind die Einströmkanäle *e*₁, *e*₂ und die Ausströmkanäle *a*₁, *a*₂ an ihren Enden gekrümmt und erteilen dem Kolben beim Auf- und Niedergang eine drehende Bewegung, indem sich die Kurvenflanken gegen Führungsstifte legen. Der Kanal *e*₁ dient zur Zuführung der Luft hinter die obere Kolbenfläche, der Kanal *e*₂ zur Zuführung der Luft nach der unteren ringförmigen Kolbenfläche. Die entsprechenden Austrittskanäle *a*₁, *a*₂ wirken in demselben Sinne drehend auf den Schlagkolben (vgl. D.R.P. Nr. 155378). Häufig wird auch das Beharrungsvermögen des Schiebers für die Umsteuerung ausgenutzt. Der Schieber gleitet hierbei innerhalb des Kolbens und macht dessen Bewegung mit, wird jedoch beim Aufschlagen desselben infolge seines Beharrungsvermögens in seine andre Endstellung geschleudert, so daß die Bewegung des Kolbens umgesteuert wird (vgl. D.R.P. Nr. 136080, 136987 und 145570).

Steuerungen von Dampfhammern sind ferner in folgenden Patenten beschrieben: D.R.P. Nr. 115246, 116613, 117560, 117788, 119538, 119539, 120502, 124201, 124202, 125425, 130150, 134912, 138529, 150463, 154295, 156600, 157633.

Um zu verhindern, daß Drucklufthammern in Betrieb gesetzt werden, bevor das Werkzeug aufgesetzt ist, was leicht durch Stoß oder unvorsichtige Handhabung geschehen kann, wendet man selbstdämmende Sicherungsvorrichtungen an. Nach D.R.P. Nr. 147157 werden durch ein unter Federwirkung stehendes Ventil die Zuleitungskanäle für die Druckluft geschlossen gehalten, bis das Werkzeug gegen das Arbeitsstück geprägt wird; nach D.R.P. Nr. 142218 wird der Schlagkolben beim Nichtgebrauch durch einen federnden Ring im hinteren Zylinderende festgehalten; nach D.R.P. Nr. 155222 wird das Oefnen des Einlaßventils erst nach dem Auslösen eines Stöpfels aus der Bewegungsbahn desselben möglich (vgl. D.R.P. Nr. 123568 und 193121). Wichtig ist bei allen Drucklufthammern eine sichere Befestigung zwischen dem Schaft und Kopf des Werkzeuges, da sich diese infolge der starken Erschütterungen leicht lösen (vgl. D.R.P. Nr. 149499 und 151951). Ferner sind zu nennen: D.R.P. Nr. 93611 (Absperrvorrichtung für Druckluftwerkzeuge), D.R.P. Nr. 102405 (Vorrichtung zur Regelung der Schlagstärke), D.R.P. Nr. 117561 (Schmiervorrichtung für Drucklufthammern), D.R.P. Nr. 118072 (Werkzeugbefestigung für Drucklufthammern), D.R.P. Nr. 120503 (Einlaßventil für Druckluftwerkzeuge), D.R.P. Nr. 117128 (Drosselventil für die Druckluftzuführung).

Eine ähnliche Konstruktion wie die Drucklufthammern haben die Abklopfvorrichtungen oder Vibratoren, bei denen der Kolben sich gewöhnlich selbst steuert. Fig. 11a stellt einen solchen der Firma Chas. G. Eckstein, Berlin, dar. Die Abklopfvorrichtungen dienen zum Reinigen der Kessel von Kesselstein, zum Abklopfen alter Farbe oder des Rostes von Schiffskörpern und Maschinenteilen, zum Reinigen von Gußstücken u. dergl. Die Anzahl der Schläge beträgt bei ihnen etwa 4000—5000 in der Minute.

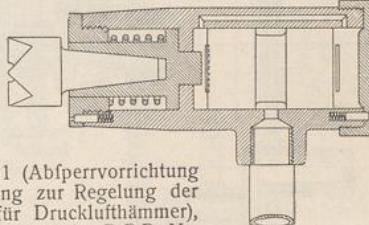


Fig. 11 a.

Vielfache Verwendung haben die durch Druckluft betriebenen Bohr- und Aufreibemaschinen gefunden. Man unterscheidet drei Arten von Bohrmaschinen: 1. Solche, bei denen die Luft wie bei Turbinen auf ein Schaufelrad wirkt. Sie haben den Vorzug der unmittelbaren Drehbewegung, dagegen den Nachteil eines großen Luftverbrauches. 2. Maschinen mit drei oder vier festsitzenden, unter 120° oder 90° gegeneinander versetzten Zylindern. Die Steuerung erfolgt entweder durch eine auf der Kurbelwelle sitzende Steuerscheibe oder durch Schieber, die von Exzentern auf der Kurbelwelle bewegt werden. 3. Bohrmaschinen mit schwingenden Zylindern. Diese werden am häufigsten ausgeführt und durch die schwingende Bewegung der Zylinder oder von der Kurbelwelle aus gesteuert, die den Verteilungsschieber bewegt. Die Füllung der Zylinder beträgt etwa 0,7. Um mit geringerer Füllung zu arbeiten,

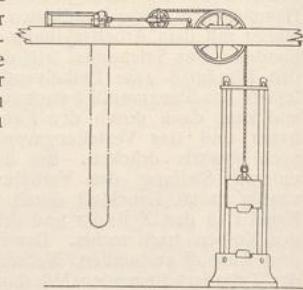


Fig. 13.

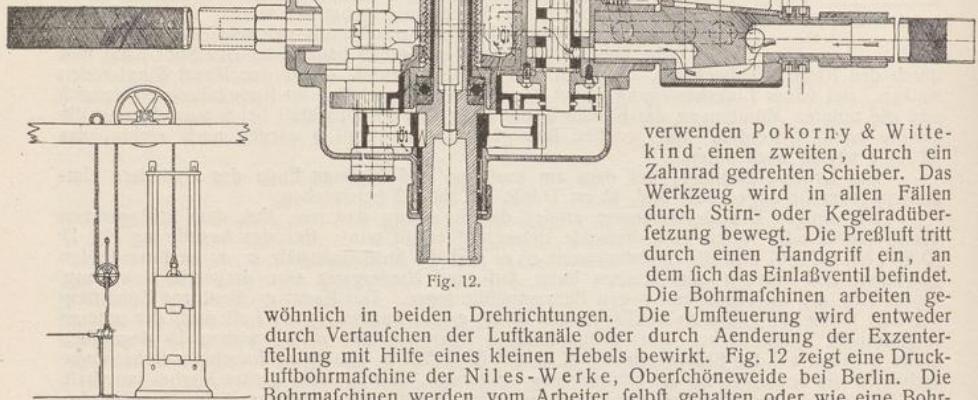


Fig. 12.

wöhnlich in beiden Drehrichtungen. Die Umsteuerung wird entweder durch Vertauschen der Luftkanäle oder durch Änderung der Exzenterstellung mit Hilfe eines kleinen Hebels bewirkt. Fig. 12 zeigt eine Druckluftbohrmaschine der Niles-Werke, Oberschöneweide bei Berlin. Die Bohrmaschinen werden vom Arbeiter selbst gehalten oder wie eine Bohrknarre in einen Bügel oder Bohrwinkel eingefügt. Der Vorschub des Bohrers wird durch Drehung eines Handkreuzes oder eines Hebels bewirkt. Die gleichen Maschinen finden in Verbindung mit Reibahlen Verwendung zum Aufreiben von Löchern. Gewöhnlich haben die Reibahlen linksgängige Spiralen, so daß sie sich beim Rechtsgang der Maschine nicht in das Loch hineinziehen können. Zum Bohren in Ecken und

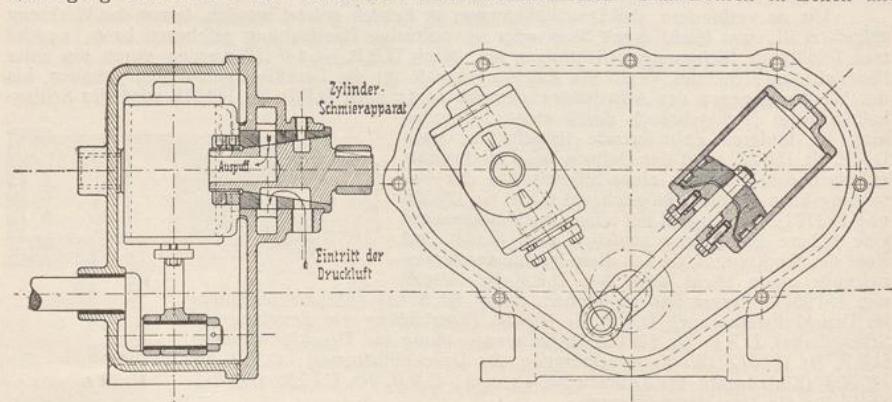


Fig. 15.

Winkeln erhalten die Bohrmaschinen eine Kegelradübertragung, die es ermöglicht, an die Arbeitsstelle heranzukommen. Die Maschinen werden auch zum Gewindefchneiden und zum Aufwalzen von Rohren gebraucht, nachdem das Werkzeug ausgewechselt ist.

Zu erwähnen sind ferner Drucklufthebezeuge, von denen Fig. 13 eine Anordnung mit liegendem Zylinder, Fig. 14 eine Anordnung mit stehendem Zylinder zeigt. Auch Flaschenzüge

und Winden werden durch Druckluft getrieben. Einen Druckluftmotor der Niles-Werke, Ober-schöneweide bei Berlin, zum Antriebe derartiger Maschinen stellt Fig. 15 dar. Die Kolbenstangen beider in einer Ebene liegenden Zylinder wirken auf dieselbe Kurbel, was dadurch ermöglicht wird, daß der eine Kolbenstangenkopf gabelförmig über den andern hervorbreift.

Literatur: [1] Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen., Jahrg. 1904, S. 1699. — [2] Ebend. 1904, S. 188. — [3] Vgl. ferner ebend. 1891, S. 367; 1896, S. 1285; 1897, S. 1266; 1898, S. 1028. — [4] Zeitschr. für Werkzeugmaschinen und Werkzeuge. — Vgl. a. den Katalog der Ingeroll Sergeant Co., Berlin.

Druckmaschine im Buchdruck, f. Buchdruckmaschinen; in der Textil-industrie, f. Garndruckmaschine und Zeugdruck.

Druckmesser, f. Manometer.

Druckmesser bei Gasfabriken, Vorrichtung zur Feststellung der Druck-verhältnisse des Gases in der Gasanstalt.

Der einfachste Druckmesser ist eine bis zu einer bestimmten Höhe mit Wasser gefüllte, zweischenkelige, kommunizierende Glasröhre, auf deren einen Schenkel der Gasdruck und auf deren andern der Atmosphärendruck wirkt. In ersterem stellt sich der Wasserspiegel tiefer als in letzterem, und der Unterschied der Höhen beider Wassersäulen gibt das Maß des Druckes, der an einer nach Millimetern geteilten Skala direkt abgelesen wird. Fig. 1 und 2 geben die auf Gaswerken gebräuchlichsten Formen, bei denen die beiden Schenkel durch Messingfassungen verbunden sind. Schieles wendet ein weites Glasrohr mit angegeschmolzenem dünnen Hals an (Fig. 3), in das ein dünneres, unten offenes, oben ebenfalls mit Hals und eingetragter Teilung verfeinertes Glasrohr eingeschmolzen ist. Das Gas wirkt auf das weite Rohr, drückt den Wasserstand hinab, während es in dem engen Rohre steigt. — Der einschenkelige Druckmesser von Langen und Lux (Fig. 4) besteht aus zwei kommunizierenden Glasröhren, von denen die eine einen 36 mal so großen Querschnitt hat als die andre. Dieser weite Schenkel bildet ein kurzes Gefäß, in das durch ein inneres Rohr das Gas eingeführt wird, während der lange offene Schenkel an daselbe angegeschmolzen ist. Sinkt im ersteren der Flüssigkeitsspiegel nur wenig, so steigt die Wassersäule in dem engen Schenkel ganz bedeutend. Statt Wasser benutzt Lux zur Füllung Petroleum, das nicht so rasch verdunstet und infolge seines spez. Gew. von 0,8 eine um etwa 25% größere Teilung bedingt, wodurch die Ableitung genauer wird.

Zur besseren Uebersicht über eine ganze Reihe von Apparaten ordnet man häufig sämtliche Druckmesser nebeneinander auf einer Holztafel, der Manometertafel, an, und zwar entweder die in Fig. 1 und 2 abgebildeten zweischenkeligen Druckmesser oder einschenkelige Differenzmanometer. Bei letzterem stellt ein hinter der Tafel angebrachter gemeinsamer großer Wasserkasten, der mit dem Atmosphärendruck kommuniziert, den gemeinschaftlichen offenen Schenkel dar, so daß man ohne Vergleich zweier Wassersäulen an den einschenkeligen Druckmessern ohne weiteres den Druck ablesen kann. Da der Wasserstand im

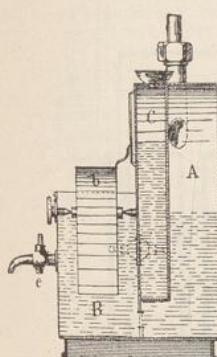


Fig. 5.

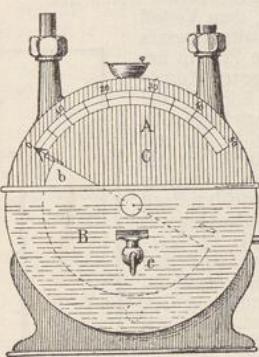


Fig. 6.

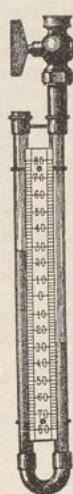


Fig. 1.

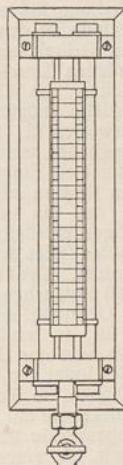


Fig. 2.

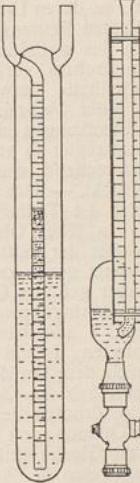


Fig. 3. Fig. 4.

Wasserkästen die Nulllinie bildet, so muß man sich vor dem Ablesen der Druckverhältnisse davon überzeugen, ob mit diesem die Stellung des Nullpunktes der einzelnen Skalen übereinstimmt. Diese Unbequemlichkeit veranlaßte Elster, eine Manometertafel mit festem Nullpunkt zu konstruieren, indem er statt des hinteren Wasserkästen neben den Druckmeterschenkeln und mit diesen kommunizierend ein Schwimmrohr mit halbkreisförmigem Wassergefäß anordnet, in dessen Zentrum ein Halbzylinderschwimmer gelagert ist, dessen Zeiger auf einer Bogenskala spielt, die ein weißes und rechts und links unten je ein schwarzes Segment zeigt. Solange der Zeiger auf dem weißen Segment spielt, ist der Wasserstand normal und der Nullpunkt richtig; im andern Fall hat man nur etwas Wasser in den Kästen nachzufüllen. Da die Nullpunkte sämtlicher Druckmesser hier in einer und derselben Horizontalen liegen, so geben die nebeneinander liegenden Manometerstände zugleich ein Diagramm der Druckverhältnisse der Gasanstalt.

Im Experimentierzimmer der Gasanstalten bedient man sich des multiplizierenden Druckmessers, der die Schwankungen der Wassertiefe in fünffacher Vergrößerung angibt. Er besteht (vgl. Fig. 5 und 6) aus einem geschlossenen Behälter *A*, der mit der auf ihren Druck zu untersuchenden Leitung verbunden wird, und einem mit demselben kommunizierenden Behälter *B*, in dem ein halbkreisförmiger Schwimmer *b* zwischen Spitzen aufgehängt ist. Wenn das Wasser infolge des in *A* eintretenden Gasdruckes über die Achse des Schwimmers steigen will, so verhindert letzterer dieses, indem er sich um einen entsprechenden Teil aus dem Wasser hebt, sich also um seine Achse dreht und den am Ende angebrachten Zeiger hebt, der auf der Skala den Druck anzeigt. Der Wasserstand ist mit Hilfe des Nachfüllgefäßes *C* und des Umgangshahnes *d* so zu regulieren, daß, wenn der Raum *A* mit Luft in Verbindung ist, der Zeiger auf dem Nullpunkt der Skala steht.

G. F. Schaar.

Druckmodel, f. Handdruck.

Druckpapier, Sammelname, der die mannigfachen, den oft grundverschiedenen Anforderungen der einzelnen Drucktechniken angepaßten Papiergattungen umfaßt. S. Papierarten.

Literatur: Valenta, Die Rohstoffe der graphischen Druckgewerbe, Bd. 1: „Das Papier“, Halle a. S. 1904; Klemm, Das Papier im Druckgewerbe, Frankfurt a. M. 1900 (Klimschs Graphische Bibliothek). *A. W. Unger.*

Druckperkal, f. Weberei.

Druckpressen, f. Pressen.

Druckprobe, die in der Regel mit Wasser oder mit Gasen (Luft, Dampf u. s. w.) herbeigeführte Pressung zur Probe der Dichtigkeit und Haltbarkeit von Hohlgefäßen. Meistens beträgt der bei der Probe aufgegebene Druck das Doppelte des Betriebsdrucks; f. Dampfkesselbetrieb, Schiffskegel, Einstellvorrichtungen für Röhren.

Druckrad, f. v. w. Rändelrad; f. Molettieren.

Druckregler, Vorrichtungen, um gespannte Dämpfe und Flüssigkeiten beim Durchströmen von Gefäßen (Rohren) mit beliebig verminderterem Druck zur Wirkung kommen zu lassen. Vgl. Druckmesser bei Gasfabriken und Druckverminderungsventile für Dampf und Wasser.

Druckregler bei Gasfabriken. — Sobald Gas aus dem Rohrnetze eines Beleuchtungsgebietes entnommen wird, tritt Bewegung ein, zu deren Unterhaltung sowie zur Ueberwindung der durch sie veranlaßten Reibungsverluste an den Rohrwandungen ein Teil des ursprüchlich des wechselnden Verbrauches sehr schwankenden am Eingange des Hauptröhres vorhandenen Druckes absorbiert wird. Da es für eine vorteilhafte Verwendung des Gases notwendig ist, daß der Druck an jeder Verbrauchsstelle möglichst gleichmäßig und nicht größeren Schwankungen unterworfen ist, so muß dieser Druckverlust durch den Druckregler so ausgeglichen werden, daß dieser, dem Verlust entsprechend, den Druck am Eingangsrohr des Stadtrohrnetzes verstärkt. — Das den Reglern zugrunde liegende Prinzip benutzt die Tatsache, daß ein vom Gase getragener Körper nur in jener Gleichgewichtsstellung zur Ruhe kommt, bei welcher der Auftrieb des Gases dem Gewicht des zu tragenden Körpers genau entspricht. Denkt man sich die in ein mit Wasser gefülltes Gefäß eintauchende Glocke *a* (Fig. 1), an der ein in ringförmiger Öffnung des Eingangsrohrs spielender Kegel *b* aufgehängt ist, so wird ein Gleichgewichtszustand eintreten, sobald das von der Glocke zu tragende Gewicht gleich dem Druck des unter ihr befindlichen Gases ist. Vermehrt sich die Gasabgabe, so sinkt infolge des vermindernden Gegendruckes die Glocke und mit ihr das Kegelventil, wodurch die Öffnung am Eingangsrohr sich vergrößert und mehr Gas in die Glocke einströmt, bis wieder der Gleichgewichtszustand eingetreten ist. Vermindert sich die Gasabgabe, so findet das Umgekehrte statt: die Glocke hebt sich und der Ventildurchgang wird verkleinert. Für alle Druckschwankungen innerhalb der Grenzen, für die der Regler konstruiert ist, dient das Gewicht der Glocke als selbftätiger Ausgleich, und man hat es daher in der Hand, durch Belaufung der Glocke den Druck innerhalb gewisser Grenzen beliebig einzustellen und möglichst konstant zu erhalten. — Statt der in eine Flüssigkeit tauchenden Glocke kann man auch eine an ihrem Umfange festgehaltene Membrane benutzen, an welcher der Ventilkopf befestigt ist; danach unterscheidet man nasse und trockene oder Membranregler. Als Stadtdruckregler finden nur die ersten Anwendung. Bei diesen unterscheidet man solche mit Gewichts- und solche mit Wasserbelastung. Bei der Wasserbelastung trägt die Glocke ein Wassergefäß, das bis zu einer dem verlangten Drucke entsprechenden Höhe mit Wasser gefüllt wird. Die Wasserbelastung hat vor

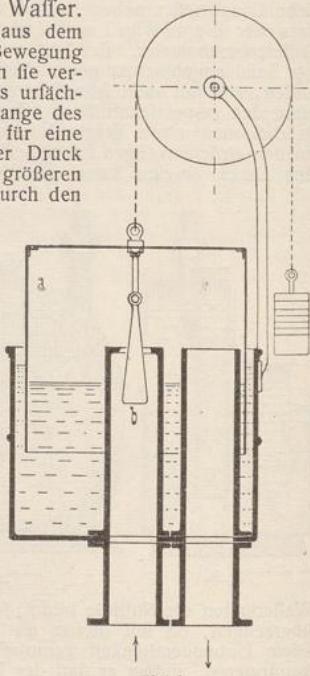


Fig. 1.

der Gewichtsbelastung den Vorteil, daß die Erhöhung und Verminderung des Druckes allmählich und nicht stoßweise vor sich geht.

Die in Fig. 1 gegebene Anordnung für nasse Stadtdruckregler hat große Mängel, die einmal darin bestehen, daß außer dem Ausgangsdruck der gegen die untere Fläche des Ventils wirkende, stark schwankende Eingangsdruck den Apparat beeinflußt, sowie ferner, daß infolge der Verschiedenheit der Eintauchung der Glocke deren Gewicht sich ändert. Diese Fehler sucht man dadurch zu befreiten, daß man den Eingangsdruck auch auf eine der Ventilkegelfläche gleichgroße Fläche in entgegengesetzter Richtung wirken läßt, und daß man die Glocke mit dem daran hängenden Ventilkegel durch einen an ihrem unteren Rande angebrachten Luftkasten so balanciert, daß sie gerade schwimmt, wenn sie bis zu ihrem oberen Rande eintaucht. — Giroud war der erste, dem in den Jahren 1872 und 1873 die Befreiung dieser Fehler gelang. Bei seiner Anordnung trifft der Eingangsdruck die obere Projektion des Kegelventils und gelangt gleichzeitig in einen Zylinder, dessen Weite genau dieser Projektion entspricht und der fest und konzentrisch mit der Schwimmungsglocke verbunden ist. Zur Ausgleichung des Einflusses der Tauchung wendet Giroud zwei seitlich an der Glocke befestigte, außerhalb des Reglergehäuses liegende Ausgleichsiphons an, die zusammen genau den Querschnitt des in das Waffer einzutretenden Bleches der Glocke haben und mit dem Waffer des Gehäuses kommunizieren. Beim Sinken der Glocke tritt die verdrängte Wässermenge in die Siphons und fließt beim Steigen in das Gefäß zurück. — Fig. 2 zeigt die jetzt gebräuchliche Anordnung. Ueber dem parabolischen Kegel *a* und unter der Ausgleichsglocke *b* wirkt der Eingangsdruck, dagegen unter dem Kegel und durch die hohle Ventilstange *d* auch unter der Schwimmungsglocke *e* der Ausgangsdruck, der einzige und allein die Bewegungen der letzteren beeinflußt, indem er den Auftrieb gibt. Der Schwimmer *e* ist so konstruiert, daß die Glocke zu schwimmen beginnt, wenn sie bis zu ihrem oberen Rande taucht. Ist der Regler auf irgend einen, von der Wafferhöhe im Belastungsgefäß *f* abhängigen Druck eingestellt und wächst die Gasentnahme aus dem Rohrnetz, so tritt am Ausgang eine Druckverminderung ein, und die Glocke sinkt mit dem Kegel, wobei sich der Durchflußquerschnitt vergrößert. Das Umgekehrte tritt ein bei Verringerung des Gasverbrauches.

Aber auch diese Konstruktion besitzt eine von den angewendeten Kegelventilen herührende Unvollkommenheit: der Ausgleich des Eingangsdruckes durch die Ausgleichsglocke *b* findet nur nahe der Abflußstellung des Kegels vollkommen statt, weil die Größe der gedrückten Kegelfläche zwischen der höchsten und der tiefsten Stellung schwankt. Elster gelang es 1888, eine vollkommene Ausgleichung zu konstruieren, indem er eine Kreis Scheibe *h* (Fig. 3) anordnete, die sich in einem mit dem Gehäuse fest verbundenen Hohlkegel *i* bewegt und in jeder Stellung dieselbe Druckfläche bietet. — Das Druckgeben, d. i. die Belastung der Schwimmungsglocke, geschieht entweder durch Auflegen von Gewichtsplatten oder durch Füllung eines mit der Glocke verbundenen Gefäßes mit Waffer.

In Fig. 2 ist die Elster'sche Reguliervorrichtung der Wafferbelastung gezeichnet, die aus einem rechtwinklig gebogenen Ueberlaufrohr *g* besteht, das um den in der Wand des Belastungsgefäßes gelagerten kurzen Schenkel von der horizontalen bis zur vertikalen Stellung verstellbar ist. Der Zeiger einer auf dem horizontalen Schenkel des Rohrs außerhalb des Gefäßes angebrachten Griffkurbel spielt auf einer Skala, die den Druck für verschiedene Ueberlaufshöhen angibt. Am Ende desselben Schenkels befindet sich ein Kegelventil, durch dessen ebenfalls an einer Skala ablesbare Stellung man es in der Hand hat, das Ablaufen des Waffers von der einen zur andern Druckhöhe in einer beliebigen Zeit stattfinden zu lassen.

Schirmer, Richter & Cie. wenden ein Ueberlaufrohr an, das, je nachdem der Druck verstärkt oder vermindert werden soll, mittels Rädchen, dessen halbe Drehung einer Druckdifferenz von 1 mm entspricht, und Zahntange gehoben und gesenkt werden kann; die Auslaufzeit wird durch einen Mikrometerauslaufhahn geregelt.

Die meisten der darauf hinzielenden Konstruktionen, auch den täglich eintretenden Wechsel des Druckes durch den Apparat selbstätig begrenzen zu lassen, haben in jüngster Zeit vielfach Anwendung gefunden, namentlich die Anordnungen von Gareis und von Ledig.

Bei dem Gareischen Regler erfolgt die Belastung durch Waffer, das aus besonderen seitlich am Gehäuse angebrachten Kammern mittels eines Heberrohres dem Belastungsgefäß der Glocke zugeführt oder aus diesem abgeführt wird. Statt des Kegels ist ein Doppelsitzventil durch eine Hebelkombination und eine verstellbare Kulisse mit der Glocke verbunden. Elster

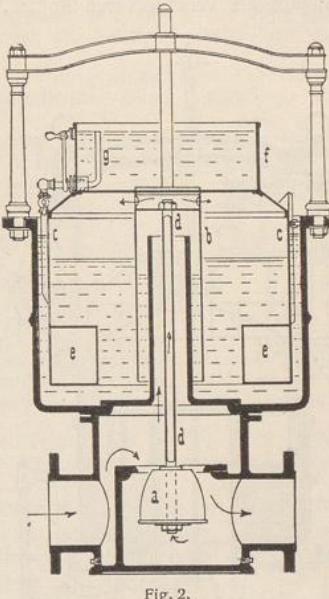


Fig. 3.

stange *d* auch unter der Schwimmungsglocke *e* der Ausgangsdruck, der einzige und allein die Bewegungen der letzteren beeinflußt, indem er den Auftrieb gibt. Der Schwimmer *e* ist so konstruiert, daß die Glocke zu schwimmen beginnt, wenn sie bis zu ihrem oberen Rande taucht. Ist der Regler auf irgend einen, von der Wafferhöhe im Belastungsgefäß *f* abhängigen Druck eingestellt und wächst die Gasentnahme aus dem Rohrnetz, so tritt am Ausgang eine Druckverminderung ein, und die Glocke sinkt mit dem Kegel, wobei sich der Durchflußquerschnitt vergrößert. Das Umgekehrte tritt ein bei Verringerung des Gasverbrauches.

befestigt an der Führungsglocke ein Stahlband, das über eine Rolle nach einem Seilrade geführt wird und die Bewegung der Glocke auf dieses überträgt. Auf der Achse des Seilrades sitzt eine Spiralscheibe, an der das Ende eines zweiten Stahlbandes befestigt ist, das anderseits mit dem Ueberlaufrohr der Wasserbelastung verbunden ist und dieses je nach Stellung der Spiralscheibe hebt oder senkt. — Bei Ledigs Regler, Fig. 4, besteht das Belastungsgefäß aus dem offenen Hauptgefäß *B* und dem mit diesem durch das Rohr *e* verbundenen geschlossenen Gefäß *A*, welch letzteres zur Einstellung des Abendzuschußdruckes dient, indem durch die Stellung des in einer Stopfbüchse verschiebbaren Rohres, welches das Innere von *A* mit der Luft verbindet, die

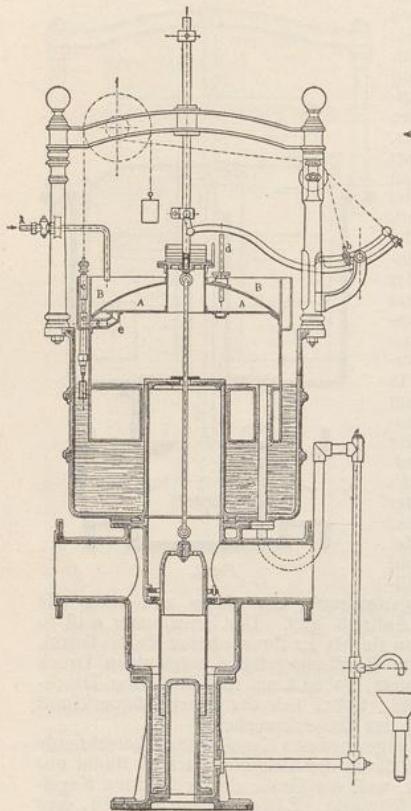


Fig. 4.

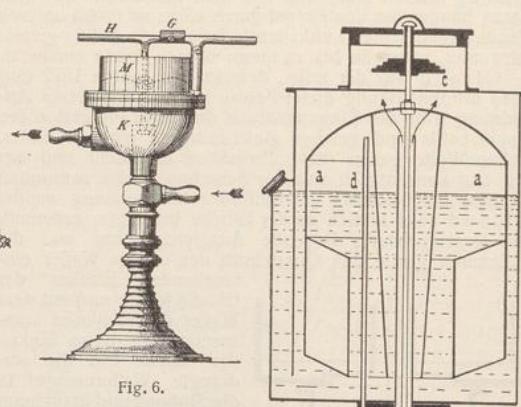


Fig. 6

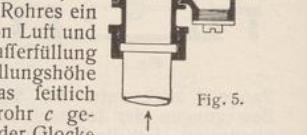


Fig. 5.

Füllung von *A* bedingt wird. Je nachdem *d* mehr oder weniger tief steht, wird der Zufuhrdruck größer oder kleiner ausfallen, da der Wafferabschluß des Rohres ein weiteres Entweichen von Luft und somit eine weitere Wafferfüllung verhindert. Die Füllungshöhe in *B* wird durch das seitlich angebrachte Ueberlaufrohr *c* geregelt. Die Bewegung der Glocke wird durch Hebel auf eine seitlich angebrachte Kulisse übertragen, die durch über Rollen geführte Stahlbänder mit dem Ueberlaufrohr *c* verbunden ist. Je nach Stellung des Kulissensteines wird sich das Gefäß *B* langsam oder rascher füllen bis zu der der Stellung des Ueberlaufrohres entsprechenden Höhe.

Stellung des Überdruckrohres entsprechenden Höhe. Zur Erzielung einer guten Wirkung eines fehlb-tätigen Stadtdruckreglers ist Bedingung, daß der Gasdruck vor dem Regler stets gleichbleibe, weil die Berechnung der erforderlichen Ventilöffnung im uckes erfolgen muß, daher für eine und dieselbe Gas-des Ein- und Auschaltens verschiedener Gasbehälter behältern Schwankungen unterworfen ist, eine andre wird konstant erhalten durch Einfachung eines

die Berechnung der erforderlichen Ventilöffnung im Regler auf Grund eines bestimmten Vordruckes erfolgen muß, daher für eine und dieselbe Gasmenge bei anderm Vordruck, der infolge des Ein- und Auschaltens verschiedener Gasbehälter sowie beim Vorhandensein von Teleskopgasbehältern Schwankungen unterworfen ist, eine andre Ventilöffnung nötig wird. Der Vordruck wird konstant erhalten durch Einschaltung eines Vordruckreglers (D.R.P. der Berlin-Anhalter Maschinenbauaktiengesellschaft).

Die elektrische Ferndruckregelung beweckt an einem ungünstigsten Punkte des Gasvergungssgebietes stets einen bestimmten Druck zu erhalten. Zu diesem Zwecke stellt Ledig bei seinem System (D.R.P. Nr. 100448) an dem ungünstigsten Punkte einen Druckmesser auf, dessen Schwimmerglocke mit einem einstellbaren elektrischen Kontakt verbunden ist, von dem eine elektrische Drahtleitung zur Gasanfalt führt. Nimmt der Druck ab, so sinkt die Schwimmerglocke und schließt den Kontakt; der elektrische Strom öffnet alsdann das Wafferzuflüventil des auf der Gasanfalt befindlichen Druckreglers, so daß dem Belastungsgefäß Waffer zufließt und der Druck gesteigert wird. Hat der Druck an der ungünstigsten Stelle die verlangte Höhe erreicht, so wird der Kontakt gelöst und der Wafferzufluß zum Druckregler selbsttätig unterbrochen.

Für Gasmotoren ist es wichtig, um ein Zucken der Flammen in der Nachbarschaft zu verhindern, den Gasdruck vor dem Gummibeutel des Motors möglichst konstant zu erhalten, wozu besonders konstruierte Regler (Fig. 5) dienen.

In einem Blechgefäß befindet sich die Schwimmerglocke a , deren Führungsfalte unten das Ventil b und oben einen Plattenhalter c zur Aufnahme der Belastungsgewichte trägt. Das im Ausgangsrohr befindliche Gas kommuniziert mit dem Raum über der Glocke durch in deren Decke angebrachte Öffnungen, so daß, wenn sich der Ausgangsdruck erhöht, die Glocke sinkt

und den Durchgangsquerschnitt des Ventils verengt, bis der durch die Ventile eingestellte Druck sich wiederhergestellt hat. Das Luftrohr *d* verbindet den Raum unter der Glocke mit der Luft und trägt am unteren Ende eine keilförmig abgeschrägte Schraube, nach deren Stellung die Schwimmerglocke rascher oder langsam den Druckschwankungen folgt.

Zur Konstanthaltung des Druckes in den Hausleitungen werden nasse Regler nach den in Fig. 1 und 2 dargestellten Konstruktionen, nur in kleineren Dimensionen, angewendet, vielfach auch Membranregler verschiedenartiger Konstruktionen, deren Prinzip darin besteht, daß an einer ringsum im Gehäuse festgepannten gasdichten Membrane, die in der Mitte eine Metallplatte trägt, ein Ventilekegel oder eine Ventilplatte hängt. Die Belastung erfolgt durch auf die Platte der Membrane aufgelegte Bleiringe.

Fig. 6 zeigt einen Elsterischen Experimentierregler für photometrische Zwecke, um den Druck unter dem zu prüfenden Brenner konstant zu erhalten. Durch Verschieben des Gewichtes *G* auf dem Hebel *H* kann der unter der Membrane *M*, an der das Kegelventil *K* hängt, beliebig eingestellt werden.

Die Hochdruckreduktionsregler werden angewendet, um den Druck des auf mehrere Atmosphären komprimierten Gases, wie z. B. bei der Eisenbahnwaggonbeleuchtung, auf ein für die Beleuchtung geeignetes Maß zu vermindern.

Bei der üblichen Anordnung (Fig. 7) ist eine zentral geführte Spindel *a* einerseits mit einer fest eingepannten, durch eine an den Enden lose gelagerte Feder belasteten Membrane *b* verbunden und anderseits durch eine von außen verstellbare Feder *c* entlastet. Ein Hebel *d* mit von außen verstellbarem Drehpunkt greift in einen Schlitz der Spindel und ist durch ein Zwischengelenk mit dem Ventil im Gaseingangskanal verbunden. Durch Spannung der Feder *c* und Stellung des Hebdrehpunktes ist jeder beliebige Ausgangsdruck einstellbar.

Literatur: [1] Journ. f. Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1898, S. 349; 1899, 1900, 1901, 1902, 1903 S. 206, 500, 825; 1904 S. 503, 531; vgl. a. die Uebersicht über neuere Apparate der Berlin-Anhalter Maschinenbauaktiengesellschaft, 1903.

G. F. Schaar.

Druckregler von Fischer ist ein Pumpenregulator, der an Bord der Schiffe für Spülumpen verwendet wird und einen automatischen Betrieb ermöglicht. Steigt der Wasserdruck in der Druckleitung über ein bestimmtes Maß, so wird der Betriebsdampf für die Pumpe selbsttätig abgesperrt.

Literatur: Dick, C., und Kretschmer, O., Handb. d. Seemannschaft, Berlin 1902. T. Schwarz.

Druckring, f. Drucklager.

Druckrohr, i. v. w. Druckleitung (f. d.).

Druckrollenlager, f. Auflager, Krane.

Druckfatz, f. v. w. gekuppelte Druckpumpen; f. Pumpen.

Druckschreibapparate in Gasfabriken verzeichnen den Gasdruck selbsttätig in Gestalt von Kurven auf Papierstreifen.

Erfunden wurde dieser Apparat 1824 von Croseley und ist inzwischen von Ochwaldt, Thorp, der Berlin-Anhalter Maschinenbauaktiengesellschaft u. a. in kompodiöse Form gebracht. In einem bis zu bestimmter Höhe mit Wasser gefüllten Behälter befindet sich eine Glocke, die durch einen Schwimmkasten derart balanciert, daß sie, wenn unter ihr kein Druck vorhanden ist, bis zum oberen Rande eintauchend schwimmt. Soll der Apparat auch Minusdruck anzeigen, so muß bei der untersten Grenze des Druckes die Glocke bis zum Rande eintauchen. Tritt Gas von bestimmtem Druck unter die Glocke, so steigt sie so weit, bis zwischen dem Druck und dem vermehrten Glockengewicht Gleichgewicht eingetreten ist, und da die Gewichtszunahme der Glocke mit der Steigung in geradem Verhältnis steht, so gibt letztere einen Maßstab für den Druck. Die Glocke trägt einen Stift, der an seinem Ende mit einer Schreibvorrichtung versehen ist, die auf dem Umfange einer vertikalen zylindrischen Trommel spielt, die durch ein Uhrwerk in 24 Stunden einmal um ihre Achse gedreht wird. Um diese Trommel wird ein genau ihrem Umfange entsprechender Papierstreifen gelegt, der durch Vertikalstriche in genau 24 Teile, die Stunden darstellend, geteilt ist; eine Anzahl horizontaler Linien bezeichnet bestimmte Pressungen. Auf diesem Papier wird durch die Schreibvorrichtung in fortlaufender Kurve der Druck als Ordinate mit der Zeit als Abszisse selbsttätig verzeichnet. Statt der Glocke wendet Ochwaldt zwei kommunizierende Gefäße an, in denen sich je ein Schwimmer befindet, die beide miteinander verbunden sind. Auf den einen Schwimmer wirkt der Gasdruck, während der andre den Stift der Schreibvorrichtung trägt.

Mit dem kleinen tragbaren Druckschreiber „Universal“ (D.R.G.M.) der Berlin-Anhalter Maschinenbauaktiengesellschaft ist es ermöglicht, in kurzer Zeit deutliche Druckbilder an einzelnen Punkten des Rohrnetzes, an Laternen u. f. w. aufzunehmen.

Literatur: Journ. f. Gasbeleucht. u. Wasserversorg. 1903, S. 130; 1904, S. 572. G. F. Schaar.

Druckspannung, f. Druck, Druckelastizität.

Druckstäbe nennt man die auf Druck beanspruchten Stäbe einer Fachwerkskonstruktion. Bei ihrer Querschnittsbemessung sind die Regeln der Knickfestigkeit (f. d.) zu berücksichtigen.

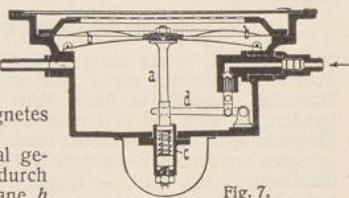


Fig. 7.

Ist P die vom Stabe aufzunehmende Druckkraft, F seine Querschnittsfläche, s_k die zulässige Inanspruchnahme mit Rücksicht auf Knickung, die stets kleiner als die zulässige Druckinanspruchnahme s ist, so hat man $P = F \cdot s_k$. Zur Festsitzung von s_k stehen hauptsächlich zwei Formeln in Anwendung:

1. Die empirische Naviersche (auch nach Schwarz oder Rankine benannte) Formel: $s_k = s \cdot \left(1 + \alpha \frac{F l^2}{J}\right)$, worin J das kleinste Trägheitsmoment des Stabquerschnitts, l die freie Knicklänge des Stabes bezeichnet und für Schmiedeeisen gewöhnlich $\alpha = 0,0001$ gesetzt wird. Für genietete Fachwerkträger kann wegen der teilweisen Einspannung der Stabenden bei der zwischen den Knotenpunkten gemessenen Länge l_1 des Stabes die freie Knicklänge für das Ausknicken in der Tragwandebene $l = 0,7 l_1$ angenommen werden, wogegen es sich hinsichtlich des Ausknickens senkrecht zur Trägerebene empfiehlt, die ganze Stablänge als Knicklänge einzuführen.

2. Die sogenannte theoretische oder Euler'sche Knickfestigkeitsformel, nach der $s_k = \frac{\pi^2 E}{\beta} \frac{J}{F l^2} \cdot s$ zu wählen ist, wenn unter E der Elastizitätskoeffizient und unter β die Druckfestigkeit des Materials verstanden wird. Hinsichtlich der Knicklänge l gilt das oben Bemerkte. Wird der Druckstab ungefähr in feiner Mitte von einem Zugstab gekreuzt und ist er mit diesem verbunden, so wird bei steif ausgebildetem oder entsprechend kräftig gespanntem Zugstab das Tragvermögen der Druckfreie beträchtlich erhöht, und diesem Umstände kann dadurch Rechnung getragen werden, daß die freie Knicklänge vermindert angenommen und etwa gleich der halben Stablänge gesetzt wird. — Eingehendere theoretische Untersuchungen hierüber in [1] und insbesondere [2].

Die direkte Ermittlung der notwendigen Querschnittsfläche eines Druckstabes hat sowohl bei Zugrundelegung der Formel 1 wie der Formel 2 keine Schwierigkeit, da in diesen Formeln nebst der Fläche F auch das Trägheitsmoment J erscheint. Eine direkte Auflösung wird jedoch möglich, wenn man nach dem Vorgange Afimonts $J = \delta \cdot F^2$ setzt, worin δ ein Koeffizient ist, der wesentlich von der Querschnittsform, nicht aber von der Größe des Querschnitts abhängt.

Mit Benutzung der Navierschen Formel erhält man alsdann $F = \frac{P}{s} \left[\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\alpha s l^2}{\delta P}} \right]$. Die Koeffizienten δ haben Steiner [3] und Thullie [4] für die üblichen Querschnittsformen der Druckstäbe berechnet.

Die Versuche über Knickfestigkeit, die zuerst in größerem Maßstabe von amerikanischen Ingenieuren [5], [6] angestellt, dann aber namentlich von Baufchinger [7], Confidère [8] und Tetmajer [9] durchgeführt wurden, haben deutlich erwiesen, daß die empirische (Naviersche) Formel mit den Versuchsergebnissen keine befriedigende Übereinstimmung zeigt, wenn, wie üblich, der Knickungskoeffizient α für alle Stäbe gleich groß angenommen wird. Dagegen kann die theoretische (Euler'sche) Knickfestigkeitsformel als praktisch zutreffend angesehen werden, solange man es mit entsprechend schlanken Stäben zu tun hat, d. h. mit Stäben, für die das Verhältnis $\frac{F l^2}{J} = \frac{l^2}{r^2}$, unter $r = \sqrt{J/F}$ den kleinsten Trägheitshalbmesser des Strebensquerschnitts verstanden, nicht unter eine gewisse Grenze herabgeht. Nach Tetmajer liegt diese Grenze für Schmiedeeisen bei $\frac{l}{r} > 110$ und wäre entsprechend der Euler'schen Formel für Schweiß- und Flußeisen im Mittel die zulässige Knickungsbeanspruchung zu setzen: $s_k = 5520 \left(\frac{r}{l} \right)^2 s$. Für weniger schlange Stäbe, nämlich für ein Längenverhältnis $\frac{l}{r} = 15-110$, empfiehlt Tetmajer [10] auf Grund feiner Versuche die Formel $s_k = \left(0,82 - 0,0032 \frac{l}{r} \right) s$. Diese Formel, nur mit etwas geänderten Koeffizienten, entwickelt auch Jasiński [2], während ihre theoretische Begründung zuerst von Engesser gegeben wurde [11]. Gegenwärtig stehen für Schmiedeeisenkonstruktionen wohl zumeist diese Formeln von Tetmajer in Anwendung. Alle diese Regeln zur Bestimmung der zulässigen Inanspruchnahme der Druckstäbe setzen aber voraus, daß die Druckkraft in der Achse des Stabes wirkt, d. h. daß der Stab zentrisch belastet ist. Ist diese Bedingung nicht erfüllt, was beispielsweise bei einseitigem oder exzentrischem Strebenschluss der Fall ist, so ist die Beanspruchung des Stabes eine bedeutend ungünstigere. Regeln für die Dimensionierung solcher exzentrisch belasteter Stäbe auf Grund von Versuchen stellt Ingenieur Práudeau auf [12].

Eingehende Versuche über das Problem der Zerknickung unter Berücksichtigung vorhandener Anfangsexzentrizität sind in neuester Zeit von Kirch durchgeführt worden [13]. Derfelbe findet bei einer vorhandenen Anfangsexzentrizität ϵ , einem Stabquerschnitt F , einer Länge l , einem Trägheitsradius r , einem Schlankheitsverhältnis $\frac{l}{r} = n$ und einem Elastizitätskoeffizienten E die Knicklast:

$$P = \frac{E \cdot F}{n^2} \cdot \left(\lambda - \sqrt{\lambda^2 - 2 \frac{\sigma_p \cdot n^2}{E}} \right), \text{ wobei } \lambda = 1 + \frac{\sigma_p \cdot n^2}{2E} + \frac{\epsilon \cdot \epsilon}{r^2},$$

worin σ_p = Maximalspannung (Proportionalitätsgrenze), ϵ = Abstand der äußersten Faser; die maximale Spannung σ_p berechnet sich aus:

$$\sigma_p = \frac{P}{F} \cdot \left[1 + \frac{\epsilon \cdot \epsilon}{r^2 \left(1 - \frac{P l^2}{2 E F r^2} \right)} \right].$$

Was die Querschnittsformgebung der Druckstäbe betrifft, so ist wegen der Knickungsbeanspruchung bei gegebener Fläche ein möglichst großes Trägheitsmoment bezüglich der Schwerachsen parallel und senkrecht zur Trägerwand anzustreben. Einfache Walzeisen (L- und T-Eisen) werden nur für geringe Druckkräfte und kurze Längen genügen. Die auf Druck beanspruchten Gitterstäbe eines Fachwerkträgers werden zumeist aus Winkeleisen allein oder in Verbindung mit Flacheisen zusammengesetzt.

Die üblichsten Querschnittsformen, deren Wahl übrigens auch von der Querschnittsform der Gurte abhängt, sind:

1. Der kreuzförmige Querschnitt (Fig. 1) aus vier Winkeleisen, die mit oder ohne Einfachbleche miteinander durch Nietung verbunden sind. Schwache Druckstreben werden zuweilen auch bloß aus zwei Winkeln gebildet (Fig. 2), jedoch ist hier eine gute (nicht zu weite) Vernietung mit Hilfe eingeschobener Flacheisenstücke notwendig.

2. Der I-I-förmige Querschnitt, aus vier Winkel-eisen gebildet, mit einem dazwischenliegenden vollen Stehblech oder häufiger bloß mit einer Verbindung durch Flacheisen-gitter (Fig. 3), häufig angewandte Ständerkonstruktion für Fachwerkträger von größerer Spannweite. Um die Knickfestigkeit in der Ebene der Tragwand zu sichern, werden ungleichschenklige Winkeleisen verwendet oder es wird die Breite durch aufgenietete Flacheisen vergrößert.

3. Der doppelte I-förmige Querschnitt entweder aus zwei Walzeisen oder häufiger aus Blechen und Winkeleisen gebildet (Fig. 4). Dieser Querschnitt besitzt in beiden Achsenrichtungen ein verhältnismäßig großes Trägheitsmoment. Die beiden Stabhälfte stehen so weit voneinander ab als die Stehbleche der Doppelgurte, an die sie angegeschlossen sind, und sind miteinander wieder durch ein aus Flacheisen oder schwachen Winkeln gebildetes Gitterwerk verbunden. Damit diese Gitter der Erneuerung des Anstriches im Innern des Stabes nicht hinderlich sind, darf man mit der Maßchenweite unter ein bestimmtes Maß nicht herabgehen. Je nachdem die Befestigung an der Außen- oder Innenseite der Gurtstahlbleche erfolgt, kommt entweder die Form Fig. 4 oder Fig. 4a zur Anwendung [14].

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 4a.

Fig. 4.

durch die ein beliebiges Druckmittel (Dampf, Flüssigkeiten u. f. w.) von hoher Spannung auf die gewünschte niedrigere Spannung gebracht wird.

Sie werden in Dampfleitungen verwendet, wenn z. B. von einer Kesselanlage, die zum Betriebe von großen Dampfmaschinen, Dampfturbinen oder dergl. für eine Dampfspannung von 10, 12 und mehr Atmosphären vorgesehen ist, Dampf von geringerer Spannung für Nebenbetriebe, z. B. für Heiz- und Kochapparate, für chemische Zwecke oder für kleine Hilfsmaschinen durch diese Leitungen entnommen werden soll. — Die Dampfdruckverminderungsventile werden meistens gleichzeitig als Druckregler ausgebildet, d. h. so eingerichtet, daß sie den Niederdruck möglichst unabhängig von den Schwankungen des Hochdrucks stets auf einer und derselben Höhe erhalten. Die dementsprechende Einstellung des Drosselventils wird durch einen unter dem Einfluß des Niederdrucks stehenden Kolben (oder eine Membran oder einen Schwimmer) bewirkt, der je nach der Niederdruckspannung das einer einstellbaren Gewichts- oder Federbelastung ausgesetzte Ventil mehr oder weniger öffnet. Die Einstellung auf eine bestimmte Niederdruckspannung erfolgt durch Einstellung der äußeren Belastung (Gewicht oder Feder) nach einem möglichst vom Druckverminderungsventil selbst oder in dessen Nähe an die Niederdruckleitung angeschloßenen Manometer.

Die Größe des Ventils hängt von dem Dampfverbrauch und von dem Druckunterschied vor und hinter dem Ventil ab; sie wird in der Praxis meist nach Tabellen bestimmt, die auf Grund von Erfahrungswerten aufgestellt sind und in denen für die einzelnen Dampfverbrauchs-ziffern und Druckunterschiede die lichten Durchmesser der Ventile angegeben sind (vgl. Katalog von Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau). Im allgemeinen muß der Querschnitt so berechnet werden, daß das Ventil bei dem größten Dampfverbrauch etwa um ein Viertel seines Gefamtkquerschnitts geöffnet ist. Einen Anhalt für die Berechnung gibt die empirische Formel $F = 0,01 \cdot Q \cdot V$, bei starker Druckverminderung $F = 0,007 \cdot Q \cdot V$, worin unter F der Ventilquerschnitt in Quadratzentimetern, Q die Höchstmenge des in der Stunde verbrauchten Dampfes in Kilogramm und V das Volumen eines Kilogramms reduzierten Dampfes in Kubikmetern verstanden ist. — Verschiedene Dampfdruckverminderungsventile, bei denen die Einstellung des Drosselventils durch einen Steuerkolben bewirkt wird, zeigen die Patent-Schriften Nr. 4578, 4746, 5545, 7769, 13641, 15379, 19369, 22106, 22929, 28192, 34186, 34187, 36833, 37193, 42000, 45305, 48225, 49566, 49761, 54791, 55916, 60054, 60732, 64012, 71012, 81865, 83985, 85709, 90702, 91004, 107629, 107765, 108156, 108514, 109375, 111142, 111493, 111730, 111856, 125906, 126588, 129841, 137322, 145121, 154748. Ein solches Ventil, das auch, wie vielfach üblich, mit einer Einrichtung versehen ist, um es von Hand abstellen zu können, zeigt Fig. 1, ein Dampfdruckverminderungsventil von Schäffer & Budenberg, Magdeburg-Buckau (D.R.P. Nr. 105824). Dieses Ventil besitzt zwei gleichartige Abschlußorgane, von denen das äußere, größere durch den Druckunterschied vor und hinter dem Ventil geschlossen gehalten wird, während das innere, kleinere beständig, also auch in der Schlußstellung, entlastet und so angeordnet ist, daß nach feiner Eröffnung das größere Abschlußorgan zunächst ebenfalls entlastet und dann durch die Gegenbelastung (Feder oder Gewicht) geöffnet wird. Das Ventil wird in wagerechter Lage, mit dem Steuerkolben nach oben, eingeschaltet, so daß dieser gegen Verunreinigung möglichst geschützt ist und ein Feßfetzzen deselben vermieden wird. Der Kolben ist von innen, der Zylinder, in dem er gleitet, von außen vom Dampf umspült, um eine gleichmäßige Ausdehnung des Metalls zu erzielen.

Aus der Entlastung der Ventile ergibt sich eine große Empfindlichkeit, so daß auch bei geringem Druckabfall auf der Niederdruckseite das Ventil alsbald so weit geöffnet wird, daß selbst bei bedeuternder Dampfentnahme die Niederdruckspannung sich kaum ändert.

Gewichtsbelastung an Stelle der in Fig. 1 angegebenen Federbelastung ist nur bei geringer Niederdruckspannung (etwa 2 Atmosphären) zu empfehlen, da sonst das Gewicht zu schwer ausfällt.

Ein Druckmindererventil mit einer biegsamen Platte (Membran) als Steuerorgan, bei dem die Gefahr des Feßfetzens infolge von Verunreinigungen gegenüber den Druckminderern mit Kolben vermieden ist, zeigt Fig. 2, die ein Druckmindererventil von Hübner & Mayer, Wien (D.R.P. Nr. 131665), darstellt. Das Drosselventil ist mit Rücksicht auf mögliche Empfindlichkeit als entlastetes Doppelsitzventil ausgebildet. Da ferner bei einem empfindlichen Druckminderer selbst geringen Schwankungen des Niederdrucks ein großer Ventilhub entsprechen muß, so ist zwischen Membran und Ventilkörper eine die Auschläge der ersten vergrößernde Hebelfübersetzung angewendet. Falls die Membran aus Gummi oder dergl. hergestellt

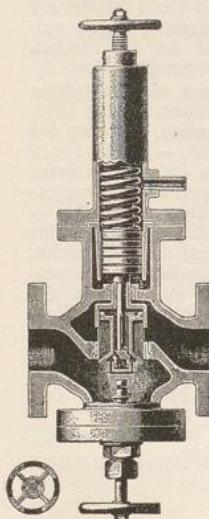


Fig. 1.

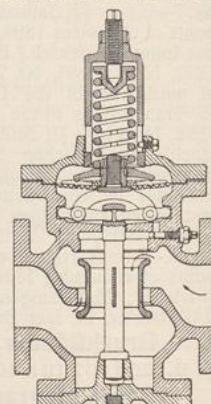


Fig. 2.

ist, werden die Dampfdruckminderer in die Dampfleitung mit der Membran nach unten eingeschaltet, damit der Raum über der Membran vor Inbetriebnahme mit Waffer gefüllt werden kann und die Membran vor dem unmittelbaren Einfluß des Dampfes geschützt bleibt. Ein solches Dampfdruckmindererventil von Schäffer & Budenberg (D.R.G.M. Nr. 172489) ist in

Fig. 3 dargestellt. Bei diesem Ventil ist die Membran am unteren Ende eines dünnwandigen Rohres angebracht, das an und für sich die Wärme nur wenig überträgt, und außerdem ist der ganze untere Teil gegen das Ventilgehäuse durch Zwischenlagen von isolierenden Scheiben gegen die Temperaturübertragung geschützt. Das Rohr bleibt daher so kalt, daß sich über der Membran dauernd Kondenswasser bildet, das sie vor dem Dampf schützt.

Weitere Dampfdruckminderer mit Membran zeigen die D.R.P. Nr. 935, 1979, 5807, 10900, 17084, 18270, 19415, 20634, 21751, 25025, 26009, 30572, 34260, 37708, 47205, 48208, 49354, 72400, 86276, 90670, 91747, 92481, 97218, 108876, 110068, 124352, 124951.

Ferner gibt es Dampfdruckminderer, bei denen zur Steuerung des Ventils ein Schwimmer verwendet wird, der in einer je nach der Höhe des Niederdrucks mehr oder weniger nach einem Nebenbehälter verdrängt Flüssigkeit schwimmt und seine Lage dem Flüssigkeitsspiegel entsprechend ändert (vgl. die D.R.P. Nr. 15391, 19965, 24839, 48419, 49042, 53460, 65753, 75145, 111254, 114723, 118155, 125907, 144780, 148632, 153650). Diese Druckminderer finden jedoch meist nur dann Verwendung, wenn es sich um eine sehr geringe Niederdruckspannung handelt, wie z. B. bei Niederdruckdampfheizungen. Ein solches Druckmindererventil mit Schwimmer zeigt Fig. 4, Druckminderer von Fritz Kaeferle in Hannover (D.R.P. Nr. 157777). Als Flüssigkeit für den Schwimmer ist bei diesem Ventil Quecksilber angenommen. Um ein Herausschleudern des Quecksilbers bei plötzlichen Druckschwankungen im Niederdruckraum zu verhindern, ist unter dem Schwimmer ein im Quecksilber gleichfalls schwimmendes Ventil vorgesehen, das beim Auftreten eines Druckstoßes

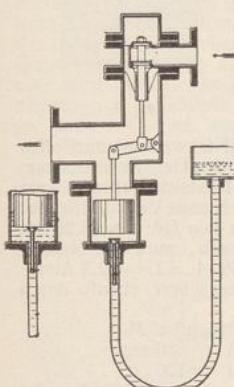


Fig. 4.

nach Entleerung des Schwimmergefäßes die Leitung nach dem Überlaufgefäß abschließt. Verschiedene Dampfdruckverminderungsventile anderer als der obengenannten Gattungen, bei denen beispielsweise die Einstellung des Drosselventils durch ein Gewicht erfolgt, das fehlstätig, dem jeweiligen Dampfdruck entsprechend, auf einem Hebel verstellt wird, oder solche, bei denen auf eine Unabhängigkeit des Ventils von den Schwankungen der Hochdruckspannung kein besonderer Wert gelegt ist, zeigen u. a. die Patentfchriften Nr. 25628, 37195, 38526, 52754, 61185, 67709, 73984, 85372, 113062, 145369, 145499, 146623, 148065, 150785.

An Stelle des Drosselventils kann bei den Druckverminderungsventilen selbstverständlich auch ein Drosselhahn, ein Schieber oder eine Drosselklappe Verwendung finden. In einigen der obengenannten Patentfchriften sind solche Anordnungen dargestellt. In den Fällen, in denen die Niederdruckleitungen und -anlagen unbedingt gegen übermäßigen

Druck geschützt sein sollen, empfiehlt es sich, hinter dem Druckminderer ein Sicherheitsventil anzubringen. Manche neuere Druckminderer sind nun zur Ersparung eines besonderen Sicherheitsventils gleichzeitig als solches ausgebildet. Eine solche Konstruktion zeigt Fig. 5, den Dampfdruckminderer von Eustace W. Hopkins, Berlin, D.R.P. Nr. 142812. Bei diesem Ventil ist der Steuerkolben lose auf einen als Ventilkegel ausgebildeten Bund der Ventilspindel aufgesetzt und wird nur durch eine Feder gegen ihn gehalten. Bei Überschreitung des höchsten zulässigen Niederdrucks hebt sich der Kolben vom Bund ab, und der Dampf kann entweichen.

Die Ausführung der kleineren Druckmindererventile erfolgt ganz in Rotguß, die der größeren Ventile meist in Eisen mit Metallgarnitur. Bezugsquellen sind folgende Firmen: A. L. G. Dehne in Halle a. S.; C. W. Julius Blancke & Cie. in Merseburg; Nachtigall & Jacoby in Leipzig; Schäffer & Budenberg in Magdeburg-Buckau; Schumann & Cie. in Leipzig; Wilhelm Strube in Magdeburg u. a., auf deren Kataloge wegen weiterer Konstruktionen und der Preise verwiesen wird.

Verschiedene Druckverminderungsventile für Wasserleitungen, als Durchgangsventile eingeschaltet, zeigen die D.R.P. Nr. 1173, 2840, 4776, 7769, 9576, 14633, 18666, 35315, 43895, 49761, 51094. Eine gute Anordnung ist die Benutzung eines Gegenkolbens, der mit dem Abschlußventil fest verbunden ist und durch seine Bewegungen das Ventil öffnet und schließt. Der Gegenkolben kann sich entweder im Niederdruckraum befinden, wie in Fig. 6, wobei er eine im Verhältnis der Druckverminderung größere Fläche erhält als das Ventil, oder er befindet sich im Hochdruckraum, wie in Fig. 7; in diesem Falle hat das Abschlußventil die größere Fläche und wird durch den Niederdruck geschlossen, sobald derselbe eine bestimmte Größe überschreitet; natürlich findet auch das Öffnen des Ventils fehlstätig statt, wenn der Druck hinter dem Ventil nachläßt.

Bei der Konstruktion in Fig. 7 ist das Abschlußventil konisch geformt, um ein stoßfreies

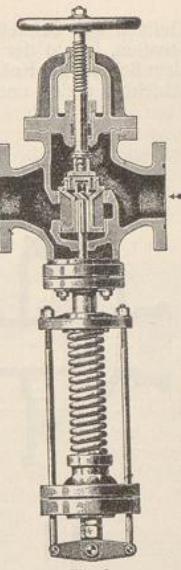


Fig. 3.

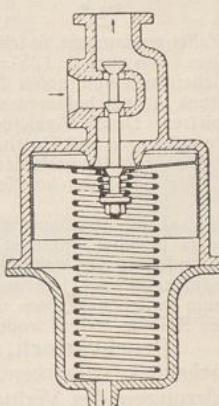


Fig. 5.

Öffnen und Schließen des Ventils zu bewirken und einen festen und sicheren Abschluß zu schaffen, sobald der Maximaldruck im Niederdruckraum erreicht ist. Es stellt sich nämlich bei dem Schluß des Konusventils ein Ueberdruck auf der Niederdruckseite her, wodurch ein dichter Abschluß erzielt und ein Ausgleich der Druckspannungen im Hoch- und Niederdruckraum vermieden wird, selbst wenn noch so lange Zeit eine Wafferentnahme aus dem letzteren nicht stattfindet.

Das Ventil öffnet sich erst wieder, wenn durch Öffnen eines Hahns im Niederdruckstrang die Spannung in diesem bedeutend geringer geworden ist. — Diese Konstruktion (D.R.P. Nr. 81 865) ist für große und kleine Leitungen anwendbar; die Durchmesser des Kolbens und des Ventilkonus berechnen sich mit Rückblick auf die gewünschte Druckverminderung in folgender, allerdings etwas empirischer Weise, die mit den praktischen Ergebnissen gut übereinstimmt. Soll z. B. in einer Leitung von 25 mm Lichtweite der Druck von 6 auf 4 Atmosphären vermindert werden, so wählt man zunächst dementsprechend $d = 25$, $D = 30$ mm; bei geöffnetem Ventil kann man annehmen, daß die dem mittleren Durchmesser entsprechende Ventilfläche von oben mit 6, von unten mit 4 Atmosphären Druck belastet ist; der mittlere Durchmesser des Ventilkonus ist $0,5 \cdot (2,5 + 3) = 2,75$ cm und die ideelle Druckfläche für den offenen Zustand demnach 5,94 qcm; es ist also der Druck von oben $5,94 \cdot 6 = 35,64$ und von unten $5,94 \cdot 4 = 23,76$ kg, Differenz 11,80 kg als Ueberdruck von oben, der durch den Gegenkolben ausgeglichen werden muß, damit bei dem Druckverminderungsverhältnis von 6:4 das Ventil schwebend und offen bleibt; hiernach bestimmt sich der Durchmesser d_1 des Gegenkolbens aus: $0,25 \cdot 6 \cdot \pi \cdot d_1^2 = 11,80$, $d_1 = 1,58$ cm. Wird im Niederdruckstrang kein Waffer entnommen, so schließt das Ventil vollständig ab, und es treten nun folgende Verhältnisse ein: Druck von oben 6 ($0,25 \cdot \pi \cdot d^2 - 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2 = 16,38$ kg); Druck von unten $4 \cdot \pi \cdot D^2 : 4 = 28,28$ kg; Ueberdruck von unten 11,90 kg. Damit das Ventil sich wieder öffnen kann, muß der Niederdruck auf ein bestimmtes Maß sinken, nämlich auf einen Druck $p = 16,38 \cdot 4 : \pi \cdot D^2 = 2,3$ Atmosphären. Durch Verkleinerung von D wird der Minimalöffnungsdruck vergrößert, ebenso durch Vergrößerung des Durchgangs bei gleichbleibender Konizität.

Preise nach der Liste der Maschinen- und Armaturenfabrik in Höchst a. M.:
Rohrdurchmesser $d = 13 \quad 20 \quad 25 \quad 30 \quad 40 \quad 50 \quad 65 \quad 80$ mm
10 13 19 25 26 36 60 120 M.

Die auf der Zeichnung angegebenen Gegengewichte und der Verzögerungskolben K sind in der Regel nur bei größeren Dimensionen erforderlich. Die Gegengewichte gestalten eine kleine Veränderung des Reduktionsverhältnisses; der Kolben K , der sich in dem mit Waffer gefüllten Zylinder bewegt, läßt das Waffer durch kleine Öffnungen oder durch einen engen Zwischenraum zwischen Kolben- und Zylinderwandung nur langsam von der einen auf die andre Seite des Kolbens treten, wodurch eine zu schnelle Bewegung des Ventils vermieden wird. *Blecken.*

Druckverfuch, eine statische Belastungsprobe, bei der die auf das Versuchsstück einwirkenden äußeren Kräfte gegeneinander gerichtet sind und Verkürzungen des Versuchsstückes in der Krafrichtung anstreben.

Bei Materialprüfungen werden in der Regel gerade stabförmige Druckproben mit ebenen Endflächen (Druckflächen) und kreisrundem (Zylinder) oder quadratischem (Prismen, Würfel) Querschnitt verwendet. Sie werden in der Fertigkeitsprobiermaschine zwischen zwei ebenen Druckplatten gebracht, von denen die eine in der Regel feststeht, und die andre ihr mit gemessener Kraft, der Druckbelastung ($-P$), geradlinig genähert wird. Hierbei soll die Bewegungs-(Druck-)richtung mit der Achse der Probe zusammenfallen und die Belastung über die beiden Druckflächen von der Größe f in Quadratmillimetern oder Quadratzentimetern gleichmäßig verteilt sein. Unter der Voraussetzung, daß beide Bedingungen erfüllt sind, berechnet sich die Beanspruchung der Flächeneinheit des Querschnitts, d. h. die Druckspannung ($-\sigma$), zu $-\sigma = \frac{-P}{f}$, ausgedrückt in Kilogramm/Quadratmillimetern oder Kilogramm/Quadratzentimetern oder Atmosphären. Mit wachsender Belastung nimmt die Länge oder Höhe der Probe ab, und die Querschnittsabmessungen nehmen zu. Bei manchen Baustoffen nimmt die Länge bis zu einer gewissen Spannung in gleichem Maße ab, wie die letztere wächst, d. h. die Längenabnahme ist der Belastung proportional. Diese Spannung heißt Proportionalitätsgrenze (σ_p). Bei weiterer Laufsteigerung wachsen die Formänderungen wie bei den Baustoffen ohne Proportionalitätsgrenze schon von der Spannung O ab in stärkerem Maße an als die Belastung. Die Formänderungen bis zum Bruch sind um so geringer, je spröder der Stoff ist. Bildsame Stoffe fließen, d. h. sie geben unter der Belastung ohne Anzeichen der Zerstörung verhältnismäßig schnell nach.

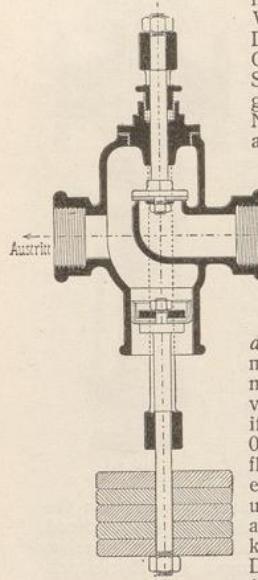


Fig. 6.

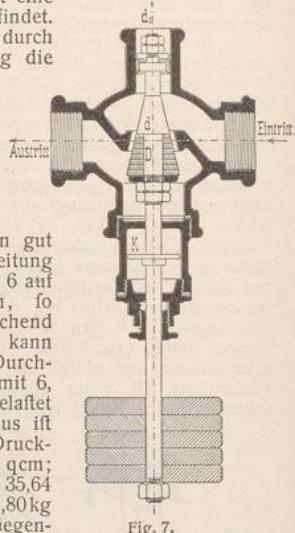


Fig. 7.

und lassen sich zu niedrigen Platten zusammendrücken. Die Spannung, bei der das Fließen eintritt, heißt Fließ- oder Quetschgrenze (σ_s). Die Querschnittszunahme ist stets auf halber Höhe am größten, so daß die Proben bei bildfamem Material ausbauchen, Zylinder Tonnenform annehmen. Unter der Bruchlast lösen sich bei normalem Verlauf des Versuchs die Mantelflächen prismatischer Versuchsstücke als Platten ab, die nach den Druckflächen hin mehr oder weniger scharf auslaufen und in der Mitte stärker sind, so daß zwei mit den Spitzen gegenüberliegenden Pyramidenstumpfe verbleiben. Bei Druckzylindern bilden sich über den ursprünglichen Druckflächen zwei

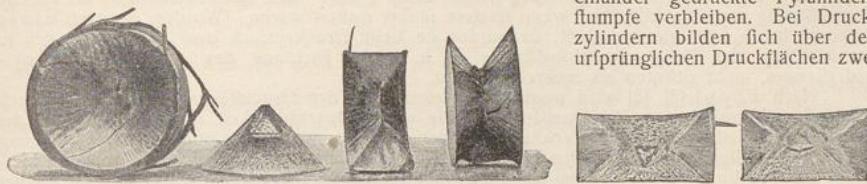


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.

Kegel und ein dazwischen gelegener Ring mit dreieckigem Querschnitt, der schließlich zerprengt wird (s. Fig 1-6). Fig. 2 stellt einen Kegel dar, der sich nach dem Bruch der Probe als vollständig zusammenhängender Körper aus dem gestauchten Zylinder herausheben ließ. Bei bildfamem Material werden die über den Druckflächen entstandenen Kegel und Pyramiden allmählich in den Körper hineingedrückt. Sehr deutlich tritt dies zutage, wenn man mehrere Scheiben gleicher Dicke und aus dem gleichen bildfamem Material übereinander legt und auf Druck belastet. Die Probe nimmt dann äußerlich wieder Tonnenform an, die einzelnen Scheiben aber gehen in die aus dem Diametralquerschnitt Fig. 7 ersichtliche Form über. Ebenso erkennt man, daß die Höhenabnahme in der Nähe der beiden Druckflächen größer ist als auf halber Höhe, wo doch die größte Querschnittszunahme stattfindet, wenn man die Oberfläche der Probezylinder oder Würfel mit zu den Druckflächen parallelen Marken verseht. Waren letztere ursprünglich gleichweit voneinander entfernt, so liegen sie bei den zugeschmiedeten Körpern an den Enden näher aneinander als in der Mitte. Die ins Fließen geratenen Teile außerhalb der Kegel oder Pyramiden gehen schon vor dem Bruch ringsum allmählich in die Druckflächen über, wie Fig. 1 an dem dunklen Rand, der die ursprünglichen Druckflächen umgibt, und auch der Querschnitt Fig. 5 eines gesprengten Ringes aus dem Mantel deutlich erkennen lassen. Häufig gehen dem Bruch Rißbildungen voraus. Sie sind die Folge der mit der Querschnittszunahme verbundenen Zugspannung senkrecht zur Druckrichtung und der Druckspannung selbst. Ist nun die Querfestigkeit des Materials nennenswert geringer als die Längsfestigkeit, wie z. B. beim Schweißen, so entstehen lediglich Längsrisse (Fig. 8). Materialien mit gleicher Festigkeit nach allen Richtungen, z. B. Gußeisen, zeigen dagegen häufig Diagonalrisse auf der Oberfläche



Fig. 7.

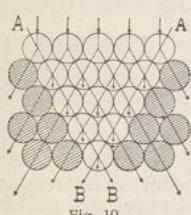


Fig. 10.



Fig. 8. Druckproben mit Längsrissen.



Fig. 9. Druckproben mit Diagonalarissen.

Fig. 9. Diese verlaufen in der Richtung der sich kreuzenden Resultanten aus den Zug- und Druckspannungen, indem die Schubfestigkeit des Materials in diesen beiden Richtungen überwunden wird.

Die Entstehung der Pyramiden und Kegel führte Coulomb zur Aufstellung seiner Theorie der Druckfestigkeit, nach der das Zusammendrücken durch Abschieben nach einem Winkel φ erfolgt, wobei die Druckkraft P in zwei Seitenkräfte zerlegt wird, von denen die eine gleich $P \cdot \sin \varphi$ in der Gleitungsebene und die andre gleich $P \cdot \cos \varphi$ senkrecht dazu wirkt. Die erfahrene wird am kleinsten für $\varphi = 45^\circ$, so daß die Neigungswinkel der auftretenden Schubflächen nach der Coulombschen Theorie gleich 45° sein müßten.

Nach Kick [1] ist die Kegel- oder Pyramidenbildung eine Folge der Zerlegung der auf die Druckflächen wirkenden Normalkräfte, derart, daß ihre Komponenten zentral auf die nächsten Massenteilchen wirken. Die außerhalb der beiden Komponenten AB (Fig 10) liegenden Teile werden lediglich von schräg nach abwärts wirkenden Kräften beeinflußt, während die zwischen ihnen liegenden durch vertikale Drucke gepreßt werden, indem die Komponenten sich wieder vereinigen. Die letzteren liegen außerhalb der erwähnten Kegel oder Pyramiden, deren Oberflächen beim Zusammendrücken zu Rutschflächen werden, an denen sich die angrenzenden Massenteilchen hinschieben. Für den Neigungswinkel φ der Rutschflächen stellt Kick die Gleichung auf $\cot \varphi = \sqrt{1 + \gamma^2} - \gamma$ oder $\varphi = 45^\circ + \frac{\alpha}{2}$, wenn α den Reibungswinkel und γ den Reibungskoeffizienten bedeuten. Der Winkel φ wächst also mit dem Reibungswiderstand für die Verschiebung der Massenteilchen gegeneinander.

Nach neueren Anschauungen ist das Ausbauchen der Druckprobe eine Folge der Reibung zwischen den Endflächen der Probe und den Druckplatten, indem die Reibung die Querschnitts-

zunahme verhindert [2], [3]. Ihre Wirkung nimmt mit wachsender Entfernung von den Druckplatten ab, so daß die dem Umfange der Probe zunächst liegenden Anteile der Querschnitte, die unter dem Druck seitlich nach außen in Bewegung kommen, nach der Mitte (halbe Länge) der Probe hin immer größer werden, während die an seitlicher Bewegung gehinderten Teile des Materials die schließlich stehen bleibenden Kegel oder Pyramiden bilden. Verfasser konnte das Bestehen des Reibungswiderstandes unmittelbar nachweisen. Kupferzylinder aus derselben Stange und unter Verwendung derselben Druckplatten erlitten nach allen Richtungen die gleiche Vergrößerung der Druckflächen, wenn letztere sauber poliert waren. Wurden sie nach einer Richtung hin befeilt oder behobelt, so wurden sie beim Druckversuch oval, indem sie sich in der Richtung der Feil- oder Hobelstriche, d. h. in der Richtung des geringsten Reibungswiderstandes, mehr dehnten als senkrecht hierzu.

Nach Föppel [4], [5] wird wegen der Reibung an den Druckflächen und der hierdurch veranlaßten Verminderung der Querdehnung die wahre Druckfestigkeit nicht erzielt. Um die Reibung zu befeitigen, schmierte er die Druckflächen mit Stearin, Wachs oder mit einer Mischung aus 75 Teilen Stearin und 25 Teilen Talg. Bei Kupfer konnte das Ausbauchen der Probe hierdurch nicht völlig befeitigt werden, da die Schmierschicht herausgedrückt wurde und die Ränder der Druckflächen schließlich doch zur Anlage an die Druckplatten kamen. Die Quetschgrenze ging durch Schmieren der Druckflächen nicht wesentlich herunter, dagegen nahm die Bruchfestigkeit bei Zementwürfeln um 50 %, bei natürlichen Steinen um 66—75 % ab. Der Bruchverlauf wlich ebenfalls völlig von dem bei ungeschmierten Druckflächen ab. Pyramidenbildung fand nicht statt. Die Würfel zerfielen vielmehr infolge von Rissen, die von einer Druckfläche zur andern verliefen, in mehr oder weniger regelmäßig nebeneinander liegende Prismen. Die gleichen Erscheinungen hatte früher schon Bauschinger [6] beobachtet bei Einfügung von dünnen Zwischenlagen aus weichem Material zwischen Druckfläche und Druckplatten. Er fand den Einfluß der Hinterlagen auf die Festigkeit der Probe und deren Bruchverlauf verschieden und erklärt diese Erscheinung damit, daß das Material der Hinterlagen beim Beladen leicht herausfließt, wodurch nach außen wirkende Zusatzspannungen erzeugt waren, welche die Druckfestigkeit herabmindern. Reichen die Zusatzspannungen gerade hin, den Reibungswiderstand aufzuheben, so entstehen nach Bauschinger auch bei geschmierten Flächen Pyramiden. Übersteigen die Zusatzspannungen die Reibung wenig, so wechseln Pyramiden mit Lamellenbildung, sind sie dagegen groß, so zerfallen die Proben immer in Lamellen. Föppel hält nun die Sprengwirkung der Schmierschicht bei feinen Versuchen nicht für ausgeschlossen, die Ansicht aber für wahrscheinlicher, daß die Sprengwirkung nur unweentlich fei und daß bei geschmierten Druckflächen die wahren Werte für die Druckfestigkeit wirklich gefunden werden [4], [5].

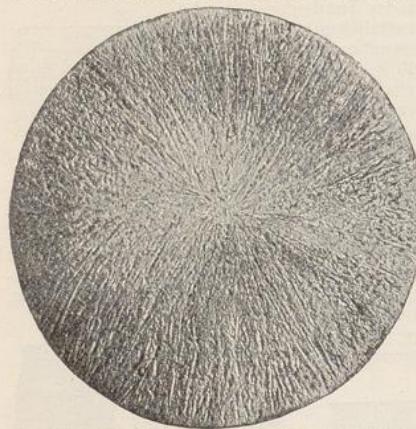


Fig. 12. Faltenbildung auf geschmierter Druckfläche.

Nach Kick [7] „spielt die Reibung zwischen Probestück und Preßplatte bei normalem senkrechten Druck zwischen parallelen Platten keine Rolle“. Er sagt, jedes Flächenelement der beiden Druckflächen werde normal gedrückt; bei flarren Massen verharre jedes an seiner Stelle, die Reaktion könne daher nicht anders als in gleicher Richtung verlaufen und von Reibungswiderständen zwischen Druckplatten und Probe daher keine Rede fein, bei bildfamen Massen behielten die Druckflächen ihre ursprüngliche Größe ebenfalls genau bei, und zwar unbeeinflußt durch den Glättezustand der Druckproben. Die Ursachen liegen nicht in der Reibung, sondern darin, daß keine Kräfte auftreten, die auf ihre Vergrößerung hinwirken. Daß aber bei Anwendung weicher Hinterlagen und dicker Schmierschichten solche Kräfte entstehen, weiß Kick durch Versuche mit Bleihinterlagen nach, bei denen die Endflächen der belasteten Kupferzylinder infolge des beim seitlichen Abfließen des Materials der Hinterlagen entstehenden Druckgefälles hohl wurden (Fig. 11) [7], [8]. Martens [9] teilt die Ansicht Bauschingers von der Sprengwirkung der Hinterlagen und veranschaulicht die Bewegung der Schmiere und deren Wirkung beim Herausquetschen an den radialen Faltenbildungen (Fig. 12), die auf den ursprünglich blanken Druckflächen eines vorher ohne Schmierung gegen Glas gepreßten Bleizylinders entstanden.

Um die obenerwähnte Bedingung der gleichmäßigen Verteilung der Belastung über die Druckflächen auch dann erfüllt zu haben, wenn die letzteren zwar eben, aber nicht parallel zueinander liegen, wird die eine der beiden Druckplatten der Festigkeitsprobermaschine in einem Kugellager beweglich angeordnet, so daß sie sich zu Beginn des Versuchs der Lage der Druckflächen entsprechend selbstdräufig einstellen kann. Gebräuchlich ist es, die Probe auf die mit Kugellager versehene Platte zu stellen und gegen die feste Platte zu bewegen. Hierbei kommt bei schiefen Proben, wie Fig. 13 zeigt, die Kante a oder Ecke der Probe zuerst zur Anlage. Liegt nun der Mittelpunkt der Kugel unterhalb der zur Anlage zu bringenden Druckfläche, z. B. bei m , so muß a beim Einstellen des Lagers relativ zur unteren Platte u auf dem Kreise mit dem Halbmesser ma , und, da a gleichzeitig aufwärts geht, in der Richtung des Pfeiles p längs der oberen Druckplatte o sich bewegen, damit die obere Fläche voll zur Anlage

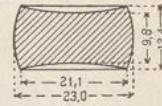


Fig. 11.

kommen kann. Der Bewegung gegen o wirkt die Reibung entgegen. Daher ist bei der in Fig. 13 dargestellten Anordnung des Kugellagers die Einfüllung mindestens erschwert. Wesentlich verminder ist der Fehler, wenn der Kugelmittelpunkt, also der Drehpunkt der Platte und der Probe, bei i liegt, da dann die Bewegung von a in der Ebene o nur äußerst gering ist. Hierzu wäre aber mit Rücksicht auf die Verwendung deselben Kugellagers für verschiedene Proben die Kugelkalotte mit möglichst großem Halbmesser auszuführen und die Verwendung besonderer Unterlagplatten verschiedener Dicke erforderlich. Als Uebelstand verbleibt, daß der Bewegungswiderstand in dem Kugellager selbst mit dem Halbmesser der Kalotte wächst. Um nun möglichst leichte Einfüllung der Druckplatten zu ermöglichen, hat Verfasser das Kugellager Fig. 14 angegeben, bei dem die Probe auf die feste Druckplatte u gestellt und gegen die Platte o mit Kugellager bewegt wird. Letztere gibt unter dem Druck der Kante a leicht nach, weil sie sich auf einer Kugelfläche mit gleichem Krümmungshalbmesser bewegt und die Kante a bei Einfüllung des Kugellagers sich gegen die Platte o nicht seitlich zu verschieben braucht. — Ebene Druckflächen sind herzufüllen durch Bearbeiten (Hobeln, Drehen oder Schleifen) oder Abgleichung mit einer Masse, die mindestens die gleiche Festigkeit erreicht wie das Material der Probe selbst und sich mit dieser fest verbindet; i . Steinprüfung. Das Zwischenlegen von Platten aus weichem Material (Blei u. s. w.), in die sich die Unebenheiten der Druckflächen der Probe eindrücken sollen, ist wegen der hiermit verbundenen und bereits erörterten Sprengwirkungen nicht zulässig. Eine weitere (wohl selbstverständliche) Forderung zur Erzielung

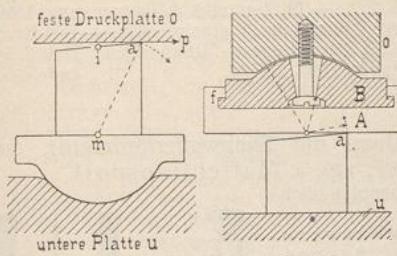


Fig. 13.

Fig. 14.

Fig. 15.

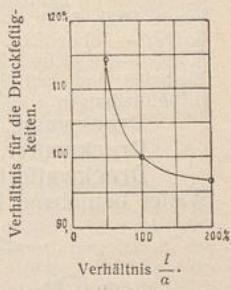


Fig. 16.

gleichmäßiger Verteilung der Belastung über die Druckflächen ist, daß das Material der Druckplatten mindestens die gleiche, möglichst aber höhere Festigkeit besitzt als das zu prüfende Material. —

Als Widerstandsfähigkeit des Materials gegen Druck gilt die Bruchspannung ($-\sigma_B$) oder bei bildfamem Material die Spannung an der Quetschgrenze ($-\sigma_S$). Aus der Verkürzung $-i$ der Meßlänge l bis zur Proportionalitätsgrenze $-\sigma_P$ ergibt sich die Dehnungszahl α (Verkürzung der Längeneinheit für die Spannungseinheit) zu $\alpha = \frac{-i}{\sigma_P \cdot l}$ und der Elastizitätsmodul $E = \frac{1}{\alpha} = \frac{-\sigma_P \cdot l}{-i}$.

Zum Messen der geringen Verkürzungen an kleinen Proben hat Martens seinem Spiegelapparat (f. Dehnungsmesser) die in Fig. 15 schematisch dargestellte Anordnung gegeben. Die rhombischen Spiegelträger r werden zwischen die sich kreuzenden, an die Probe angefetzten Stahlstücke s gebracht, zwischen denen auch die kleinen Rollen i sich befinden, und das Ganze wird durch Spannfedern an der Probe zusammengehalten.

Die Stabform beeinflußt das Ergebnis des Druckverfuchs [10], [2], [3], [6]. Völlig gleichartiges Material vorausgesetzt, liefern nur geometrisch ähnliche Körper, also auch Würfel verschiedener Größe, streng vergleichbare Werte. Von erheblichem Einfluß ist bei gleicher Form und Größe des Querschnitts die Länge oder Höhe l der Probe, und zwar ist die Festigkeit um so größer, je kleiner die Höhe ist. Der Einfluß macht sich auch an plattenförmigen Körpern (Höhe kleiner als Querschnittskante oder Durchmesser) noch geltend, wie Fig. 16 zeigt, welche die Druckfestigkeiten von gußeisernen Zylindern von durchweg 20 mm Durchmesser bei verschiedenen Höhen (10—40 mm) darstellt [11]. Baufchinger leitete aus feinen eignen Versuchen mit rechtwinkligen Parallelipipeden und Zylindern aus Sandstein sowie mit Zementplatten für den Einfluß der Stabform auf die Druckspannung σ die Gleichung ab:

$$\sigma = \left(c + c_1 \frac{\sqrt{f}}{h} \right) \sqrt{\frac{Vf}{u}},$$

wenn f den Querschnitt, u den Umfang des Querschnittes, h die Höhe der Probe und c und c_1 Konstanten bedeuten, die von der Natur des Materials abhängig sind. Diese Gleichung schließt folgende Sätze ein: 1. Prismen (auch Zylinder) von geometrisch ähnlicher Gestalt ergeben gleichgroße Druckspannungen, und 2. für Prismen von gleicher Höhe und gleichem Querschnitt ist die Druckspannung dem reziproken Wert der Quadratwurzel des Umfanges des Querschnittes proportional. Verkleinert man die eine Druckfläche F eines Würfels durch Abschrägen der angrenzenden Kanten auf f , so erhält man mit einem solchen Körper, wie zu erwarten, eine Druckfestigkeit P_1 , die auf die kleinere Fläche f bezogen $\left(\frac{P_1}{f}\right)$ größer und auf die größere Fläche F bezogen $\left(\frac{P_1}{F}\right)$ kleiner ist als die Bruchspannung $\frac{P}{F} = \sigma$ des vollen Würfels, d. h. es ist

$\sigma < \frac{P_1}{f} > \frac{P_1}{F}$. Das Abschrägungsverhältnis ist hierbei ohne Einfluß. — Aehnlich liegen die Verhältnisse, wenn man die Druckplatten kleiner wählt als die Druckflächen, so daß letztere die ersteren auf allen vier Seiten um gleich viel überragen. In beiden Fällen erfolgt der Bruch in der Weise, daß sich über den kleineren Druckflächen Kegel bilden, die in das Innere der Probe hineingedrückt werden und diese zerbrechen. Im allgemeinen wird die hierzu erforderliche Kraft um so größer sein, je dicker die zu sprengende Schicht ist; bei Steinproben tritt jedoch dieser Einfluß nicht zutage, so daß man bei Anwendung von Druckplatten, die kleiner als die Druckflächen des Würfels sind, Festigkeiten erhält, die rechnungsmäßig nach der obigen Gleichung von Bauschinger den Festigkeiten von solchen Prismen entsprechen, deren Höhe gleich derjenigen des Würfels und deren Grundflächen gleich der Fläche der Druckplatten sind. — Bei ungleichförmig über die Druckflächen verteiltem Druck beginnt der Bruch an den gefährlichsten Stellen, wenn die Druckspannung dafelbst den Wert erreicht, bei dem bei gleichmäßiger verteilter Belastung der Bruch erfolgt [12]. (Vgl. a. Druckfestigkeit.)

Literatur: [1] Dingl. Polyt. Journ. 1877, Bd. 224, S. 465. — [2] Martens, Handbuch der Materialienkunde, Berlin 1898, S. 66. — [3] Bach, Elastizität und Festigkeit, Berlin 1902, S. 144, 4. Aufl. — [4] Zentralbl. d. Bauverwaltg. 1899, S. 527, und 1900, S. 147. — [5] Baumaterialienkunde 1900, S. 81. — [6] Bauschingers Mitteilungen, Heft 4. — [7] Baumaterialienkunde 1900, S. 177. — [8] Zeitschr. d. Ver. deutsch. Ingen. 1892, S. 278. — [9] Zentralbl. d. Bauverwaltg. 1899, S. 590. — [10] Kick, Das Gesetz der proportionalen Widerstände, Leipzig 1895. — [11] Bach, Elastizität und Festigkeit, Berlin 1894, S. 49. — [12] Bauschingers Mitteilungen, Heft 6. — [13] Mitteilungen a. d. Kgl. technischen Versuchsanstalten 1896, S. 133.

Rudeloff.

Druckwalze, f. Flachs pinnerei.

Druckwasser, f. Drängwasser.

Druckwasserförderer (oft in Verbindung mit Saugwasserförderern), mit Wasser betriebene Hebe- und Transportmittel; vgl. a. Massentransport.

Sie werden hauptsächlich verwendet:

a) Bei Saugbaggern (Pumpenbaggern), f. Bagger. Das meist morastige und schlammige Baggergut gelangt durch einen Saugkopf in die Saugleitung und von hier durch Kolben- oder Kreisel pumpen in die als freischwebendes oder auf Pontons ruhendes Spülrohr ausgebildete Druckleitung. Größerer Bagger mit Saugkopf (Patent Frühling) von Schichau mit 5000 cbm Stundenleistung (3 ♂ pro Kubikmeter) [1].

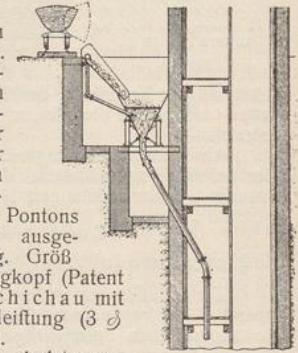


Fig. 1.

mit Rost, durch den die aufgegebene Asche nach dem Ende des nach oben gerichteten Auswurfrohres fällt. An dem Boden des Trichters mündet das Rohr eines Ejektors. Das Auswurfrohr mündet über der Tiefadwasserlinie. Bogenmündungsstück auswechselbar (Verschleiß). Bei zweimaligem Gebrauch der Vorrichtung während 24 Stunden wird die Asche und Schlacke von 24 t Kohlen in 16—24 Minuten aus dem Kesselraum in die See befördert. Wasserdruck 5—15 Atmosphären; Auswurfhöhe 4—9 m; benötigte Wassermenge etwa 400—900 l pro Minute je nach Düsengröße, Druck, Länge und Lage des Ausgußrohres. Neigungswinkel des Ausgußrohres mit der Lotrechten bis 30°. Für kleine Schiffe lichter Durchmesser des Auswurfrohres 100 mm

alle geeignet 125
Schiffe mit besonders großen Kesselanlagen 150
Vorteile: Zeit- und Arbeitersparnis, geruch- und geräuschloses Arbeiten, kein Beschmutzen des Schiffskörpers, leichte Anbringung und Bedienung [2].

c) Beim Spülverfatz (Sandverfatz), Fig. 2 [3]. Das zum Versetzen der ausgekohlten Flöze dienende Versatzgut (Sand, Asche, Schlacken u. f. w.) wird (bei Baggerbetrieb) in Kippwagen zur Grube gefahren und hier mit Wasser vermisch und womöglich durch Abspritzen von (nahegelegenen) Sand- und Lehmenschichten mit Wasserstrahlen von 10—15 mm Stärke und 15 Atmosphären Preßung in schlammigem Zustand durch lange gußeiserne Leitungen in die Grubenbaue hineingebracht. Nach Angaben der Donnersmarck-Hütte, Zabrze (Oberflößen) [4], haben die in 10 Stunden etwa 1000 cbm (auschließlich Wasser) bewältigenden Leitungen 125—200 mm lichte

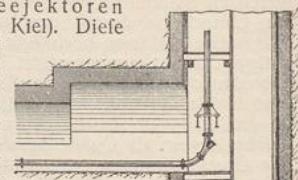


Fig. 2.

Weite. Dabei verhält sich: Waffer: Verfatzgut = rund 2 : 3; Abnutzung der Röhren unbedeutend; für Gußröhren mit 12 mm Wandstärke und losen Flanschen (Drehbarkeit der Röhren) kann man rechnen 1 000 000 cbm Verfatzgut, bei festen Flanschen rund 600 000 cbm. Kosten für das Abspritzen sowie für das Heben des aus den Flözen wieder abfließenden Förderwassers 8—10 ö pro Kubikmeter. Die Ablagerung des so eingeschlämmten Gutes ist vorzüglich und entspricht dem gewachsenen Boden. — Weitere ähnliche Anwendungen: Beförderung von Rüben u. dergl. durch Schwemmmrinnen, von Fäkalien (Schwemmkanalisation), von Kohle durch Kohlepumpen [5], Schotterbefestigung im Tunnelbau [6] u. f. w.

Literatur: [1] Buhle, Dingl. Polyt. Journ. 1905, S. 126 ff. — [2] Derf., Welt der Technik 1904, S. 305 ff. — [3] Der Spülversatz (Oberschles. Berg- u. Hüttenmänn. Verein), Kattowitz 1904; Berg- und Hüttenmännische Rundschau 1905, Nr. 7, S. 99 ff.; „Stahl und Eisen“, „Glückauf“ und Zeitschr. des Oberschles. Berg- u. Hüttenmänn. Vereins 1901—1905 u. f. w. — [4] Buhle, Verhandlungen des Vereins zur Beförderung des Gewerbeleßes 1904, S. 289 ff. — [5] Derf., Zeitschr. des Vereins deutscher Ingen. 1900, S. 1097 ff. — [6] Möller, ebend. 1904, S. 1642 ff.

M. Buhle.

Druckwelle, f. Drucklager.

Druckzone, bei der städtischen Wasserversorgung die Abgrenzung verschieden hoch gelegener Verforschungsgebiete, in der die disponibile Druckhöhe sich auf verschiedene Horizonte im Rohrnetze erhebt.

Lueger.

Drudenfuß, auch Hexenfuß oder Pentagramm genannt, ein fünfspitziger, durch Verschlingungen erzeugter Stern, wie in nebenstehender Figur.

Drücken, die Herstellung hohler oder schalenförmiger, runder oder elliptischer Blechwaren auf der Drückbank oder Drehbank (f. d.) mit Hilfe von Druckstählen.



Der Vorgang ist folgender: Auf den Kopf der Drehbankspindel wird ein gewöhnlich aus hartem Holz bestehendes Futter geschrägt, das die Form der herzustellenden Höhlungen oder Vertiefungen hat und gegen welches das Werkstück, eine Blechscheibe, gedrückt werden soll. Auf diesem Futter wird die Blechscheibe durch ein Druckstück, den Vorsetzer, festgehalten, der sich mit einer Ankrönung gegen die Spitze des Reitstocks stützt. Die zwischen Futter und Vorsetzer eingepresste Blechscheibe wird, nachdem die Drückbank in Bewegung gesetzt ist, allmählich durch gegengehaltene Stähle, Drückfähle, gegen das Futter angedrückt. Zur Herstellung mancher Formen ist es erforderlich, nacheinander verschiedene Futter anzuwenden. Auch die Gestalt des Vorsetzers muß der Form des Werkstückes angepaßt sein.

Die Druckstähle, die gewöhnlich in einem hölzernen Heft befestigt sind, sind am vorderen Ende bogen-, haken- oder kugelförmig gestaltet und glatt poliert, um keine Risse oder Schrammen auf dem Werkstück hervorzurufen. Um die Reibung zwischen Werkstück und Druckstählen zu vermindern, wendet man Seifenwaffer oder dergl. als Schmiermaterial an. Auch werden aus demselben Grunde Werkzeuge verwendet, die an ihrem vorderen Ende Druckrollen tragen. Die Konstruktion der Drückbänke ist derjenigen der Drehbänke gleich, doch sind erfriere wegen der auftretenden starken Drucke befonders kräftig gebaut. Metalle wie Kupfer, Messing, Neufilber, Eisen müssen während des Drückens häufig ausgeglüht werden. Ein Vorzug des Drückens gegenüber dem Treiben oder Preßten liegt in der schnellen, leicht und ohne besondere Hilfsmittel auszuführenden Arbeit.

Literatur: Teyfche und Zoff, Das Metalldrücken, Wien, Pest, Leipzig 1892. Dalchow.

Drummen, f. v. w. Durchlässe (f. d.).

Drummondsches Licht (Kalklicht, Siderallicht, Knallgaslicht), von Drummond 1826 erfunden, wird erzeugt, indem man die Spitze eines Stiftes aus Kalk oder Zirkonerde vor dem Knallgasgebläse in Weißglut versetzt. Aug. Schmidt.

Drufen, diejenigen Hohlräume in Gesteinen, deren Wände mit Mineralien teilweise ausgefüllt sind, derart, daß die Kristalle des zuletzt auskristallisierten Minerale mit ihren Enden sich gegen die Mitte des Hohlräumes richten.

Bei vollständiger Erfüllung des Hohlräumes wird die Drufe zur Mandel, wenn die Hohlräume Blasen in Eruptivgesteinen darstellen. Die meisten Drufen sind teilweise ausgefüllte Blasen in ergußförmig erstarnten Eruptivgesteinen (Lava) und ihre Ausfüllung im allgemeinen aus Substanzen bestehend, die bei der Umwandlung und Zersetzung des Eruptivgesteins gebildet wurden, also Achat, Bergkristall, Kalkpat, Zeolithe u. f. w. Drufen kommen außerdem noch in Zellendolomiten, Zellenkalken, seltener in Sandsteinen und Schiefern vor.

Leppia.

Drufenschwarz, f. Rebenschwarz.

Dry diggings, f. Diamantwäsche.

Dschunkens (Dschonken), chinesische Segelfahrzeuge von geringem Tiefgang und plumper Bauart.

T. Schwarz.

Dualin, ein Gemenge von Nitroglycerin mit Holzmehl und Salpeter, das eine ähnliche Wirkung wie die Sprenggelatine zeigt.

Dualismus der Bewegung. Ein ebenes Gebilde Σ_1 oder auch, allgemeiner aufgefaßt, eine Ebene Σ_1 mit allen Punkten, Geraden, Kurven, Winkeln u. f. w., die sie enthält, bewege sich in einer andern Ebene Σ_2 . Ihre Bewegung besteht darin, daß die Punkte $A_1, B_1, C_1 \dots$ von Σ_1 nach und nach mit immer andern

Punkten $A_1, B_1, C_1 \dots$; $A'_1, B'_1, C'_1 \dots$; $A''_1, B''_1, C''_1 \dots$ u. f. w. von Σ_1 in kontinuierlicher Folge zusammentreffen. Aber während dieses Vorgangs treffen auch die Punkte von Σ_2 mit immer andern Punkten von Σ_1 zusammen, d. h. während sich Σ_1 in Σ_2 bewegt, bewegt sich auch Σ_2 zugleich in Σ_1 . Beide Bewegungen bestimmen einander gegenseitig so, daß mit der einen zugleich die andre gegeben ist. Sie sind aber im allgemeinen voneinander sehr wesentlich verschieden. Man sieht heraus, daß der Begriff der Bewegung überhaupt ein relater Begriff ist und daß von Bewegung eines Systems nur in bezug auf ein andres geredet werden kann, dann aber zugleich auch die Bewegung des zweiten in bezug auf das erste selbstverständlich ist. Indem wir die Systeme in ihrer ganzen Erstreckung auffassen, ist es gestattet, zu sagen, beide Systeme bewegen sich jedes in dem andern. Ganz daselbe gilt auch von räumlichen Systemen oder Gebilden, und nur der Einfachheit wegen haben wir den speziellen Fall zweier ebener Systeme hervorgehoben. Bleiben wir zunächst bei der Bewegung ebener Systeme stehen. Die Bewegung von Σ_1 in Σ_2 ist durch zwei Bedingungen bestimmt, z. B. dadurch, daß zwei Punkte von Σ_1 auf zwei gegebenen Linien von Σ_2 bleiben müssen. Durch diese zwei Bedingungen sind auch für die Bewegung von Σ_2 in Σ_1 die zwei bestimmenden Bedingungen gegeben. Sie bestehen darin, daß jene beiden Linien fortwährend durch die genannten zwei Punkte hindurchgehen müssen. Diese Bedingungen kehren sich daher in ihrer Bedeutung für die Bewegung des einen oder andern Systems in gewissem Sinne um. Dies veranlaßt, daß man die beiden Bewegungen überhaupt Umkehrungen voneinander, d. h. jede die Umkehrung der andern nennt. Diese doppelte Bedeutung der Bewegung zweier Systeme gegeneinander nennt man daher auch nicht unpassend den Dualismus der Bewegung.

Es ist gut, sich beide Bewegungen zugleich vorzustellen. Als ein bequemes Hilfsmittel für die Ableitung der einen aus der andern kann folgendes dienen. Die Bewegungen der Systeme Σ_1 und Σ_2 werden nicht geändert, wenn man beiden zusammen wie einem System eine gemeinsame Bewegung in einer Ebene Σ_3 erteilt. Wählt man nun zu dieser hinzugefügten gemeinsamen Bewegung jeden Moment die entgegengesetzte von Σ_1 , so kommt Σ_1 zur Ruhe und nimmt Σ_2 diese entgegengesetzte Bewegung an. Man erkennt hieraus, daß alle Punkte von Σ_2 genau die entgegengesetzten Bogenelemente mit entgegengesetzten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen beschreiben wie die mit ihnen oben zulämmfallenden Punkte von Σ_1 ; ähnlich für räumliche Systeme. Die Bewegung von Σ_1 in Σ_2 ist äquivalent dem Rollen einer gewissen Kurve C_1 von Σ_1 auf einer Kurve C_2 von Σ_2 ; die Bewegung von Σ_2 in Σ_1 oder die Umkehrung der Bewegung von Σ_1 in Σ_2 ist daher äquivalent dem Rollen von C_2 auf C_1 . — Geeignete Beispiele zur Erläuterung des Dualismus der Bewegung sind: die Cardano'sche elliptische Hypokloidenbewegung und ihre Umkehrung, die Ovalbewegung von Leonardo da Vinci; die Konchoidenbewegung des Nikomedes; die Cissoidenbewegung des Diokles (zwei kongruente Parabeln rollen symmetrisch aufeinander); die Bewegung der Erde um die Sonne. Bei der Cardano'schen Bewegung beschreiben die Punkte von Σ_1 in Σ_2 Ellipsen mit gemeinsamem Mittelpunkt und die von Σ_2 in Σ_1 Pascalsche Linien; bringt man Σ_1 zur Ruhe, so kann der Mechanismus der Drehbank dazu dienen, die Umkehrung der Bewegung, nämlich die Ovalbewegung, hervorzurufen, und es beschreibt jeder Punkt von Σ_1 auf der rotierenden Ebene von Σ_2 eine Ellipse.

Literatur: [1] Chasles, Aperçu historique sur l'origine et le développement des méthodes en géométrie, Paris 1875, S. 408. — [2] Aronhold, Kinematische Geometrie, Verh. d. Vereins zur Bef. d. Gewerbe, Bd. 51 (1872), S. 134. — [3] Schell, Theorie der Bewegung und der Kräfte, Leipzig 1879, Bd. 1, S. 224 und 225.

(Schell) Finsterwalder.

Dualität oder **Reziprozität**, ein Grundgesetz der Geometrie, das bezüglich des Zusammenhangs der Raumgrößen Punkt, Gerade und Ebene besteht, sobald es sich lediglich um die Lagerverhältnisse dieser Raumgrößen handelt.

In ein und derselben Ebene kann nämlich ein Punkt nicht nur wieder einem Punkte, sondern auch einer Geraden entsprechen, indem man erstere Raumgröße als Schnittpunkt zweier Geraden, die Gerade aber als Verbindungsline zweier Punkte auffaßt. Desgleichen entsprechen sich im Raum ein Punkt und eine Ebene reziprok, indem der Punkt als Schnittpunkt dreier Ebenen erscheint, die Ebene aber bestimmt ist durch drei nicht in gerader Linie befindliche Punkte. Eine Gerade entspricht sich selbst reziprok, wenn sie in einem Falle als Schnittlinie zweier Ebenen, im andern als Verbindungsline zweier Punkte aufgefaßt wird. Das Gesetz der Dualität oder Reziprozität ist dadurch charakterisiert, daß jeder geometrischen Wahrheit, die sich auf eine bestimmte Aufeinanderfolge von Punkten bezieht, in der Ebene bzw. im Raum eine geometrische Wahrheit gegenübersteht, die in bestimmter Weise Bezug hat auf eine Aufeinanderfolge von Geraden bzw. Ebenen.

Mit Bezugnahme auf die fechs Grundgebilde der Geometrie (f. d.) lassen sich die folgenden Dualitäten oder Reziprozitäten unterscheiden: Der Punktreihe steht dual gegenüber das Strahl- und Ebenenbüschel. Das Strahlbüschel ist selbst reziprok, desgleichen ist das Strahlbüschel, aufgefaßt als ein Gebilde von Geraden bzw. Ebenen, reziprok dem ebenen System,

aufgefaßt als ein System von Geraden bzw. Punkten. Zwei ebene Systeme sind reziprok aufeinander bezogen, wenn jedem Punkte des einen Systems eine Gerade des andern entpricht; zwei Strahlbündel sind endlich reziprok aufeinander bezogen, wenn jedem Strahle des einen Bündels eine Ebene des andern als entsprechend zugeteilt ist. — In der Ebene stehen sich z. B. die Sätze von Pascal-Brianchon dual gegenüber, im Raum entspricht dem Dreieck reziprok das Dreikant, denn ersteres kann aufgefaßt werden als Verbindung von drei nicht in gerader Linie liegenden Punkten, während das Dreikant entsteht durch drei sich schneidende Ebenen. Dem Scheitel des Dreikants entspricht reziprok die Dreiecksebene, den Seitenflächen des Dreikants entsprechen die Dreiecksecken, den Kanten des Dreikants die Dreiecksseiten. Jedem Polyeder entspricht reziprok ein zweites Polyeder, dessen Begrenzungsfächen reziprok sind den Ecken des ersten Körpers.

Vonderlinn.
Dubaffen, auf der Weichsel benutzte flache Fahrzeuge ohne Mast.

Dubliermaschine, f. Doubliermaschine.

Duc d'Alben (Dalben), in den Grund eingerammte, einige Meter aus dem Wasser ragende Pfahlkomplexe, die nach einer Lesart zuerst von dem Herzog von Alba in Holland angewendet und infolgedessen nach ihm benannt sein sollen. Nach neueren Forschungen soll der Ausdruck durch die Verstümmelung eines holländischen Wortes entstanden sein.

Die Duc d'Alben dienen einesteils zum Bezeichnen der Fahrwassergrenze (f. Baken), andernteils zum Festmachen der Schiffe in solchen Häfen, in denen ein Bollwerk (Kai) fehlt oder tiefergehenden Fahrzeugen nicht zugänglich ist, und die ein Ankern des beschränkten Raumes wegen nicht gestatten. Die Duc d'Alben bestehen in der Regel aus einem stärkeren, senkrechten Mittelpfahl, um den sich eine Anzahl schräg eingerammter, etwas schwächerer und kürzerer Pfähle gruppieren, die sich mit ihren Kopfenden an den Mittelpfahl anlehnien. Die durchweg runden Pfähle sind an ihren Kopfenden abgerundet und tragen aufgenagelte Blechschutzkappen. Zusammengehalten werden sie mittels einer starken, durch untergenagelte Holzklampen am Abgleiten verhinderten Kette, die mit Ringen zum Einfädeln der Ketten der festmachenden Schiffe versehen ist. In der Regel bedienen sich letztere aber ihrer Trossen, die vom Bug und Heck aus um die Duc d'Alben gelegt werden und leichter zu lösen sind. Bisweilen — namentlich in Kriegshäfen — findet man eine den Duc d'Alben und dessen einzelne Pfähle dicht über dem Wasser ganz umfassende, schmale, außen runde Plattform aus Holz. Ist ein Fahrwasser an beiden Seiten durch Duc d'Alben bezeichnet, so tragen die bei der Einfahrt rechts befindlichen eine an dem hervorragenden Mittelpfahl befestigte Stange (Spiere), während bei den links liegenden der Mittelpfahl überhaupt nicht vorsteht.

von Nießen.

Ducht, Duchtwege, f. Bootsbau.

Duckelbau. Duckel ist ein kleiner Schacht, gewöhnlich von kreisförmigem Querschnitte, der bis auf eine in geringer Tiefe vorhandene Lagerstätte abgeteuft wird. Der einfache Abbau (f. d.), bei dem von solchen Schächtchen aus die Lagerstätte so weit als möglich gewonnen wird, bis der Schacht zusammenzustürzen droht, heißt Duckelbau.

Treptow.

Ducks, leichtes baumwollenes Segeltuch, in Panamabindung gewebt, namentlich als Futter für Militärröcke verwendet.

Duckstein, f. Trab.

Dübel (Dübel, Dobel, Doppel, Doppel, Dollen), verhältnismäßig kleine, zylindrisch, parallelepipedisch oder keilförmig geformte Verbandstücke aus hartem Holze, zur Verbindung zweier neben- oder übereinander liegender Hölzer (im letzteren Fall bei wagerechter Lage der Hölzer wird das Verbinden „Aufdollen“ genannt). — Für den Steinverband nennt man Dübel die meistens aus Eisen gefertigten Verbindungsglieder, die bestimmt sind, einen sicheren Verband zwischen den einzelnen Hau- und Werksteinen zu bewirken.



Fig. 5.

Firma Franz Spengler, Berlin, zu rechnen, nämlich 1. die durch D.R.G.M. Nr. 19136 und 21291 geschützten Spanndübel (Fig. 5), die, mit einem oder zwei Eisenankern versehen, gleich bei der Ausführung des Mauerwerks mit vermauert werden und durch die nach dem Steinverband umgekröpften Eisenanker sowie durch vorstehende Schraubenköpfe eine sichere Befestigung erhalten, indem sich das Eisen mit dem Mörtel innig verbindet. Das

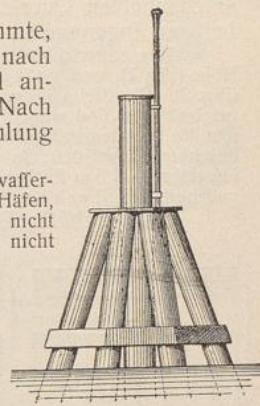


Fig. 1-4.

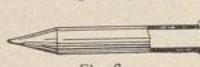


Fig. 6.

Schwinden des Holzes kann nun nicht mehr eine Lockerung des Dübels bewirken. 2. Die Stahleinschlagdübel (Fig. 6), die aus einem hohlen Stahlzylinder mit einer Stahlspitze bestehen und in die Mauer eingeschlagen werden, nachdem die Höhlung mit Holz ausgekeilt worden ist; die eigentlichen Bildernägel, Rofettenstifte u. s. w. werden in das Holz der Höhlung eingeschlagen bzw. eingeschraubt und auf diese Weise nicht nur ein Verderben der Wände möglichst umgangen, sondern auch eine genauere Justierung in bezug auf die Höhe ermöglicht. — S. a. Dübelverbindung.

J. Hoch.

Dübel, Dübeleisen, f. Dippel, Dippel-eisen.

Dübelbäume, Bauhölzer von unregelmäßigen, durch die nebenstehenden Figuren veranschaulichten Querschnitten, die als Tragbalken bei den sogenannten Dübelbaumdecken dienen.

Man unterscheidet: behauene, von 21—32 cm Höhe (Fig. 1), und geschnitten, von 13—21 cm Höhe (Fig. 2). Die Breite schwankt zwischen 25 bis 40 cm. Die geschnittenen sind zumeist „gefäumte Halbhölzer“. Da die Dübelbäume sehr ungleiche Querschnitte und dementsprechend auch sehr ungleiche Tragkraft besitzen, sich also auch sehr ungleich durchbiegen würden, so werden sie bei der obengedachten Verwendung durch Dübel, die in ungefähr 1—1,5 m Entfernung voneinander liegen, unter sich verbunden und gegen Einfädeln gesichert. (S. Decken, Bd. 2, S. 678.)

Weinbrenner.

Dübelgebälk, Balkenlage, in welcher Holz an Holz liegt. Die Balken sind niedriger als diejenigen gewöhnlicher Balkenlagen gleicher Weite.

Damit sich die Balken bei Einzelbelastung nicht durchbiegen, sind sie in Abständen von 1,2—1,5 m gegenseitig verdübelt (Fig. 1). Mangel an Konstruktionshöhe ist in der Regel Veranlassung zur Anwendung dieser Gebälke. Auch im Gefängnisbau finden sie Anwendung, weil sie gegen Ausbruch mehr Sicherheit bieten als die gewöhnliche Balkenlage. Die Dübelgebälke nach Fig. 2 sind in Österreich insbesondere für Dachgebälke gebräuchlich und durch baupolizeiliche Vorschrift, welche Trennung von Dachstuhl und Dachgebälk vorschreibt, veranlaßt. Auf jedes Dübelgebälk wird eine trockene Anschüttung aufgebracht und auf diese ein Ziegelpflaster gelegt. Backsteinpfeilerchen von ungefähr 30 cm Höhe tragen die Bundbalken des Dachstuhles. Diese Anordnung reicht erfahrungsgemäß in den

meisten Fällen aus, die Verbreitung eines Dachstuhlbrandes nach unten zu verhindern. (S. a. Balkenauflager, Decken.)

Weinbrenner.

Dübelhölzer sind schwache Dübelbäume (f. d.), die bei den sogenannten „halben Dübelböden“ verdübelt, in die Balkenfache zwischen den Haupttragbäumen als ausfüllende Querhölzer gelegt werden, um die Schuttlage zu tragen — Literatur f unter Decken.

Weinbrenner.

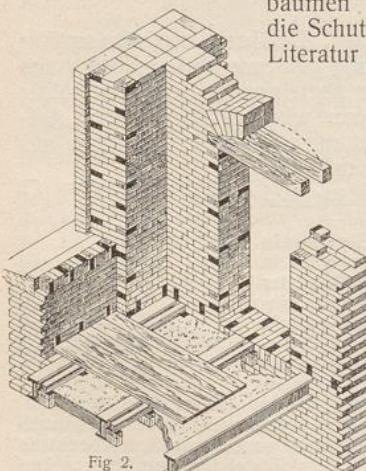


Fig. 2.

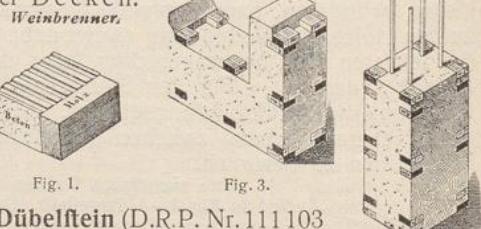


Fig. 1.

Fig. 3.

Fig. 4.

Dübelstein (D.R.P. Nr. 111103 von Dr. A. Katz in Waiblingen, Württemberg), ein mit einem Betonklotz durch Drahtstifte verbundener Dübel (Fig. 1) aus mit Carbolineum getränktem Tannenholz (in Größen von $0,125 \times 0,120 \times 0,065$ m oder $0,180 \times 0,125 \times 0,065$ m), der den Vorteil hat, daß der Zementklotz in der Mauer gut

festhält und ein Lockerwerden verhindert. Die mannigfache Verwendung des Dübelsteins zeigen Fig. 2—4.

Dübelverbindung (auch Dübel, Dübel, Doppel, Doppel und Doppel genannt), dient zur unverschiebbaren Befestigung zweier übereinander gelagerten Steine.

Die Holzdübel (vgl. Dübel) können nur an stets trocken bleibenden Stellen Verwendung finden und müssen aus trockenem und dauerhaftem Holz angefertigt werden, wobei die Fugen mit trockenem Sand oder mit Harzkitt auszufüllen sind. — Stein Dübel lässt man häufig an der unteren Lagerfläche des oberen Steines, bei feiner Bearbeitung im Material selbst stehen und gießt den Zwischenraum im Loch des unteren Steines mit Zement aus (s. Fig. 1). — Die metallenen Dübel oder Dollen bestehen am besten aus Kupfer oder Bronze, selten aus Blei [4], am häufigsten aus Eisen, haben eine Dicke von 2,5—5 cm, eine Länge von 8 bis höchstens 15 cm und werden in den Löchern mit Blei, Schwefel, Gips, Zement, Asphalt oder Steinkitt vergossen. Eisen sollte ebenfalls, wie das Holz, nur an stets trocken bleibenden Stellen angewendet oder durch Verkupferung, Verbleiung, Verzinkung oder mindestens durch Anstrich mit Asphaltlack vor dem Rosten geschützt werden. Beim Rosten verursacht Eisen, eine Vergrößerung seines Rauminhaltes hervorbringend, leicht ein Sprengen des Steins. Zur Ausfüllung der in den Dübellöchern verbleibenden Fugen eignet sich das Blei am besten, kann aber nur dort verwendet werden, wo ein Nachfleimen möglich ist. Von den übrigen Ausgußmitteln ist für Eisendübel nächst dem Blei der Portlandzement am meisten zu empfehlen. Bisweilen werden die Dübel- und Dollenverbindungen gleichzeitig zur Befestigung übereinander und nebeneinander liegender Steine benutzt, was durch Anwendung schwalbenchwanzförmiger Dübel in den Stoßfugen (s. Fig. 2), die gleichzeitig in die darüber befindliche Schicht hineinragen, möglich wird [1]. Auch Wölbsteine werden in den Lagerfugen häufig durch Dübel gegen Verschiebungen gesichert, besonders bei scheitrekchten Bogen, bei denen auch z-förmige Klammern zur Verwendung kommen.

Literatur: [1] Nach Mitteilungen von Daly über ägyptische Mauern, *Revue gén. de l'arch.* 1882, S. 51. — [2] Handb. d. Arch., T. III, Bd. 1, S. 86. — [3] Eisendübel im alten Postgebäude zu Babel, *Deutsches Baugewerksbl.* 1882, S. 115. — [4] Bleidübel in den Gewölberippen der Marienkirche in Stuttgart, *Deutsche Bauzeitg.* 1880, S. 554.

L. v. Willmann.

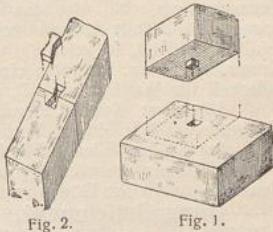


Fig. 2.

Fig. 1.

Dübelwand, f. Holzwände.

Düffel (Sibirienne), tuchartiges Wollzeug, das sich vom Köper-Coating nur durch dickeres Gespinst, festere Walke und etwas kürzer geschorenes Haar unterscheidet; f. Tuchforsten, Weberei.

E. Müller.

Dündtelmaschine, hat als Aufsteckung kleine zylindrische Holzspulen mit Scheiben, die den Grundfaden enthalten. Diese sind auf Stifte gesteckt, die unten einen quadratischen Ansatz haben. Mit diesem greifen sie durch Schlitzführungen in eine horizontale Platte. Die Führungen haben die Form zweier konzentrischen Wellenlinien, die sich kreuzen. Unter jedem Stift Wellenbogen liegt ein kleines Stirnrad mit Mitnehmer, das mit feiner Drehung den Spulenfaden mitnimmt, so daß eine Anzahl Spulen in jeder Wellenlinie einander nachlaufen (4—6 Stück), aber die Spulen der einen Linie entgegen den Spulen der andern sich bewegen. Je zwei Grundfäden kreuzen sich also an den Schnittpunkten der Spulenführung. Es entsteht ein Zopf aus so viel Fächen, als Spulen aufgesteckt werden. Alle Grundfäden werden durch eine gemeinschaftliche runde Führung mitten über den Spulenkreis geleitet, wo sie sich kreuzen. Das so gezopfte Gebilde wird auf eine rotierende Spule aufgewunden. Dündtelstahle für den Antrieb der Spindeln an Spinnmaschinen werden hergestellt aus Grundfaden Nr. 24, zwölffach, für größere Spindeln mit Spulen werden stärkere Garnnummern mit gleicher Fachtzahl verwendet.

Boßhard.

Düne, wallartig geformte Anhäufungen von lockerem und staubförmigem Sand, erzeugt durch Wind, vornehmlich an fändigen und flachen Meeresküsten. Die Dünenwälle entstehen dadurch, daß der flach über die Wellen nach dem flachen Ufer freichende Wind von diesem ebenso flach reflektiert wird und hierbei den zur Zeit der Ebbe trockenen Sand aufnimmt, ihn landeinwärts trägt und im Windschatten fallen lässt und aufhäuft.

Die Dünen sind in ihrer Längserstreckung demnach der Küste parallel und zu der Windrichtung senkrecht. Ihre der Küste zugewendeten Abhänge sind flach; die landeinwärts gerichteten zeigen den natürlichen Böschungswinkel des lockeren Sandes. Durch den Wechsel in der Windstärke und in dem Reflexionswinkel wird der dünenartig abgelagerte Sand meist alsbald wieder vom Wind aufgenommen und noch weiter landeinwärts befördert, der alte Wall wird abgetragen und ein neuer hinter demselben aufgeschüttet, die Düne „wandert“. Wie an den flachen Meeresküsten die Stranddünen, so können überall, wo lockerer, trockener Sand vom Wind getroffen wird, Dünen erzeugt werden, also auch inmitten des Festlandes die Inlandsdünen, z. B. in der Sahara, Libyschen Wüste, im norddeutschen Tiefland, in der Rheinebene (Heffen) u. f. w. Die in beständiger Ortsveränderung sich befindenden Dünenfande und die meist große Trockenheit und Dürre gestalten nur selten die Ansiedlung der Vegetation, und so gewähren Dünen-

gebiete einen durchaus kahlen, nackten, ungemein sterilen Eindruck. Täler in Dünen besitzen meist feuchten Untergrund und daher auch ziemlich kräftige Vegetation. Der Dünenfand erweist sich im Querschnitt deutlich, aber selten horizontal, meist transversal und schräg wie in Sandkegel geschichtet und besteht vorwiegend aus abgerundeten Quarzkörnern, zum geringen Teil aus andern Material, z. B. aus zerriebenen Muschelschalen am Meeresstrand. Die Gegenwart letzterer und damit von kohlensaurem Kalk ist für die landwirtschaftliche Benutzung der Dünen besonders wichtig. Die Korngröße liegt in der Hauptfache um 1 mm Durchmesser, bei den Stranddünen wächst sie mit Annäherung gegen die Küste. Die Höhe der Dünen erreicht im Ostseegebiet 70 m.

Um das Wandern der Dünen und dessen nachteilige Folgen, die Ueberschüttung der benachbarten Gebiete mit Sand, zu verhüten, hat man zunächst versucht, durch Erbauung von Vordünen am Strand die Aufnahme des Sandes durch den Wind hier zu verhindern. Dann wurde, um den Sand der Düne selbst an seinen Ort zu binden, die Anpflanzung mit solchen Grasarten versucht, die das Ueberwandeln und den Anprall der geschleuderten Sandkörner ertragen, z. B. mit *Arundo arenaria*, *Elymus arenarius*. Ist durch sie die Oberfläche der Düne leidlich befestigt, so geschieht die weitere Bepflanzung durch Kieferarten, die Seestrand- und die Krummholzkiefer, nachdem eine Verbesserung des Bodens, d. h. eine Erniedrigung der Durchlässigkeit für Wasser und Luft, durch Zufuhr von Lehm, Moorerde vorausgegangen ist.

Literatur: Krause, Der Dünenbau, Berlin 1850; Berndt, Geologie des Kurischen Haffs, Königsberg 1869; Müller, Verhandlungen des preuß. Forstvereins, 1881; Weffely, Der Flugsand und seine Kultur, Wien 1873; Lehnpfuhl, Münchner akadem. Hefte, 1892; Sokolow, N. A., Die Dünen; Bildung, Entwicklung und innerer Bau, überfetzt von A. Arzruni, Berlin 1894; Gerhardt, P., Handb. d. deutschen Dünenbaues; Jentzsch, A., Geologie der Dünen, Berlin 1900. *Leppia.*

Düngefleischmehl, auch kurz **Fleischmehl** genannt, ist ein Düngemittel, das aus dem Fleisch verendeter Tiere hergestellt wird. Durch Kochen desselben wird das Fett ausgeschieden, um als Talg in den Seifenfabriken weitere Verwendung zu finden, worauf das Fleisch selbst getrocknet und gemahlen wird. Das in den Handel gebrachte Fleischmehl ist von graubrauner Farbe und enthält 14,5% Stickstoff.

Düngemittel, käufliche, f. Dünger, künstliche.

Dünger, künstliche, auch käufliche oder konzentrierte genannt, ersetzen dem Boden die ihm durch die Ernten entzogenen Nährstoffe, die durch Verkauf der Ernten nicht in den Stallmist gelangen und somit dem Boden bei bloßer Stallmistdüngung nicht wieder zurückgegeben werden. Die wesentlichsten hierbei dem Boden entzogenen Nährstoffe sind: Phosphorfäure, Stickstoff, Kali und Kalk, und es ist als ein großer Vorteil der künstlichen Düngemittel zu betrachten, daß man imstande ist, mit ihnen dem Boden nur das zuzuführen, was ihm fehlt. Dieselben werden (abgesehen vom Kalk) nach ihren Bestandteilen in vier große Gruppen eingeteilt: 1. phosphorfäurehaltige Düngemittel, 2. stickstoffhaltige Düngemittel, 3. stickstoff- und phosphorfäurehaltige Düngemittel, 4. Kalifalze. Vgl. a. Chilifalpeter, Guano-, Kladno-, Knochen-, Magnesium-, Tonerdephosphat, Düngefatz, Kalifalze, Phosphorfäuredünger, Phosphorite, Stickstoffdünger, Thomaschacke u. f. w.

Literatur: Rümpler, Die käuflichen Düngemittel, Berlin 1889, 3. Aufl.; Wolff, Praktische Düngerlehre, Berlin 1889, 11. Aufl.; Weitz, Landwirtschaftlicher Raubau, Berlin 1894, 3. Aufl.

Blankenburger Dünger hat den Namen nach seinem Herstellungsort Blankenburg bei Berlin erhalten. Er wird aus organischen Substanzen (Schlacht- und Haussabfällen u. f. w.) durch Aufschließen mit Schwefelfäure hergestellt und kommt in zwei Sorten in den Handel. Diese enthalten entweder 6% Stickstoff und 6% Phosphorfäure oder 5% Stickstoff und 6% Phosphorfäure.

Literatur: [1] Sächsische Landwirtschaftliche Zeitfchr., Dresden 1900, Nr. 38. — [2] Bericht der Kgl. Lehranstalt für Wein-, Obst- und Gartenbau zu Geisenheim a. Rh., 1902. *Weitz.*

Düngergang, f. Rindviehställe.

Düngermühle, dient zum Pulverisieren solcher künstlichen Dünger, die, wie Chilifalpeter, Kainit u. f. w., hygroskopisch sind, deshalb leicht zusammenbacken und harte Knollen bilden.

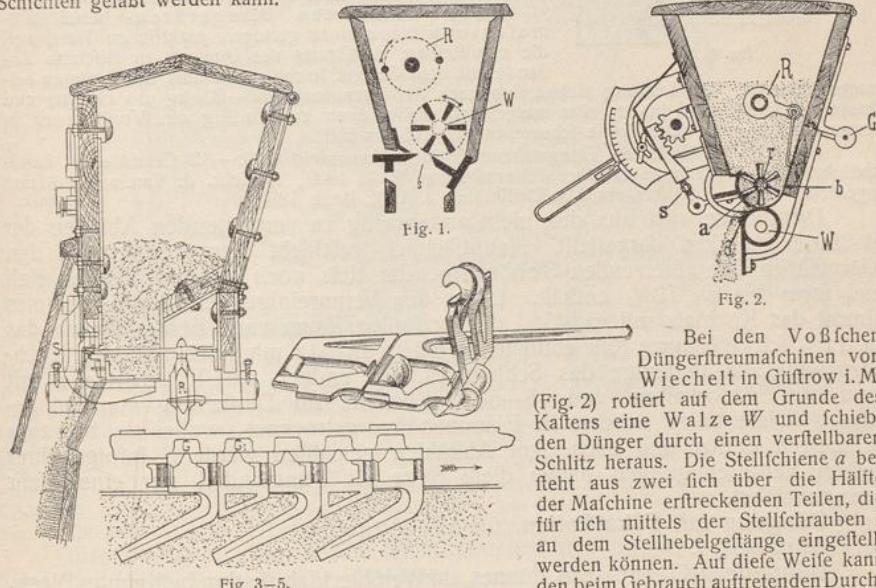
Da bei der Verwendung solcher konzentrierten Dünger die möglichst gleichmäßige Verteilung sehr wichtig ist, so ist die Benutzung der Düngermühle angezeigt, sofern man sich nicht damit begnügen will, die Brocken abzusieben und etwa auf einer Tenne durch Ueberfahren mit einer Ackerwalze zu zerkleinern. — Die Düngermühlen, wie sie z. B. von J. Reuß-Artern, Prov. Sachsen, Maschinenfabrik Kyffhäuserhütte, Döhne, Halberstadt, und H. Pillep & Stahr, Sangerhausen, in den Handel kommen, haben Holz- oder Eifengestell und sind für Hand- oder Kraftbetrieb eingerichtet. Das Material wird in den Fülltrichter gegeben, durch dessen Rostboden die Stahlzähne zweier Walzen greifen. Durch dieselben werden die Brocken gröslich zerkleinert, der Dünger fällt auf ein zweites Walzenpaar, das die vollständige Zerkleinerung übernimmt. Die eine Walze ist gerieft, die andre glatt. Die stündliche Leistung schwankt je nach

Größe zwischen 400 und 3000 kg, bei einem Preise von 70–230 M. Zur Instandhaltung der Düngermühle ist gründliche Reinigung nach jedem Gebrauch notwendig, da das Material Eisen und Stahl stark angreift; die Maschine muß also leicht auseinander genommen werden können. *Wrobel*.

Düngerstreumaschine, dient zum breitwürfigen Ausstreuen meist pulverförmiger künstlicher Dünger sowie von Gips und gebranntem Kalk. Eine gute Düngerstreumaschine muß die gleichmäßige Verteilung trockenen wie feuchten Düngers ohne Nachhilfe auf der Ebene und am Hang, auf glattem und scholligem Boden gestatten; die Arbeitsbreite soll gleich der Spurweite sein.

Die Düngerstreumaschinen bestehen aus einem gewöhnlich auf Rädern ruhenden Vorratskästen, einer Vorrichtung zur Entnahme gleicher, einstellbarer Düngermengen, eventuell einer Leitung zur Erde sowie Windschutz. Breitfämaschinen können zum Düngerstreuen nicht gut verwendet werden, weil die Düngerforten sehr verschiedener Beschaffenheit sind. Zum Beispiel ist Knochenmehl fast wie Wafer beweglich, während feuchter Chilisalpeter und Superphosphat einen schmierigen, backenden Körper bilden.

Bei den *Schlitzmaschinen* fließt der Dünger durch sein eigenes Gewicht unter Beihilfe von Rührarmen durch Schlitzöffnungen, die sich im Kastenboden befinden. Bei der Düngerstreumaschine von E. Hampel in Hannold b. Gnadenfrei (Schleifien) (Fig. 1) wird der über die ganze Breite der Maschine verlaufende Schlitz *s* durch zwei T-förmige Eisenschienen gebildet, von denen die eine in befestigten Führungen zur Veränderung der Schlitzweite und zum Abschluß des Kastens nach unten durch einen Handhebel verstellt werden kann. Die Kanten der Schienen stehen in einem stumpfen Winkel zueinander, wodurch ein Fettdrücken des Düngers auf dem Boden vermieden werden soll. Die Streuwelle *W* ist aus sechskantigem Stahl hergestellt. Für feuchten Dünger kommt ein Rührwerk *R* zur Verwendung, das aus einer ununterbrochen oder ruckweise bewegten Stabtrommel besteht. Bei feuchtem backendem Dünger kann sich eine Art Gewölbe über der Streuwelle bilden. Um dieses zu vermeiden, schüttelt man den Kasten oder trennt den Ausstreueraum vom Vorratsraum, so daß der Dünger nur in dünnen Schichten gefaßt werden kann.



biegungen der Bodenwalze Rechnung getragen und der Streuschlitz an allen Stellen gleichbreit gehalten werden. Ueber der Walze befindet sich ein Rührwerk *R*, *r* *b* ist eine feste Abstreifschiene und *d* ein Draht, der den Dünger von der Walze *W* abstreift. Zwecks Reinigung kann die Bodenwalze um das Gelenk *G* aufgeklappt werden. An Stelle der Schiene tritt bei andern Düngerstreumaschinen eine entgegengesetzte rotierende Walze zum Regeln der Dicke des auszutragenden Düngers. Statt der Walzen können auch endlose umlaufende Bänder verwendet werden. Naumann in Schleitau baut Walzen, die nach Art eines Schöpfrades wirken, indem z. B. die Holzwalze mit Drahtgeflecht umgeben ist.

Hiervom unterscheiden sich die Düngerstreumaschinen, bei denen der Dünger auf dem Kastenboden aufliegt und durch hin und her gehende Schieber oder über den Boden streichende, schräggestellte Kettenglieder einer umlaufenden Kette nach hinten befördert wird. Zu den letzteren gehört die Düngerstreumaschine „Westphalia“ von Kuxmann & Co. in Bielefeld (Fig. 3–5). Der untere, sich verengende Teil des Kastens ist wagerecht so geteilt, daß in den entstehenden Schlitz *S* die Finger der Kette *G*, *G*₁ hineinreichen. Die Kette wird in der Pfeilrichtung (Fig 4) durch diesen Schlitz bewegt und schiebt dabei mittels der Rückenflächen ihrer

eigentümlichen Finger den Dünger hinaus. Die Kette, deren Bauart und Zusammensetzung aus der Fig. 5 ersichtlich ist, geht an den Enden des Käffens je über eine Kettenrolle *R*. Durch eine Abstreif Feder an der Stirnseite werden die Kettenglieder gereinigt. Die Veränderlichkeit der Streumenge wird erzielt durch Verstellung des Schlitzes und Aenderung der Ketten geschwindigkeit.

Bei der Schlörfschen Düngerstreumaschine von W. Siedersleben & Co. in Bernburg wird der Dünger durch den bewegten Kästenboden *u* nach oben geschoben und von einer Stiftenwalze *m* über die obere Kante der festen Wand *n* ausgeworfen. Zum Füllen des Käffens kann die Walze *m* um ein Gelenk aufgeklappt werden. Die Fig. 6 zeigt das Prinzip einer solchen Düngerstreumaschine in der höchsten Stellung des Bodens. In Frankreich findet man die umgekehrte Anordnung, nämlich daß der Kästenboden feststeht und die Kästenwände sich senken [2].

Bei Liefergang in Hammersdorf (Ostpreußen) wird der Kästenboden durch zwei mit den Schneiden gegeneinander gerichtete Messer gebildet, die vor- und zurückbewegt werden, wobei die schneidenden Kanten sich überfassen, so daß die untere Düngerschicht abgeschnitten wird und nach unten fällt u. f. w.

Zur Erzielung größerer Gleichmäßigkeit im Ausstreuen hat man vorgeschlagen, den Dünger mit Erde zu vermischen. Ueber die Verteilung flüssigen Düngers f. Jauche verteiler. — Zum Ausstreuen von Stalldünger werden, namentlich in Amerika, kaffentartige Fahrzeuge vorgeschlagen, auf denen der Dünger entweder durch endlose Bänder oder von Hand einer am hinteren Ende des Wagens sitzenden, schnell rotierenden Zinkentrommel zugeführt wird. Zum Streuen von gebranntem Kalk müssen besondere Siebeinrichtungen vorgesehen werden, die ein Hineingelangen von Steinen und harten Klumpen in die Streuvorrichtung verhindern. Man hat auch besondere Streuteller konstruiert.

Die kombinierten Düngerstreu- und Sämaschinen haben einen geringen praktischen Wert, weil die unmittelbare Berührung des Düngers in frischem Zustande mit dem Saatgut leicht zur Fäulnis des letzteren beiträgt kann [3]. Die Leistung richtet sich nach der Streumenge (60–600 kg pro Hektar) und Breite. Letztere wird bis zu 4 m ausgeführt, wobei dann zweckmäßig ein Vordersteuer in Anwendung kommt. Die Preise schwanken von 175 bis 500 M.

Literatur: [1] Nachtweh, Düngerstreumaschinen, Frauenfeld 1900. — [2] Grundke, H., Landwirtschaftliche Maschinen auf der Weltausstellung Paris 1900, Zeitschr. d. Vereins deutscher Ingenieure 1902. — [3] Eisbein, Die Drillkultur, 3. Aufl., Bonn 1895. *Wrobel.*

Düngesatz wird aus den nicht anderweitig zu verwertenden Abfällen der Staßfurter Fabriken dargestellt. Hauptfächlich geschieht dies aus dem in den Klärgefäßen sich absetzenden Schlamme, der stets noch geringe Mengen Kali und zwar bis ca. 13% enthält. Unter den Verunreinigungen des Schlammes nimmt das Kochsalz mit ca. 45% den breitesten Raum ein. Ferner dienen das ca. 12% schwefelsaures Kali enthaltende Bühnenfatz mit noch höherem Kochfatzgehalte als derjenige des Schlammes und endlich das Rinnenfatz mit etwa 50% Chlorkalium und 45–50% Kochfatz zur Darstellung von Düngesalzen. Diese Salze werden in Flammenöfen getrocknet, wobei sie bis zum Schmelzen erhitzt und nach dem Abkühlen gemahlen werden. Infolge ihrer starken Verunreinigungen haben diese Salze als Düngemittel nur einen sehr geringen Wert. *Weitz.*

Düngung mit Fäkalstoffen, f. Fäkaldünger.

Dünnbeil, f. Beil.

Dünneisen (Kleineisen), dünnes, zur Weißblechfabrikation bestimmtes Blech.

Dünnsaft, f. Zuckerfabrikation.

Dünnenschliff, f. Gesteine (Unterfuchung).

Dünnstein, f. Edelsteinschleiferei und Kupfer.

Duernen werden in der Buchdruckerei zwei Bogen genannt, deren Seiten so gestellt sind, daß die Bogen ineinander gesteckt werden müssen, um das richtige Fortlaufen des Textes zu erzielen.

Es ist diese Art der Seitenstellung, die im ersten und zweiten Jahrhundert des Buchdruckes allgemein verbreitet und wohl von den Gewohnheiten der Abschreiber auf die Drucker übergegangen war, heute nur noch in Ausnahmefällen, z. B. um ein einfaches Durchheften zu ermöglichen, üblich. Steckte man in der angegebenen Weise drei, vier, fünf oder sechs Bogen ineinander, so hießen sie Triternen, Quaternen, Quinternen, Sexternen. *A. W. Unger.*

Dürrez, f. Erz.

Dürre-Kessel, ein nach dem Einkammersystem gebauter Wafferohrdampfkessel.

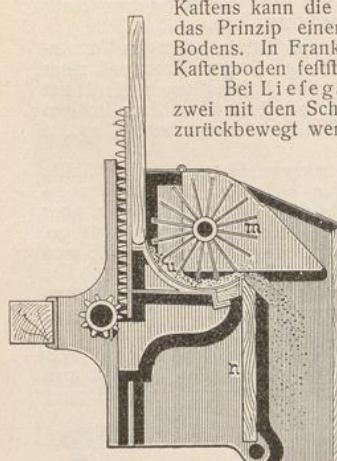
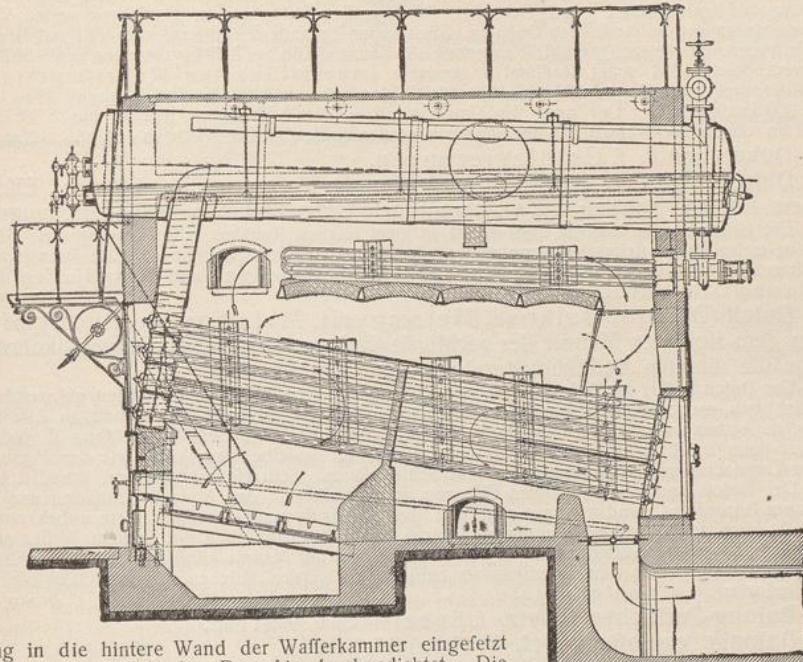


Fig. 6.

Er wird meistens mit zwei Oberkesseln ausgeführt, die unter sich und mit der Wässerkammer durch Stutzen in Verbindung stehen. Zur Beförderung eines lebhaften Wässerumlaufes ist in die Wässerkammer eine Trennungswand eingesetzt, an der dünne, in den Siederohren frei stehende und beiderseits offene Zirkulationsrohre befestigt sind. Das in den Siederohren aufkochende Wässer steigt mit Dampf vermisch im hinteren Teil der Wässerkammer in den einen Oberkessel, nimmt das hier frisch zugespeiste Wässer durch den Querstutzen in den zweiten Oberkessel mit, zieht in diesem nach vorn und fällt, auf seinem Wege durch die Oberkessel von dem ihm anhaftenden Dampfe befreit, in die vordere Hälfte der Wässerkammer zurück, um durch die Zirkulationsrohre nach den Enden der Siederohre zu gelangen und den Kreislauf von neuem zu beginnen. Um möglichst trockenen Dampf zu erhalten, wird dieser aus dem zweiten Oberkessel, aus dem das Wässer wieder in die Kammer zurückfließt, unter Zuhilfenahme eines oben durchlochten Sammelrohres entnommen. Bei dem nebenstehend abgebildeten Kessel geht dann der Dampf vor feiner weiteren Verwendung noch durch einen unter den Siederohren eingebauten Überhitzer. Die Siederohre sind an ihrem vorderen Ende mit einem aufgeschweißten konischen



Ring in die hintere Wand der Wässerkammer eingesetzt und werden durch den Dampfdruck abgedichtet. Die hinteren Rohrenden liegen vollständig frei und gestatten ungehinderte Ausdehnung jedes einzelnen Rohres; sie werden mittels Deckel und Bügel abgeschlossen. Die den Rohren gegenüber liegenden Verschlüsse in der andern Wand der Wässerkammer werden ohne Dichtungsmaterial metallisch abgedichtet und durch den Dampfdruck angepreßt. Die Ablagerung von Schlamm findet hauptsächlich in dem hinteren, außerhalb der Wässerzirkulation liegenden Teil der Oberkessel statt, an welcher Stelle auch die Abläßstutzen angebracht sind. S. a. Schiffskessel.

G. Schwarz.

Düse (Deupe), das letzte, leicht abnehmbare, in die Form mündende Stück der Windleitung von Gebläseöfen.

Düsenstock, die von der Hauptwindleitung eines Gebläseofens nach den Formen führende Zweigleitung; f. a. Roheisen der Hochöfen.

Düteneschneidmaschine, den Guillotineschneidmaschinen ähnlich konstruierte Maschine, die sowohl mit einem geraden als auch mit gekröpftem Messer arbeitet und zur Herstellung der für Papierdüten und Papierbeutel nötigen Papierblätter dient. S. Papierfabrikation.

Kraft.

Duft, f. Rauhfrost.

Dufton-Gardner-Licht [1], künstliches Licht zum Abmustern von Farben.

Das Licht einer elektrischen Bogenlampe wird durch eigentlich gefärbte und geformte Gläser dem Tageslicht gleich gemacht. Es findet eine Filtration des Lichtes statt, bei der die Gläser dem Tageslicht gegenüber vorhandenen überschüssigen roten und gelben Lichtstrahlen zurückgehalten werden. Das Vertriebsrecht für den Kontinent hat die Firma Louis Hirsch in Gera.

Literatur: [1] Verh. d. Ver. z. Beförderung des Gewerbelebens in Preußen, 1903, S. 221.

E. Müller.

— [2] Dingl. Polyt. Journ. 1903, Bd. 318, S. 448.

Duim, niederländisches Längenmaß = 1 cm.

Dukaten, Goldmünze, angeblich unter Roger II., Herzog von Apulien, zuerst 1140 geprägt.

Seit dem 12. Jahrhundert wurden die Dukaten in Italien häufig geprägt, seit dem Ende des 13. Jahrhunderts besonders in Venedig, wo sie Zechinen genannt wurden. Im 14. Jahrhundert verbreiteten sie sich über Österreich und Ungarn (Kremnitzer Dukaten), dann über Deutschland. Die geringwertigeren Stücke nannte man dort Goldgulden. 67 Dukaten wurden = 1 kölnische Mark gerechnet bei 23,66 Karat = 986 $\frac{1}{9}$ Taufendteile Feingehalt. Die Prägung solcher Stücke fand in deutschen Ländern, besonders in Österreich, bis in die neueste Zeit statt. Der Goldwert eines Dukaten beträgt 9,602 M. Früher prägte man Stücke zu 2—10 Dukaten, auch Teilstücke bis zu $\frac{1}{32}$ (Linfendukaten). Den sogenannten Randdukaten fehlt höchstens 1% vom Normalgewicht. Das Minimalgewicht des stärker abgenutzten sogenannten Paffendukaten rechnet man in Leipzig zu 65 früheren Dukatenas = 3,4369 g. Die Länder des Zollvereins stellten 1857 die Prägung ein, während in Österreich noch jetzt Dukaten als Handelsmünze geprägt werden. Von großer Bedeutung wegen ihrer weiten Verbreitung waren die holländischen Dukaten. Sie wurden in andern Ländern, zum Teil auf Grund von Verträgen, häufig nachgeprägt; Feingehalt 983 Taufendteile bei 3,494 g Gewicht und 9,582 M. Goldwert. Seit 1834 prägt Russland sogenannte Imperialdukaten (Rubelimperials) à 3 Silberrubel oder 20 polnische Gulden für Polen; Feingehalt 916 $\frac{2}{3}$, seit 1. August 1886 nur noch 900 Taufendteile. Der neue Halbimperial ist = 20,001 Frank = 16,2 M. bei 5,80675 g Gehalt an reinem Gold. Die Kurte der Imperials werden an den größeren Börsen notiert. *Plato.*

Dukatengold, f. Goldlegierungen.

Duker (Düker), allgemeine Bezeichnung für eine unter Straßen, Eisenbahnen, Flüssen, Kanälen u. s. w. angeordnete Unterführung von Wasserleitungen.

Die Unterführung beginnt und endigt in zwei offenen Kanälen, die sie verbindet, stellt also eine unter Druck stehende kommunizierende Röhre dar, jedoch ohne daß die Notwendigkeit eines kreisrunden Querschnitts besteht. Näheres f. Rohrleitung und Kanalisation der Städte und Ortschaften. *Lueger.*

Dulcit (Dulcin, Dulkose, Melampyrit, Melampyrin, Evonymit), neben dem isomeren Mannit der wichtigste Vertreter der schwertigen Alkohole, welche die direkten Reduktionsprodukte der Glukosen sind.

Der Dulcit besitzt die Zusammensetzung $C_6H_8(OH)_6$. Er kristallisiert in großen glänzenden, durchsichtigen, monoklinen Prismen von süßlichem Geschmack, die in Wasser löslich, in Alkohol schwer, in Äther unlöslich sind und bei 188,5° C. schmelzen. Seine wässrige Lösung ist optisch inaktiv. Beim Erhitzen mit Jodwasserstoffsaure liefert er daselbe Hexyljodid wie der Mannit; bei der Oxydation mit Salpeteräure entsteht Schleimsäure. Sein Hexacylderivat schmilzt bei 171°. Der Dulcit findet sich in vielen Pflanzen, so besonders in den Melampyrumarten und in Evonymus Europaea L., und wird aus einer von Madagaskar stammenden Mannaforte unbekannter Herkunft, dem sogenannten Dulcitemanna, durch Ausziehen derselben mit heißem Wasser und Kristallisiernenlassen der wässrigen Lösung gewonnen. Wie der Mannit künstlich durch Reduktion mit Natriumamalgam aus dem Fruchtzucker entsteht, so werden Milchzucker und Galaktose zu Dulcit reduziert; f. a. *Kohlehydrate*. *Bujard.*

Dulong-Petitsches Gesetz, f. Spezifische Wärme.

Dulongs explosives Oel, f. Chlorstickstoff.

Dumpfhölzer, die in flachen Schächten am Liegenden horizontal eingebauten Hölzer, auf denen die Leitung für das Schachtfördergefäß (Tonne) befestigt wird. Das Wort dürfte aus Tonnenfachholz (f. Grubenzimmerung) entstanden sein. *Treptow.*

Dungstätten oder Misten sind bestimmt, den Dünger für die Zeit von dem Ausbringen aus dem Stall bis zur Abfuhr auf das Feld aufzunehmen; sie werden angelegt überall, wo die Dauerstreu (f. d.) nicht für alle Ställe eingeführt ist. An eine gute Dungstätte stellt man die Anforderung, daß sie zweckmäßig gelegen, ausreichend groß und bequem zugänglich ist. Sie muß ferner so eingerichtet sein, daß der Dünger in guter Beschaffenheit erhalten wird, ohne die Gesundheit von Menschen und Vieh zu beeinträchtigen.

Die Lage muß so gewählt werden, daß die Beförderung der größeren Dungmassen vom Stall nach dem Lagerplatz auf kurzem Wege und mit geringer Arbeit vor sich gehen kann. Liegen die verschiedenen Ställe nicht unmittelbar nebeneinander, so rückt die Dungstätte demjenigen Stall am nächsten, der die größten Dungmassen liefert, in der Regel dem Rindviehstall. Die Teilung in mehrere Dungstätten wird gern vermieden, weil die schichtenweise Mischung verschiedener Dungarten den Dünger verbessert. Vielfach bedient man sich für den Transport des Düngers leichten Feldeisenbahnen, die heute in größeren Wirtschaften selten fehlen. — Die Größe der Dungstätte wird unter Zugrundelegung einer Höhe der Dunglage von 1,0—1,4 m und einer Lagerungsdauer bis zu vier Monaten berechnet. Die Düngererzeugung einschließlich Streu ist zwar je nach der Stärke der Einstreu und der hierzu verwendeten Stoffe sehr verschieden, als mittlere Zahlen können aber nach den Ermittlungen der Deutschen Landwirtschaftsgeellschaft die folgenden gelten:

| | | | |
|---------------------------|-----|-----------------------------|---------|
| für 1 Pferd jährlich | 10 | cbm, danach die Grundfläche | 2,8 qm, |
| 1 Stück Rindvieh jährlich | 15 | | 4,0 |
| 1 Schaf | 2,5 | | 0,7 |
| 1 Schwein | 3,5 | | 1,0 |

Für ein Haupt Großvieh rechnet man durchschnittlich 3 qm, für ein Stück Kleinvieh 1 qm Grundfläche der Dungfläche. — Die Zugänglichkeit ist von Einfluß auf die Grundform und den Querschnitt. Man muß an jede Stelle mit dem leeren Wagen anfahren und den beladenen Wagen abfahren können. Die Grundform ist in kleinen bäuerlichen Gehöften häufig kreisrund oder länglichrund, die Sohle flach muldenförmig, 0,5—0,6 m tief mit etwas erhöhten Rändern, letzteres, um den Zufluß des Regenwassers zu hindern. Größere Dungstätten werden meist rechteckig angelegt und mit Einfahrtsrampen an den kurzen Seiten versehen. — Die Pflege des Düngers ist von besonderer Wichtigkeit. Es muß möglichst verhindert werden, daß Dungstoffe verloren gehen, namentlich daß der wertvollste Bestandteil, die Jauche, abfließt

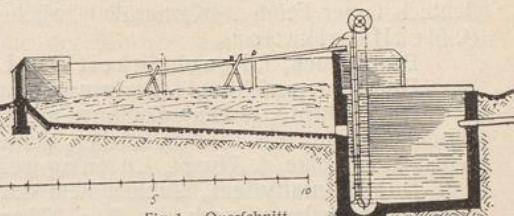


Fig. 1. Querschnitt.

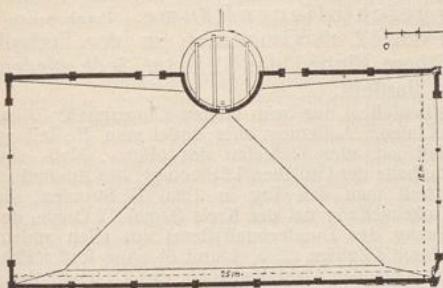


Fig. 1a. Grundriß.

und das gasförmige Ammoniak verflüchtigt. Der Dünge darf nicht austrocknen; daher sammelt man die durch den Druck ausgepreßte Jauche in einem wasserdicht gemauerten Jauchebrunnen an der tiefsten Stelle der Dungfläche und pumpt sie von dort immer wieder über den Dung. Man bedient sich hierzu einer Kettenpumpe und hölzerner verstellbarer Rinnleitungen oder einer Gartenpumpe mit Schlauch. Dem Jauchebrunnen gibt man, je nachdem Trocken- oder Schlempefüllung eingeführt ist, eine Grund-

fläche von $\frac{1}{30}$ — $\frac{1}{20}$ der Größe der Miststätte und eine Tiefe von 1,60—1,80 m unter der Sohle der Dungfläche. Der Jauchebrunnen soll am Rande der Miststätte derart gelegen sein, daß sowohl die Jauche von dieser als auch diejenige aus dem Stalle unmittelbar eingeleitet werden kann. Um das Verwickern flüssiger Dungstoffe im Untergrund und eine Verjauchung des Grundwassers zu verhüten, wird die Sohle der Dungfläche, wo nicht der Boden an sich undurchlässig ist, mit einer 25—30 cm starken Schicht fetten Tonen, darüber Steinpflaster, möglichst wasserdicht hergestellt.

Die zuweilen angewendete Ueberdachung der Dungstätten, um den Dünge in besserer Beschaffenheit zu erhalten, kann unter Umständen mehr schaden als nützen, weil sie die Austrocknung des Dünngers befördert; sie ist nur da zu empfehlen, wo in Ermanglung von Stroh Moorböden zur Mischung (Kompostierung) angewendet wird, um die flüssigen Dungstoffe aufzusaugen, und es darauf ankommt, den Moorböden trocken und damit aufnahmefähig zu erhalten. Bedeckung des Dünngers mit einer dünnen Erdschicht ist der Ueberdachung vorzuziehen. — Sehr empfehlenswert ist die Einfriedigung der Dungfläche mit niedrigen Mauern, die den Luftzug hindern, und die Umpflanzung mit schattengebenden Bäumen. Sie eignet sich dann besonders zum Viehring, auf dem man das Vieh, namentlich die Kühe, bei gutem Wetter Tag und Nacht stehen läßt. Das Vieh hält sich im Freien bei mäßiger Bewegung gesünder als im Stall, der Dünge wird gleichmäßig gelichtet und festgetreten, auch die Arbeit des Ausmiftens gespart.

Ein Beispiel einer Dungfläche für 100 Haupt Großvieh geben obentstehende Figuren. Die rechteckige Dungfläche liegt mit der Längsachse parallel dem Viehstall. Das Gefälle ist in drei Ebenen nach dem Jauchebrunnen angeordnet, in den auch der Jaucheabfluß des Stalles mündet. Die beiden Langseiten erhalten Einfriedungsmauern. An der Stallseite sind Pforten zum Einbringen des Dünngers angelegt. Die Durchfahrt erfolgt nach der Länge. Die kurzen Seiten sind durch bewegliche Schranken geschlossen.

Literatur: Rueff, A. v., Bau und Einrichtung der Stallungen u. f. w., Stuttgart 1875; v. Tiedemann, Das landw. Bauwesen, Halle a. S. 1898.

Dunkelkammer, photographische, Arbeitsräume für photographische Prozesse, die nur mit folchem Lichte beleuchtet werden dürfen, das für die in Verwendung stehenden lichtempfindlichen Stoffe unschädlich ist.

Man verglast die Dunkelkammerfenster oder Laternen für Arbeiten mit Bromsilbergelatineplatten meistens mit roten Gläsern (Kupferüberfangglas) oder orangegelben Scheiben, sel tener mit Kombinationen von grünen und dunkelgelben Gläsern. Für Jodüberlenschichten, wie sie im photographischen Kollodiumverfahren verwendet werden, sowie für Chlorüberlenschichten genügen hellgelbe Fenster. Sogenannte orthochromatische oder panchromatische Platten, die nicht nur für blauviolette, sondern auch für orangerotes, gelbes oder grünes Licht empfindlich sind, können nur bei dunkelrotem Lichte verarbeitet werden, wie man es z. B. durch Kombination von dunkelorangegegelbem Glas mit einer durch Methylviolett gefärbten Gelatineschicht erhält. Auch andre Kombinationen von Teerfarbstoffen in Gelatine- oder Kollodiumschichten sowie auch Papiere oder transparente Leinwand finden Anwendung für Dunkelkammerfenster. — Vgl. a. Camera obscura.

g. M. Eder.

Dunft, in der Meteorologie meist Bezeichnung für die von Staub und Rauchteilchen herrührende Trübung der unteren Luftsichten, im Gegensatz zu der von ausgeschiedenem Wasser herrührenden Trübung, die wir Nebel nennen; doch ist in gewissen Fällen die Unterscheidung von Dunft (∞) und Nebel (⊖) eine schwierige und mehr oder weniger willkürliche. Vielfach bietet die relative Feuchtigkeit der Luft (f. d.) einen Anhalt, insofern Nebel feuchte Luft voraussetzt, während Dunft zumal bei trockener Luft auftritt. *Großmann.*

Dunft, in der Müllerei dasjenige Zwischen- oder Endprodukt, das hinsichtlich feiner Feinheit (Korngröße) zwischen dem Grieße und dem Mehle steht (f. Mehlfabrikation). *Arndt.*

Dunftdruck, f. Feuchtigkeit der Luft.

Dunfputzmaschine, f. Putzmaschine.

Dunftschlote, Kommunikationen aus Röhren zwischen Orten mit schädlicher Gasentwicklung, wie Aborten, Küchen, Ställen u. f. w., und der über Dach befindlichen Atmosphäre, f. Abort, Lüftung geschlossener Räume. *Weinbrenner.*

Duodezimalsystem, Zahlensystem mit 12 als Grundzahl, in der Technik diejenige Einteilung, nach der jede höhere Einheit das 12fache, jede niedere Einheit den 12. Teil der vorangehenden darstellt.

Systematisch durchgeführt ist das Duodezimalsystem nur beim älteren Längenmaß; so hat die Rute 12 Fuß, der Fuß 12 Zoll, der Zoll 12 Linien. Außerdem aber findet man die Teilung in 12 Teile oder in ein Vielfaches von 12 fast auf allen Gebieten des Münz-, Maß- und Gewichtswesens. Um einige Beispiele anzuführen, hatte der Groschen 12 Pfennige, das Apothekerpfund 12 Unzen u. f. w. In der Zeitmessung teilt man den Tag in 2 mal 12 Stunden, die Stunde in 5 mal 12 Minuten u. f. w.; bei der Winkelmessung hat der Kreis 30 mal 12 Grade, der Grad 5 mal 12 Minuten u. f. w. Der große Vorteil des Duodezimalsystems vor allen andern Systemen besteht darin, daß die Grundzahl 12 durch 4 Zahlen (2, 3, 4 und 6) ohne Rest teilbar ist. Daher kommt es auch, daß trotz der einleuchtenden Ueberlegenheit des Dezimalsystems die Zwölftteilung aus der Zeit- und Winkelmessung bislang nicht zu verdrängen war. S. a. *Dezimalsystem*. *Plato.*

Duplexdruck, Verfahren, monochrome Autotypie-Illustrationen (f. Autotypie) dadurch lebhafter oder geschlossener zu gestalten, daß man über das in einer kräftigen Farbe gedruckte Bild noch einen leichten andersfarbigen Ton legt.

Man verfährt hierbei in der Weise, daß entweder 1. daselbe Klischee unter ganz geringer Verschiebung mit einer fehr hellen Farbe nochmals aufgedruckt wird, oder 2. ein zweites, zur Vermeidung von Fleckenbildung oder des störenden Moiree (Auftreten eines störenden moiree- oder schachbrettartigen Musters, wenn Klischees mit feinen, engen Strich- oder Punkttagen in ungeeigneter Winkelung übereinander gedruckt werden, z. B. beim Dreifarbenindruck; die beste Winkelung ist aus diesem Grunde die um etwa 30°) mit gewinkeltem Raster aufgenommenes Autotypieklichee (Duplexautotypie) oder eine an bestimmten Stellen ausgeparte Tonplatte zur Verwendung gelangt, oder endlich 3. Doppeltonfarben benutzt werden, bei denen als Bindemittel für das eigentliche Pigment (z. B. Ruß) ein mit fettlöslicher Anilinfarbe (z. B. Gelb) tingierter Firnis verwendet wird, der auf geeigneten Papieren (Chromopapier) ausfließt, so daß um die gedruckten Autotypiepunkte ein andersfarbiger, heller Saum entsteht (im Beispieldfalle neben dem Schwarz ein Gelb); mittels dieser, auch Dittochrom-, Metaton- und Duplexfarben genannten Substanzen ist die Doppeltonwirkung mit einem einmaligen Drucke zu erzielen. *A. W. Unger.*

Duplexmaschine, f. Dampfmaschinen.

Dupuis-Kessel, f. Dampfkessel.

Durabilit, hervorragend zähe Gummiqualität; f. Gummi.

Durana-Metall, eine von der Firma Hupertz & Harkort, Dürener Metallwerke, in den Handel gebrachte Kupferlegierung, deren Zusammensetzung von dem jeweiligen Verwendungszweck abhängig ist.

Die Farbe des Durana-Metalls ist die einer schönen Goldbronze. Durch Beizen lassen sich die verschiedensten Nuancierungen erzielen. Der Bruch des einfach gegossenen Stückes ist dicht und feinkörnig, derjenige des gewalzten bzw. geschmiedeten Stücks im weichen Zustande feidenglänzend-fehnig, im gehärteten Zustande feidenglänzend-feinkörnig. Das spez. Gew. beträgt 8,3, ist also geringer als das von Rotguß, Phosphor- und Manganbronze. Der Schmelzpunkt liegt zwischen 950 und 1000° C., das Schwindmaß beträgt 0,00185. Die Legierung läßt sich in kaltem, besonders aber in rotwarmem Zustande ebenso leicht schmieden, stanzen und stauchen wie Schmiedeeisen. Wie allen nicht rostenden Legierungen fehlt dem Durana-Metall die Schweißbarkeit. Je nach der Verarbeitung, in gewalztem bzw. geschmiedetem Zustande ergibt die Legierung die Resultate beifolgender Tabelle.

| Zerreißfestigkeit pro qmm | Streckgrenze pro qmm | Dehnung auf 100 mm |
|---------------------------|----------------------|--------------------|
| Hart | 63 kg | 9 % |
| Halbhart | 51 " | 12 " |
| Weich | 40 " | 31 " |
| Ganz weich | 32 " | 50 " |

Die Farbe des Durana-Metalls ist die einer schönen Goldbronze. Durch Beizen lassen sich die verschiedenen Nuancierungen erzielen. Der Bruch des einfach gegossenen Stücks ist dicht und feinkörnig, derjenige des gewalzten bzw. geschmiedeten Stücks im weichen Zustande feidenglänzend-fehnig, im gehärteten Zustande feidenglänzend-feinkörnig. Das spez. Gew. beträgt 8,3, ist also geringer als das von Rotguß, Phosphor- und Manganbronze. Der Schmelzpunkt liegt zwischen 950 und 1000° C., das Schwindmaß beträgt 0,00185. Die Legierung läßt sich in kaltem, besonders aber in rotwarmem Zustande ebenso leicht schmieden, stanzen und stauchen wie Schmiedeeisen. Wie allen nicht rostenden Legierungen fehlt dem Durana-Metall die Schweißbarkeit. Je nach der Verarbeitung, in gewalztem bzw. geschmiedetem Zustande ergibt die Legierung die Resultate beifolgender Tabelle.

Verfiche der Kaif. deutschen Marine, die Durana-Metall in größerem Maßtabe in der Torpedofabrikation verwendete, ergaben stellenweise noch höhere Werte für die Zerreißfestigkeit. Unter Berücksichtigung der größeren Festigkeit und des geringeren spezifischen Gewichtes stellt sich der Preis der Legierung um ca. 25—30 % niedriger als der des Rotgusses und der Phosphorbronze. Wegen der großen Widerstandsfähigkeit des Metallgemisches gegen Oxydation, namentlich durch Seewaffer, empfiehlt sich seine Verwendung besonders für Marinewecke.

Literatur: Dürre, Ueber Durana-Metall im Vergleich zu den neueren schmiedbaren Kupferlegierungen, Aachen 1895.

Bujard.

Durchbiegung, f. Biegungslinie und Einfenkung.

Durchbiegung eines Fernrohrs, einer Achse oder eines größeren Vertikalkreises bezeichnet die Veränderung in der Form eines Fernrohrs oder eines Kreises, welche durch die Einwirkung der Schwere auf das Instrument hervorgerufen wird.

Bei kleinen und sehr stark gebauten Instrumenten ist dieselbe meist ohne Belang, bei größeren jedoch muß unter Umständen auf diese Einwirkungen Rücksicht genommen werden. Bei einem Fernrohr kommt dieselbe dadurch zustande, daß das Objektivteil, besonders bei einem geraden Fernrohr, mehr oder weniger stark herabgebogen wird als das Okularteil, wodurch eine Veränderung in der Richtung der Absehenslinie im vertikalen Sinne entsteht. Durch gleichmäßige Verteilung der Last auf beide Enden des Fernrohrs läßt sich die Wirkung der Durchbiegung aufheben; bei Kreisen ist das aber nicht der Fall. Entsprechend der Wirkung der Schwere kommt das Moment der Biegung überhaupt nur bei Vertikalwinkeln in Betracht. (Nur wenn eine Durchbiegung der Achse vorhanden ist, kann auch eine Wirkung auf Horizontalwinkelmeßung entstehen.) Bei den neueren Instrumenten dieser Art ist entweder dadurch, daß man Okular und Objektiv miteinander verlaufen kann, oder dadurch, daß zweckentsprechende Aequilibrierungseinrichtungen angebracht werden, die Wirkung der Durchbiegung aufgehoben oder doch wenigstens auf ein Minimum herabgesetzt. Die Wirkung einer Durchbiegung auf die Visierlinie ist offenbar am größten, wenn die Absehenslinie horizontal gerichtet ist, und sie ist Null, wenn dieselbe nach dem Zenit zeigt. Im allgemeinen folgt der Betrag der Durchbiegung b dem Ausdrucke: $b = b_0 \sin z$, wo b_0 die Durchbiegung im Horizont und z die Zenitdistanz bedeutet. Untersuchungen über die Durchbiegung der Instrumente und deren Einwirkungen auf die Messung sind vielfach angestellt worden, und zwar früher namentlich von Bessel, von Hansen u. a. Eine ausführliche Darstellung und ein Nachweis der einschlägigen Literatur findet sich außer in den Lehrbüchern der iphärischen Alfronomie auch in Ambronn, Handbuch der astronomischen Instrumentenkunde, Bd. 1, S. 89 ff., und Bd. 2, S. 840. Im besonderen mag noch auf die Arbeit von J. Baufchinger: Ueber die Biegung von Meridianfernrohren, München 1888, hingewiesen werden.

Ambronn.

Durchbiegungskurve, -linie, f. Biegungslinie.

Durchbiegungsmesser und -zeichner, Vorrichtungen zur Ermittlung der Durchbiegungen eiserner Brücken unter der Betriebs- oder Probelaufung. Man schafft entweder in der Mitte unter dem Bauwerk, am besten durch Versenken eines schweren Gewichtes, einen festen Punkt und beobachtet die Bewegungen der Mitte gegen diesen Punkt und die Senkungen der Auflager getrennt, oder man spannt zwischen den Auflagern einen Draht aus und befestigt hieran die Meßvorrichtungen zur Bestimmung der Durchbiegung.

Diese Vorrichtungen bestehen in der einfachsten Form aus senkrecht stehenden Latten, sogenannten Setzlatten. Klopfsch führt von einem verunkenen Gewicht aus (s. Fig. 1) den belasteten Draht über eine an der Brücke befestigte Rolle und liest deren Drehung als Maß für die Durchbiegung an einem feststehenden Zeiger ab [1]. — Pfeuffer legt das obere Ende des schlaff hängenden und unten mit einem verunkenen Gewicht verbundenen Drahtes an dem Bauwerk fest und bringt an ihm an einer leicht zugänglichen Stelle mit Hilfe von zwei gelenkartigen Klemmen eine kräftige Schraubenfeder an, die den Draht unter Bildung einer losen Schleife straff anspannt. Die obere Klemme, die sich bei Durchbiegung des Bauwerkes der unteren Klemme nähert, trägt ein mit Papier belegtes Lineal, die untere Klemme einen Schreibstift und die Linealführung. Die Durchbiegung wird somit auf dem Papierbelage des Lineals selbsttätig verzeichnet. Um diese Aufzeichnung im doppelten Maßtabe zu bewirken, wird der Draht nicht an dem Bauwerk befestigt, sondern über eine Rolle nach einem Punkt unterhalb der Spannfeder wieder zurückgeführt [2]. — Brill leitet von einem festen Punkt des einen Endfländers einen Draht über eine Rolle am andern Endfländer des Trägers, spannt ihn durch ein Gewicht an und beftimmt die Senkungen der einzelnen Vertikalen gegen diesen Draht [3]. Störend auf die Zuverlässigkeit der Messungen wirken bei allen diesen Vorrichtungen die Änderungen der Drahtlängen infolge von Wärmedehnkungen während des Versuches sowie die Bewegungen des Drahtes durch Wind und durch den Wasserlauf unter dem Bauwerk. — Die Schlauchwage von Seibt befehlt aus zwei durch einen Gummischlauch verbundenen Standgläsern, die mit Wasser gefüllt sind und am unteren Ende mit Quecksilber beschwert.

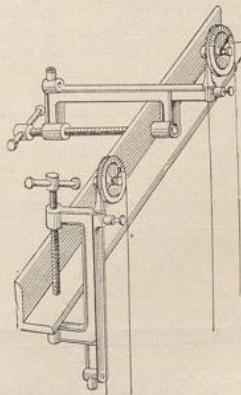


Fig. 1.

Schwimmer aus schwarzem Glase enthalten. An den Hauptträgern der Brücke werden abgedrehte Zylinder wagerecht befestigt, die Standgläser auf diese Festpunkte gesetzt und der Reihe nach die Höhenunterschiede von immer zwei derselben durch Uebervierer über die Schwimmer mit Hilfe eines besonderen Kathetometers vor und nach der Belastung bestimmt [4], [5]. Auf Ermittlung der Lage von Festpunkten zueinander, die in einer Geraden an den Trägern des Bauwerkes gekennzeichnet sind, vor und nach der Belastung oder nach einer gewissen Betriebsdauer beruht auch die Anwendung eines neuen Apparates mit Doppelfernrohr von Leuner, der zu den wiederholten Messungen immer wieder in denselben angebohrten Körnerpunkten unmittelbar an die einzelnen Glieder des Bauwerkes angelegt wird. Der wagerechte Tubus des Fernrohres trägt an beiden Enden mittels Trieb und Zahnräthe verstellbare Objektive und in der Mitte zwischen diesen einen senkrecht zur Tubusachse stehenden Rohrabsatz mit dem wieder wagerecht stehenden Okularrohr. In dem Tubus sind dem Rohrabsatz gegenüber zwei sich kreuzende Spiegel und in dem Rohrabsatz ist dem Okular gegenüber ein schräge stehender Spiegel angebracht. Auf diese Weise werden die durch die Objektive einfallenden Strahlenbündel durch die drei Spiegel nach dem Okular hin so abgelenkt, daß die Bilder der in den beiden Gesichtsfeldern des Fernrohres stehenden Objekte gleichzeitig sichtbar werden. Der Tubushalter ist gegen zwei Maßstäbe senkrecht und wagerecht zu verschieben und seine Stellungen sind an den Maßstäben abzulesen. Beim Gebrauch wird der Apparat nach und nach an den einzelnen Trägern angebracht und beobachtet, welche Stellungen dem Tubushalter gegeben werden müssen, um die Fernrohrachse auf die festen Punkte an zwei andern Trägern einzustellen. Unterchiede in diesen Stellungen vor und nach der Belastung zeigen die stattgehabten Formänderungen an. Um zwei in verschiedenen Entfernung stehende Festpunkte gleichzeitig beobachten zu können, ist an Stelle des einfachen Okulars ein Fernrohr mit zwei halben Objektiven anzubringen, die jedes für sich verstellbar sind. Das Winkelmeßinstrument (Klynometer) von Mantel (Fig. 2) dient dazu, durch zwei aufeinander folgende Messungen die Verdrehung von zwei Querschnitten des auf Biegung beanspruchten Stabes im Bauwerk gegeneinander zu messen,

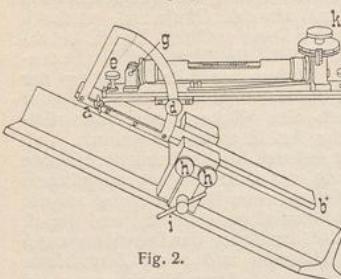


Fig. 2.

um aus dem Ergebnis die Durchbiegung zwischen diesen beiden Querschnitten zu berechnen. Die Messung erfolgt mittels einer Libelle, die nach Fig. 2 in den betreffenden Querschnitten an dem Stabe angebracht wird. Die Bewegungen der Querschnitte im Raum werden zwar mitgemessen, entfallen aber bei der Berechnung der Durchbiegung aus dem Unterschiede der Bewegungen beider Querschnitte. Zur Befestigung der Libelle dient das Klemmstück mit den Schrauben *h* und *i* und der Platte *b*. An letztere ist die Platte *c* bei *a* angelekt, welche die bei *e* und *f* aufgeschraubte und bei *g* drehbare Libelle trägt und mit der Schraube *d* an dem mit der Platte *b* verbundenen Bügel wagerecht festgeklebt werden kann. Die Einstellung der Libelle erfolgt mit der Mikrometerschraube *k* [6]. Zur Aufzeichnung des ganzen Verlaufs der Durchbiegung dient der Durchbiegungszeichner von Fränkel (Fig. 3). Bei ihm wird ein Schreibstift mit dem doppelten Betrage der zu messenden Durchbiegung von einer mit Papier belegten Trommel in deren Längsrichtung fortbewegt, der eine gleichbleibende Umdrehungsgeschwindigkeit ertheilt wird. Hierdurch entsteht auf dem Papier eine Schaulinie, deren Koordinaten die doppelte Durchbiegung und die Dauer des Versuches darstellen. Der Apparat wird in der Mitte an dem zu untersuchenden Träger befestigt. Als Festpunkt dient das verdeckte Gewicht *P*, von dem ein angespannter Draht *H* zu dem kleinen Umfang *d* einer Stufen scheibe führt, an deren größerem Umfang *D* ein Stahlband als Träger des Schreibstiftes festgelegt ist. Die beiden Scheibenumfänge verhalten sich wie 2:1. Bei der älteren Bauart war der Apparat mit einer besonderen Kompen sationsvorrichtung zum Ausgleich des Einflusses der Wärmefluktuationen auf die Länge des Meßdrahtes versehen [7], [8]. Unter Fortlassung der letzteren hat der Apparat neuerdings die in Fig. 3 dargestellte vereinfachte Form erhalten. *P* ist das an den Leinen *A* verdeckte Gewicht, von dem der Draht *H* zu der Spannrichtung *K* führt, die durch ein am Umfange der Scheibe *d* festgelegtes Stahlband getragen wird. Zwischen den Scheiben

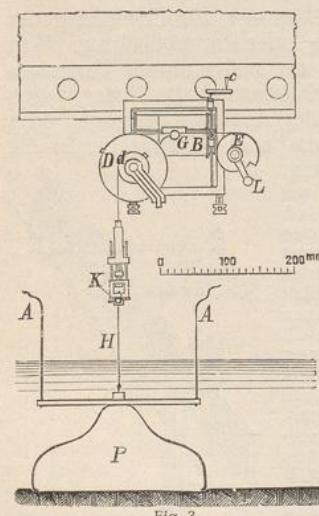


Fig. 3.

D und *E* ist ein zweites Stahlband mit dem Schreibstift *G* ausgespannt, unter dem sich die durch die Handkurbel *c* mit Schneckenrad zu drehende Trommel *B* befindet. Die Anspannung des zweiten Stahlbandes erfolgt durch Drehung der Kurbel *L* unter Aufziehen einer in *E* gelegenen Feder [9].

Literatur: [1] Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1886, Bd. 1, S. 43. — [2] Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1890, S. 456. — [3] Annalen für Gewerbe und Bauwesen 1894, Bd. 2, S. 15. — [4] Ebend. 1894, Bd. 1, S. 107. — [5] Zentralbl. d. Bauverw. 1894, S. 92. — [6] Schweiz. Bauzeitung 1900, S. 48. — [7] Civilingenieur 1884, S. 466. — [8] Zeitschr. des Vereins deutscher Ingenieure 1885, S. 579. — [9] Zentralbl. d. Bauverw. 1891, S. 270 und 502.

Rudloff.

Durchbinder, ein durch die ganze Mauerstärke reichender Stein; f. Hausteinvorband.

L. v. Willmann.

Durchblasvorrichtung, f. Schiffeskessel.

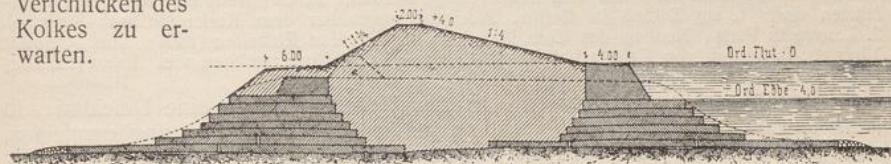
Durchbolzen, zwei oder mehrere Hölzer, z. B. verzahnte Balken, durch Bolzen (f. d.) von Eisen miteinander verbinden bzw. verschrauben.

Durchbolzen, f. Schiffbau (Holzschiffbau).

Durchbrechen, eine Arbeit, die bei den verschiedensten Stoffen, wie Holz, Stein und gebrannten Steinen, Metall u. f. w., zur Anwendung kommt, teils zur Verzierung und Belebung einer Fläche, teils zur Erleichterung der Masse. Damit die Musterung einer durchbrochenen Arbeit von guter Wirkung sei, wird sie den Gesetzen der Symmetrie, Ordnung und Unterordnung entsprechenden müssen und so anzuordnen sein, daß sich Masse und Durchbrechung gleiches Maß halten.

Weinbrenner.

Durchdeichung. Bei Schließung einer Durchbruchsstelle wird man möglichst von der Ausführung einer Auslage (f. d.) absehen. Ob es richtiger ist, eine Durchdeichung oder eine Einlage (f. d.) auszuführen, d. h. den Deich entweder in die alte Linie oder so zu legen, daß der entstandene Kolk an die Außenseite des neuen Deiches zu liegen kommt, hängt von den örtlichen Verhältnissen, insbesondere auch von den Kosten ab. Ist die Tiefe des Kolks nicht allzu groß, so wird man — namentlich bei Seedeichen — der Durchdeichung den Vorzug vor der Einlage geben, weil diese eine trichterförmige, das Auflaufen der Wellen begünstigende Bucht bildet; anderseits ist freilich bei der Einlage ein allmähliches Verschließen des Kolkes zu erwarten.



Mit der Ausführung jeder größeren Durchdeichung kann erst begonnen werden, wenn die aus- und eintretende Strömung der Durchbruchsstelle beseitigt oder doch stark beschränkt ist. Bei Strombrüchen und bei Grundbrüchen, deren Sohle unter der gewöhnlichen Fluthöhe liegt, nimmt der aus- und eingehende Strom oft eine bedeutende Stärke an, insbesondere wenn gleichzeitig die Lage der bedeckten Marsch eine tiefe ist. Er trägt dann zur fortwährenden Erweiterung und Vertiefung der Bruchstelle bei, die durch weiche Beschaffenheit des Untergrundes gefördert wird. Die Beseitigung dieser Strömung erfolgt durch Anlage eines Kajedeiches, der an die unbefestigten Stellen des Hauptdeiches anschließt und je nach den örtlichen Verhältnissen als Auslage oder Einlage hergestellt wird. Gleichzeitig hat er die Marsch während der Bauzeit der Durchdeichung zu schützen und ist deshalb 2—3 m über gewöhnliche Flut zu führen. Steht trockene Erde zur Verfügung, so wird er in 3—4facher Außen- und 2facher Innenböschung hergestellt und am Fuß der Außenseite durch Beflickung, Bepflanzung oder durch eine Faschinendecke gesichert. Bei weichem Boden empfiehlt sich die Einfassung des Erdkörpers durch Faschinendämme. Fehlt gute — namentlich auch trockene — Erde, so muß der Kajedeich in der Form eines Kastenfangdammes hergestellt werden. Unter schwierigen Umständen werden selbst zwei solcher Dämme nacheinander nötig, um die Strömung allmählich zu vermindern; auch kann sich zu diesem Zwecke eine Erweiterung der Durchbruchsstelle empfehlen. Nach Herstellung des Schutzdeiches erfolgt die Ausführung der Durchdeichung zwischen zwei Faschinendämmen (s. die Figur). Diese bestehen bis zur Niedrigwasserhöhe aus Sinkstücken, darüber aus Packwerk und haben eine Kronenbreite von 2,5—4 m, an der Außenseite 1½—2fache, an der Innenseite ¾—1fache Anlage. Die unteren Sohlstücke sind möglichst weit nach außen, nicht nach innen vorzuschieben, weil sonst völliges Dichtwerden erschwert und längeres Nachsinken bewirkt wird. Die Faschinendämmen an der Innenseite braucht nur den inneren Erdkörper zu stützen, kann also eine geringere Ausdehnung erhalten als die der Außenseite. Wollte man die Innenseite ganz aus Boden herstellen, so würde der Bedarf an solchem ein viel größerer und feine Beschaffung, die in der Regel mit Schiffen erfolgen muß, meistens teurer werden als die Mitverwendung von Faschinen. — Zuerst wird die Außenberme, dann die Binnenberme und schließlich die Erdschüttung hergestellt; die Schüttung schreitet von einer Seite nach der andern fort, um den beim Einschütten sich bildenden Schlamm auf der Sohle fortzuschieben. Bei größerer Länge des Dammes erfolgt die Durchschüttung zunächst in der Höhe des mittleren Wasserstandes; darauf die Herstellung bis zur endgültigen Höhe unter Berücksichtigung des Sackmaßes.

Frühling.

Durchdringungskurve, die Schnittkurve zweier Flächen $f = 0$ und $\varphi = 0$.

Sie ist bestimmt durch das simultane System: $\begin{cases} f = 0 \\ \varphi = 0 \end{cases}$. Tangente der Kurve in einem Punkt

ist die Schnittlinie der Tangentialebenen der Flächen in dem betreffenden Punkt. Im Berührungs-
punkt zweier Flächen hat die Durchdringungskurve einen Doppelpunkt. Die Durchdringungs-
kurve eines Flächenmantels mit einem Mantel derselben Fläche wird als Selbstschnitt der Fläche
oder als Doppelkurve bezeichnet. Doppelgerade ist eine geradlinige Doppelkurve. *Wölffing*.

Durchdruckverfahren (Vernis-mou-Verfahren), Methode zur Ge-
winnung von Tiefdruckformen (vgl. Graphische Künste), die einer Kohle-
oder Kreidezeichnung ähnliche Bilderdrucke ergeben.

Das Verfahren wird verschieden ausgeübt. Zumeist überzieht man eine blankgeputzte, erhitze Kupferplatte gleichmäßig dünn mit einem aus 3 Teilen Wachs, 2 Teilen Asphalt, 1 Teil Talg und wenig Terpentinöl zusammengeschmolzenen Aetzgrund (s. Aetzen). Nach dem Erkalten bildet er ein säurefestes aber weiches und klebriges Häutchen (Vernis-mou). Legt man nun ein Papierblatt oder Gewebestück mit zart körniger oder strichartiger Oberflächenstruktur auf die Platte, sichert es gegen Verschiebung und bezeichnet es mit einem mittelharten Bleistift, so wird an den Bildstellen, je nach dem Grade des beim Zeichnen stattgehabten Druckes, in kleineren oder größeren Punkt- oder Strichelementen der Aetzgrund vom Papierblatt abgehoben und damit die Platte dort der Säureeinwirkung freigegeben. Das Aetzen und das Drucken der Platte erfolgt wie bei der Radierung, mit der das Durchdruckverfahren manchmal kombiniert wird.

A. W. Unger.

Durchfahrt, der durch ein Gebäude führende Fahrweg, meist an feinen Enden durch Torbogen begrenzt, die durch hölzerne Torflügel oder Eisengitter abgeschlossen werden können.

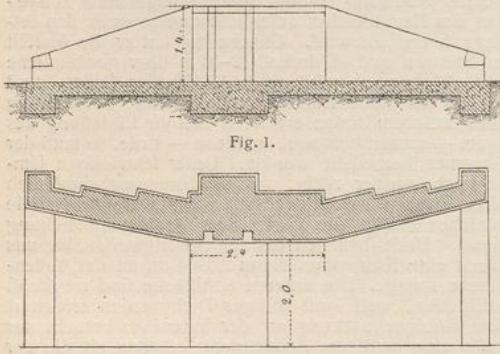
Die geringste Breite beträgt 2,5 m. Der Bodenbelag sollte, um das Wagengeraff zu dämpfen, aus Asphalt oder aus Holzplaster bestehen. — Bei Wohngebäuden bildet die Durchfahrt zugleich den Haupteingang, von dem aus der Zugang zu den einzelnen Stockwerken erfolgt. Bei größeren Gebäuden können neben der Durchfahrt noch ein oder zwei Durchgänge für Fußgänger angeordnet werden. Um letztere gegen das Fuhrwerk zu schützen, sollten die Gehwege mindestens um einen Tritt höher gelegt werden. Schöne Beispiele von Prachtdurchfahrten sind: 1. am Schloß in Berlin, Prachttor gegenüber dem Kaiser Wilhelm-Denkmal. 2. Louvre in Paris, Neubau des Cour Napoleon III., Pavillon Richelieu (1866), von Architekt Visconti; 3. Schloß von Caferta bei Neapel, zentrale Durchfahrt zwischen vier Höfen (18. Jahrhundert), Architekt Vanvitelli. *Weinbrenner*.

Durchfahrt bei Deichen. Kreuzt stärkerer Verkehr eine Deichlinie, so kann es sich zur Vermeidung einer zu großen verlorenen Steigung empfehlen, den Weg nicht in der Form von Anrampungen über den Deich fortzuführen, sondern eine Durchfahrt, Deichlücke oder Deichscharte, anzuordnen. Ihre Sohle liegt jedoch nur selten in Höhe des anschließenden Geländes, häufiger etwa auf halber Deichhöhe, um von einem plötzlichen Ansteigen des Wassers nicht zu leicht überrascht zu werden.

Zur Abhaltung höherer Fluten werden in Flusseichen zwei Dammfalze in den massiven Seitenmauern der 3—5 m weiten Durchfahrten ausgespart, in die man von oben Dammbalken herabläßt und deren 1—1,5 m weiten Zwischenraum man mit Dung oder Klärboden ausfüllt (vgl. Fig. 1 und 2). Um das Durchdringen des Wassers unter den Dammbalkenlagen zu verhindern, ist die Sohle der Durchfahrt massiv herzustellen und durch Herdmauern in ausreichender Tiefe zu sichern. Diese Mauern sind 1—2 m hinter die Wangenmauern fortzufüzen und dort zugleich als Pfeiler hochzuführen, um der Bildung von Wafferadern zwischen Wangenmauern und Deichkörper vorzubeugen. — Durchfahrten von mehr als 5 m Breite in Flusseichen werden zweckmäßig zur Zeit der Fluten in zwei Teile zerlegt. Dies geschieht durch Anwendung von Mittelfstienen, die in ausgeparte (gewöhnlich durch gußeiserne Abdeckungen geschloßne) Öffnungen im Sohlenmauerwerk eingefügt und nur

durch Querzangen verbunden werden. Wegen des raschen Eintretens von Sturmfluten wird die Anlage von Durchfahrten in Seedeichen möglichst vermieden und auf solche Stellen beschränkt, wo eine weitere Sicherheit durch die Deiche der außerhalb der Durchfahrt liegenden Polder geboten wird. Auch in diesem Falle empfiehlt es sich, die Sohle nur in halber Deichhöhe zu legen, außerdem aber neben den Dammfalzen noch Stemmtore anzuordnen. *Frühling*.

Durchfall, in der Mehlfabrikation derjenige Teil eines gesiebten Materials, der durch die Sieböffnungen hindurchgefallen ist, im Gegensatz zum Uebergang, der am Ende des Siebes ankommt, ohne durch die Öffnungen gefallen zu sein. *Arndt*.



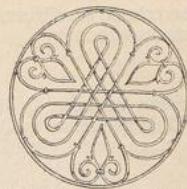
Durchflechten ist eine Art der Verbindung von Eisenstäben, die weniger Steifheit hervorbringt als das Durchschieben (f. d.). Bei Füllungsgittern (f. die Figur) wurde diese Eisenverbindung zur Zeit der Renaissance in Italien vielfach gebraucht.

f. Hoch.

Durchflußprofil, die mittels der Brücken und Durchlässe in Wegen, Eisenbahnen und ähnlichen Anlagen erforderliche Querschnittsgröße des für den Abfluß des Wassers offenzuhalten Raumes, somit das grundlegende Maß für jedes derartige Bauwerk.

Das Durchflußprofil ist zunächst als Querschnittsgröße ein Flächenmaß, dessen Bildung aus Weite und Tiefe — in der Regel als Rechteck oder doch nahezu als solches — zwischen diesen beiden Faktoren des Produkts eine gewisse Freiheit der Wahl zu lassen scheint. Diese Freiheit besteht jedoch nur dann in Wirklichkeit oder wenigstens in gewissen Grenzen, wenn der durchzuführende Wasserlauf sehr klein, vielleicht nur zeitweise gefüllt ist und starkes Gefälle hat, so daß eine Veränderung der Höhenlage des Wasserpiegels durch Einbau des Durchlaßes, ein Aufstau, nur auf ganz geringe Länge hin wirkt und daher unschädlich bleibt. Das ist im allgemeinen nur im Gebirge und Hügelland und auch da keineswegs immer der Fall. In solchen Fällen handelt es sich (namentlich im Hochgebirge) oft mehr um rasche Abführung plötzlich herabkommender Schuttmassen mittels eines reichlichen, offenen Querschnittes über stark fallender, glatt abgeplasterter Sohle als um Durchführung der dann meist nur kleinen Wassermenge, die bei so steilem Gefälle nur geringer Weite bedarf. (Abfälle in der Sohle, sogenannte Kaskaden, sind durchaus zu vermeiden, weil sie Anlaß bieten zu Eisbildung und Schuttablagerung.) Dann kann also in der Tat die größere Höhe des Durchlaßes die Weite teilweise ersetzen. Anderseits kann aber auch im Hochgebirge — z. B. bei Ueberschreitung von Lawinengängen — eine sehr große Weite nötig sein, wenn man nicht in der Lage ist, in licherer Weise den Lawinengang über die Bahn (Straße) hinwegzuleiten oder ihn mittels Tunnels zu unterstreichen. — Ganz anders pflegen die Verhältnisse dagegen bei mäßigem und schwachem Gefälle, im Flach- und oft auch im Hügelland zu liegen, wenn es sich um Ueberbrückung eines deutlich vorhandenen, zumal eines größeren oder gar schiffbaren Wasserlaufs handelt. Alsdann kann selbst ein geringer Aufstau von einem oder wenigen Dezimetern Höhe auf längere Strecke hinauf in schädlicher Weise fühlbar werden, und zwar um so weiter hin, je flacher das Gefälle ist. Dann muß also die Durchflußweite unter dem gegebenen höchsten Wasserpiegel so bemessen werden, daß auch die größte in der Sekunde zuströmende Wassermenge mit Sicherheit in derselben Zeit abgeführt wird, ohne den Wasserpiegel merklich zu erhöhen. In solchen Fällen können, falls nicht andre sichere Anhaltspunkte (f. unten) zur Bestimmung der Weite vorliegen, eingehende rechnerische Untersuchungen über die größte Wassermenge, Durchflußgeschwindigkeit und Stauhöhe erforderlich werden.

Bei großen Flüssen werden sich diese Untersuchungen namentlich auf die Verteilung der Hochwassermenge (f. Hochwasser) zwischen Strombrücke und Flutbrücke erstrecken, um die nötige Durchflußweite der Flutöffnungen auf dem Vorlande zu ermitteln, während die Weite der eigentlichen Strombrücke in entwickelten Ländern bereits in ziemlich engen Grenzen durch vorhandene Umstände gegeben zu sein pflegt. Anhaltspunkte zur Bestimmung der Durchflußweite bieten zunächst die in der Nähe der Baustelle schon vorhandenen Öffnungsweiten für dieselben Wasserläufe, namentlich, wenn sie nahe unterhalb liegen, da sie dann mindestens die gleiche Wassermenge aufzuführen haben. Aber auch oberhalb liegende Brücken können benutzt werden, wenn man die etwa noch hinzukommenden Wasserläufe und Niederschlagsflächen berücksichtigt. Immer aber muß man sich vergewissern, ob die bestehenden Durchflußweiten bei größtem Hochwasser genügt haben, ohne schädlichen Stau zu erzeugen. Auch die regelmäßigen, vielleicht schon künstlich geregelten Strecken der Wasserläufe — das sogenannte Normalprofil des Flusses — geben oft hinreichend sichere Anhaltspunkte zur Bestimmung des Durchflußprofils. Derartige Grundlagen werden namentlich in entwickelten Ländern, wo schon viel Wege und Bahnlinien bestehen, in den meisten Fällen zur Festsetzung der Gesamtheit und oft auch für die der Einzelöffnungen ausreichen. So pflegt die Schifffahrt bestimmte Einzelweiten als notwendig längst ergeben zu haben, wobei selbstverständlich auch die größte Höhe der unbeladenen Fahrzeuge sowie etwaiger Eingang für die lichte Höhe über Wasser maßgebend ist und manchmal zur Herstellung beweglicher Brückenteile zwingt. In allen irgendwie zweifelhaften Fällen, also namentlich bei schwachem Gefälle des Flusses und bei nicht völlig geregeltem Hochwasserlauf, treten dann die erwähnten Berechnungen zur Prüfung der beabsichtigten Durchflußweiten hinzu. Die Bestimmung der Hochwassermenge in der Sekunde geschieht in solchen Fällen — nach Aufmessung der (unter der festzustellenden Hochwasserlinie bestehenden) Strom- und Flutprofile an tunlichst regelmäßiger Stelle des Flusses und nach Ermittlung des Hochwassergefälles auf längere Strecke — durch Anwendung einer der verschiedenen Formeln für die Wasserbeschleunigung (f. Hydraulik). Dabei ist es zweckmäßig, für beide Profilteile (Stromprofil in und über dem Flusse selbst, Flutprofil auf dem Vorlande) getrennt zu rechnen, weil das Verhältnis vom Querschnitt zum Umfang (hydraulische Tiefe) sehr verschieden zu sein pflegt. Bei kleinen, nicht schiffbaren Wasserläufen mit oft sehr schwankender Wassermenge oder zeitweilig trockenem Bett und bei Talmulden ohne ausgeprochenen Wasserlauf, also namentlich im Hügel- und Gebirgslande, ist man, wenn andre genügende Anhaltspunkte fehlen, auf die Heranziehung des Niederschlagsgebietes angewiesen, das zu dem betreffenden Bauwerk hin entwässert. Beispieleweise



Kreisfüllung in deutscher Renaissance (St. Salvator in Prag).

berechnet die Generaldirektion der bayrischen Staatsbahnen neuerdings mit gutem Erfolge die Hochwassermenge Q nach der Formel

$$Q = \frac{\alpha F}{\sqrt{1+F}} \left(1 - \frac{0,4 \cdot F_w}{F} \right)$$

Hierin bedeutet Q die größte sekundliche Abflußmenge in Kubikmetern, F das Niederschlags- (Einzugs-)gebiet in Quadratkilometern, F_w den etwa bewaldeten Teil davon in Quadratkilometern, α einen vom Talgefalle abhängigen Faktor, nämlich

$$\begin{aligned} \alpha &= 4,50 & \text{bei einem Durchschnittsgefalle, das größer ist als } 2\%, \\ \alpha &= 3,75 & \text{das zwischen } 2\% \text{ und } 0,5\% \text{ liegt,} \\ \alpha &= 3,00 & \text{das unter } 0,5\% \text{ herabgeht.} \end{aligned}$$

Im übrigen vgl. a. Hochwasser.

Goering.

Durchflußregulator, Vorrichtung zum Regulieren der Menge des des Papiermaschine zufließenden Papierzeuges, bei der diese Regulierung während des Durchfließens durch vergrößer- oder verkleinerbare Öffnungen bewirkt wird. S. Papierfabrikation.

Kraft.

Durchgang, ein auch zum Durchgehen benutzbarer Durchlaß (f. Durchlässe).

Durchgangshähne dienen zum Absperren von Leitungen, Dampf-, Wasser- u. f. w.

Wie bei den Auslaufhähnen (f. d.) unterscheidet man, je nachdem der Abschluß durch einen Kegel (Lilie) oder durch ein Ventil bzw. durch eine Gummplatte erfolgt, Kegeldurchgangshähne, Ventil- und Gumminderöhrschraubhähne. — Alles bezüglich der An-

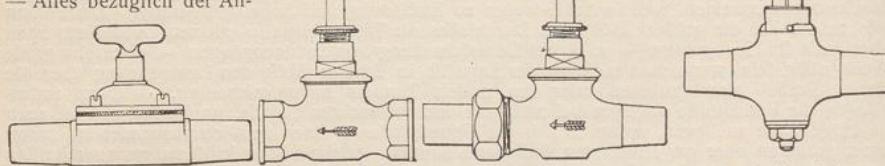


Fig. 4. Gumminderöhrschraubhahn. Fig. 2. Ventilhahn.

Fig. 3. Ventilhahn.

Fig. 1. Kegelhahn.

wendung, Konstruktion und Ausführung dieser drei Systeme unter Auslaufhähne, Bd. 1, S. 401, und Absperrenventile, Bd. 1, S. 38, Gefäße gilt auch für die Durchgangshähne. Die Fig. 1-4 stellen einige der gebräuchlichsten Typen von Durchgangshähnen dar. S. a. Kegelhähne. Blecken.

Durchgangsinstrumente oder Passageninstrumente (Transitinstrumente, Lunettes méridiennes) dienen zur Beobachtung der Durchgänge von Gestirnen durch eine bestimmte Vertikalebene. In den meisten Fällen ist diese Ebene der Meridian oder der Oftwestvertikal (I. Vertikal); aber auch für die Durchgänge in andern Vertikalen werden dieselben benutzt.

Besitzen die Instrumente noch einen größeren Kreis auf der Umdrehungsachse, der außer den Durchgängen auch die Messung der Zenitdistanzen der Gestirne zu beobachten gestattet, so nennt man dieselben Meridiankreise (f. d.). Im allgemeinen bestehen die Durchgangsinstrumente aus einem Fernrohr, das senkrecht zu seiner Umdrehungsachse steht; die letztere liegt horizontal und ist je nach dem Vertikal, in welchem das Instrument benutzt werden soll, von Oft nach West oder von Nord nach Süd gerichtet. Bezüglich ihrer äußeren Einrichtung kann man diese Instrumente unterscheiden als festaufgestellte oder transportable oder auch, was ihrer Konstruktion angemessener sein dürfte, als solche, welche ein gerades oder ein sogenanntes gebrochenes Fernrohr besitzen. Die festaufgestellten Instrumente dieser Art ruhen meist auf starken Lagern, die zwischen besonders gut fundamenter Pfeilern befestigt sind; denn eine sichere Aufstellung ist für dieselben das Hauptfordernis. Die kleineren Instrumente mit gebrochenem Fernrohr pflegt man auf einem einzigen Pfeiler zu montieren. Die Durchgangsinstrumente werden benutzt zur Bestimmung der Zeit und der A.R. (Rektaszension) der Gestirne; bei Verwendung zur Bestimmung der geographischen Breite tragen dieselben besondere Einrichtungen, oder ihre Umdrehungsachse ist von Nord nach Süd gerichtet. Die Art der Benutzung dieser Instrumente zum Zwecke der Zeitbestimmung beruht darauf, daß eine nach Sternzeit regulierte Uhr immer genau so viel Zeit anzeigen muß, als ein Stern A.R. besitzt, der im gegebenen Moment durch den Meridian geht. Ist man also in der Lage, den Durchgang eines Gestirns durch die Meridianebene zu beobachten, d. h. in diesem Falle durch einen im Gesichtsfeld des Fernrohrs senkrecht ausgespannten Faden, der bei der Umdrehung des Instruments um seine Achse eben die Meridianebene beschreiben soll, so wird in diesem Moment die Uhr so viel zeigen müssen, als dieser Stern A.R. besitzt. Der Unterschied ist der Fehler (Stand) der Uhr. Würde man die Durchgänge mehrerer Sterne durch die Meridianebene auf diese Weise beobachten, so würde der Unterschied in der Zeit sofort die A.R.-Differenz der einzelnen Gestirne angeben. (Eventuell korrigiert wegen der Veränderlichkeit des Uhrstandes.) Kennt man also die A.R. eines oder mehrerer dieser Gestirne, so würden damit auch die A.R. der übrigen bestimmt sein. In Wirklichkeit wird der Vorgang bei den Beobachtungen sich nicht so einfach gestalten, da weder das Instrument ideal gebaut noch fehlerfrei aufgestellt sein kann. Ein größeres Durchgangsinstrument, wie es in den 1870er Jahren z. B. die Firma Pistor & Martins anzufertigen

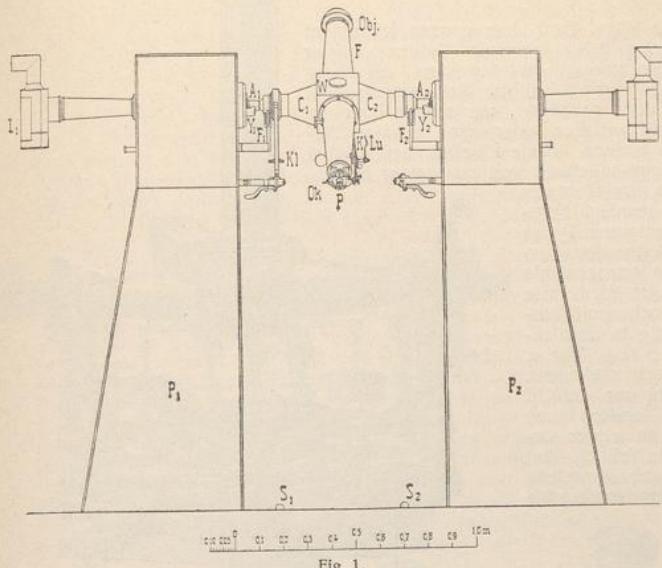


Fig. 1.

find die beiden noch übrigbleibenden Seiten des Kubus durchbohrt, um zum Zwecke der Fehlerbestimmung mittels sogenannter Kollimatoren durch denselben hindurchsehen zu können. Für gewöhnlich sind diese Öffnungen durch Kapseln verschlossen. Die Umdrehungsachse pflegt hohl zu sein, so daß das Licht je einer der an den Außenseiten der Pfeiler angebrachten Lampen in das Fernrohr hineingebracht werden kann. Diese Einrichtung dient dazu, bei Nachtbeobachtungen das Fadennetz zu beleuchten. Das letztere besteht je nach der Größe des Instruments aus einer Anzahl von 7—23 oder 25 Vertikalfäden, die der leichten Uebericht wegen

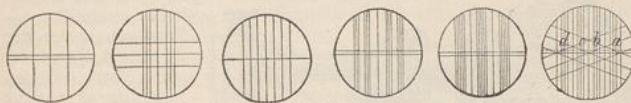


Fig. 2.

nahezu symmetrisch zu einem derselben, dem sogenannten Mittelfaden, in einzelnen Gruppen angeordnet zu sein pflegen (s. Fig. 2). Diese Vertikalfäden werden gewöhnlich durch zwei ziemlich eng aneinander stehende Horizontalfäden überspannt, zwischen denen man den Stern durch das Gesichtsfeld hindurchwandern läßt. Bei größeren Instrumenten pflegen auch noch einige Fäden vorhanden zu sein, die sich durch eine Mikrometerfahraube über die andern hinweg bewegen lassen, um die Beobachtung zu vervielfältigen oder um bestimmte Messungen auszuführen. Das Gefätmfadenetz befindet sich gewöhnlich in einem besonderen Kasten, der zwischen Okular und Hauptrohr des Fernrohrs eingeschaltet wird. Man nennt denselben das Mikrometerwerk; es ist je nach der Benutzung des Instruments mehr oder weniger kompliziert ausgeführt. An dem einen Achsenende oder auch in der Nähe des Okulars am Fernrohr selbst ist gewöhnlich ein kleiner Kreis K zur Einstellung für Höheaufführung des Sterns angebracht (Fig. 1), und das andre Ende umspannt ein Ring, der seinerseits einen Bügel trägt, der durch eine Schraube (K1) mit der Instrumentenachse fest verklemmt werden kann; das andre Ende dieses Bügels greift in einen Halter ein, der fest mit den Pfeilern verbunden ist, und gegen den sich vermittelt

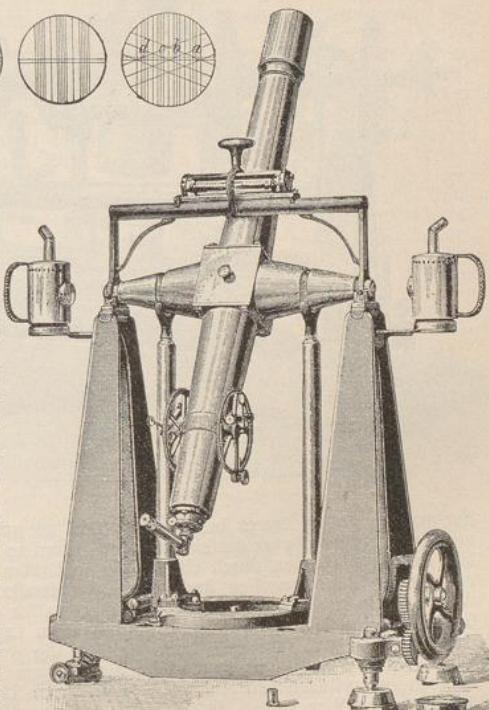


Fig. 3.

einer Schraube sodann der Bügel samt dem ganzen Instrument um geringe Beträge verschieben läßt, damit das Gestirn genauer zwischen die Horizontaläden gebracht werden kann, als dieses aus freier Hand möglich sein würde. Auf die Achsenzapfen läßt sich eine Libelle aufsetzen oder anhängen, um mittels ihrer die horizontale Lage der Achse herstellen oder eine etwaige Abweichung davon messen zu können. Diese Libellen besitzen bei großen Instrumenten eine Empfindlichkeit von etwa einer Bogensekunde auf die Pariser Linie. Ein kleineres Durchgangsinstrument mit geradem Fernrohr zeigt Fig. 3; dieselbe stellt einen Typus dar, wie er in England oder den Vereinigten Staaten häufig für transportable Instrumente dieser Art benutzt wird. Ein neueres Instrument mit gebrochenem Fernrohr, wie man sie gegenwärtig in Deutschland meist zu bauen pflegt, zeigt Fig. 4. Da es, wie bemerkt, mehrfach vorkommt, daß die Horizontalachse nicht nur von Oft nach West gerichtet wird, sondern auch von Nord nach Süd, oder in einem beliebigen Vertikal gelegen sein soll, so hat man neuerdings Instrumente gebaut, welche eine volle Umdrehung der Horizontalachse gestatten, ohne daß dadurch die Stabilität beeinträchtigt würde. Da zu diesem Zwecke noch einige besondere Einrichtungen an dem Instrument angebracht sein müssen, wird daselbe verhältnismäßig kompliziert und kostspielig. Fig. 5 zeigt ein Instrument jener

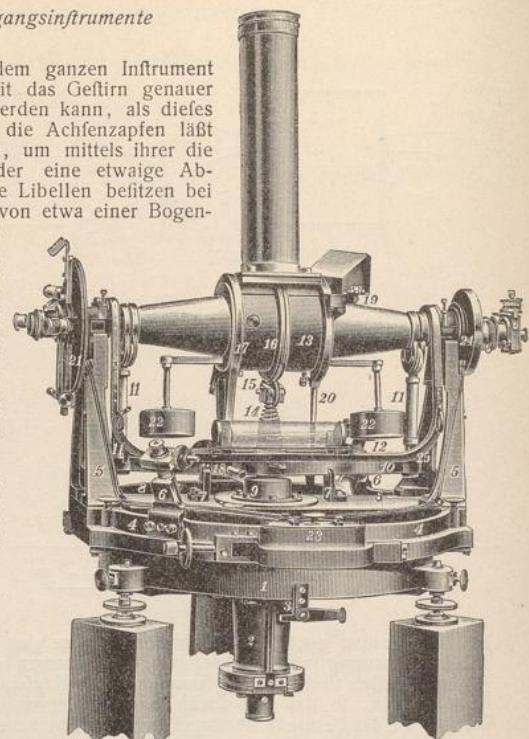


Fig. 5.

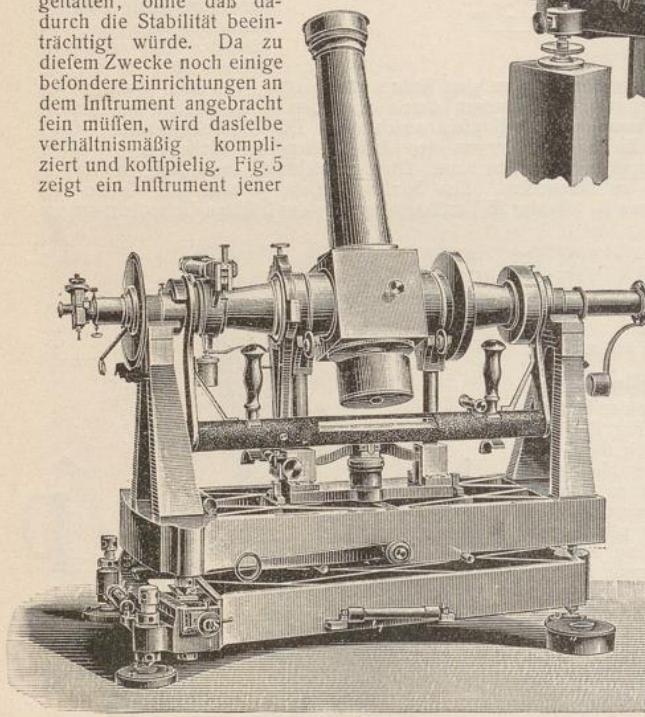


Fig. 4.

Art, für das Königliche Geodätische Institut gebaut von der Firma A. Repsold & Söhne. Dieses Instrument ruht auf einem starken, ringförmigen Unterbau 1 mit drei Fußschrauben, der zugleich einem geteilten Horizontalkreis als Lager dient; dieser Unterbau trägt in feiner Mitte die besonders stark gearbeitete Büchse 2 für eine Vertikalachse, die ihrerseits mit dem Hebelwerk 3 in Verbindung steht, das dazu dient, bequem und sicher das eigentliche Fernrohr mit feiner Umdrehungsachse aus den Lagern zu heben und in umgekehrter Richtung wieder in dieselben einzulegen (bei größeren Instrumenten, die zwischen zwei Pfeilern aufgestellt sind, hat man zu diesem Zweck besondere Wagen, die unter das Instrument geschoben werden können und durch ein Hebelwerk daselbe aus den Lagern zu nehmen gestalten). Das Gestell für den Oberbau besteht aus einem durch Gitterwerk verstärkten Ring 4, mit dem die beiden Lagerständer 5 aus einem Stück gegossen sind. Zwei Ablesemikroskope 6 gestatten die Umdrehung des Instrumentes in horizontalem Sinne genau zu messen und seine sichere Stellung zu prüfen. Eine breite Mittelplatte, die sich von Lagerständer zu Lagerständer erstreckt, verstärkt noch den Bau des Oberteils; auf derselben befinden sich die Anschläge 7 für den Umlegebock selbst, der seine Führung zum Teil in der Büchse 2, zum Teil in dem die Mitte der Brücke 8 einnehmenden zylindrischen Aufsatz 9 hat. Diese Umlegevorrichtung ist so konstruiert, daß sie ähnlich einem Wagebalken, in der Mitte auf einer Schneide ruht und an den beiden Enden die Ständer 11 trägt, die ihrerseits die Horizontalachse durch Vermittlung von Frictionsrollen stützen. Das Gegengewicht für das Fernrohr wird hier durch die beiden Scheiben 22 gebildet,

die so angeordnet sind, daß in der Mitte des Instrumentes Platz bleibt für die Stützen der Feder 14, die eine Durchbiegung der Achse verhindern soll. Auf der Achse selbst, dicht neben dem Mittelstück, ist auf der einen Seite die Klemme 17 für die Feinbewegung, die sich in den Umlegebock bei 18 stützt, angebracht und auf der andern Seite der Ring für das sogenannte Horrebow-Niveau, das bei der Benutzung des Instruments zur Breitenbestimmung seine Verwendung findet. Der Auffuchekreis 21 ist auf dem dem Okular entgegengesetzten Ende aufgesetzt und so eingerichtet, daß man die Einstellungen ausführen kann, ohne das Fernrohr zu bewegen. Die Beleuchtung des Fadennetzes geschieht durch eine Lampe, die mittels eines Bügels auf der Umlegevorrichtung aufgestellt werden kann, wie das Fig. 4 erkennen läßt. Das Okular dieses Instruments ist mit einem sogenannten Registriermikrometer versehen, um den Einfluß der persönlichen Fehler bei den Beobachtungen zu eliminieren. Man hat auch Durchgangsinstrumente konstruiert, bei welchen das Prisma nicht in der Mitte des Instruments, sondern vor dem Objektiv deselben angebracht ist. Diese Konstruktion wurde von Steinheil angegeben, sie ist mehrfach ausgeführt worden, hat sich im allgemeinen aber nicht bewährt wegen der geringen Fesligkeit, welche die Verbindung des Prismas mit dem Objektiv darbot.

Die Art und Weise der Zeitbestimmung mittels eines solchen Durchgangsinstruments beruht auf folgenden Betrachtungen. Würde das Instrument so aufgestellt sein, daß die Umdrehungsachse genau von Oft nach West gerichtet und außerdem genau horizontal gelegen ist, so würde, wenn die Absehenslinie senkrecht zur Umdrehungsachse stände, tatsächlich diese Linie die Ebene des Meridians beschreiben. Diese Forderungen sind aber nie erfüllt, und es ist Sache des Beobachters, die Abweichung von der idealen Form und Aufstellung zu bestimmen und ihren Einfluß auf das Resultat der Beobachtung festzustellen, so daß dieser als Korrektion angebracht werden kann. Nennt man die Abweichung des Winkels zwischen Absehenslinie und Horizontalachse von $90^\circ c$, den Winkel, um den die Umdrehungsachse gegen den Horizont geneigt ist, i und denjenigen, um den sie von der Ost-Westrichtung abweicht, k , so lehrt die sphärische Astronomie, daß man die Uhrzeit des Durchgangs eines Gestirns durch den Meridian T erhält, wenn U die Durchgangszeit durch den Mittelfaden darstellt, durch folgende Formeln:

$$T = U + i \frac{\cos(\varphi - \delta)}{\cos \delta} + k \frac{\sin(\varphi - \delta)}{\cos \delta} \pm c \sec \delta \quad \begin{cases} \text{Kr. West} & \text{Kr. Oft} \\ \text{Kr. Ost} & \text{Kr. West} \end{cases} \quad \text{und } AR = T + \Delta u,$$

in welcher δ die Deklination des Gestirns, φ die geographische Breite des Beobachtungsortes bedeutet. Den Kollimationfehler c kann man dadurch bestimmen, daß man das Instrument nach einem nahe im Horizont gelegenen irdischen Objekte, z. B. einer in großer Entfernung horizontal gelegten Nivellierlatte richtet, die Stelle abliest, die der Mittelfaden trifft, sodann das Instrument in seinen Lagern umlegt und wieder eine Ableitung macht. Es wird dann offenbar die halbe Differenz der beiden Ableitungen, dividiert durch die Entfernung Instrument—Objekt, die Tangente des Kollimationfehlers sein. Die Neigung der Horizontalachse findet man mit Hilfe der Libelle, so daß schließlich in der obigen Formel nur noch die beiden Unbekannten Δu und k vorkommen, die nun ihrerseits durch eine geeignete Anordnung der Beobachtungen von Gestirnen bestimmt werden müssen.

Zu diesem Zwecke ist die Beobachtung so einzurichten, daß man zunächst in der einen Lage des Instruments einen oder mehrere Sterne mit geringer Deklination und sodann einen solchen in der Nähe des Poles beobachtet, wenn möglich, während des Durchgangs dieses Gestirns durch das Gesichtsfeld das Instrument in seinen Lagern umlegt und die Beobachtung deselben Sterns in der zweiten Lage beendet; sodann werden wiederum ein oder mehrere Sterne mit geringer Deklination zu beobachten sein. Auf diese Weise erhält man zwei Werte für den Durchgang des Polsterns durch den Mittelfaden, von dem der eine der einen Lage des Instruments und der andre der zweiten Lage zugehört. Der Unterschied beider Werte führt offenbar nur von dem Kollimationfehler her und gestattet diesen auch auf solche Weise zu bestimmen, indem die Differenz durch $2 \sec \delta$ dividiert wird. Das Mittel aus beiden Zahlen liefert den Durchgang des Sternes durch die ideale Absehenslinie. Werden nun die Durchgänge der Sterne mit geringer Deklination mit demjenigen in Verbindung gesetzt, den der Polster geliefert hat, so erhält man den Wert für den Azimutfehler nach der folgenden Formel:

$$k = \frac{(\alpha' - U'ic) - \Sigma(\alpha - Uic) \cdot \frac{1}{n}}{K' - \frac{1}{n} \Sigma(K)},$$

wo α die Rektaszension und ic die wegen Neigung und Kollimation korrigierte Durchgangszeit bedeutet. Den Fehler der Uhr erhält man sodann, wenn die Durchgänge der Zeitsterne für die Fehler der Neigung, der Kollimation und des Azimuts nach Maßgabe der obigen (Mayerschen) Formel korrigiert werden, wodurch man die Uhrzeiten der Durchgänge durch den Meridian T erhält. Die Differenz zwischen diesen Zeiten und den A.R. der Gestirne liefert dann unmittelbar den Fehler der Uhr. Die Genauigkeit, mit welcher der Azimutfehler bestimmt wird, hängt zumeist von der Größe des Nenners in dem Werte für k ab. Dieser wird am größten, wenn es möglich ist, einen Polstern in oberer und einen in unterer Kulmination zu beobachten. Für die Werte der Größen

$$\cos(\varphi - \delta) = J; \quad \frac{\sin(\varphi - \delta)}{\cos \delta} = K$$

gibt es Tafeln, aus denen man dieselben mit genügender Genauigkeit leicht entnehmen kann (des weiteren ist auf Zeitbestimmung zu verweisen).

Soll ein Durchgangsinstrument für die Bestimmungen der geographischen Breite verwendet werden, so ist daselbe so aufzustellen, daß die Umdrehungsachse von Nord nach Süd gerichtet ist. Die Absehenslinie wird dann offenbar den Oft-West-Vertikal beschreiben, und wenn man

nun die Durchgänge eines Gestirns, dessen Deklination nur wenig kleiner ist als die Polhöhe des Beobachtungsortes, sowohl im Osten als auch im Westen, durch die Fäden des Instruments beobachtet, so werden diese Momente ein Stück der täglichen Bewegung des Gestirns einschließen, das einen flachen Bogen darstellt, der im Meridian um den Betrag der Differenz zwischen geographischer Breite und Deklination des Gestirns vom Zenit absteht. Aus der Differenz der beiden Durchgangszeiten läßt sich dann auf Grund der Formeln der sphärischen Astronomie leicht auf den Betrag von $(\gamma - \delta)$ schließen. Kennt man also die Deklination des Gestirns, so ist auch der Wert der Polhöhe sofort zu finden. Diese Methode der Breitenbestimmung liefert sehr gute Werte. Im übrigen muß auf Polhöhe verwiesen werden. Bezuglich der Zeitbestimmung im „Vertikal des Polarsternes“ ist das Nähere in dem Art. Zeitbestimmung nachzusehen.

Literatur: Die Beschreibung der verschiedenen Konstruktionen von Durchgangsinstrumenten ist in der astronomischen Literatur sehr zerstreut und meistens in den einleitenden Bänden der großen Publikationen der Sternwarten oder in der Beschreibung geodätischer Vermessungen zu finden. Dort pflegen auch Mitteilungen über den Gebrauch der Instrumente gegeben zu sein. Bezuglich der Geschichte des Baues der Durchgangsinstrumente ist vor allem Wolf, R., Handbuch der Astronomie, Bd. 2, Zürich 1892, zu vergleichen; außerdem ist, bis auf die Neuzeit fortgeführt, eine Beschreibung der einzelnen Typen dieser Instrumente und auch deren Gebrauch angegeben in: Ambronn, Astronomische Instrumentenkunde, Berlin 1899, Bd. 2, S. 504 ff., dem die Fig. 2, 4, 5 entnommen sind.

Ambronn.

Durchgangsreservoir, s. Reservoir.

Durchgangsventile enthalten die Eintritts- und Austrittsöffnung in gleicher Achse hintereinander, im Gegensatz zu Eckventilen (s. d.); sie sind in der Regel als Absperrventile (s. d.) gebaut.

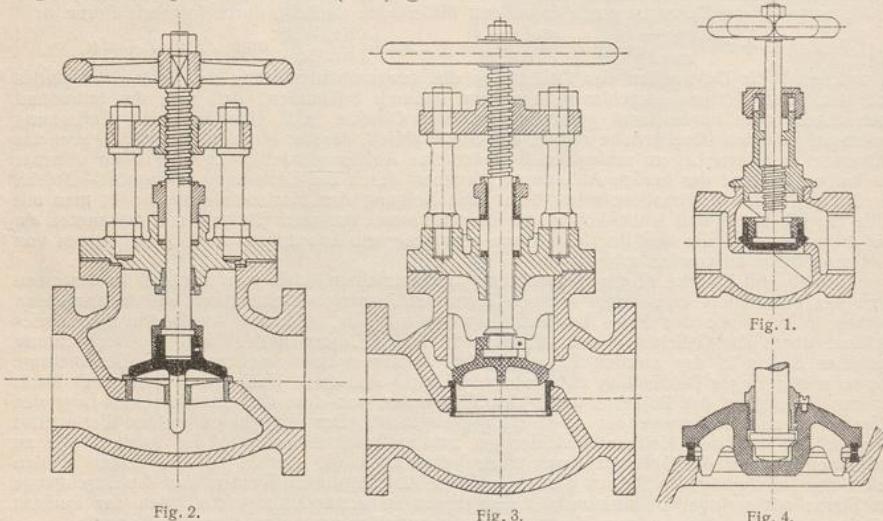


Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Im rechten Winkel zur Rohrachse steht die Ventilspindel und drückt mit ihrem inneren Ende den Ventilteller oder Kegel auf den Rand des Ventilsitzes gegen den abzusperrenden Druck. Das bauchige Gehäuse enthält eine schräge, von der Sitzöffnung durchbrochene Scheidewand und wird an der reichlich weiten Seitenöffnung durch einen eingelassenen Deckel mit Stopfbüchse und Säulenauflatz geschlossen.

Gehäuse und Deckel bestehen aus Gußeisen, soweit der Betriebsdruck 13 Atmosphären nicht übersteigt, darüber hinaus nur bei kleinen Ventilen bis 50 mm Weite; bei höherem Druck und auch bei Heißdampf von geringerer Spannung aus Stahlguß; in kleinen Abmessungen und bis zu Temperaturen von höchstens 200—300° auch aus Bronze, Fig. 1 (f. Röhre, Normalien).

Die Baulänge ist verschieden. Das normale Maß von $2d + 100$ mm für d mm Weite läßt sich nicht immer einhalten. An den Ventilen nach Fig. 2 [1] besteht es, mit Ausnahme der Weiten von 150, 175 und 200 mm, wofür $2d + 110$ genommen ist. An den Ventilen nach Fig. 3 [2] beträgt der über $2d$ hinausgehende Zuschlag 105 für $d = 25$; 110 für 30 und 35; 120 für 40—90; 130 für 100—300. An Hochdruckventilen für 8—20 Atmosphären ist $2d + 150$ mm als Normalmaß angefertzt. Hierbei erhalten die Flanschen Vorsprung und Eindrehung von 3—5 mm zur Einbettung der Dichtung. Flanchedurchmesser und Lochkreis entsprechen in der Regel den Normalien für Flanschenrohre. Die Zahl der Schrauben für Fig. 2 [2] findet sich um zwei größer als normal, mit Ausnahme von 150 l. W., und die Schraubenstärke für 100—125 l. W. dafür nur $5/8$ statt $3/4$ ", im übrigen normal.

Sitz und Kegel bestehen aus Rotguß. Die Sitze werden fast zylindrisch eingepaßt, fest eingepreßt, seltener eingeschraubt, ausgedreht und in der Sitzfläche (von 3—7 mm Breite) mit

dem Kegel zusammengeschliffen. An Heylandts Ventilen (Fig. 7) liegen die Dichtflächen am äußerem Rande des Sitzes, durch vorspringende Ränder vor dem durchgehenden Strahl geschützt [3]. Die in Fig. 4 sowie unter Eckventil (Fig. 1) gezeichneten Dichtringe bestehen aus Nickel und eignen sich besonders für Heißdampf [2]. In den Jenkins-Ventilen (Fig. 8), dichtet ein auswechselbarer Vulkanfiberring auf Metall oder Eisen [4] und [5]. Die Spindeln für Ventile bis 100 mm Weite bestehen aus Rotguß, für größere Ventile aus Stahl oder (mit einem Preiszuschlag von etwa $0,23 d - 20 M$) aus Rotguß.

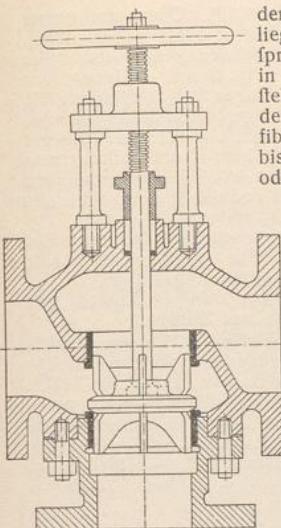


Fig. 5.

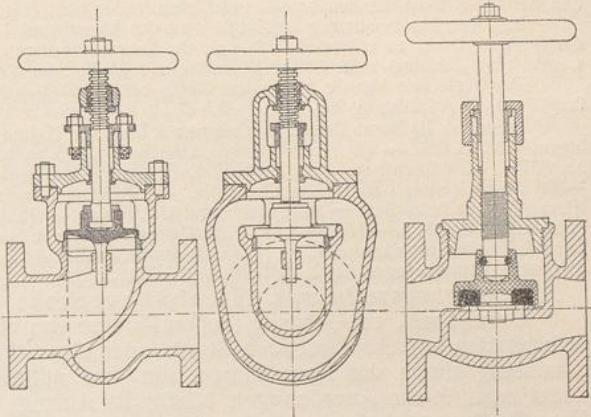


Fig. 10.

Fig. 8.

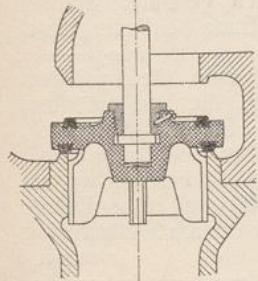


Fig. 6.

Heißdampf erfordert Stahlspindeln. Die Ventilspindel dichtet bei voller Öffnung des Ventils mit einem kegeligen Bunde oder dergl. den Durchgang zur Stopfbüchse von innen ab, so daß man diese auch während des Betriebes öffnen und verpacken kann. Das flachgängige Gewinde liegt nur bei kleinen Ventilen innen (Fig. 1 und 8), sonst außen und führt sich in einer schmiedeeisernen (oder auch gußeisernen) Brücke meist mit besonders eingesetzter Buchse mit Muttergewinde. Statt des Säulenaufsatzes kommen auch am Deckel angegossene Bügel vor (Fig. 10), auch eingegossene Schmiedeisenbügel [2].

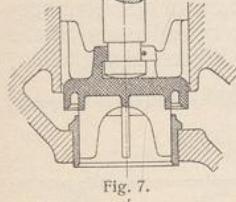


Fig. 7.

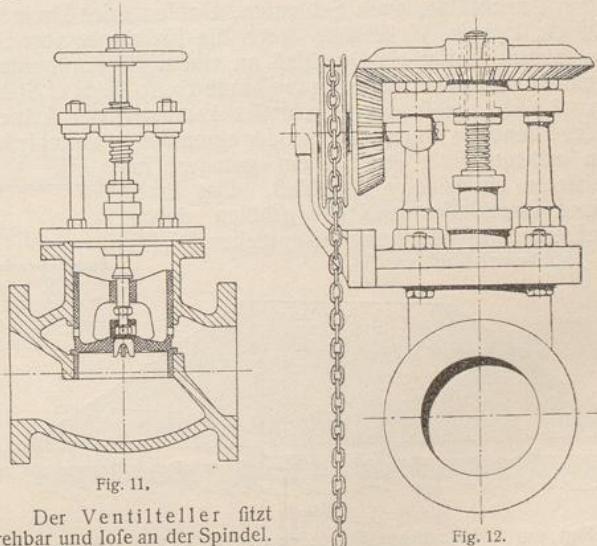


Fig. 11.

Fig. 12.

Der Ventilteller sitzt drehbar und lose an der Spindel.
Die Stiftführung (Fig. 2) der

unter [1] genannten Firma fällt bei Ventilen bis 100 mm Weite fort. Die obere Führung (Fig. 3) der Flügelführung in der Sitzöffnung drängt den Kegel seitwärts und klemmt sich im Sitz leicht

Fig. 9.

unter der Wirkung des Spindeldruckes. Eine Verbesserung zeigt Fig. 4 [2]. Obere und untere Führung (Fig. 7) vereinigt die Vor- und Nachteile beider Arten und ist nicht gerade nötig, selbst bei Wechselventilen (Fig. 5) [2] mit zwei Sitzen. Für die Umchaltung des Abdampfes zwischen Auspuff und Kondensation dienen Wechselventile nach Fig. 6 mit Dichtung von Weißmetall auf Gußeisen [1]. Das Ventil Fig. 9 mit Phosphorbronzeringen hat Stegführung [6]. In den Wiß-Ventilen (Fig. 10) teilt sich der Strom in zwei seitliche Zweige, deren Rückwirkungen auf den Teller sich ausgleichen, so daß dieser sich nicht einseitig aufsetzt und sich gleichmäßiger hält [7] und [2]. An großen Ventilen von 200—400 mm Weite mit hohem Druck entlastet man die Spindel, indem man den Druck von oben auf den Teller wirken läßt [8], und ermöglicht dabei leichtes Öffnen durch ein kleines Durchlaßventil im Teller, so daß die Spindel erst dieses und beim Weiterdrehen den bereits entlasteten Teller hebt (Fig. 11).

Mit Rechtsdrehung schließt man das Ventil und öffnet es mit Linksdrehung. Um die Stellung leicht zu erkennen, läßt sich ein Zeiger anbringen [10]. Für hochliegende Ventile wendet man Zahnrad- oder Schneckentrieb mit Welle oder Kettenzug an (Fig. 12) [9].

Der Preis der Ventile von D cm Weite beträgt $D(3 + 0,2D)$ M. für Hochdruckventile aus Stahlguß.

Literatur: [1] Firma Dreyer, Rofenkranz & Droop in Hannover; Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1898, S. 931. — [2] Firma Schäffer & Budenberg, G. m. b. H., Magdeburg-Buckau, D.R.P. Nr. 90787, Nickeldichtung. — [3] Firma C. Louis Strube in Magdeburg-Buckau, D.R.P. Nr. 74320. — [4] Firma Rudolph Barthel in Chemnitz. — [5] Firma Frankenthaler Maschinenfabrik, vorm. Klein, Schanzlin & Becker in Frankenthal i. d. Pfalz. — [6] Firma Dicker & Werneburg in Halle a. S., D.R.P. a. — [7] Firma A. L. G. Dehne in Halle a. S., D.R.P. Nr. 133859. — [8] Firma Bopp & Reuther in Mannheim. — [9] Firma Franz Seiffert & Co. in Berlin SO. — [10] Zeitschr. d. Vereins deutsch. Ingen. 1902, S. 1006, und 1898, S. 913.

Lindner.

Durchgangsverkehr, f. Eisenbahnverkehr.

Durchhaus, ein Gebäude, dessen Parterre von einer dem allgemeinen oder beschränkten Verkehr dienenden Straße oder einem Fußweg durchsetzt wird, die tunnelartig durch das Haus führen. In den mittelalterlich gebauten Städten findet man solche Anordnungen häufig als Anfang und Ende schmäler, zwei Hauptstraßen verbindender Gassen.

Weinbrenner.

Durchkrammung. Mit Durchkrammung bezeichnet man die in jedem Frühjahr vorzunehmende Ausbefferung der Strohbeswicklung, die den untersten, nicht berafsten Teil der Außenberme eines Deiches schützt. Sie erfolgt dadurch, daß man die Nähte der im letzten Herbst neu hergestellten Beswicklung durch Zwischenlage neuer Strohseile ergänzt, die mittels Bekrammung befestigt werden (f. Befestigung). Auch die Befestigung der auf der Außenböschung neuer Deiche verlegten Rattenplaggen durch Strohnähte (um das Fortpülen durch Wellenschlag zu vermeiden) heißt Durchkrammung des Rafens.

Fröhling.

Durchlässe, auch Schleusen, Dohlen oder Drummen genannt, haben den Zweck, kleinere Wasserläufe durch die Erdkörper von Straßen oder Eisenbahnen zu führen. Leitet ein Durchlaß an einem Niveauübergang das Wasser des Bahngrabens unter der Straßenrampe hindurch, so heißt er Seitendurchlaß oder Rampenkanal. Die Achse des Durchlasses kann mit der Achse der betreffenden Straße oder Eisenbahn einen rechten oder einen davon verschiedenen Winkel einschließen; im ersten Falle entsteht ein gerader, im letzteren ein schiefer Durchlaß. Das Profil eines Durchlasses muß der größten durchzuführenden Wassermenge entsprechen [1], [2]. (S. a. Durchflußprofil.)

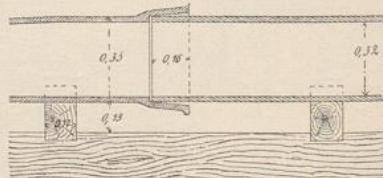


Fig. 1 a.

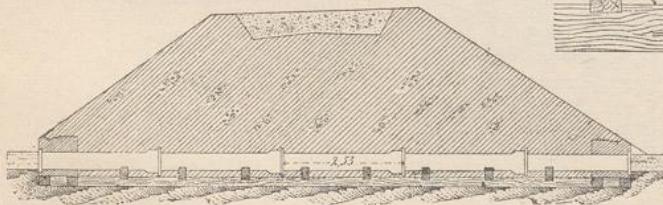
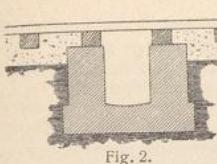


Fig. 1.

gefügt, nur in holzreichen Gegenden und für untergeordnete Wege (Waldwege) in Verwendung. 2. Steinzeugröhren, am besten die scharf gebrannten, innen und außen gläsernen Röhren, die für flädtische Entwässerungsanäle genommen werden; Dichtung an den Stößen wie bei letzteren. Man benutzt aber auch Steinzeugröhren, die für den in Rede stehenden Zweck besonders geformt hergestellt werden [3]. 3. Zementröhren und Monierröhren, mit kreisrundem und eiförmigem

Röhrendurchlässe werden nur zur Durchführung verhältnismäßig geringer Wassermengen verwendet. Man benutzt für dieselben: 1. Hölzerne Röhren, kastenartig aus Böhlen zusammengesetzt.



Profil, wie sie für anderweitige Wasserzu- und -ableitungen üblich sind; Dichtung an den Stößen wie bei letzteren [4]. 4. Zementbetonröhren, die an Ort und Stelle (in geeignet vorbereiteter Baugrube und zwischen Formen) ausgeführt werden [6]. 5. Gufseiserne Muffenröhren, wie sie für die Zwecke städtischer Wasserleitungen im Gebrauch sind; Dichtung an den Stößen wie bei diesen (s. Fig. 1 und 1a) [7]. Alle genannten Rohrgattungen können auf genügend festem Boden unmittelbar gelagert werden; ist derselbe

etwas nachgiebig, so ramme und pflastere man ihn vorher ab; bei noch lockigerem Boden wende man Fundamente aus Steinpackung, Holzschwellen, Mauerwerk oder Beton an.

Gemauerte Durchlässe. Je nach der Art der Abdeckung unterscheidet man: 1. Offene oder Schienendurchlässe (Fig. 2), die bloß in Eisenbahndämmen und in diesen nur dann vor-

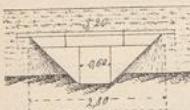


Fig. 3.

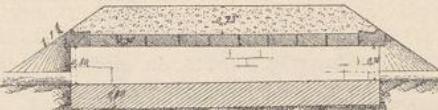


Fig. 3a.

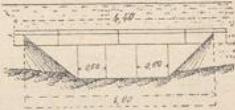


Fig. 4.

kommen, wenn es an Konstruktionshöhe fehlt, um den Durchlaß mit Steinplatten überdecken oder überwölben zu können. Bis zu lichten Weiten von 80 cm werden die Eisenbahnschienen frei von Wange zu Wange gelegt; bei größeren lichten Weiten unterstützt man sie durch Holzschwellen; übersteigt die lichte Weite das Maß von 1,5 m, so kann man zwei, selbst drei offene

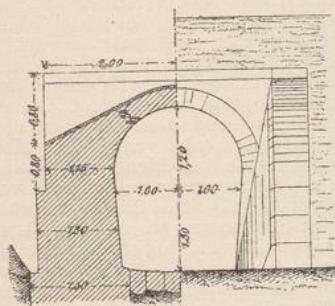


Fig. 5.

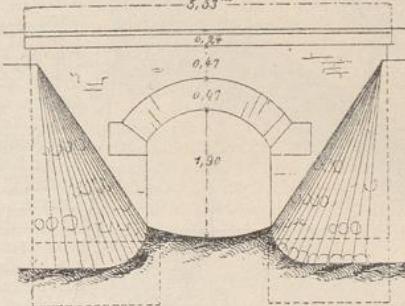


Fig. 6.

Durchlässe mit gemeinschaftlichen Mittelwangen nebeneinander legen, wodurch zwei- und dreifache Durchlässe, auch Zwillings- und Drillingsdurchlässe genannt, entstehen. Zwischen den Schienen wird stets ein Böhlenbelag angeordnet.

2. Plattendurchlässe, gedeckelte Durchlässe oder Deckeldohlen, bei denen über die das Gerinne seitlich begrenzenden Wangen Steinplatten als Abdeckung verlegt werden (Fig. 3 und 3a). In neuerer Zeit werden statt der Steinplatten auch Belägeisen angewendet. Bis zu 80 cm lichter Weite sind meist geeignete Platten zu beschaffen; bei größeren lichten Weiten

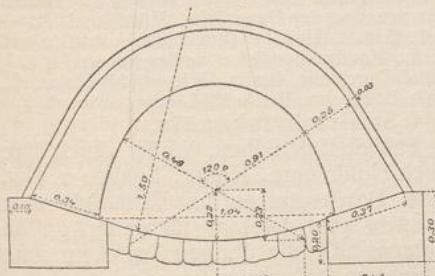


Fig. 7.

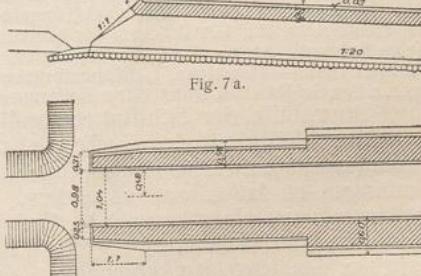


Fig. 7a.

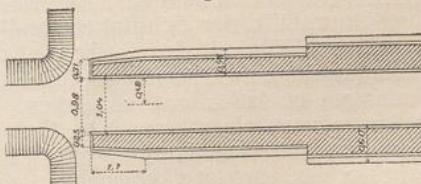


Fig. 7b.

überkragt man wohl auch die oberen Steinscharen der Wangen, um Platten von nicht ganz ausreichender Länge noch verwenden zu können; für lichte Weiten von über 1 m kann man auch hier zweifache und dreifache Plattendurchlässe (Zwillings- und Drillingsdurchlässe) zur Ausführung bringen (Fig. 4).

3. Ueberwölbte Durchlässe entstehen, wenn das durch die gemauerten Widerlager begrenzte Gerinne durch ein Tonnengewölbe überdeckt wird. Ist genügende Konstruktionshöhe

vorhanden, so wählt man meist den Halbkreis als Gewölbeform (Fig. 5); sonst kann man Stichbogengewölbe von nicht zu geringer Stichhöhe ($\frac{1}{4}$ — $\frac{1}{5}$) zur Anwendung bringen (Fig. 6). Man hat aber auch den Parabelbogen oder einen diesem nachgebildeten Korbogen dem Durchlaßprofil zugrunde gelegt, in welchem Falle das Gewölbe bis auf den Baugrund fortgesetzt wird, eigentliche Widerlager sonach fehlen (Fig. 7).

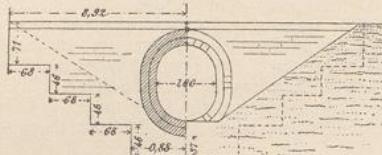


Fig. 8.

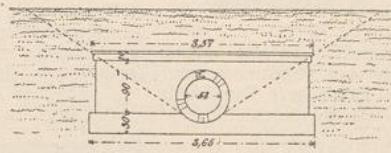


Fig. 9.

4. Durchlässe aus vollen Gewölben (Fig. 8 und 9), die meist mit kreisförmigem Querschnitt ausgeführt werden; indes sind auch ovale und eiförmige Profile verwendet worden.

Bei neueren Ausführungen folgt die Durchlaßlohe dem Gefälle des Terrains; ist das letztere sehr bedeutend, so muß man durch Abtreppen der Fundamente, durch zahnförmiges

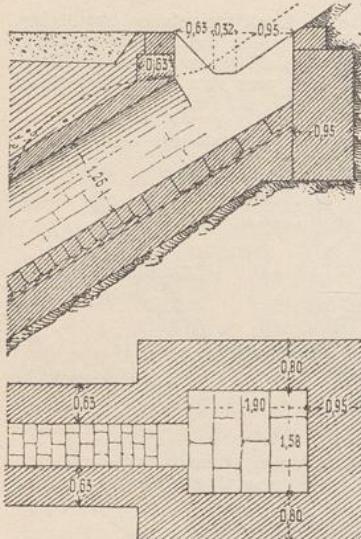


Fig. 10.

[5] Deutsche Bauztg. 1871, S. 284. — [6] Sitzungsprotokolle des Vereins für Baukunde in Stuttgart, 1874, 1. Halbj., Heft 1, S. 26. — [7] Zeitschr. d. österr. Ingen.- u. Arch.-Vereins 1875, S. 282. — [8] Zeitschr. f. Bauwesen 1894, S. 69. — [9] Schmitt, E., Der Erdkunfbau auf Straßen und Eisenbahnen, Teil 1: Futtermauern und Durchlässe, Leipzig 1871. — [10] Bauer, G., Regeln für den Bau der Durchlässe, München 1871. — [11] Heinzerling, F., Die Brücken der Gegenwart, Abt. 2, Heft 1: Durchlässe, Viadukte und kleine Brücken, Aachen 1861. — [12] Hänel, G. A., Konstruktionslehre für Ingenieure, Abt. 1, Stuttgart 1861. — [13] Henz, L., Normalbrücken und Durchlässe, Berlin 1869. — [14] Heinz, C., Beitrag z. Bau der Brücken, Durchlässe u. Futtermauern b. Eisenbahn., Berlin 1874. **Schmitt-Drahtfadt.**

Durchlässe der Schiffahrtskanäle, f. Schiffahrtskanäle.

Durchlässigkeit der Gesteine, die Fähigkeit derselben, Wasser durch ihre Poren (kapillare Zwischenräume) sowie durch Hohlräume, Klüfte, Spalten u. f. w. eindringen zu lassen und abzuleiten. Das Porenvolumen im Verhältnis zum Gesamtvolumen eines kompakten Gesteinsstücks gibt das Maß für dessen größte spezifische Wasseraufnahmefähigkeit (Wasserkapazität); die übrigen Zwischenräume zwischen den einzelnen (kompakten, ein Gebirge zusammensetzenden) Gesteinsstücken (Haarrisse, Klüfte, Spalten) können sowohl kapillar als nichtkapillar sein und fassen ein weiteres Wasservolumen. Addiert man beide, so erhält man die ganze Durchlässigkeit des Gesteines.

Ist von diesem Gefamthohlraume ein Wafferabfluß nicht möglich, so hört dessen Durchlässigkeit nach erfolgter Füllung auf; ist — wie in den meisten Fällen — der Abfluß eines bestimmten Quantums möglich, so vermag das Gefest auf die Dauer ein gleiches Wafferquantum beständig durchzulassen, mitunter auch ein geringeres, niemals ein größeres. Die Wafferaufnahme

fähigkeit im bestimmten Falle entspricht also nicht der Durchlässigkeit. Die letztere ist vielmehr eingeschränkt durch die Abflußverhältnisse im Untergrund und im übrigen um so größer, je mehr nichtkapillare Zwischenräume das Gebirge enthält. Zur Beurteilung der Durchlässigkeit ist es aber von großer Bedeutung, die fothen erwähnten Faktoren kennen zu lernen. — Das Porenvolumen der Gesteine ist bedingt zunächst durch die feinen, haarförmigen Spaltrisse der Gesteinsgemenge, die teils wirkliche krisallographische Spaltungslinien darstellen, teils auch auf Zertrümmerung zurückzuführen sind, welche die Gemengteile durch molekulare Veränderungen (Volumenvermehrungen bei Umwandlungen der Gemengteile) oder bei dem Festwerden des Gesteins oder durch Gebirgsdruck erleiden. Alle Gesteine führen solche Spaltrisse, wenn sie einen gewissen Grad von Sprödigkeit besitzen. Des weiteren sind die Hohlräume die Folge von Substanzerlusten durch Auslaugung und Zersetzung, oder sie sind unmittelbare und ursprüngliche Unvollständigkeiten in der Raumfüllung des Gesteins. Letztere Hohlräume treten bei den Eruptivgesteinen entweder in einer feinen Blasenbildung dann auf, wenn sich die Gesteinsmagmen lavaartig über die Oberfläche oder ins Wasser ergießen, oder aber sie sind, wie bei den Trümmergegesteinen, bei Sandsteinen, Konglomeraten und Breccien, durch die unvollständige Ausfüllung der zwischen den einzelnen Gesteinselementen (Sandkörper, Gerölle, Bruchstücke) bleibenden Zwischenräume entstanden. Sie nehmen wohl unter allen kapillaren Zwischenräumen der Gesteine den größten Raum ein, und daher ist das Wasserfassungsvermögen der Trümmergegesteine am größten. Unbedingter Mangel an Kapillarräumen kann bei keinem Gestein nachgewiesen werden, da diejenigen, denen die erstgenannte Art der Spaltrisse fehlen, solche Kapillarräume durch unvollständige Raumfüllung in erhöhtem Maße besitzen. Am ärmsten daran sind, vom Ton abgesehen, im allgemeinen die flock- und gangförmigen Eruptiv- und Massengesteine und besonders ihre glasigen Ausbildungswisen (auch Gneife, Granulite, Häleflinte, Hornblendeschiefer, Gabbro), ferner die Kalksteine, Dolomite, Steinmergel, Phyllite, Tonschiefer, Schieferfone, besonders aber Gesteine von feinem und dichtem Korn. Reicher an kapillaren Hohlräumen sind mittel- bis grobkörnige Glimmerschiefer, wenn der Glimmer ein baufischer (Biotit) ist. Er unterliegt leicht der Umwandlung und erleidet hierbei eine Aufblätterung und Lockerung seiner Spaltungslamellen. Diese lösen sich leicht voneinander und von quarzigen Gemengteilen los und veranlassen so neben einem raschen Zerfall eine verhältnismäßig große Aufnahmefähigkeit für Wasser. Die ergußförmigen Eruptivgesteine wie die Lava besitzen nur bei sehr geringer Größe der Blasenräume die Eigenschaft der Kapillarität. Großblasige Laven sowie solche mit ausgefüllten Blasen (Mandelfesteine) kommen für die Kapillarität weniger in Betracht. Dolomite, die durch Auslaugung von Kalk porös und zellig geworden sind oder zu Sand zerfallen, besitzen ebenfalls beträchtliche Kapillarräume, ähnlich wie Zellen- und Schaumkalke.

Das Wasserfassungsvermögen bis zum wasserfetten Zustand ist nach [1] für die einzelnen Gesteine in Gewichtsprozenten: für Granit, Syenit, Gabbro, Diorit, Diabas, Porphyre, Melaphyre, Porphyrite, Bafalte, Andesite, überhaupt für alle nicht blasigen, frischen Eruptivgesteine, dann für Gneife und Hornblendeschiefer etwa 0,5—1,0%; für Trachyte des Siebengebirges 2,0—5,5%; für Quarzite je nach der geringeren und größeren Porosität, Hornstein oder quarzitischen Sandstein 0,2—2,0%; Kalksteine, dicht bis körnig, 0,3—2,0; oolithische Kalksteine nehmen 4—9% Wasser auf. Dolomite verhalten sich wie Kalksteine, je nach der Korngröße und dem Vorhandenein eines oolithischen Gefüges. Tonschiefer und Phyllite nehmen 0,2—0,8% Wasser auf, Grauwacken 0,3—0,6%, Sandsteine je nach der Dichtigkeit, Korngröße und Feldspat- und Kaolinführung 1—10%, z. B. Sandstein von Oberkirchen in Westfalen 3,5%, von Cudowa (Schleiden) 2,6%, von Dielkirchen (Pfalz) 2,2%, von Oberfulzbach (Pfalz) 5,0%, von Lauterecken 6,7%, Vogefenfandstein von Wassenheim (Elfaß) 6,4%, Buntfandstein von Cordel bei Trier 6,6%, von Miltenberg a. M. 10,7%, von Burgpreppach (Unterfranken) 11,5—13,0%. Die Gegenwart von tonigem Bindemittel im Sandstein mindert die Aufnahmefähigkeit. Konglomerate enthalten bis zu 20% (Nagelfluh von Brannenburg am Inn), Kalktuff 10—20%, Tuffe 10—25% Wasser im fatten Zustand.

Die in zweiter Linie [2] für die Durchlässigkeit der Gesteine in Betracht kommenden Hohlräume sind im wesentlichen das Ergebnis der gebirgsbildenden Kräfte bei allen Gesteinen und der Zusammenziehung beim Erstarren und Verfestigen der Eruptiv- und Trümmergegesteine. Durch die Zusammenziehung und Schrumpfung der Erdrinde sind einerseits Einbrüche, Einfenkungen von Rindenteilen und anderseits Zusammenquetschungen, Faltungen und Aufpressungen von gebirgsbildenden Gesteinen, besonders von Schichtgesteinen, entstanden. Diese unmeßbar großen Kraftäußerungen haben die Gesteine in außerdöntlicher Weise zertrümmert und die einzelnen Gebirgsfragmente auch gegeneinander verschoben. Als Ergebnis der Zertrümmerung sind die zahlreichen enggedrängten Klüfte und klaffenden Spalten in den gefalteten Gebirgen, besonders in den Schichtgesteinen, aufzufassen. Vielfach sind aber die mit den Störungen des Gebirgszusammenhangs Klüfte nachträglich durch Einführung von Zersetzung- und andern fremden Mineralprodukten wieder geschlossen und für die Durchlässigkeit bedeutungslos. Ein anderer Teil der Klüfte, insbesondere diejenigen, die durch Absonderung entstehen, ist in den Gesteinen auch da vorhanden, wo die gebirgsbildenden Kräfte oder der Gebirgsdruck weniger gewirkt haben, also in den ziemlich normal gelagerten Gesteinen. Die Zerklüftung durch Absonderung ist im allgemeinen eine gleichmäßige und enger gedrängte als die durch Gebirgsdruck erzeugte. Letztere zeigt sich meist nur in der Nähe großer Verschiebungen und Verwerfungen. Sowohl bei Eruptiv- wie bei Schichtgesteinen sieht man, daß das Maß der Zerklüftung mit der wachsenden Größe des Gesteinskorns abnimmt, also zu letzterer im umgekehrten Verhältnis steht. Die feinkörnigen und dichten Arten der spröden Gesteine zeigen die engste Zerklüftung und den Zerfall in die kleinsten Bruchstücke. Dichte und feinkörnige Porphyre und Porphyrite zerfallen durch Absonderung in faulgroße Bruchstücke, mittelgrobkörnige Granate, Syenite, Diabase, Gabbro, Gneife, Kalksteine, Sandsteine, Breccien und Konglomerate u. f. w., sondern in mehrere Kubikmeter großen Blöcken ab. Tonschiefer und die noch weniger spröden

Schiefertone und Tone zeigen neben der Schieferung eine quer zur Schichtung gerichtete Klüftung nur in geringem Maße, wohl aber eine außerordentlich feine Schichtung und zwischen den Schichtflächen sehr dünne haarförmige Zwischenräume. Sie schließen sich aber bei der Wasser- aufnahme durch Volumvermehrung des Tones sehr rasch und gehen für die Durchlässigkeit nahezu verloren. Sind offene Klüfte und Spalten auch bei diesen Gesteinen durch Gebirgsdruck geschaffen worden, so hat die leichte Verwitterung und große Bewegungsfähigkeit der tonigen Massen diese Klüfte bald wieder geschlossen. Ihre Wasserfassung ist aber, wie oben bemerkt, eine außerordentlich niedrige, und durch den Mangel an starker Zerklüftung wird sonach ihre Durchlässigkeit noch mehr herabgedrückt, so daß man füglich Tonchiefer und Schiefertone zu den am wenigsten durchlässigen Gesteinen rechnen muß. Reine Kalksteine, deren Wasserfassungsvermögen nicht sehr groß ist, werden als Gebirgsmasse durch die von kohlenfaurenhaltigen Sickerwassern erzeugte Erweiterung ihrer Klüfte (Karren- und Höhlenbildung) allmählich durchlässiger. Bei mergeligen und tonigen Kalksteinen wirkt die Auflösung wohl auch, allein sie erreicht bald dadurch ihren Stillstand, daß die freiwerdenden Tonteilchen die gebildeten Klüfte wieder verstopfen und so das Eindringen der Sickerwasser hemmen. Sandsteine und Konglomerate sondern meist in größeren Blöcken ab; wenn ihre Gemengteile nicht toniger Natur sind, bleiben die Klüfte auch gewöhnlich offen und sind in hervorragendem Maße geeignet, Kanäle für die Bewegung der Sickerwasser zu bilden. Das Vorhandensein toniger Beimengungen oder solcher Mineralien, die wie Feldspate in ihrem Verwitterungsverlauf mit einem tonigen Endprodukt abschließen, ist für die Beurteilung der Wasserfassungsfähigkeit und der Durchlässigkeit von nicht geringer Bedeutung, weil vorhandene kapillare Hohlräume und Gebirgsklüfte in diesem Falle der Verstopfung und Schließung unterliegen, soweit sich nicht die kapillaren Räume durch Volumvermehrung des Tones bereits geschlossen haben. Quarzsandsteine, Quarzite, Glimmerschiefer zeigen bei größerem Korn die haarförmigen Spalten und Gebirgsklüfte am meisten offen. Für alle nicht spröden Gesteine, also für Sand, Lehm, Löß, Kies, Moränenhütt, kommen Gebirgsklüfte der Durchlässigkeit nicht zu Hilfe. Sie entbehren derartiger Hohlräume, besitzen aber, soweit sie nicht tonige Beimengungen führen, der vielen, durch unvollständige Raumfüllung erzeugten kapillaren und nicht kapillaren Hohlräume wegen, ein um so größeres Wasserfassungsvermögen (Sand, Kies). Die Gebirgs- und Absonderungsklüfte in den Gesteinen spielen in der Durchlässigkeit des Gesteins eine andre Rolle als die kapillaren Räume. Diese saugen das Sickerwasser auf und setzen dem nach der Tiefe strebenden Wasser ein Hemmnis entgegen, sie halten es also lange fest und geben es sehr allmählich an die Klüfte ab, die dem Niedersinken keinen oder nur wenig Widerstand entgegensetzen und deshalb wahre Kanäle des unterirdisch fließenden Wassers bilden. Nur in den seltensten Fällen wird man die Gebirgsklüfte bis an die Oberfläche reichen sehen. Sowohl in vegetationslosen wie in bewachsenen Gebieten schließen sich die Klüfte durch die vom nicht einsinkenden Regen zusammen- geschwemmten Verwitterungsteilchen der Gesteine oder durch die unter dem Einfluß der Pflanzenbedeckung sich vollziehende Auflockerung und den Zerfall der Gesteine. Insbesondere die Schichtgesteine, Kalksteine, Sandsteine, Mergel u. f. w., schließen ihre Gebirgsklüfte vom Tag aus durch die Verwitterung und Lockerung der oberflächlichen Schichten sehr bald, während spröde Eruptivgesteine mehr offene Klüfte zeigen. Der Einfluß der Gebirgsklüfte auf die Durchlässigkeit kommt erst in der Tiefe zur vollen Geltung, während sie für die Abfuhr der Tagwasser zuweilen vollkommen außer Betracht bleiben können. Die Speifung der Quellen und die Er- giebigkeit der unterirdischen Wasserbehälter sind Funktionen des Volumens der Gebirgsklüfte.

Leider vermag man den Anteil der Gebirgsklüfte an der Durchlässigkeit der Gesteine bis jetzt nicht einer rechnerischen Betrachtung zu unterziehen. Die Zahl, die Größe und der Verlauf dieser großen Hohlräume ist durch Verwitterungsboden und Vegetation der Beobachtung gänzlich entzogen, und es findet meist nur auf die Häufigkeit und den Verlauf der Verwerfungen gegründete Vermutungen, welche die Wissenschaft bietet. Für die Beurteilung der wirklichen Durchlässigkeit bleibt sonach zunächst nur die Bestimmung des Wasserfassungsvermögens als verhältnismäßig zuverlässige Grundlage übrig. Um aber über seine Größe einen brauchbaren Maßstab zu erlangen, müßten von möglichst vielen Abänderungen eines gebirgsbildenden Gesteins Bestimmungen ausgeführt werden. Der hieraus sich ergebende Mittelwert der Wasserfassung kann Berechnungen zugrunde gelegt werden. Es ist indessen stets in Betracht zu ziehen, daß nur der geringste Grad der Durchlässigkeit eines Gesteins in einer Schichtenreihe die Durchlässigkeit der letzteren im allgemeinen bestimmt und in Anschlag zu bringen ist. Ist in einer mächtigen und sehr wasserfassungsfähigen Sandsteinreihe eine dünne Tonfazies vorhanden, so wird sie zwar die Durchlässigkeit der überlagernden Sandsteine nicht hindern, diejenigen der unterlagernden aber nicht zur Geltung gelangen lassen. Da Gebirgsklüfte bei spröden Gesteinen niemals fehlen, so muß der Grad der Durchlässigkeit stets denjenigen der Wasserfassung übersteigen. Der Wert der Klüftung für die Durchlässigkeit wird nur in ganz seltenen Fällen, z. B. in der Nähe von starken Störungen (Verwerfungen), das Mehrfache, unter gewöhnlichen Umständen aber nur ein Bruchteil des Wasserfassungsvermögens sein. Ueber die auf der Klüftigkeit beruhende Durchlässigkeit hat H. Huber interessante Versuche gemacht [4]. Die Durchlässigkeit eines Gesteins kommt zur vollen Geltung, wenn die Zufuhr des Wassers eine mäßige und gleichheitliche ist und das Fassungsvermögen des Gesteins nicht übersteigt. Es werden daher für die Ausgleichung der Niederschläge und ihr größtmöglichen Eindringen in den Boden eine horizontale Lage der Gesteinsoberfläche und ihre Bedeckung mit Humus und Wald von größter Wichtigkeit sein (Quaderfelsen, Buntfelsengebirg). Für das Zustandekommen der Quellen (f. d.) ist die Durchlässigkeit des Gesteins neben dem Vorhandensein einer Stauwand der wichtigste Faktor, und man kann nach der Menge des von einem einheitlich durchlässigen Gestein abfließenden Quellwassers einen annähernd richtigen Schluß auf die Durchlässigkeit ziehen. Im umgekehrten Verhältnis steht die Durchlässigkeit [3] zur Hochwasserbildung.

Literatur: [1] Mitteilungen aus den K. techn. Versuchsanstalten zu Berlin, 1892, X, S. 188; Koch, M., Die natürlichen Bausteine Deutschlands, Berlin 1892. — [2] Daubrée, A., Les eaux souterraines à l'époque actuelle, Paris 1887, I, S. 7 und 129; Synthetische Studien zur Experimentalgeologie, deutsch von A. Gurlt, Braunschweig 1880, S. 358. — [3] Lueger, O., Die Wafferverforgung der Städte, Darmstadt 1891, S. 205. — [4] Huber, H., Die Klüftigkeit des Jeschkengebirges, Reichenberg 1902.

Leppia.

Durchlässigkeit. Als halbdurchlässige oder semipermeable Wände bezeichnet man in der Lösungstheorie solche Wände, die dem Lösungsmittel, z. B. Waffer, freien Durchgang gestatten, nicht aber dem gelösten Stoff, z. B. Rohrzucker.

Halbdurchlässige Wände kommen fertig gebildet in der Natur vor, sie spielen in der Physiologie der Tiere und Pflanzen eine äußerst wichtige Rolle. Eine künstliche semipermeable Wand erhält man beim Eintauchen einer mit Kupferulfat gefüllten Tonzelle in eine Lösung von Ferrocyanium; es bildet sich hierbei in der Zelle eine Niederflagsmembran aus Ferrocyan-kupfer, die durchlässig für Waffer, undurchlässig für Rohrzucker und andre gelöste Stoffe ist, aber keineswegs für alle. Andre halbdurchlässige Niederflagsmembranen sind solche aus Ferrocyan-zink, gerbsaurem Leim u. f. w. Stoffe, die nicht hindurchgelassen werden, üben auf die Membran den sogenannten osmotischen Druck aus, der den Gasgeleuten gehorcht. Kann die Wand dem Druck nicht nachgeben, so wird umgekehrt das reine Lösungsmittel in die Lösung hineingezogen, bis die Lösung so weit verdünnt ist, daß ihr osmotischer Druck sich mit dem hydrostatischen ins Gleichgewicht gesetzt hat.

Literatur: Pfeffer, Osmotische Untersuchungen, Leipzig 1877; Nernst, Theoret. Chemie, Stuttgart 1903, 4. Aufl.; Ostwald, Lehrbuch der allgem. Chemie, Leipzig 1891, 2. Aufl. F. Krüger.

Durchlässigkeitsprüfer für Mörtel u. f. w., f. Mörtelprüfung.

Durchlaufende Träger, Balken, Bogen, f. Balken, durchlaufende, Bogen, durchlaufende.

Durchlaufgleis, ein für den Verkehr der Lokomotiven freizuhaltendes Gleis, f. Bahnhöfe.

Durchmesser, a) eines Kegelschnitts [1] ist eine Gerade durch den Mittelpunkt desselben, zugleich der Ort der Mittelpunkte eines Büschels paralleler Sehnen. Unter diesen befindet sich auch ein Durchmesser, der konjugiert zum ersten genannt wird und auch alle zum ersten parallelen Sehnen halbiert. Während bei der Parabel alle Durchmesser zur Achse parallel sind, gibt es bei der Ellipse und Hyperbel ein Paar zueinander rechtwinkliger konjugierter Durchmesser: die Hauptachsen. Durchmesser heißt auch die Strecke zwischen den Schnittpunkten eines Durchmessers mit dem Kegelschnitt, wenn diese reell sind. Bei der Ellipse ist die Summe der Quadrate zweier konjugierter Durchmesser konstant. Im Kreis sind alle Durchmesser, bei der gleichseitigen Hyperbel je zwei konjugierte einander gleich.

b) einer Fläche zweiter Ordnung [2] ist eine Gerade durch den Mittelpunkt desselben, zugleich der Ort der Mittelpunkte aller Kegelschneiden, in denen die Fläche von einem Parallelebenenbüschel geschnitten wird. Von diesen geht eine durch den Mittelpunkt der Fläche und heißt die zum Durchmesser konjugierte Diametralebene, zugleich der Ort der Mittelpunkte aller zum Durchmesser parallelen Sehnen. Drei Durchmesser heißen konjugiert, wenn je die Ebene zweier derselben eine zum dritten konjugierte Diametralebene ist. Dann heißen auch die Ebenen je zweier dieser Durchmesser drei konjugierte Diametralebenen. Bei Ellipsoiden und Hyperboloiden gibt es drei aufeinander senkrecht konjugierte Durchmesser: die Hauptachsen; die zugehörigen Diametralebenen sind die Hauptebenen. Bei den Paraboloiden sind alle Durchmesser parallel, bei der Kugel alle gleich.

Literatur: [1] Salmon, G., Analytische Geometrie der Kegelschneiden, deutsch von W. Fiedler, Leipzig 1878, 4. Aufl., S. 136 ff., 236 f. — [2] Dief., Analytische Geometrie des Raumes, deutsch von W. Fiedler, Leipzig 1879, 3. Aufl., 1. Teil, S. 89 ff.

Wölfing.

Durchrätttern, f. Siebvorrichtungen.

Durchfacken, f. Festigkeit der Schiffe.

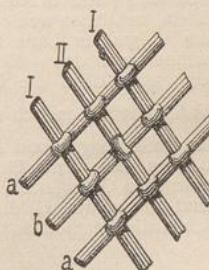
Durchschieben, jene Art der unlöslichen Eisenverbindung, bei der einer von zwei einander kreuzenden Eisenstäben durch ein in dem andern befindliches Loch hindurchgeschoben wird.

Die Löcher zum Durchschieben werden am zweckmäßigsten mittels des Meißels, nicht durch Bohren oder Stanzen hergestellt. Es gibt zwei Arten der Durchschiebung: a) mit gleichlaufenden Löchern (Stab *a* der Figur) und b) mit versetzten Löchern (Stab *b* der Figur); die zweite Art ist zwar schwerer herzustellen, weil nach jedesmaligem Durchschieben ein Anschweißen des neuen gelochten Stabstückes stattfinden muß, aber viel besser.

J. Hoch.

Durchschlag, Lochtempel, Mönch, ein meißelartiges, statt der Schneide eine flache abgeschliffene Fläche tragendes Werkzeug zur Herstellung von Löchern (f. Lochen) in Blech, Leder u. dergl.

Die Arbeitsfläche ist gewöhnlich rund oder auch quadratisch, rechteckig, dreieckig u. f. w. Als Unterlage dient beim Lochen dünner Bleche eine Scheibe aus weichem Material, wie Blei, Zinn, Holz, in die sich das herausgeschlagene oder gestanzte Stück, der Putzen, eindrücken



kann, oder ein mit einer entsprechend weiten Öffnung verfehelter Ring, der *Lochring* (Matrize). Der Durchschlag (Patrice) wird entweder unmittelbar von der Hand gehalten oder bei Anwendung schwerer Zuschlaghämmer mit einer Zange, oder er ist an einem hölzernen Stiel befestigt. Um bei starken Werkstücken eine einseitige Zerrung des Materials zu vermeiden, wird der Durchschlag erst an der einen Seite eingeschlagen, darauf von der andern Seite das Loch vollendet. Starke Werkstücke werden meist im warmen Zustande mit dem Durchschlag bearbeitet, dünne im kalten Zustande. Im letzteren Falle trägt der Durchschlag die Bezeichnung *Bankdurchschlag* (f. d.).

Dalchow.

Durchschlag heißt die offene Verbindung zweier bergmännischer Bäume. Für Durchschlagen sagt man auch Durchschlägigwerden oder Löchern. Von zwei bergmännischen Bauen, deren offene Verbindung beabsichtigt wird, heißt beim Streckenbetriebe der eine das Ort, der andre das Gegenort; bei der Herstellung eines Schachtes spricht man vom Durchschlag des Abteufens und des Ueberhauens. Um bei Durchschlägen das genaue Zusammentreffen der Betriebe nach Richtung und Höhenlage zu gewährleisten, sind besondere, sehr sorgfältige mark-scheiderische Vermessungen nötig, Durchschlagszug genannt.

Treptow.

Durchschlagstempel, f. Eisenbahnverkehr.

Durchschlagsvermögen der Geschosse, f. Ballistik.

Durchschnitt, f. Durchstoßmaschine.

Durchschnitt, eine Bauzeichnung, die ein Gebäude (oder andern Gegenstand) durch eine lotrechte Ebene geschnitten darstellt und so dessen Inneres mit feinen Konstruktionen, Verhältnissen und Maßen u. s. w. klarlegt. Es kann dies in geometrischer oder perspektivischer Zeichnung geschehen. Man unterscheidet Quer- und Längendurchschnitte. Bei Gebäuden ist ersterer für die Feststellung des gesamten inneren Aufbaues unerlässlich. Der Grundriß ist ein durch ein Stockwerk gelegter Durchschnitt in wagerechter Richtung. Zur Verdeutlichung der Darstellung eines Durchschnittes dienen am besten Farbenangaben, welche die verschiedenen zur Verwendung kommenden Baustoffe näher bestimmen; weniger klar wird dies durch Schraffierung erreicht.

Weinbrenner.

Durchschnitt, f. Zeichnen, technisches, und Methode der kleinsten Quadrate.

Durchschnittlicher Fehler, f. Fehlertheorie.

Durchschnittsschacht, ein Schacht, der mehrere Abbauföhren in der Grube miteinander verbindet, aber nicht bis zu Tage geht.

Durchschröten, f. Schmieden.

Durchschuß, f. Buchdruckerkunst.

Durchsichtigkeit, a) der Luft, b) des Wassers.

a) Gegenstände, die in einer gewissen Entfernung von dem Beschauer sich befinden, werden von diesem nicht mehr deutlich gesehen, wenn auch die Distanz noch nicht so groß ist, um bereits den Einfluß der Erdkrümmung hervortreten zu lassen. Dies röhrt daher, daß die Luft nicht vollkommen, sondern nur bis zu einem gewissen Grade durchsichtig ist. Es ergibt sich demgemäß die Aufgabe, mit Hilfe besonderer Apparate den Durchsichtigkeitsgrad der Atmosphäre zu ermitteln. Die Grundlage zu diesen Untersuchungen wurde von Lambert [1] gelegt; später findet das Saussure-Schlagintwitsche Diaphanometer [2] und Wilds polarisatrometrische Methode [3] feh in Aufnahme gekommen. Jenes Instrument besteht lediglich aus zwei schwarzen Tafeln, auf denen weiße Kreise von den Halbmessern $r < R$ angebracht sind; diese Tafeln werden nun in gerader Linie so lange vom Beobachter entfernt, bis dieser zuerst den kleineren und nachher auch den größeren Kreis aus dem Auge verliert. Diese Entfernungen sollen e und E sein; wäre dann die Luft absolut durchsichtig, so bestünde die Proportion $r : R = e : E$. In Wirklichkeit ist jedoch E nicht gleich, sondern kleiner als $\frac{eR}{r}$. Wenn die kleine Scheibe in der Entfernung 1 und bei vollkommener Durchsichtigkeit die Lichtmenge i ausenden würde, so wäre, unter a den Durchsichtigkeitskoeffizienten verstanden, $(i - ae) : e^2$ nach bekannten photometrischen Grundfätzen, die tatsächlich aus der Entfernung e dem Auge zugesandte Lichtmenge. Sind also e_1 und E_1 diejenigen Abstände, in denen die Scheiben gerade verschwinden, so bestehen die Relationen:

$$\frac{i - ae_1}{e_1^2} = \frac{R^2}{r^2} \cdot \frac{i - aE_1}{E_1^2}; a = \left(\frac{R^2 \cdot e_1^2}{r^2 \cdot E_1^2} \right)^{\frac{1}{e_1 - E_1}}.$$

H. Schlagintweit stellte seine Messungen im Hochgebirge an und fand, daß dort, wo freilich dünne und reine Luft vorherrscht, etwa ein Zehntel der Lichtstärke der Absorption zum Opfer fällt. In den Niederungen steigt dieser Betrag rasch an, denn Wild bekam für a den Wert 0,434. — Die theoretische Seite des Problems hat neuerdings Trabert [4] wesentlich gefördert, indem er den Absorptionsbetrag unter der Voraussetzung herleitete, es seien in dem von den Strahlen zu durchdringenden Medium kugelförmige Teilchen von bestimmten Größenverhältnissen suspendiert. Anderseits sind aus L. Webers (Kiel) Schule mehrere wertvolle Arbeiten hervor-

gegangen [5], durch welche die bei Schlagintweit immerhin stark vom subjektiven Ermeffen abhängige Bestimmung des Transparenzkoeffizienten exakter geformt und somit eine erhöhte Genauigkeit, auch bei sehr stark wechselndem Diaphanitätsgrade, zu erzielen ermöglicht worden ist.

b) Für Wasser macht man zumeist von den sogenannten Verfenkungsscheiben Gebrauch, deren Anwendung bereits ins 18. Jahrhundert zurückgeht, systematisch aber erst von Pater Secchi erörtert wurde [6]. Natürlich liefert dieses Verfahren nur eine obere Grenze; die untere Grenze, bei der jedwede Wirksamkeit der in das Wasser eingedrungenen Lichtstrahlen aufhört, liegt, wie zuerst durch das von Soret [7] betätigten Einfügen photographischer Platten dargestellt wurde, ganz ungleich tiefer. Ausgedehnte Erfahrungen darüber publizierten die Mitglieder der „Pola“-Expedition [8]; für Binnenseen gewähren die Studien De Agostini [9] wichtige Anhaltspunkte. — Verschiedene Gewässer haben einen verschiedenen Extinktionsgrad; die Jahreszeiten und überhaupt der Temperaturzustand üben wesentlichen Einfluß aus. Je reiner blau das Wasser ist, in desto größerer Tiefe verschwindet nach Forel [10] die Sinkscheibe, was leicht erklärlich erscheint, infofern andre Färbungen stets auf das Vorhandensein einer Trübung durch Fremdkörper hinweisen.

Literatur: [1] Lambert, Photometria sive de mensura et gradibus lucis, colorum et umbrae, Augsburg 1760, S. 380 ff. — [2] Schlagintweit, A. und H., Durchsichtigkeit der Atmosphäre und Farbe des Himmels in größeren Höhen in den Alpen, Ann. d. Phys. und Chem., Bd. 84, S. 340 ff. — [4] Wild, Ueber ein neues Photometer und Polarimeter, ebend., Bd. 99, S. 235 ff. — [4] Trabert, Die Extinktion des Lichtes in einem trüben Mittel, Meteorol. Zeitschr., Bd. 18, S. 518 ff. — [5] Michalke, Untersuchungen über die Extinktion des Sonnenlichtes in der Atmosphäre, Breslau 1886; Maß, Intensität und atmosphärische Absorption aktinischer Sonnenstrahlen, Kiel 1901; Haeger, Bestimmung des Transparenzkoeffizienten des Nebels und der zugehörigen Sichtweite, Kiel 1905. — [6] Secchi, Sur la transparence de la mer, Mondes 1865, S. 645 ff. — [7] Soret, Sur la polarisation et la couleur bleue de la lumière réfléchie par l'eau ou par l'air, Ann. des sciences phys. et nat., Bd. 37, S. 129 ff.; Bd. 39, S. 352 ff. — [8] Luksch-Wolf, Ozeanographische Untersuchungen im östlichen Mittelmeer, Sitzungsberichte d. Akad. zu Wien, Math.-naturw. Kl., 9. Oktober 1890. — [9] Agostini, De Scandagli e ricerche fisiche sui laghi dell'anfiteatro morenico d'Ivrea, Turin 1894; Sulla temperatura, colorazione e trasparenza di alcuni laghi Piemontesi, ebend. 1895. — [10] Forel, Étude sur les variations de la transparence des eaux du Lac Léman, Comptes rendus de l'Académie Française, Bd. 89, S. 859 ff. Günther.

Durchstäuben, f. Zeichnen, technisches.

Durchstechstahl, f. Werkzeugstähle.

Durchstein, f. v. w. Durchbinder (f. d.).

Durchstich, eine im Strom- bzw. Flußbau zum Zwecke einer Geraadlegung bzw. Streckung eines gewundenen oder außerdem verwilderten Flußlaufes vorgenommene, meistens (oder wenigstens zum Teil) als Einschnitt ausgebildete Abkürzung (Geraadleitung) *D*.

Je nachdem die Abschneidung einer, zweier oder mehrerer Krümmungen oder sogenannter Serpentinen *S* (Fig. 1 und 2) erfolgt, ist der Durchstich ein einfacher, doppelter oder mehrfacher bzw. zusammengefügter. Der neue Flußlauf wird entweder durch Abgrabung in seinem vollen Querschnitt hergestellt oder es wird dessen Schlauch mittels Abschwemmung, durch die Strömung des eingeleiteten Flusses selbst, allmählich aus einem, eventuell zwei oder mehreren, engeren Leitgraben (sogenannter Kunette) *L* auf jenen erweitert, und wird daher je nachdem, entweder gleich oder erst im Laufe der Zeit, die ganze Wasser-

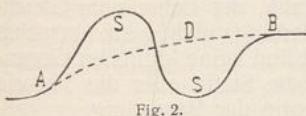


Fig. 2.

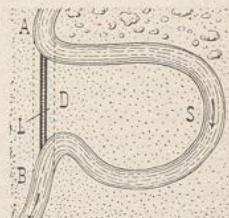


Fig. 1.

menge des Flusses abzuleiten haben. Einer Verkürzung der Strecke *AB* entspricht als natürliche Folge eine Vermehrung des relativen Gefälles auf derselben. Die erfere mag, auch abgesehen von der Möglichkeit einer wirtschaftlich zu schätzenden Verminderung der zu unterhaltenden Uferlänge, im Interesse der Schiffahrt liegen, die letztere aber dieselbe geradezu wieder beeinträchtigen. Im Zusammenhang mit der im oberen Teile des Durchstiches zu erwartenden und nicht selten beabsichtigten, meist von selbst erfolgenden Vertiefung des Flußbettes nach aufwärts und einer entsprechenden Senkung des Wasserstandes, eventuell aber Erhöhung der Sohle und des Wasserstandes im unteren Teil des Durchstiches und nach abwärts kann durch jene eine wesentliche Verbesserung der Vorflut zur Entwässerung angrenzender Ländereien erfolgen. Weiteres über Zweckmäßigkeit und Ausführung der Durchstiche f. Flußregulierung. — Als von großer Bedeutung sind u. a. bekannt: eine Reihe von Durchstichen am Oberrhein zu Baden und Bayern (vollendet 1818—1844), der Donaudurchstich bei Wien (vollendet 1875), der Elbedurchstich bei Hamburg (Kalte Hofe, vollendet 1879) und der Fußbacher Durchstich des Rheins nahe dem Bodensee zwischen Oesterreich und der Schweiz (vollendet 1900). Hilgard.

Durchstoßmaschine (Durchstoß, Durchschnitte), Vorrichtung zur Herstellung von Löchern in Blech, Leder, Papier u. dergl. Während beim Durchschlag das Lochen durch Hammerschläge erfolgt, wirkt die Durchstoßmaschine durch Druck.

Ueber die Maschinen zum Durchstoßen f. Lochmaschinen. Die Durchstoßmaschinen kommen besonders mit runden Stempeln zum Auschneiden runder Scheiben in Münzwerk-

fläten, Knopffabriken u. f. w. zur Verwendung. In Verbindung mit mannigfaltig gestalteten Stempeln dienen sie zur Herstellung der verschiedensten Gegenstände in der Massenfabrikation. Hierher gehören Kettenglieder, Gewehrteile, Fahrradteile, Stahlfedern, Uhrzeiger u. dergl. Auch zum vollständigen Durchtrennen (Decouperen) von Blechen werden die Durchstoßmaschinen (Decoupiermaschinen) verwendet, indem die Löcher so nahe aneinander gesetzt werden, daß das eine in das andre einschneidet. S. Lochen.

Dalchow.

Durchwurfsieb, f. Siebvorrichtungen.

Durit, hartes Kautschukfabrikat, f. Kautschuk.

Durrah, Längenmaß in Sansibar = 0,457 m; 2 Durrah = 1 War.

Duschen, Badeeinrichtungen, bei denen das Wasser entweder in geschlossenem Strahl (Strahldusche) oder in feiner Zerteilung (Brause) von oben, von der Seite oder von unten gegen den Körper geleitet wird (f. a. Brausen und Badeeinrichtungen). Wasserzuführung und Temperaturregelung des Wassers erfolgt durch besondere Stellvorrichtungen (vgl. Mischhähne), die nach Belieben des Badenden oder außerhalb der Badezelle von dem behandelnden Arzt oder Wärter gehandhabt werden.

Blecken.

Dutch-Prozeß, f. Kupfer.

Dwars, Schiffsausdruck für querab.

Dwt., Abkürzung für Pennyweight (f. d.).

Dyas, **Dyastformation** (Dyasperiode) heißen in der Geologie diejenigen Schichten, deren Entstehungszeit zwischen die der Steinkohlen- und der Buntfandsteinformation fällt, also die Schichten des Rotliegenden und des Zechsteins.

Dyasfandstein werden Sandsteine der Dyasformation, und zwar zumeist solche des unteren Rotliegenden genannt, von denen manche Lagen im Hochbau große Verwendung finden (f. Rotliegendes).

Dyn, f. Maßsystem, absolutes.

Dynameter, optisches (Ramsdens Dynameter), ein kleines Instrument, bestehend aus einem in einer Röhre befestigten dünnen Plättchen aus Horn oder mattgeschliffenem Glase, das mit einer feinen Teilung versehen ist und durch eine in die Röhre eingefchobene Lupe betrachtet werden kann. Das Instrument dient zur Messung des Durchmessers des auf dem Plättchen als Bildebene aufgefangenen Objektivbildchens des Fernrohrs (f. Augenpunkt, Bd. I, S. 385), das zur Bestimmung der Fernrohrvergrößerung (Objektivdurchmesser : Objektivbildurchmesser) benutzt wird.

Reinhertz.

Dynamide, nach Redtenbacher ein Körpermoleköl mit der daselbe umgebenden Aetherhülle. — Vgl. Redtenbacher, Das Dynamidenystem, Mannheim 1858.

Dynamik (vom griechischen *δύναμις*, Kraft) bedeutet im strengen Sinne Theorie der Kräfte. Weniger streng wird es vielfach im Sinne der durch Kräfte hervorgebrachten Bewegung genommen und der Statik, der Lehre vom Gleichgewicht der Kräfte, gegenübergestellt. Nach dieser, allerdings nicht ganz korrekten Auffassungsweise (denn Bewegung und Gleichgewicht sind keine logischen Gegenfänge) zerfällt die gesamte Mechanik in zwei Teile, die Statik oder die Theorie des Gleichgewichts und die Dynamik oder die Theorie der Bewegung.

Diefe Einteilung kann (in der Theorie) nicht wohl aufrechterhalten werden. Solange die Partien der Wissenschaft der Bewegung, die unabhängig von Kräften sind, noch von geringerem Umfang waren, konnte man sie der Dynamik einfügen; heutzutage, wo der geometrische Charakter der Mechanik so stark hervortritt, ist dies nicht mehr tunlich. Auch kann man das Studium der Mechanik nicht wohl ferner mit der Definition der Kräfte als den unbekannten Ursachen der Bewegung beginnen, weil man von ihnen nichts lehren kann und sie selbst nur als Hypothesen zulässig sind; vielmehr müssen die Dinge, wovon sie die Ursache sein sollen und aus deren Natur sie konstruiert werden müssen, füglich vorher erörtert sein (die Bewegungszustände der Geschwindigkeit und der Beschleunigungen). Endlich zeigt sich, daß der Begriff der Ursache viel zu unbestimmt gefaßt wird, um darauf eine große Wissenschaft aufbauen zu können, wenn nicht fortwährend neue Erweiterungen und Prinzipien nötig werden sollen, um so mehr, als es klar ist, daß andre Begriffe, wie z. B. der der Arbeit, ebenso gut als Grundlage herangezogen werden können wie der Begriff der Kraft, der in der Tat aus jenem als Deriviertes entstehend gedacht werden kann. Um der Dynamik als Lehre von den Kräften ihre richtige Stellung im Lehrgebäude der theoretischen Mechanik anweisen zu können, muß man mit der Bewegung beginnen. Geschwindigkeiten und Beschleunigungen sind Größen von bestimmter Richtung und Sinn. Soll ein Punkt von der Masse m die Geschwindigkeit v oder die Beschleunigung φ erlangen, so ist der dazu erforderliche Aufwand von Geschwindigkeit mv und der Aufwand von Beschleunigung mg . Dieser Aufwand ist die Kraft, die dem Punkt von der Masse m die Geschwindigkeit v oder Beschleunigung φ erteilt, und zwar nach Richtung und Sinn harmonierend mit v und φ . Im ersten Falle heißt die Kraft eine Momentankraft, im zweiten eine beschleunigende

Kraft. Von unbekannten Ursachen, die dies hervorbringen, braucht gar nicht die Rede zu sein. Die Zusammensetzung der Geschwindigkeiten aus Beschleunigungen kann rein geometrisch bewiesen werden, und da die Kräfte proportional diesen Größen sind, so ergeben sich ähnliche Figuren zwischen den Kräften, und es folgt daher die Zusammensetzung der Kräfte nach denselben Regeln wie die Zusammensetzung der Geschwindigkeiten und Beschleunigungen. Ein Beweis des Parallelogramms der Kräfte ist überflüssig, sobald die Lehre von den Bewegungszuständen vorausgeht, und kann überhaupt nicht anders als auf diesem Wege erbracht werden, weil man von vornherein nichts über Kräfte aussagen kann, sondern nur auf Grund der Geschwindigkeit und Beschleunigung. — Seitdem Möbius und Graßmann die Theorie der Strecken und der Punktgrößen entwickelt haben, hat daher die Theorie der Kräfte ihre wesentlichsten Erweiterungen gewonnen. Auch der Parallelismus, der zwischen Sätzen über Kräfte und Sätzen über Bewegungen besteht, erklärt sich sehr einfach aus der gemeinschaftlichen Grundlage beider, welche die Streckentheorie ist. Die Unterabteilungen der Dynamik pflegt man mit Hilfe der Beschaffenheit der beweglichen Systeme zu bilden. Ein solches kann unveränderlich sein, und die Dynamik ist daher zunächst Dynamik unveränderlicher (starrer) Systeme (Geodynamik). Je nachdem hierbei das System frei ist oder nicht, d. h. je nachdem es an gewisse Bedingungen gebunden ist oder nicht, z. B. daß einzelne Punkte auf krummen Flächen bleiben sollen, ein oder zwei feste Punkte oder eine feste Achsenrichtung vorhanden sein sollen, gibt es Unterabteilungen der Dynamik unveränderlicher Systeme. Dabei spielen Kräfte, durch die man diese Bedingungen erfüllen kann, eine wichtige Rolle als Widerstände, Spannungen u. f. w. Ist das System ein veränderliches, so hat die Veränderlichkeit an sich einen sehr weiten Spielraum. Wenn es aber ein gefestigt veränderliches ist, so stehen zwei aufeinander folgende Lagen des Systems in einer bestimmten geometrischen Verwandtschaft. Bei unveränderlichem System ist diese Verwandtschaft die Kongruenz, bei veränderlichem ist sie innerhalb unendlich kleiner Bereiche die Affinität, z. B. bei elastischen und flüssigen Systemen u. f. w. Die Dynamik tropfbar flüssiger und elastisch flüssiger oder luftförmiger Systeme wird als Hydrodynamik bzw. Aerodynamik bezeichnet. — Die Dynamik als Lehre von der Bewegung, insoweit sie durch Kräfte hervorgerufen wird, führt heutzutage vorzugsweise nach englischem Vorgange den Namen „Kinetik“ und wird der Kinematik gegenübergestellt als der Lehre von den Bewegungszuständen, dem Geschwindigkeits- und Beschleunigungs Zustand. Die Kinematik ist das direkte Problem der Mechanik, die Kinetik das umgekehrte.

Literatur: [1] Schell, Theorie d. Beweg. u. d. Kräfte, Bd. 1, Einleitung. (Schell) Finsterwalder.

Dynamismus, Bezeichnung für eine naturphilosophische Theorie.

Schon bis in das graue Altertum geht der Gegensatz zwischen atomistischer und dynamischer Naturauflaufung zurück; die erstere unterscheidet grundfätzlich zwischen den eine Kategorie für sich bildenden Kräften und dem aus kleinsten gleichartigen Elementarteilchen sich zusammensetzenden Stoffe, während die Dynamiker die Kraft als die notwendige Vorbedingung der Existenz der Materie betrachten. Im 17. Jahrhundert begründeten Descartes und Leibniz die in Rede stehenden Systeme in strenger Weise, und zwar führte der deutsche Philosoph alle Erscheinungen sowohl der sinnfälligen als auch der geistigen Welt auf seine „Monaden“, einfache und der Ausdehnung entbehrende „Substanzen“, zurück [1]. In rigoros bestimmter Form begründete Kant die dynamische Hypothese, indem er eine lückenlose Erfüllung des Raumes durch die Materie lehrte und dieser gewisse repulsive Kräfte beilegte, kraft deren aber jene vollständige Beseitigung leerer Räume erzielt werden sollte [2]. Die Naturphilosophen der Folgezeit neigten im allgemeinen mehr der dynamischen als der mechanistischen Anschauung zu, wogegen die ausübenden Naturforscher, weil erstere sowohl der mathematischen Einkleidung wie auch der begrifflichen Erfassung der Probleme widerstrebt, durchweg Atomistiker waren. Daß sie dazu auch nach den Prinzipien des Kantischen Phänomenismus wohlberechtigt waren, haben Fechner [3] und Laßwitz [4] dargetan. In der Tat konnten auch diejenigen Physiker, welche die Korpuskulärphilosophie in der ihr von Cartesius oder Gassendi erteilten Gestalt verworfen, sich der Annahme gewisser Kompromißvorstellungen nicht gänzlich entziehen. Schon Boscoovich verwandelte die Leibnizschen Monaden in Kraftzentren [5], und auf den gleichen Boden sind, worüber man sich am besten durch die Lektüre der Zöllner'schen Schriften unterrichtet [6], Faraday, W. Weber und Zöllner getreten.

Die Auffindung des großen Grundgesetzes der Natur durch R. Mayer, Helmholtz und Joule hat den Gegnern der Atomistik einen neuen Ansporn verliehen. Nunmehr erschien der Begriff der Energie als der fundamentale, auf den Kraft und Stoff gleichmäßig zurück geführt werden müssen, und so trat an die Stelle des Dynamismus die einer weit exakteren Formulierung fähige Energetik. Deren Begründung hat sich besonders der bekannte Physiko-chemiker W. Ostwald angelebt sein lassen [7]. Gleichwohl ist auch jetzt noch, sowie es sich um die Lösung konkreter Aufgaben handelt, die atomistische Doktrin nicht überflüssig gemacht worden, und die Bedeutung auch der energetischen Umwandlung der alten dynamischen Lehren ist ein zweites mehr darin zu suchen, daß durch sie ein neues Ferment in die Erörterung der grundfältlichen Fragen hineingetragen ward.

Literatur: [1] Allgemeine Enzyklopädie der Physik, Bd. 1 (Beiträge von F. Harms und G. Karsten), Leipzig 1869, S. 54 ff., S. 813 ff. — [2] Kant, I., Metaphysische Anfangsgründe d. Naturwissenschaft, Riga 1787. — [3] Fechner, Physikalische und philosophische Atomenlehre, Leipzig 1864 (2. Aufl.). — [4] Laßwitz, Atomistik und Kritizismus, Braunschweig 1878. — [5] Boscoovich, Philosophiae naturalis theoria, redacta ad unicam legem virium in natura existentem, Venedig 1758. — [6] Zöllner, Wissenschaftliche Abhandlungen, Bd. 1—4, Leipzig 1878—81. — [7] Ostwald, Die Ueberwindung des wissenschaftlichen Materialismus, Verhandl. d. 67. Deutschen Naturforscher-Verfassung, Leipzig 1895, 1. Teil, S. 155 ff.; Abhandlungen und Vorträge allgemeinen Inhaltes (1887—1903), Leipzig 1904.

Günther.

Dynamit, f. Sprengstoffe.

Dynamomaschine. Man versteht unter einer Dynamomaschine (dynamo-elektrische Maschine, elektrischer Generator) eine Vorrichtung zur Umsetzung mechanischer Energie in elektrische, und zwar ist das Prinzip, welches hierbei zur Geltung kommt, das der sogenannten Magnetoinduktion (1831 von Faraday entdeckt).

Bewegt man nämlich einen geschlossenen elektrischen Leiter, z. B. eine Drahtspule, in dem Kraftfelde eines Magneten derartig, daß ihre Bahn von möglichst vielen magnetischen Kraftlinien (f. *Magnetismus und Elektromagnetismus*), die von den Polen des Magneten ausgehen, geschnitten wird, wobei die Zahl der durch die Spule gehenden Kraftlinien sich fortwährend ändert, so wird in diesem Leiter eine elektromotorische Kraft induziert (f. *Induktion*), deren Intensität der Aenderung der eingeschlossenen Kraftlinienzahl und der Windungszahl der Spule proportional ist [5]. Befindet sich in der Spule ein Kern von weichem Eisen, so wird der Übergang der Kraftlinien von einem Pol zum andern erleichtert, somit die Stärke des magnetischen Feldes und der erzeugten elektromotorischen Kraft oder des bei geschlossenem Stromkreise entstehenden Induktionsstromes ganz beträchtlich erhöht.

In Fig. 1 ist eine solche Anordnung dargestellt. Ueber den Polen *N* und *S* eines Hufeisenmagneten bewegt sich ein Anker aus weichem Schmiedeeisen um die Achse *c*, dessen Schenkel *a* und *b* mit isoliertem Kupferdraht bewickelt sind. Wir betrachten zunächst nur die Wirkung des Magneten auf die Spule *a*. Der Hufeisenmagnet sendet Kraftlinien aus, die ihren Lauf durch das weiche Ankereisen nehmen und die Spule *a* in der Stellung I (Fig. 2) voll durchströmen. Bei einer Drehung des Ankers um 90° gelangt sie in die Lage II und ist hier dem Kraftlinienstrom entrückt, kommt bei weiterer Drehung in das Bereich des Poles *S* (Lage III), um hier wieder den ganzen Kraftlinienstrom, jedoch jetzt in umgekehrter Richtung, zu erhalten. Bei Punkt IV ist sie dann wieder der Wirkung der Kraftlinien entzogen. Auf dem Wege von I bis II ist die Kraftlinienzahl von einem Maximum bis zu Null fortwährend gefallen, auf dem Wege von II bis III von Null bis zu einem Maximum fortwährend gestiegen.

Die durch diese Aenderung in der Zahl der Kraftlinien in den Windungen der Spule erzeugte elektromotorische Kraft, deren Größe bei der Drehung fortwährend zu- und abnimmt, je nachdem mehr oder weniger Kraftlinien durch die Windungen der Spule eingeschlossen werden, hat den Mittelwert $e_m = \frac{N_2 - N_1}{T_1} \cdot \frac{\xi}{10^8}$ Volt (f. *Induktion*). Hierin bedeutet $N_2 - N_1$ die Aenderung der Kraftlinienzahl in der Spule während einer halben Umdrehung des Ankers, T_1 die zu dieser Aenderung gebrauchte Zeit, ξ die Anzahl der Spulenwindungen.

Mißt man in bestimmten Zeiten *t* die zugehörigen elektromotorischen Kräfte *e* und trägt erstere als Abszissen, letztere als Ordinaten auf, so entsteht eine Kurve *FGHJK* (Fig. 3), die den Spannungsverlauf in der Spule *a* während einer Ankerdrehung darstellt. Genau denselben Verlauf zeigt im geschlossenen Stromkreise die durch die elektromotorische Kraft hervorgerufene Stromstärke *i*, so

daß die Kurve auch als Darstellung des Stromverlaufs angeföhnen werden kann. Die Aenderung der Kraftlinienzahl erfolgt natürlich am schnellsten in den Lagen II und IV, und es ist deshalb an diesen beiden Punkten der Strom am stärksten, während er in den Punkten I und III Null ist. Von I über II bis III fließt er in der einen Richtung, kehrt dann um und fließt von III über IV bis I in der entgegengesetzten Richtung. Einen solchen Strom von wechselnder Richtung und Stärke nennt man *Wechselstrom* (f. d.).

Ueber die jeweilige Richtung des Stromes gibt folgende Regel Auskunft: Blickt man in der Richtung der Kraftlinien auf die Spule, so fließt bei Abnahme der Kraftlinien der Strom im Drehungssinn des Uhrzeigers, bei Zunahme im entgegengesetzten Sinne.

Die bisher vernachlässigte Spule *b* wird sich nun genau ebenso verhalten; jedoch hat der in derselben erzeugte Strom immer die entgegengesetzte Richtung des gleichzeitig in der Spule *a* erzeugten. Bei geeigneter Verbindung der Spulenenden kann man indessen eine Summierung der beiden Stromwirkungen herbeiführen.

Fig. 4 stellt den Grundriß der Fig. 1 dar und zeigt, daß der Anfang der einen Spule *d* mit dem Anfang der andern *e* verbunden ist, während die beiden Enden zu je einem auf der Achse *c* befindlichen und von derselben gut isolierten Schleifring geführt sind. Auf den Schleifringen gleiten zwei Metallfedern *f₁* und *f₂*, und von diesen Federn können nun die in den beiden Spulen erzeugten Wechselströme abgenommen und in den äußeren Stromkreis *gh* übergeführt und zur Verwendung gebracht werden.

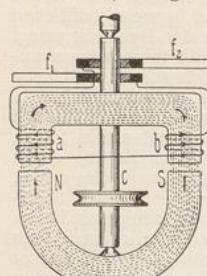


Fig. 1.

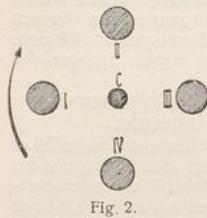


Fig. 2.

weniger Kraftlinien durch die Windungen der Spule eingeschlossen werden, hat den Mittelwert $e_m = \frac{N_2 - N_1}{T_1} \cdot \frac{\xi}{10^8}$ Volt (f. *Induktion*). Hierin bedeutet $N_2 - N_1$ die Aenderung der Kraftlinienzahl in der Spule während einer halben Umdrehung des Ankers, T_1 die zu dieser Aenderung gebrauchte Zeit, ξ die Anzahl der Spulenwindungen.

Mißt man in bestimmten Zeiten *t* die zugehörigen elektromotorischen Kräfte *e* und trägt erstere als Abszissen, letztere als Ordinaten auf, so entsteht eine Kurve *FGHJK* (Fig. 3), die den Spannungsverlauf in der Spule *a* während einer Ankerdrehung darstellt. Genau denselben Verlauf zeigt im geschlossenen Stromkreise die durch die elektromotorische Kraft hervorgerufene Stromstärke *i*, so

daß die Kurve auch als Darstellung des Stromverlaufs angeföhnen werden kann. Die Aenderung der Kraftlinienzahl erfolgt natürlich am schnellsten in den Lagen II und IV, und es ist deshalb an diesen beiden Punkten der Strom am stärksten, während er in den Punkten I und III Null ist. Von I über II bis III fließt er in der einen Richtung, kehrt dann um und fließt von III über IV bis I in der entgegengesetzten Richtung. Einen solchen Strom von wechselnder Richtung und Stärke nennt man *Wechselstrom* (f. d.).

Ueber die jeweilige Richtung des Stromes gibt folgende Regel Auskunft: Blickt man in der Richtung der Kraftlinien auf die Spule, so fließt bei Abnahme der Kraftlinien der Strom im Drehungssinn des Uhrzeigers, bei Zunahme im entgegengesetzten Sinne.

Die bisher vernachlässigte Spule *b* wird sich nun genau ebenso verhalten; jedoch hat der in derselben erzeugte Strom immer die entgegengesetzte Richtung des gleichzeitig in der Spule *a* erzeugten. Bei geeigneter Verbindung der Spulenenden kann man indessen eine Summierung der beiden Stromwirkungen herbeiführen.

Fig. 4 stellt den Grundriß der Fig. 1 dar und zeigt, daß der Anfang der einen Spule *d* mit dem Anfang der andern *e* verbunden ist, während die beiden Enden zu je einem auf der Achse *c* befindlichen und von derselben gut isolierten Schleifring geführt sind. Auf den Schleifringen gleiten zwei Metallfedern *f₁* und *f₂*, und von diesen Federn können nun die in den beiden Spulen erzeugten Wechselströme abgenommen und in den äußeren Stromkreis *gh* übergeführt und zur Verwendung gebracht werden.

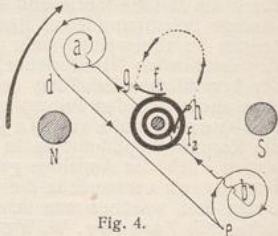


Fig. 4.

Soll in diesem äußeren Stromkreise nicht beständig wechselnder Strom, sondern solcher von stets gleicher Richtung fließen, so muß ein Stromwender (Kommutator, Kollektor) angebracht werden, der den Strom des äußeren Kreises in dem Augenblick umkehrt, in dem er

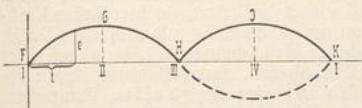


Fig. 6.

in den Spulen *a* und *b* seine Richtung ändert, nämlich dann, wenn die Spulen über die Magnetpole hinweggehen.

Ein solcher Stromwender (Fig. 5) besteht im einfachsten Falle aus

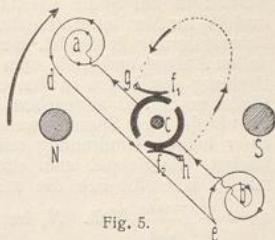


Fig. 5.

zwei voneinander isolierten Halbringen, die an der Drehung der Achse *c* teilnehmen und zu denen die Enden der beiden Drahtspulen geführt sind. Die Schleiffedern *f*₁ und *f*₂ stehen so, daß sie den Zwischenraum, der die beiden Halbringe trennt, dann treffen, wenn der Anker über den Magnetpolen steht. Bei jeder andern Stellung des Ankers berühren sie dagegen je einen Halbring und führen den erzeugten Strom ab.

In dem Moment, in dem nun der Strom in den Spulen keine Richtung wechselt, berührt auch jeder Halbring eine andre Feder, so daß in den äußeren Stromkreis stets Strom von derselben Richtung gelangt. Einen derartigen gleichgerichteten Wechselstrom nennt man pulsierenden Gleichstrom. Seinen Verlauf zeigt die Kurve Fig. 6; seine mittlere elektromotorische Kraft ist $e_m = \frac{4 N_0 \xi n}{10^8}$ Volt [5]. Eine solche Maschine, bei der das magnetische Feld durch permanente

Stahlmagnete erzeugt wird, bezeichnet man als magnetoelektrische Maschine [3], [5].

Es sei hier gleich bemerkt, daß alle nach diesen Prinzipien konstruierten Apparate, sobald sie mit einem Stromwender versehen sind, auch eine Umkehrung zulassen, d. h. schickt man in die Drahtspulen *a* und *b* einen Gleichstrom, so dreht sich der Anker in dem magnetischen Felde und leistet Arbeit. Eine solche Vorrichtung nennt man Elektromotor [5], [9] (f. Kraftübertragung und Motor, elektrischer).

Die bisher erwähnten magnetoelektrischen Maschinen gaben natürlich wegen der verhältnismäßig geringen Kraft der Stahlmagnete nur kleine Wirkungen. Es läßt sich aber eine Verstärkung der elektromotorischen Kraft der in den Spulen erzeugten Ströme, außer durch die Erhöhung der Umdrehungsgeschwindigkeit des Ankers, auch durch Verstärkung der induzierenden Magnete erreichen. Da man die Größe der Stahlmagnete aus praktischen Gründen über eine gewisse Grenze nicht steigern kann, so vermehrte man die Zahl derselben und natürlich auch entsprechend die Zahl der Induktionsspulen und verwendete Dampfmaschinen zum Drehen des Ankers statt des bisherigen Handbetriebes.

Die größte derartige Maschine, die Alliance-Maschine, von Nollet 1860 erbaut, besaß 48 Hufeisenmagnete und 96 Induktionsspulen und machte 400 Touren pro Minute. Sie wurde mit Erfolg zur Erzeugung von elektrischem Licht für Leuchttürme verwendet. Die Art ihres Aufbaues wiederholt sich bei vielen der modernen Wechselstromdynamos.

Man unterscheidet nämlich je nach der Stromart, welche die Dynamomaschine liefert, Wechsel- und Drehstrommaschinen (f. Wechselstrommaschinen) sowie Gleichstrommaschinen.

Im folgenden werden wir nur die letzteren, die Maschinen zur Erzeugung von Gleichstrom, näher betrachten. Eine erhebliche Verbesserung der elektrischen Maschinen erreichte 1856 Werner Siemens durch die Konstruktion des Doppel-T-Ankers, der eine bessere Ausnutzung der Kraftlinien im magnetischen Felde ermöglichte. Der Anker besteht nur aus einer Spule, und zwar aus einem um seine Längsachse drehbaren Eisenstück (Fig. 7), dessen zwei Nuten, in der angedeuteten Weise fortlaufend, mit Draht umwickelt sind. Die Magnetlamellen stehen senkrecht zur Drehachse (Fig. 8). Dieser Anker ist übrigens heute noch vielfach in Anwendung, z. B. bei Telephonanrufapparaten und Minen-zündapparaten.

Die bisher besprochenen Maschinen liefern Wechselstrom bzw. pulsierenden Gleichstrom. Die Ströme wechseln fortwährend von Null bis zu ihrem Maximum und umgekehrt, je nach der jetzigen Stellung der Spulen zu den

Magnetpolen, und das durch sie erzeugte elektrische Licht würde Schwankungen zeigen, wenn unsre Sinnesorgane den Eindrücken schnell genug folgen könnten. Ein nahezu konstanter Gleichstrom wurde erst durch die Erfindung des Ringankers durch Pacinotti, gleichzeitig aber unabhängig von ihm durch Gramme (1863) und später durch die Erfindung des Trommelankers von Hefner-Altenbeck (1872) erreicht.

Die Konstruktion des Ringankers beruht auf folgender Erwägung. Dreht sich zwischen zwei Magnetpolen *N* *S* (Fig. 9) ein Ring aus weichem Schmiedeeisen *a*, auf den eine geschlossene

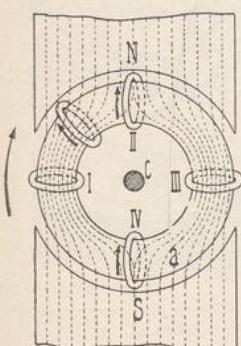


Fig. 9.

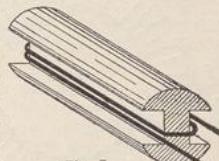


Fig. 7.



Fig. 8.

Drahtspule aufgewickelt ist, so nehmen die magnetischen Kraftlinien den angedeuteten Verlauf, und die Spule wird je nach ihrer Stellung von mehr (bei I) oder weniger (bei II) Kraftlinien geschnitten; die größte Änderung der Kraftlinienzahl tritt bei II und IV ein. Dementsprechend werden in der Spule wieder Induktionsströme erzeugt, die, wie früher schon bemerkt, bei II und IV ihr Maximum erreichen, während sie bei I und III gleich Null sind, da hier keine Kraftlinienänderung stattfindet. Bewickelt man nun einen Eisenring gleichmäßig mit isoliertem Draht, dessen Anfang und Ende man verbündet, so entstehen in dieser fortlaufenden Wicklung bei einer Drehung des Ringes in den einzelnen Windungen elektrische Ströme, deren Richtung durch die Pfeile in Fig. 10 angegeben ist und deren Wirkungen sich in jeder Ringhälfte summieren. Man findet diese Summe, wenn man die mittlere elektromotorische Kraft einer Windung während einer halben Umdrehung mit der Anzahl der hintereinander geschalteten Windungen multipliziert. Bezeichnet man die Zeit, die der Anker zu einer ganzen Umdrehung braucht, mit T , so ergibt sich die mittlere elektromotorische Kraft e_m einer Windung (also $\xi = 1$) zu

$$e_m = \frac{N_2 - N_1}{\frac{T}{2} \cdot 10^8} \text{ Volt. } N_1 \text{ bzw. } N_2 \text{ sind die Kraftlinienzahlen, die eine Windung in der Lage I}$$

bzw. III (Fig. 9) einschließt. Ist N_0 die Kraftlinienzahl, die überhaupt durch den Anker hindurchgeht, so ist $N_1 = \frac{N_0}{2}$ und $N_2 = -\frac{N_0}{2}$ daher $N_2 - N_1 = -N_0$ und somit die mittlere elektromotorische Kraft einer Windung während einer halben Drehung $e_m = -\frac{N_0}{\frac{T}{2} \cdot 10^8}$. Bezeichnet

n die Anzahl der Umdrehungen des Ankers in der Minute, so ist $\frac{nT}{60} = 1$ oder $\frac{T}{2} = \frac{60}{2n}$; folglich wird $e_m = -\frac{N_0}{\frac{60}{2n} \cdot 10^8} = -\frac{N_0 \cdot 2n}{60 \cdot 10^8}$. Das Vorzeichen kann fortbleiben, da es nur die

Richtung der elektromotorischen Kraft angibt. Ist nun ferner ξ die Anzahl der Windungen auf dem ganzen Ringe, so ist $\frac{\xi}{2}$ die Zahl der hintereinander geschalteten Windungen, und es ergibt sich die elektromotorische Kraft des Ringankers $E = \frac{\xi}{2} \cdot e_m = \frac{N_0 n \cdot \xi}{60 \cdot 10^8}$ Volt. Die an den Stromabnahmestellen (Bürsten, Klemmen) f_1 und f_2 vorhandene sogenannte Klemmenspannung e ist natürlich kleiner als die elektromotorische Kraft des Ankers, und zwar kleiner um den Spannungsverlust im Innern des Ankers, der gleich dem Produkt aus Stromstärke i_a und innerem Widerstande w_a ist. Es ergibt sich also $e = E - i_a w_a$. Bringt man auf den von der Isolation befreiten Außenseiten der Drahtwindungen Schleifbürsten f_1, f_2 an, und zwar an den beiden Stellen des Ringes, an denen sich die elektromotorische Kraft der oberen Ringhälfte mit der unteren auszugleichen strebt, so kann man hier einen konstant fließenden Strom abnehmen,

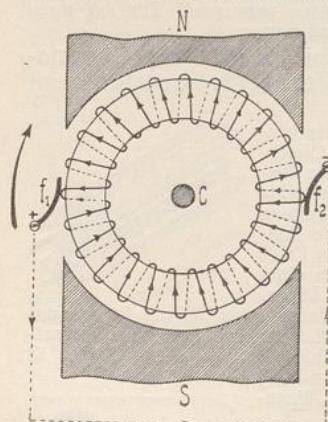


Fig. 10.

der gleich der Summe der Ströme in den beiden Ringhälften ist. Bei der praktischen Ausführung bewickelt man den Ring nicht fortlaufend mit Draht, sondern bringt den letzteren in einzelnen Abteilungen (Spulen) auf, deren Anfänge und Enden dann so miteinander verbunden werden, daß eine fortlaufende in sich geschlossene Wicklung entsteht (Fig. 11). Zum Beispiel verbindet man das Ende e_1 mit dem Anfang a_2, e_2 mit a_3 u. f. w. Die Verbindungsstellen $e_1 a_2, e_2 a_3$ u. f. w. führt man zu je einem Segmente eines auf der Achse des Ringes sitzenden sogenannten Kommutators (Kollektors). Derfelbe besteht aus einer Zahl von gegeneinander

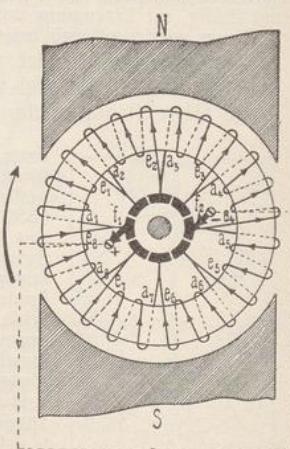


Fig. 11.

isolierten Metallsegmenten (Lamellen), im allgemeinen so viel als Drahtspulen vorhanden sind. Auf dem Umfang dieser Segmente schleifen die Federn f_1, f_2 , die auch den Namen Bürsten führen und zur Aufnahme und Fortleitung des Stromes dienen. Der Strom aus beiden Ringhälften vereinigt sich bei a_1, e_8 und gelangt durch das Kollektorsegment, auf dem die linke Bürste anliegt, in den äußeren Stromkreis, tritt durch die rechte Bürste wieder in das mit derselben in Berührung stehende Segment und gelangt von hier in die beiden Ringhälften zurück. Durch diese Anordnung wird die Gleichförmigkeit des Stromes etwas gestört, denn in dem Augenblicke, in dem die Bürsten auf zwei Kollektorsegmenten aufliegen, werden die mit diesen verbundenen Spulen durch die Bürsten kurzgeschlossen, sind also für den äußeren Stromkreis nicht vorhanden. Bei einer geraden Anzahl von Spulen werden hierdurch stets zwei Spulen,

nämlich von jeder Bürste eine, kurzgeschlossen, bei einer ungeraden nur eine. Die elektromotorische Kraft des Ringes setzt sich also zusammen in dem einen Augenblick aus der elektromotorischen Kraft der Hälfte aller Spulen, in dem nächsten aus demselben Wert, jedoch vermindert um die kurzgeschlossenen. Die hierdurch entstehenden Stromschwankungen sind natürlich desto größer, je kleiner die Spulenanzahl ist und je mehr Windungen jede Spule besitzt. Die Schwankung beträgt z. B. bei Anwendung eines 15teiligen Kollektors ca. 1%; bei 36 Lamellen nur noch ca. 0,2%, welcher Betrag nicht mehr störend wirkt. Man nimmt jedoch gewöhnlich mit Rücksicht auf die fogenannte Selbstinduktion der Ankerwindungen die Spulenanzahl größer an, um bei der einzelnen Spule weniger Windungen zu erhalten, wodurch die Selbstinduktion herabgezogen wird. Bei Maschinen für höhere Spannungen soll die Spannungsdifferenz zwischen zwei benachbarten Kollektorlamellen 20 Volt nicht überschreiten, und man erhält durch diese Vorschrift ebenfalls einen Anhalt für die Bestimmung der Spulenanzahl.

In bezug auf die äußere Form des Grammeschen Ringes unterscheidet man den Zylinder- ring und den Flachring. Bei dem ersteren (in Fig. 12 im Schnitt dargestellt) ist die Länge L der Drahtspule verhältnismäßig groß in bezug auf die Höhe H derselben, und die Magnetpole stehen senkrecht zur Achse c , der Nordpol dem Südpol gegenüber. Die Kraftlinien schneiden nur die äußeren Drähte; die Seiten- und Innendrähte bleiben unbenutzt. — Bei dem Flachring (Fig. 13) dagegen ist die Länge der Spule verhältnismäßig klein gegenüber der Höhe derselben, und die Magnetpole stehen parallel zur Achse c . Es steht Nordpol dem Nordpol und Südpol dem Südpol gegenüber, wodurch die Kraftlinien genötigt werden, von den Polen N aus auf beiden Seiten in den Eisen-

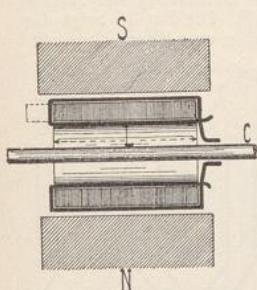


Fig. 12.

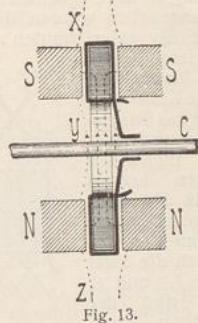


Fig. 13.

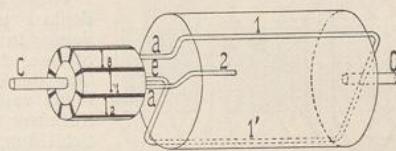


Fig. 14.

kein einzudringen und sich in den Ringhälften nach dem andern Pole S hin zu verzweigen. Die Drahtwindungen werden daher hierbei auf einer größeren Länge nutzlos. Ein Teil der Kraftlinien jedoch, z. B. X, Y, Z , trifft die Ankerwindungen nicht und geht für die Wirkung verloren.

Diese Erscheinung, die man mit dem Namen *magnetische Streuung* [18], [19] bezeichnet, zeigen mehr oder weniger sämtliche Dynamomaschinen. Da die Streuung eine Vermehrung der Magnetwicklung bedingt, auch eine schädliche Magnetisierung außerhalb der Maschine befindlicher Körper, z. B. von Taschenuhren, herbeiführt, so sucht man die Magnetgesteile derartig in sich geschlossen zu konstruieren (vgl. Fig. 24), daß möglichst wenig Kraftlinien verloren gehen.

Die Konstruktion des Flachringes ist verlassen worden, ebenso findet der schon erwähnte Zylinderringanker nur noch wenig Anwendung; es wird gegenwärtig fast ausschließlich der fogenannte Trommelanker benutzt. Letzterer [2]—[7], [18], [19] wurde 1872 von v. Hefner-Alteneck angegeben und ist aus dem Betreiben hervorgegangen, die inneren, für die Wirkung nutzlosen Ringwindungen ganz zu entfernen und die Wicklung nur auf

die äußere, den Polen zugekehrte Oberfläche zu beschränken. Er besteht aus einem um eine Achse c (Fig. 14) drehbaren eisernen Zylinder, der auf seiner ganzen Oberfläche mit Drahtvierecken (z. B. $1-1'$) belegt ist, wobei immer das Ende einer Windung e mit dem Anfang der nächsten a und gleichzeitig mit einer Kollektorlamelle l_1 verbunden ist. Fig. 15 zeigt in schematischer Dar-

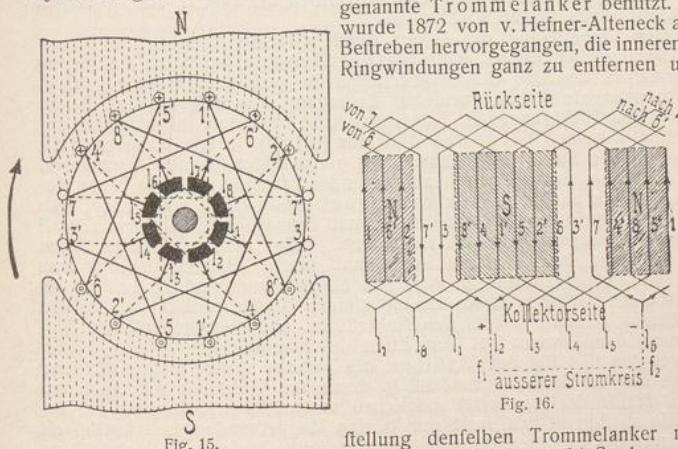


Fig. 15.

stellung denselben Trommelanker mit achtteiligem Kollektor und den zugehörigen acht Spulen, die der Einfachheit halber

aus nur einer Windung bestehend gedacht sind. Die mit den Zahlen $1, 1', 2, 2', \dots$ u. f. w. bezeichneten kleinen Kreise stellen die auf der Oberfläche des eisernen Ankerkernes aufliegenden isolierten Drähte vor, während die schwarzen Verbindungslien die Verbindung dieser Drähte auf der Kollektorseite, die punktierten dagegen die Verbindung auf der Rückseite angeben.

Dreht sich der Anker in dem durch die Pole N und S erzeugten magnetischen Felde, so schneiden die Drähte 1, 1', 2 u. f. w. die Bahn der Kraftlinien, und es werden wieder Ströme erzeugt, die nach der Regel von Faraday resp. Flemming [4] in den mit \oplus bezeichneten Drähten vom Beschauer fort-, in den mit \ominus bezeichneten auf denselben zufließen. Will man daher einen gleichmäßig fortlaufenden Strom an den Kollektorlamellen l_1 l_2 u. f. w. abnehmen, so ist die Verbindung dieser Längsdrähte so zu treffen, daß sie eine fortlaufende, in sich geschlossene Wicklung, wie beim Grammefchen Ringe, bilden; d. h. man verbindet an der Ankerrückseite 1 mit 1', sodann an der Vorderseite 1' mit 2, sodann hinten 2 mit 2' u. f. w. Die vorderen acht Verbindungsdrähte, z. B. 1', 2, werden dann noch je einer Kollektorlamelle l_1 , l_2 u. f. w. geführt.

Die elektromotorische Kraft des Trommelankers ist $E = \frac{2 N_0 \cdot n \cdot \xi}{60 \cdot 10^8}$. Führt man an Stelle der Windungen ξ die Anzahl der Drähte z ein, die auf der Oberfläche des Ankers liegen, so ist für den Trommelanker $\xi = \frac{z}{2}$, weil zu jeder Windung zwei Drähte gehören und daher $E = \frac{N_0 \cdot n \cdot z}{60 \cdot 10^8}$ Volt. Diese Formel ist dann sowohl für Trommel- wie Ringanker gültig, da bei letzterem $\xi = z$.

Am leichtesten kann man den Stromverlauf an einer graphischen Darstellung der Ankerwicklung verfolgen, die zuerst von Fritzsche angegeben worden ist [17]. Die Fig. 16 zeigt die Ankerwicklung parallel zur Drehachse an einer Stelle aufgeschnitten und in eine Ebene abgerollt,

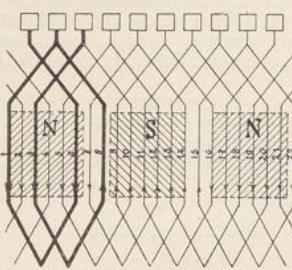


Fig. 17.

wobei die schraffierte Flächen die Magnetpole darstellen. Die Kraftlinien sind senkrecht zur Papierebene austretend zu denken und induzieren dann in den Leitern Ströme, die in der Richtung der eingezeichneten Pfeile verlaufen und am Kollektor durch die zwei Schleifbüsten f_1 und f_2 abgenommen und der äußeren Leitung zugeführt werden. Jede Spule kann natürlich auch aus

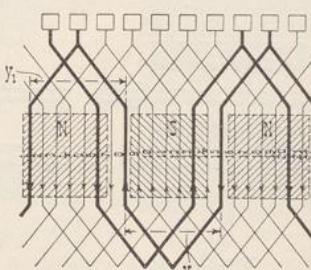


Fig. 18.

mehreren Windungen bestehen, die dann sämtlich der Bahn jeder ersten Spulenwindung folgen. Vgl. a. [7].

Eine Wicklung, bei der man wie in Fig. 17 beim Weiterschreiten zunächst vom zweiten Pole wieder nach dem ersten zurückkehrt, führt den Namen Schleifenwicklung. Die Entfernung zweier miteinander verbundener Spulen, gemessen durch die Anzahl der Teilstrecken, die zwischen ihnen liegen, nennt man Wicklungsschritt. Ist die Wicklung eine dauernd fortlaufende, d. h. durchläuft sie nacheinander sämtliche Pole ohne inzwischen zurückzukehren, wird sie als Wellenwicklung bezeichnet (Fig. 18). Der Wicklungsschritt kann auf beiden Seiten des Ankers verschieden sein. Bei der Schleifenwicklung (Fig. 17) ist er z. B. 7 auf der Kollektorseite, 5 auf der Rückseite. Die stärker ausgezogenen Linien der Fig. 17 und 18 zeigen deutlich die charakteristischen Formen beider Wicklungen.

Schon vor dieser letzten Verbesserung des Ankers durch v. Hefner-Alteneck, und zwar bald nach Einführung des Grammefchen Ringes, hatte Werner Siemens durch die Aufstellung des fogenannten Dynamoprinzipes den Bau der Stromerzeuger in ganz neue Bahnen gelenkt. Während bisher lediglich permanente Stahlmagnete zur Erzeugung des magnetischen Feldes benutzt worden waren und später Elektromagnete, die durch eine besondere magnetoelektrische Maschine mit Strom versehen wurden (Wilde'sche Maschine [3], [6]), zeigte Siemens 1867, daß man Arbeitskraft in elektrischen Strom ohne Anwendung permanenter Magnete umwandeln könne [12]. Dies fogenannte Dynamoprinzip beruht auf folgender Erwägung. Jedes Eisen, das auf irgend eine Weise einen, wenn auch nur geringen Magnetismus (f. d.) erlangt hat, hält einen Teil desselben dauernd fest (remanenter Magnetismus) und vermag dann in einem schnell bewegten Leiter (Anker) einen schwachen Strom zu induzieren. Führt man nun diesen Strom mittels Drahtwindungen wieder um den Eisenkern herum und macht letzteren dadurch zum Elektromagneten (f. Elektromagnetismus), so wird sein Magnetismus verstärkt und er befähigt, in demselben Leiter einen stärkeren Strom zu induzieren. Dieser verstärkt wieder den schon vorhandenen Magnetismus, letzterer wieder den Ankerstrom, und diese gegenseitige Einwirkung erreicht ihr Maximum dann, wenn bei dem Eisen des Magnetschenkels ein gewisser Sättigungsgrad [1], [3] eingetreten ist. Bei dem Ansteigen des Stromes in der Magnetwicklung nimmt nämlich der Magnetismus der Schenkel zunächst in demselben Verhältnis wie der Strom zu, und zwar etwa bis zur Hälfte der überhaupt möglichen magnetischen Sättigung der betreffenden Eisenforte. Von da ab steigt sich der Strom in den Magnetwindungen schneller als der Magnetismus, so daß trotz des erhöhten Stromverbrauches keine bedeutende Mehrleistung erzielt wird.

Ferner hängt bei jedem Elektromagneten der erregte Magnetismus außer von der Stromstärke auch noch von der Anzahl der Drahtwindungen ab, welche die Magnetschenkel umgeben. Das Produkt aus dieser Windungszahl und der Stromstärke (in Ampère) nennt man Ampère-Windungszahl, sie ergibt sich aus der Gleichung $W = \mathcal{Z} H l$, worin W die Windungszahl,

i die Stromstärke, H die magnetisierende Kraft und l der mittlere Kraftlinienweg ist (f. Magnetismus). Vorbedingung für diese Selbsterregung ist, daß die Magnetwicklungen Gleichstrom erhalten, damit die Polarität der Magnete nicht wechselt, und es werden nach diesem Prinzip alle modernen Gleichstromdynamomaschinen gebaut, wobei folgende Schaltungsarten, je nach der Art der Verbindung der Magnetwindungen mit dem Ankerdrahte, möglich sind: a) die Hauptstrom-, Reihen- oder Serenschaltung, b) die Nebenschluß- und c) die Verbund- oder Compoundschaltung.

Bei der ersten Verbindungsart, der **Hauptstrommaschine** (Fig. 19), wird der vom Anker A erzeugte Strom in feiner ganzen Stärke durch die Bewicklung des Elektromagneten E geschickt und gelangt dann erst in den äußeren Stromkreis gh , um dort zur Speisung von Lampen oder zu andern Zwecken verwendet zu werden. Der Strom durchläuft also hierbei den Anker, die Magnetwicklung und den äußeren Stromkreis nacheinander; der Magnetismus ist also nur von der Betriebsstromstärke abhängig. Die Hauptstrommaschine eignet sich gut für die sogenannten Reihenschaltungsanlagen (f. Beleuchtung, elektrische) sowie für Kraftübertragungszwecke (f. Kraftübertragung, elektrische). Die Regulierung der Stromstärke wird mittels eines im Hauptstrom liegenden Regulierwiderstandes bewirkt.

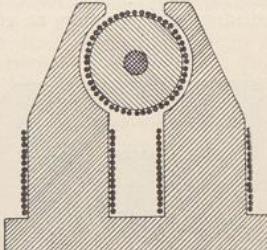
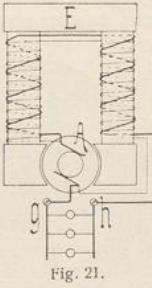
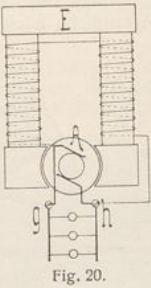
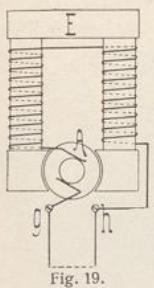


Fig. 22.

Bei der **Nebenschlußmaschine** (Fig. 20) geht der vom Anker erzeugte Strom direkt in die äußere Leitung, und es wird nur an den Enden g und h der Bürsten ein Teilstrom um die Feldmagnete geführt, so daß die Magnetwicklung dem äußeren Stromkreis parallel geschaltet ist. Der Magnetismus ist daher nur von der Betriebsspannung abhängig. Die Nebenschlußmaschine eignet sich für Anlagen, bei denen nahezu konstante Betriebsspannung bei wechselnder Stromstärke verlangt wird, wie z. B. bei Glühlichtbeleuchtung, Ladung von Akkumulatoren, elektrochemischen Apparaten, sowie zum gleichzeitigen Parallelbetrieb mehrerer Maschinen. Der Regulierwiderstand befindet sich im Nebenschlußstromkreise (Magnetwicklung). Bei Kurzschluß wird die Maschinestromlos; durch Rückstrom kann ein Ummagnetisieren der Pole nicht eintreten.

Bei dem letzten System, der **Verbundmaschine** (auch Gleichspannungsmaßchine genannt, Fig. 21), wird mittels zweier besonderer Wicklungen sowohl der Hauptstrom als auch der Nebenstrom um die Schenkel geführt. Die Maschine gibt konstante Spannung bei stark wechselnder Stromentnahme und wird bei Einzelanlagen für Beleuchtung und Kraftübertragung, bei denen eine stete Beaufsichtigung und Nachregulierung der Spannung nicht erwünscht ist, verwendet. Die Parallelschaltung mit Akkumulatoren ist nicht angängig. Bei Parallelschaltung zweier Maschinen ist eine dritte (Ausgleichs-) Leitung anzubringen, welche die beiden Bürsten, von denen die Compoundleitung abzweigt, verbindet [4], [5], [11], [18].

Es sei hier noch bemerkt, daß auch der Name **Dynamomaschine** von Werner Siemens herrührt. Er wollte damit (dynamis = Kraft) eine Maschine bezeichnen, bei der nur durch die zur Drehung der Induktionsröhren erforderliche mechanische Kraft ein Strom erzeugt wird. Man kann mit Gleichstrommaschinen höchstens bis zu 4000 Volt Spannung gehen, da bei höheren Spannungen die Gefahr des Durchschlagens der Kollektorsolierung besteht.

In bezug auf den konstruktiven Aufbau der Dynamomaschine [3]–[7] sind folgende Hauptteile zu unterscheiden: die Feldmagnete zur Erzeugung der Kraftlinien; der Anker, in dessen Bewicklung bei seiner Rotation im Kraftlinienstrom ein elektrischer Strom induziert wird; der Kollektor und die Bürsten zur Abgabe des erzeugten Stromes. Das Material für die Feldmagnete ist Gußeisen, Schmiedeeisen oder Stahl. Bei Wahl der letzteren beiden Materialien erhält man die kleinsten Abmessungen, da der Dynamofahlguß eine mehr als doppelt so große Leistungsfähigkeit wie das Gußeisen besitzt. Die Polenden müssen den Anker möglichst dicht umfassen und werden meistens zu besonderen Polschuhen ausgebildet, die den Magnetismus gleichmäßig über den Anker verteilen. Den Luftzwischenraum zwischen Anker und Pol findet man je nach der Maschinengröße unter 1 mm und bis 8 mm ausgeführt (f. weiter unten, Berechnung der Dynamomaschine). Der Kraftlinienweg soll möglichst kurz sein. Der eiserne Ankerkern erleichtert den Kraftlinienübergang.

Die folgenden Figuren zeigen eine Anzahl Typen für Magnetgestelle, und zwar Fig. 22 die Hufeisenform, wie sie bei einzelnen Konstruktionen der Firma Siemens & Halske, Allgem. Elektr.-Gesellschaft, u. a. früher üblich war; Fig. 23, die Manchesteertypen, die besonders von den

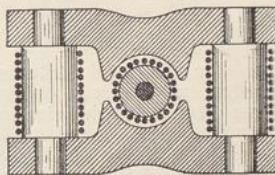


Fig. 23.

Maschinenfabriken Eßlingen und Oerlikon gebaut wurde; Fig. 24, die *Lahmeyer*-Type, die sich durch den vorzüglich geschlossenen Lauf der Kraftlinien auszeichnet und wenig Streuung besitzt. Sie bildet, meistens in die runde Form übertragen, den Grundtypus der modernen Maschinen.

Für größere Maschinen ist es praktischer, mehr als zwei Magnete mit abwechselnden Polen gleichzeitig auf denselben Anker wirken zu lassen, um die Stärke des magnetischen Feldes und somit die Stromstärke zu erhöhen, und man findet deshalb vier, fechs, acht und mehr Magnetpole angebracht. Die vierpolige Maschine besitzt dann zwei neutrale Zonen, also vier Schleifbürtsten, die fechspolige drei, also fechs Bürtsten, u. f. w., und es kann die vierpolige als Verdopplung und die fechspolige als Verdreifachung der zweipoligen Maschine angesehen werden. Die zu einem Polpaar gehörigen Ankerspulen können mit den nächsten entweder hintereinander oder parallel oder gemischt geschaltet werden. Man unterscheidet demnach bei mehrpoligen Maschinen Reihen-(Serienschaltung, Parallelschaltung und eine Kombination beider, die sogenannte Reihenparallelschaltung. Für die Ausführung der Wicklung kann die von *Arnold* [7], [19] angegebene Schaltungsformel benutzt werden: $y_1 + y_2 = \frac{s+2}{p} a$. Hierin ist s die Anzahl der Spulenseiten, p die Anzahl der Nordpole (Polpaare), $2a$ die Anzahl der parallel geschalteten Abteilungen, y_1 der Wicklungsschritt auf der Kollektorseite und y_2 der auf der Rückseite des Ankers (Fig. 18). Um die Bedeutung von y_1 und y_2 zu erkennen, beachte man die Arnoldsche Wicklungsregel: Man ver-

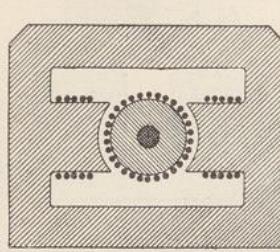


Fig. 24.

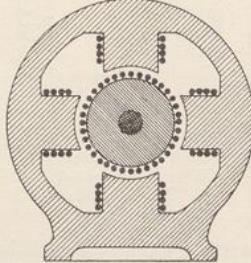


Fig. 25.

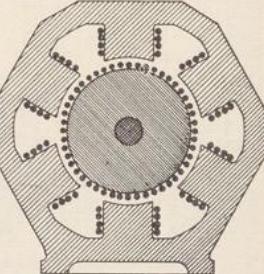


Fig. 26.

binde das vordere Ende des x ten Stabes (Spulenseite) mit dem vorderen Ende des $(x+y_1)$ ten Stabes; dann das hintere Ende des $(x+y_1)$ ten Stabes mit dem hinteren Ende des $(x+y_1+y_2)$ ten Stabes u. f. w. [7], [18], [19]. Hierbei bezeichnet x eine beliebige Stabnummer zwischen 1 und s . Die Wicklung ist einfach geschlossen, wenn $y_1 + y_2 = \frac{s}{2}$ und $\frac{s}{2}$ teilerfremd und ferner y_1 und y_2 ungerade Zahlen sind. Die elektromotorische Kraft eines derartigen Ankers ist $E = \frac{N_0 \cdot n \cdot z}{60 \cdot 10^8} \cdot \frac{p}{a}$.

Um die große Bürtzenzahl zu vermindern, kann man nach *Morley* zwei Kollektormellen, auf denen in einem bestimmten Augenblick der Drehung gleichnamige Bürtzen aufliegen würden, miteinander verbinden. Man vereinigt also bei der vierpoligen Maschine zwei gegenüberliegende Mellen, bei der fechspoligen zwei um 120° entfernte u. f. w. Hierdurch läßt sich die Bürtzenzahl flets auf zwei reduzieren. Natürlich muß die verbleibende Bürtzenauflagerfläche diefelbe sein wie bei Verwendung aller Bürtzen. Bei der Reihenschaltung des Ankers genügt auch ohne Morley-Schaltung ein Bürtzenpaar.

Arnold hat diese Verbindungen auch unter Beibehaltung aller Bürtzen verwendet, um Ungleichheiten des Stromes, die durch unsymmetrische Lage des Feldes entstehen könnten, zu vermeiden. Er nennt sie in diesem Falle Aequipotentialverbindungen.

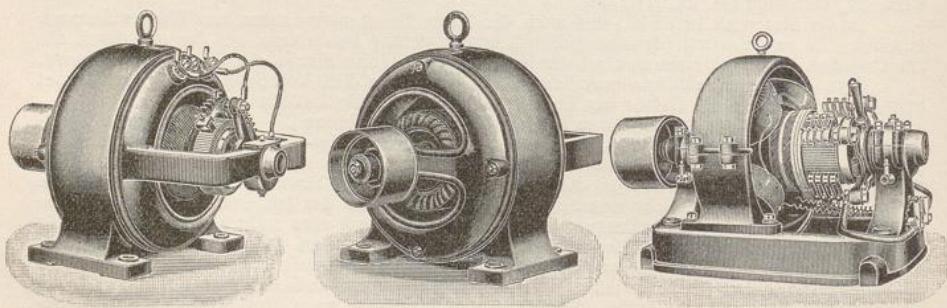


Fig. 27.

Fig. 28.

Fig. 29.

Fig. 25 zeigt ein Magnetgestell für die vierpolige Maschine, Fig. 26 für die fechspolige. Die Typen 22, 23, 24, 25 und 26 bezeichnet man als Außenpolmaschinen. Die Fig. 27 und 28 zeigen übliche Ausführungen kleinerer Typen der vierpoligen Maschinen von der Kollektor-

und der Riemenscheibenseite aus gefehen. Für größere Typen (etwa von 15–20 PS. ab) wird für vier- und mehrpolige Maschinen vielfach die in Fig. 29 dargestellte Form verwendet.

Bei sehr großen Maschinen mit geringer Tourenzahl kann man die Magnete innerhalb des Grammischen Ringes anbringen, so daß nur die inneren, gewöhnlich für jede Spule nur aus einem Kupferstabe bestehenden Drahtwindungen zur Geltung kommen. Diese Anordnung bezeichnet man mit dem Namen **Innenpolmaschine**. Die äußeren, blank gehaltenen Windungen benutzt man dann gleichzeitig zur Stromabnahme durch die Schleifbürlsten, so daß ein besonderer Kollektor entbehrlich wird; Fig. 30 zeigt die Anordnung der Magnetischenkele und des Ankers. Wegen ihrer langfamen Tourenzahl wurden diese Maschinen früher viel zur direkten Kupplung [8] mit Dampfmaschinen verwendet, werden jedoch heute kaum noch hergestellt.

Als Antriebsmaschinen werden gewöhnlich Dampfmaschinen benutzt, und es sind dieselben mit Rücksicht auf den billigen Betrieb, den gleichförmigen Gang und die Betriebsicherheit die geeignete Betriebskraft. Ist die Dampfmaschine mit der Dynamo direkt gekuppelt, so führt sie den Namen **Dampfdynamo**. Eine derartige Ausführung der Präzisionswerkstätten Mittweida zeigt Fig. 31. In neuerer Zeit benutzt man zur direkten Kupplung besonders auch **Dampfturbinen** (f. d.) von sehr hoher Tourenzahl. Ferner sind Wassermotoren, besonders Turbinen mit hohem Gefälle, also großer Tourenzahl, zum Betriebe von Dynamomaschinen sehr geeignet. Für kleinere Anlagen, z. B. zur Erzeugung von elektrischem Licht für Villen, Hotels u. dergl. sind auch Gasmotoren sehr beliebt. Um die unbedeute Riemenumvertragung zu vermeiden, stellt die Firma Körting-Hannover derartige Motoren auch in direkter Kupplung mit der Dynamomaschine unter dem Namen **Gasdynamo** her [8]. (Ueber Be-wicklung der Magnetischenkele f. S. 188.)

Fig. 30.

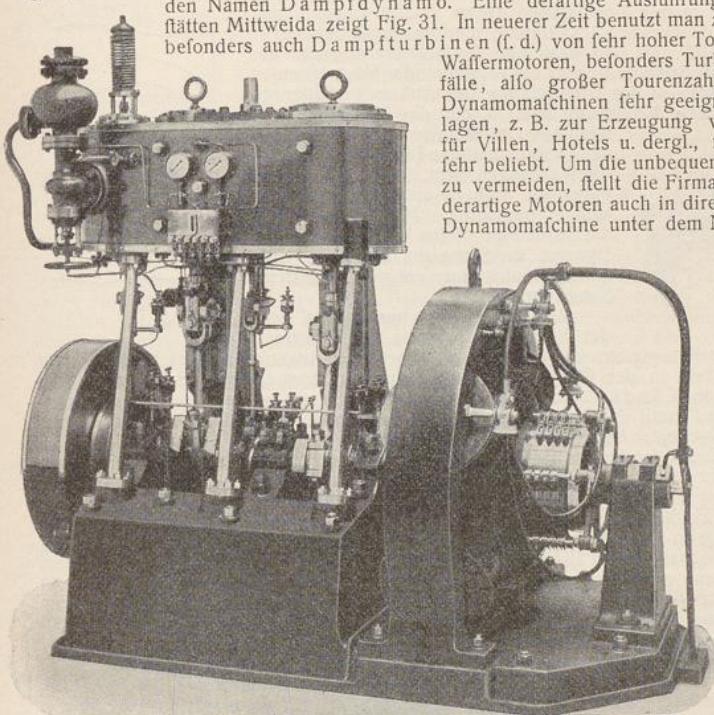
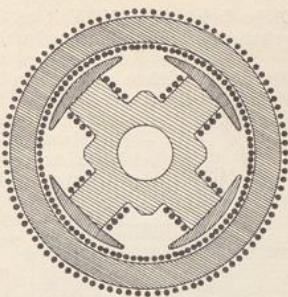


Fig. 31.

Da diese Ströme senkrecht zur Richtung der Kraftlinien verlaufen, so kann man sie ohne Störung der letzteren dadurch fast ganz vernichten, daß man den Anker in einzelne isolierte Scheiben parallel zu der Kraftlinienrichtung zerlegt. Man stellt daher die Anker, sowohl Ring- wie Trommelanker, aus ganz weichen Eisenblechscheiben von ca. 0,5 mm Stärke her, die abwechselnd mit Papier scheiben auf einer Achse übereinander geschichtet und dann durch aufgeklebte Seiten scheiben zusammengepreßt und festgehalten werden. Die auf diese Weise angefertigten eisernen Ankerkerne werden nun mit einer Anzahl Windungen aus gut isoliertem Kupferdraht bewickelt, der hierbei entweder glatt auf der Ankeroberfläche oder in parallel zur Achse gehenden offenen Nuten oder verdeckten Kanälen liegt. (Näheres über Bewicklung des Ankers f. weiter unten.)

Von den einzelnen Spulen wird der Strom dem Kollektor (Kommator, Stromabgeber) zugeführt und durch die Schleifbürlsten abgenommen. Der Kollektor besitzt gewöhnlich 10 Segmente (Lamellen), als Spulen vorhanden, und es ist dann Ende der einen und Anfang der nächsten Spule immer mit einer Lamelle verlötet oder gut verschraubt. Das Material der Segmente ist hartgezogenes Kupfer, seltener Rotguß. Als Isolator der einzelnen Teile wird Preßspan oder Glimmer benutzt. Weicher Naturglimmer oder der aus Glimmerabfällen mittels Schellacklösung geklebte Mikanit sind die besten Materialien zur Isolation der Lamellen. Die

Dicke beträgt bis 250 Volt ca. 0,6–0,8 mm, bis 500 Volt 0,9 mm, bis 1000 Volt 1 mm. Eine gebräuchliche Kollektorkonstruktion zeigt Fig. 32.

Von dem Kollektor wird der Strom durch die sogenannten Schleifbüsten abgenommen. Dieselben bestehen aus flachen Stäben aus Drahtgewebe oder aus aufeinander gelegten dünnen Messing- oder Kupferblechen. In neuerer Zeit werden die Metallbüsten durch sogenannte Kohlebüsten, die aus Retortenkohle in verschiedenen Härtegraden hergestellt sind, verdrängt.

— Für Metallbüsten rechnet man 3–4 qmm Auflagerfläche für jedes Ampère, bei Kohlebüsten 16–20 qmm. Der durch Federn erzeugte Büstendruck soll bei Metallbüsten ca. 120 g, bei Kohlebüsten ca. 140 g pro Quadratzentimeter betragen. Die Büste muß leicht federnd am Kollektorumfang aufliegen und leicht abzuheben sein. Zu diesem Zwecke befindet sie sich in einem sogenannten Büstenhalter, der am Gefüll der Dynamo mittels einer sogenannten Büstenbrücke drehbar befestigt ist. Fig. 33 zeigt einen Büstenhalter für Kohlebüsten. Einzelteile von Dynamomaschinen f. in [18]–[22], [24].

Es wurde früher schon erwähnt, daß die Büsten zu beiden Seiten des Kollektors in einer Linie, die senkrecht zu den Kraftlinien gerichtet war, in der sogenannten Interferenzzone aufliegen müssen. Nun wird aber der Anker vermöge seines Eisenkernes durch den Ankerstrom

selbst zu einem Magneten gemacht, dessen Pole rechtwinklig zu den Magneten stehen. Dieses magnetische Feld des Ankers wird daher eine Rückwirkung, die sogenannte Ankerrückwirkung [5], [10], [18], auf dasjenige der Schenkelmagnete in der Weise ausüben, daß sich aus beiden ein reflektierender Magnetismus bildet und die Kraftlinien in der Drehrichtung des Ankers verschleppt erscheinen (Fig. 34).

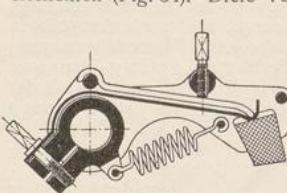


Fig. 32.

Diese Verzerrung bewirkt, daß das Maximum der Kraftlinien nicht mehr, wie früher, in der Horizontalebene I III (Fig. 9) durch die Windungen geht, sondern in einer gegen die frühere um einen kleinen Winkel geneigten. Man muß daher die Büsten um diesen Winkel bei einer Dynamo im Sinne der Drehung, bei einem Motor im entgegengesetzten Sinne verschieben.

Aus Fig. 11 geht hervor, daß bei der Stromwendung die Büste kurze

Zeit zwei Kollektormellen gleichzeitig berührt und dabei eine Ankerspule kurzschließt. Durch diesen Kurzschluß entsteht in der Richtung des abgelaufenen Stromes eine elektromotorische Kraft der Selbstinduktion (f. Induktion), die einen starken Strom in dem kurzgeschlossenen Kreise hervorbringt und somit die Büsten überlastet, was eine Funkenbildung zwischen Büste und Kollektor zur Folge hat. Um dies zu vermeiden, muß man den Kurzschluß der Spule nicht in die neutrale Zone, sondern in den Anfang des nächsten magnetischen Feldes (Poles) verlegen, weil bei dieser Stellung in der betreffenden Spule bereits eine elektromotorische Kraft induziert wird, die der elektromotorischen Kraft der Selbstinduktion entgegengerichtet ist und daher bei genügender Feldstärke jene aufhebt.

Die Wicklungen der Magnete und des Ankers sollen, um die Verluste in der Maschine möglichst zu reduzieren, im allgemeinen einen geringen Leitungswiderstand bei geringem Materialaufwand besitzen, zwei Anforderungen, die einander gerade entgegengesetzt sind und daher in jedem einzelnen Falle zu einem günstigen Ergebnis gegeneinander abgewogen werden müssen. Zur Herstellung der Wicklungen wird Kupfer, von möglichst hoher Leitfähigkeit in Form von Drähten oder Stäben verwendet, die eine vorzügliche Isolation besitzen sollen, die auch durch die Erwärmung der Maschine infolge andauernden Betriebes nicht leiden darf. Die Bewickelung des Ankers wird aus gut isolierten Elektrolytkupferdrähten hergestellt, die eine doppelte, getränkte Baumwollbepinnung erhalten. Die hauptsächlich verwendeten Durchmesser der blanken Kupferdrähte liegen von 0,1 bis 1 mm um je 0,05 mm und von 1,1 bis 5 mm um je 0,1 mm. Die Dicke der Befinnung wird bei einmaliger Baumwollbepinnung in den Stärken 0,1, 0,15 und 0,2 mm, bei zweimaliger in den Stärken 0,2, 0,25, 0,3, 0,4 und 0,5 mm (auf den Durchmesser bezogen) angefertigt. Für stärkere Drähte und für solche, die beim Wickeln, z. B. beim Durchziehen durch geschlossene Ankernuten, leicht beschädigt werden könnten, sowie bei höheren Spannungen wählt man die stärkeren Befinnungen. (Seidendrähte haben bei einmaliger Befinnung 0,045 mm, bei zweimaliger 0,075 mm Isolationszunahme, auf den Durchmesser bezogen.) Da dicke Drähte ziemlich steif sind, so erfordert man solche vielfach durch mehrere dünne Drähte, die zusammen denselben Querschnitt geben und sich bedeutend leichter wickeln lassen. Erfordert die Ankerwicklung große Querschnitte, so wird sie aus Kupferstäben hergestellt, die durch Einhüllung in festes Holzmaterial auseinander gehalten werden, aber nicht zu breit fein dürfen, zur Vermeidung von Wirbelflömen. Bei der Ausführung der Ankerwicklung ist zu berücksichtigen, daß die Wicklung die von Pol zu Pol der Magnete durch den Anker fließenden Kraftlinien möglichst vollständig umfassen soll; sie ist daher an der Peripherie des Ankers anzubringen, und zwar so, daß die Drähte tunlichst rechtwinklig sowohl zu der Richtung der Kraftlinien als auch der Bewegung zu liegen kommen, da in diesem Falle die relativ geringste Drahtlänge erforderlich fein wird.

Die gebräuchlichsten Methoden bei der Ausführung der Ankerwicklung zeigt Fig. 35.

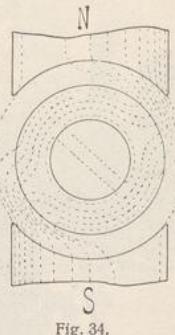


Fig. 34.

In dem Quadranten I ist die Bewicklung eines glatten Ankers dargestellt. Hierbei wird der Eifenkern des Ankers zunächst mit Leinen, Nesseltuch, Isolierband u. f. w. sorgfältig isoliert und hierauf der Draht so aufgewickelt, daß die gesamte Bewicklung möglichst gleichmäßig und symmetrisch auf dem Anker verteilt ist. Der Wicklung gibt man eine geringe Höhe (eine oder zwei Drahtlagen), um durch möglichste Annäherung des Ankers an die Polflächen der

Magnete den magnetischen Widerstand zu reduzieren. Gegen die Zentrifugalkraft und gegen die von dem magnetischen Felde auf die vom Ankerstrom durchflossenen Drähte ausgeübte Zugkraft schützt man die Bewicklung durch Bandagen aus Draht, die nicht direkt auf die Wicklung aufgelegt, sondern von dieser durch isolierende Zwischenlagen getrennt werden.

Quadrant II zeigt den Lochanker von Wenström. Der Kern hat möglichst nahe der Peripherie eine Anzahl von Kanälen, durch welche die isolierten Drähte gezogen oder aber bei großen Maschinen Abbefröhren gefleckt werden, in die man Kupferstäbe einschiebt. Beim Lochanker kann nicht nur der Eifenkern nahe an die Polfläche der Magnete herangebracht werden, sondern er gestattet auch eine sehr folide mechanische Sicherung der Wicklung.

Eine ebenfalls sehr sichere mechanische Ausführung der Wicklung ermöglicht der in III dargestellte Nutenanker, bei dem die Wicklung in Nuten des Ankerkernes eingelegt wird. Durch diese Konstruktion, die heute fast ausschließlich zur Anwendung kommt, ist ebenfalls ein sehr geringer magnetischer Widerstand ermöglicht.

Der Quadrant IV zeigt die Nuten mit der Drahtbandage versehen.

Ein andres Mittel, die Wicklung gegen das Fortschleudern durch die Wirkung der Zentrifugalkraft zu schützen, bieten die halbgeschlossenen Nuten (Fig. 36) und die Nuten mit schwanzförmigen Einfchnitten (Fig. 37). Nach dem Einlegen der Isolation *a* und der Drähte resp. Stäbe *b* wird die Nut durch Einführen eines Holzkeiles *c* geschlossen. Eine Bandage ist bei dieser Konstruktion nicht erforderlich.

Der Querschnitt des Ankerdrahtes wird mit Rücksicht auf die zulässige Erwärmung der Maschine bestimmt. Diese kann so hoch genommen werden, als es das Isolationsmaterial bei lange andauerndem Betrieb gestattet. Dabei ist aber zu berücksichtigen, daß die tibliche Drahtisolierung mit der Temperatur bedeutend abnimmt. Als noch unbedenklich zulässige Erhöhung der Erwärmung nimmt man im Maximum bei Baumwollisolierung 50° (bei ruhender Wicklung 60°) an, so daß bei gut ventilierteren Maschinen die absolute Temperatur der Ankerwicklung 80° nicht übersteigen soll. Die Stromdichte im Ankerdraht variiert von 2 bis 5 Ampère pro Quadratmillimeter; sie hängt wesentlich von der Ventilation der Ankerwicklung, ihren Dimensionen bzw. von ihrer Wärme ausstrahlenden Oberfläche und der Drahtdicke ab. Im allgemeinen wird man dünneren Drähte stärker beladen können, d. h. für diese eine höhere Stromdichte wählen können als für dicke. Man benutzt zur Berechnung der eintretenden Temperaturerhöhung die Formel:

$$T = \frac{640}{1 + 0,18 u} \cdot \frac{V}{O},$$

worin *V* der Verlust durch Stromwärme, Hysteresis und Wirbelströme, ausgedrückt in Watt, *O* die abkühlende Oberfläche des Ankers in Quadratzentimetern und *u* die Umfangsgeschwindigkeit des Ankers in Metern ist.

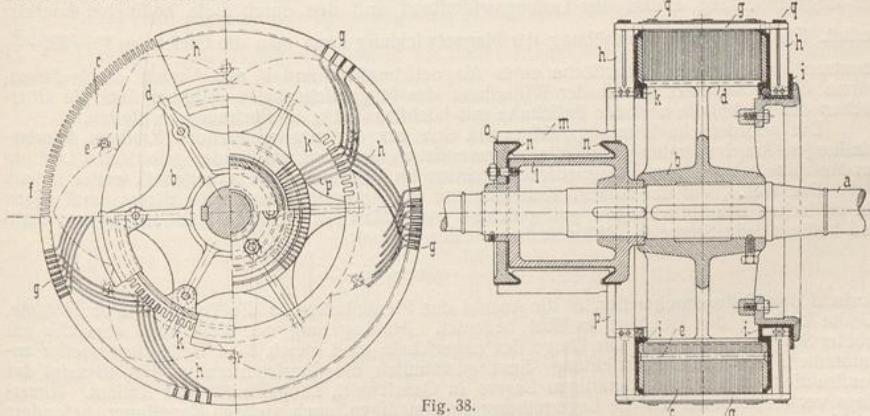
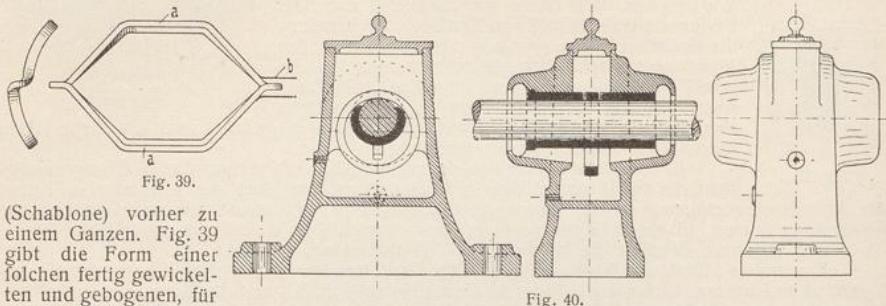


Fig. 38.

Die Fig. 38 zeigt den Zusammenbau eines Trommelankers nebst Kollektor. Hierin ist *b* der auf der Welle *a* sitzende gußeiserne Ankerstern, der den aus Blechscheiben bestehenden Ankerkörper *c* trägt, wobei die Enden *d* der Arme des Ankersternes in entsprechende Nuten

des Blechpaketes c eingreifen; letzteres wird durch Nietbolzen e zusammengehalten, die zur Vermeidung von Wirbelströmen sich in entsprechender Entfernung von den am Ankerumfange eingelegten Kupferstäben g befinden müssen. f sind die in die Blechscheiben eingeflanzten Nuten, welche die gehörig isolierten Kupferstäbe g der Ankerwicklung aufnehmen. Die Kupferbügel h dienen zur gegenseitigen Verbindung der Wicklungsfäden auf der Vorder- und Rückseite (s. oben Wicklungsschema, Wicklungsschritt u. f. w.), sie sind durch die Isolation i überall vor Berührung mit dem Ankerkörper gefichert, und ihre Enden liegen, um ein Verschieben zu verhüten, in den Nuten k , die sich in der Isolation befinden. l ist der gußeiserne Kollektorkörper, auf dem die Kollektormäntel m (hartgezogenes Elektrolytkupfer) mittels keilförmiger Eindrehungen n sitzen, gut isoliert durch die Glimmermanschetten o . Die Verbindung der Wicklungsenden mit den Lamellen bewirken die Kupferfahnen p ; q sind die Bandagen zum Zusammenhalten der Ankerwicklung.

Statt die Drähte einer Ankerpule einzeln um den Anker zu wickeln oder in die Nuten einzulegen, vereinigt man dieselben zweckmäßig durch Aufwickeln auf eine geeignete Vorrichtung



(Schablone) vorher zu einem Ganzen. Fig. 39 gibt die Form einer solchen fertig gewickelten und gebogenen, für die sogenannte Mantel-

wicklung bestimmten Schablonenspule an. Die fertigen Spulen werden dann entsprechend um den Anker herumgelegt bzw. mit den geraden Teilen a in die Nuten eingebettet. b sind die aus der schützenden Bandumwicklung herausstehenden Drahtenden zur Verbindung mit den Kollektormänteln.

Die Magnetwicklung einer Dynamomaschine wird aus Kupferdrähten hergestellt, die bezüglich ihrer Isolation und Leitfähigkeit denselben Anforderungen zu genügen haben wie die Ankerdrähte. Die Magnet- oder Erregerspulen werden in den meisten Fällen besonders hergestellt und auf die Kerne der Magnete aufgeschoben. In Fällen, wo das nicht möglich ist, muß der Draht unmittelbar auf den Magnetenkern aufgewickelt werden. In jedem Falle ist für eine gute Isolation zwischen der Spule und dem Eisenkörper Vorsorge zu treffen, auch sollen die einzelnen Lagen der Spule untereinander gut isoliert sein. Zur Bestimmung der Drahtstärke kann die mit 1–2 Ampère angenommene Stromdichte benutzt werden. Daß die Strombelastung der Magnettwicklung wesentlich geringer sein muß wie die der Ankerwicklung, geht schon daraus hervor, daß die letztere beim Betriebe der Maschine einer sehr guten Ventilation ausgesetzt ist, was bei der ersteren nicht der Fall ist; ferner ist zu berücksichtigen, daß die Magnetspulen oft viele Windungslagen erhalten, so daß die inneren Lagen infolge ihrer geringeren Wärmeabgabe so stark erwärmt werden können, daß ihre Isolation schadhaft wird, ohne daß sich dies durch eine zu starke Erwärmung der äußeren Lagen bemerkbar macht. Eine Erwärmung der Magnettwicklung erhöht den Leitungswiderstand und den durch diese bedingten Energieverlust. Für die Temperaturerhöhung der Magnettwicklung kann man die Gleichung $T = 335 \cdot \frac{V}{O}$

benutzen, worin O die Oberfläche eines Magnetenkerns und V den Verlust durch Stromwärme $i^2 w$ bedeutet (w ist der Widerstand des Magnetenkerns). Hierbei sind die Oberflächen der Rückplatte und der Polfläche mit höchstens 50% in Rechnung zu stellen.

Die erforderliche Windungszahl ergibt sich aus der magnetisierenden Kraft in Ampèrewindungen (Ampèrewindungszahl), die aufgewendet werden muß, um die der geforderten Leistung der Maschine entsprechende magnetische Induktion im Magneten zu erzeugen (s. weiter unten).

Die Welle, auf der Anker, Kollektor und die Antriebsriemenscheibe sitzen, muß gegen die vielfachen Beanspruchungen gut gesichert sein. Man fertigt sie deshalb aus bestem Stahl und bestimmt die Stärke in Millimetern nach der Formel:

$$d = 150 - 220 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ oder } = 15 - 25 \sqrt[3]{\frac{EJ}{n}},$$

worin d den Wellendurchmesser, N die Anzahl der Pferdestärken, n die Tourenzahl pro Minute, EJ die Leistung der Maschine in Watt bedeutet. Die Lagerung der Welle muß ebenfalls mit größter Sorgfalt geschehen. Die Länge der Lagerschale wird gleich 3–4 Wellendurchmesser angenommen. Als Schmiervorrichtung dient gewöhnlich die Ringschmierung. Fig. 40 zeigt das Konstruktionsprinzip eines derartigen Lagers in Querschnitt, Längsschnitt und Ansicht. Neuerdings verwendet man, um die Lagerreibung zu ermäßigen, auch vielfach Kugellager, besonders bei kleineren Maschinen.

Jede Dynamomaschine ist in bezug auf ihre Wirkung bestimmt durch die drei Größen Stromstärke (in Ampère), Klemmenspannung (in Volt) und Tourenzahl. Das Produkt aus Klemmenspannung und Stromstärke nennt man elektrischen Nutzeffekt und gibt denselben in Watt an

(1 Watt = 1 Volt-Ampère); 736 Watt (Volt-Ampère) entsprechen einer mechanischen Pferdestärke (75 m/kg). Das heißt durch Aufwendung einer Pferdestärke (Gasmotor, Dampfmaschine oder dergl.) kann man theoretisch 736 Watt, also z. B. 65 Volt und 11,3 Ampère oder 110 Volt und 6,6 Ampère in einer Dynamomaschine erzeugen. Da aber durch die mechanische Reibung in den Lagern, an den Bürsten, in der Luft u. f. w., ferner durch die Erwärmung der Anker und Magneträhte beim Durchfließen des Stromes, sodann durch die Hysteresis (magnetische Reibung, f. Elektromagnetismus) bei der fortwährenden Ummagnetisierung des Ankereisens und durch die Wirbelsröhne [2]—[6] Kraftverluste eintreten, so gehen je nach der guten Ausführung und der Größe der Maschine 10—25 % der geleisteten Arbeit verloren. Man erhält daher in dem Quotienten:

$$\text{Elektrischer Nutzeffekt} \left\{ \begin{array}{l} \text{an den Klemmen der} \\ \text{Dynamo gemessen} \end{array} \right\}$$

$$\text{Mechanischer Gesamteffekt} \left\{ \begin{array}{l} \text{durch die Dampfmaschine erzeugt} \\ \text{und durch Bremfung u. f. w. gemessen} \end{array} \right\}$$

ein Maß für die Güte der Konstruktion und bezeichnet ihn mit dem Namen **Mechanisches (ökonomisches oder totales) Güteverhältnis** (Wirkungsgrad).

Liefert beispielsweise eine Dynamomaschine, durch eine Dampfmaschine getrieben, bei 65 Volt Spannung 200 Ampère = 13000 Watt und hat man durch Bremfung oder dergl. den Effekt der Dampfmaschine zu 20 PS. gefunden, so ist $\frac{13000}{20 \cdot 736} = 0,88$ (= 88 %) das mechanische

Güteverhältnis der Dynamomaschine. Zieht man bei diesem Vergleiche lediglich die Verluste in Betracht, die sich bei dem Durchfließen des Stromes durch die Anker- und Magneträhte durch Erwärmung der letzteren kundgeben, und läßt also alle Reibungs-, Hysteresis-, Wirbelstrom- und dergl. Verluste fort, so erhält man in dem Quotienten:

$$\text{Elektrischer Nutzeffekt}$$

$$\text{Elektrischer Gesamteffekt}$$

das sogenannte **elektrische Güteverhältnis** der Dynamo. Der Zähler dieses Bruches ist, wie vorhin die Arbeit der Dynamo, an den Klemmen gemessen, der Nenner dagegen stellt denfelschen elektrischen Nutzeffekt dar, jedoch vermehrt um die Effektverluste, die bei der Ueberwindung des Anker- und des Magnetwiderstandes verloren gegangen bzw. in Wärme umgesetzt sind. Aus den bekannten Anker- und Magnetwiderständen kann man letztere leicht berechnen. Das elektrische Güteverhältnis ist natürlich größer als das ökonomische.

Am bequemsten erkennt man die Eigenschaften einer Dynamo aus der sogenannten charakteristischen Kurve oder **Charakteristik** [3]—[5], [18]. Es ist dies eine Kurve, die so entsteht, daß man in ein rechtwinkliges Koordinatensystem die Stromstärke einer mit konstanter Tourenzahl laufenden Dynamo als Abszissen, die elektromotorischen Kräfte als Ordinaten einträgt, unter fortwährender Änderung der Stromstärke durch Änderung des äußeren Widerstandes, und die entstandenen Schnittpunkte miteinander verbindet. Eine solche Kurve zeigt in übersichtlicher Weise das gegenseitige Verhältnis von Stromstärke und Spannung und kann auch, nach Einzeichnung der sogenannten Leistungskurven (Effektkurven), benutzt werden, um die Zahl der Pferdestärken, die jedem Punkte der Charakteristik entsprechen, zu finden [3].

Jede Dynamomaschine läßt sich jetzt, nachdem die Theorie besonders durch die Arbeiten von Frölich [1], Kapp [2], [9], Hopkinson [17] sehr genau entwickelt ist, in bezug auf die Dimensionen des Ankers und der Magnete, ferner in bezug auf die Bewicklung, die Ampère-Windungszahl, das elektrische Güteverhältnis u. f. w. mit Sicherheit vorausberechnen.

Im folgenden ist der Gang der Berechnung einer Gleichstrommaschine kurz angegeben.

Zur Bestimmung ihrer Abmessungen gibt es sehr verschiedene Wege, so daß für eine bestimmte Leistung viele Lösungen möglich sind. Jede der selben ist brauchbar, wenn die Maschine folgenden Bedingungen genügt:

1. Sie muß die verlangte Spannung und Stromstärke bei der vorgeschriebenen Tourenzahl geben.

2. Der Spannungsabfall von Leerlauf bis Vollbelastung darf bei einer Nebenschlußmaschine eine gewisse Größe nicht überschreiten.

3. An den Bürsten darf auch bei Vollbelastung keine Funkenbildung auftreten.

4. Die Temperaturerhöhung soll gewisse Grenzen nicht überschreiten (für bewegte Wicklungen gelten 50 °C., bei ruhenden 60 °C. noch als zulässige Erhöhung).

5. Das totale Güteverhältnis muß ein der Leistung entsprechendes sein (s. Tab. S. 192).

Die wichtigsten Abmessungen des Trommelankers bestimmt man am einfachsten wie folgt: Gegeben die Klemmenspannung e in Volt, die abzugebende Stromstärke i in Ampère, der Maschinentyp (Reihen-, Nebenschluß- oder Compoundmaschine).

Angenommen wird: a) das totale Güteverhältnis η' und b) die Umdrehungszahl n pro Minute, die bei direkter Kupplung mit der Antriebmaschine durch diese bestimmt ist, bei Riemenantrieb beliebig angenommen werden kann, wobei zu beachten, daß die Maschine um so billiger ausfällt, je höher die Tourenzahl gewählt wurde. Gebräuchliche Tourenzahlen gibt die untenstehende Tabelle. Ferner ist Bestimmung zu treffen über das Material und die Form des Magneten, z. B. ob Polschuhe verwendet werden sollen oder nicht.

Bezeichnet p die Anzahl der Nordpole (Polpaare), n die Umdrehungszahl pro Minute, so berechne man zunächst die Größe p aus der Gleichung

$$\frac{n}{60} p = 10-20. \quad 1.$$

Für kleine Maschinen gilt der größere, für große der kleinere Wert. (Bei vierpoligen kleinen Maschinen, wie man sie heutzutage an Stelle der zweipoligen vielfach baut, findet man $\frac{np}{60}$)

wesentlich größer als oben angegeben.) Man beachte, daß das Produkt $\frac{np}{60}$ dem Verlust durch Hysteresis und $(\frac{np}{60})^2$ dem Verlust durch Wirbelströme proportional ist; diese Verluste fallen also um so größer aus, je größer dies Produkt gewählt wird.

Der Durchmesser D des Ankers kann aus der Gleichung

$$D = C \sqrt{\frac{ei}{\lambda n}} \quad 2.$$

bestimmt werden, worin $\lambda = \frac{D}{b} = \frac{\text{Ankerlänge}}{\text{Ankerdurchmesser}}$ ist, den Faktor C enthält die nachstehende Tabelle. Das Verhältnis λ kann etwa $\frac{1,1}{p}$ gesetzt werden, wenn der Polbogen b_p (vgl. Fig. 41) gleich 0,7 der Polteilung $T_p = \frac{\pi D}{2p}$ gemacht wird. Man erhält in diesem Falle Polschuhe von quadratischer Form ($b = b_p$) und kann kreisrunde Schenkel verwenden, was eine Ersparnis an Kupferdraht herbeiführt.

Ist D aus Gleichung 2. bestimmt, so folgt die Eifenlänge des Ankers aus Gleichung

$$b = \lambda D. \quad 3.$$

Aus der Amperewindungszahl des Ankers pro Zentimeter Ankerumfang

$$\frac{AWa}{\pi D} = K \quad 4.$$

ergibt sich die gesamte Amperewindungszahl AW_a , wenn man K der folgenden Tabelle entnimmt.

| Leistung in Kilowatt | 5 | 10 | 20 | 40 | 100 | 150 |
|-------------------------------|------|------|-----|------|-------|------|
| Güteverhältnis r' | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,92 | 0,925 | 0,93 |
| Umdrehungszahl n pro Minute | 1100 | 900 | 750 | 575 | 475 | 350 |
| Faktor C in Gleichung 2. | 10,5 | 9,5 | 8,4 | 7,6 | 7,2 | 7,2 |
| Größe K in Gleichung 4. | 40 | 55 | 68 | 78 | 95 | 104 |

Bei noch höheren Leistungen erreicht der Faktor C etwa den Wert 7, während K bis 110 steigt.

Die Stromstärke im Ankerdraht ist bei reiner Parallelschaltung $i_a = \frac{ia}{2p}$ und bei Reihenschaltung $i_a = \frac{ia}{2}$, bei gemischter Schaltung $i_a = \frac{ia}{2a}$, worin i_a die Stromstärke im Anker und $2a$ die Anzahl der parallel geschalteten Stromzweige bedeutet. Die Anzahl z der Drähte auf dem Anker ergibt sich aus der Gleichung

$$AWa = \frac{z}{2} \cdot i_a \quad 5.$$

Die Anzahl k der Kollektormäppchen oder Spulen kann nun aus der Formel

$$k = 0,04 z \sqrt{ia} \quad 6.$$

berechnet werden [19]. Zu berücksichtigen ist hierbei, daß $\frac{z}{2k}$, d. i. die Windungszahl einer Spule, eine ganze Zahl sein muß. Hierdurch wird z häufig eine bedeutende Abänderung erfahren, sobald man sich für k entschieden hat. Wird Wellenwicklung gewählt, so paßt auch nicht jeder Wert von k , was ebenfalls zu berücksichtigen ist. Die Nutenzahl k_n wird häufig gleich der Lamellenzahl oder auch gleich der Hälfte, ja auch gleich dem dritten Teil derselben gewählt.

Der Querschnitt des Ankerdrahtes ist

$$q = \frac{i_a}{s}, \quad 7.$$

wo s je nach der Größe der Maschine gleich 5—2,5 gesetzt werden kann. Aus dem Querschnitt q folgt der Drahtdurchmesser $d = \sqrt{\frac{4q}{\pi}}$, und der Durchmesser des besponnenen Drahtes ist dann $d' = d + 0,5$ mm (f. oben).

Man kann jetzt die Anordnung der Drähte in der Nut und die Nutendimensionen bestimmen, da die Drahtzahl pro Nute bekannt ist. Zulässig ist diejenige Anordnung der Drähte, bei der die mittlere Zahnlänge etwa gleich der Nutenbreite wird.

Die von einem Nordpol durch den Anker gehende Kraftlinienzahl N_o folgt aus der Gleichung

$$E = \frac{N_o \cdot nz \cdot p}{60 \cdot 10^6 \cdot a}, \quad 8.$$

worin in erster Näherung E um 3—5% größer (Dynamo) bzw. kleiner als e (Motor) gesetzt werden kann.

Ist der innere Ankerdurchmesser D_o (s. Fig. 41) nicht bereits durch die Konstruktion (z. B. bei kleineren Maschinen) als bekannt anzuführen, so berechne man ihn aus

$$0,85 b (D - 2t - D_o) B_k = N_o, \quad 9.$$

wo B_k die Induktion im Kern und t die Nutentiefe bezeichnet. (Man wählt B_k zwischen 6400 bis 16400). Da von B_k der Hysteresis- und Wirbelstromverlust abhängt, so richtet sich dieser

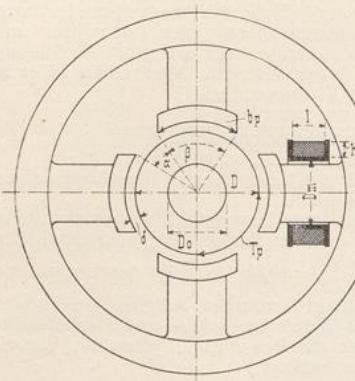


Fig. 41.

Wert nach Gleichung $1. \frac{np}{60}$, und zwar wird B_k groß genommen, wenn $\frac{np}{60}$ klein ist, und umgekehrt.

Hiermit sind alle Dimensionen des Ankers berechnet. Ob sie brauchbar sind, müssen die folgenden Kontrollrechnungen zeigen.

Die Induktion in der Zahnmitte ist $B_z = \frac{N_o}{Q_z}$, wo Q_z den Querschnitt aller Zähne unter einem Pol bezeichnet. Ist k_n die gesamte Nutenzahl, so ist

$$Q_z = \frac{(D-t)\pi - k_n y}{360^\circ} \beta^0 \cdot 0,85 b \quad 10.$$

(y = Nutenbreite und β^0 = Polwinkel in Gradmaß, Fig. 41).

Mit B_z soll man, wenn irgend angängig, nicht über 20000 hinausgehen.

Die auf den Anker aufgewickelte Drahtlänge L kann annähernd aus der Formel

$$L = \frac{z}{2} \left(2b + 3,2 \frac{D-t}{p} \right) \quad 11.$$

berechnet werden; hiermit findet man den Ankerwiderstand

$$w_a = \frac{c \cdot L}{(2a)^2 q} \quad 12.$$

($2a = 2p$ bei Parallelschaltung; $2a = 2$ bei Reihenschaltung; $c = 0,02$).

Der Verlust durch Stromwärme ist hiermit

$$\mathfrak{E}_{str} = i_a^2 w_a \quad 13.$$

Der Hysteresisverlust in den Zähnen folgt aus

$$\mathfrak{E}_z = \frac{0,0033 V_z B_z 1,6 np}{10^7 \cdot 60} \text{ Watt}, \quad 14.$$

wo V_z das Volumen aller Zähne bezeichnet und aus der Gleichung

$$V_z = 0,85 b \left(\frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi}{4} (D-2t)^2 - k_n y t \right) \quad 15.$$

berechnet werden kann. Hierzu kommt noch der Hysteresisverlust im Kern

$$\mathfrak{E}_k = \frac{0,0033 V_k B_k 1,6 np}{10^7 \cdot 60} \text{ Watt}, \quad 16.$$

worin

$$V_k = 0,85 b \left[\frac{\pi}{4} (D-2t)^2 - \frac{\pi}{4} D_o^2 \right] \quad 17.$$

ist. Der gesamte Hysteresisverlust ist $\mathfrak{E}_h = \mathfrak{E}_z + \mathfrak{E}_k$. Die Verluste durch Wirbelströme lassen sich nur schwer berechnen, erfahrungsgemäß sind sie aber fast ebenso groß wie die Hysteresisverluste; es ist demnach der ganze im Anker verloren gegangene, d. h. in Wärme umgesetzte Effekt:

$$\mathfrak{E}_{total} = \mathfrak{E}_{str} + 2 \mathfrak{E}_h. \quad 18.$$

Die Temperaturerhöhung folgt aus der Formel:

$$T = \frac{640}{1 + 0,18 u} \frac{\mathfrak{E}_{total}}{\text{Oberfläche}} \quad (T \leq 50^\circ). \quad 19.$$

wo u die Umfangsgeschwindigkeit, also $u = \frac{\pi D n}{60}$ in Metern bedeutet. Bei kleineren Trommelnankern, bei denen die Ankerblechscheiben direkt auf die Welle aufgeschoben sind, ist die Oberfläche

$$O = \pi D b + 2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad 20.$$

bei größeren, bei denen ein Ankerstern die ringförmigen Blechscheiben trägt (z. B. Fig. 37), ist

$$O = \pi D b + \pi D_o b + 2 \cdot \frac{\pi}{4} (D^2 - D_o^2) \quad 21.$$

Ist bei einem kleineren Anker $T > 50^\circ$, so bleibt nichts andres übrig, wie durch Vergrößerung einzelner Dimensionen die Verluste herabzusetzen, wobei ja gleichzeitig die Oberfläche (O) vergrößert wird. Bei größeren Nutentrommelnkern können Ventilationschlitzte angebracht werden, wobei jeder Schlitz eine Vergrößerung von O um $\frac{\pi}{4} (D^2 - D_o^2)$ herbeiführt.

Die Abmessungen des Magnetgestelles findet man wie folgt:

Ist δ der Abstand des Ankereifens vom Poleisen, so ist der Durchmesser der Polbohrung $D + 2\delta$.

Die Kraftlinien treten aus der Polfläche $Q_1 = \frac{\pi(D+2\delta)}{2p} \cdot b \cdot \frac{\beta^0}{360^\circ}$ aus und durch die Fläche $Q_z = \frac{\pi D - k_n y}{k_n} \frac{k_n \beta^0}{360^\circ} \cdot 0,85 b$ in den Anker ein, so daß der mittlere Luftzwischenraum den Querschnitt $Q_L = \frac{Q_1 + Q_z}{2}$ besitzt. Die Induktion im Luftzwischenraum ist also $B_L = \frac{N_o}{Q_L}$.

Um einen funkenfreien Gang zu erzielen, muß bei Maschinen mit Parallelschaltung $B_L - B_q \geq 2000$ sein, für Maschinen mit Reihenschaltung des Ankers dürfte hierfür $p \cdot 2000$ zu setzen sein, worin $B_q = \frac{0,4 \pi}{2\delta} \frac{id \beta^0 z}{360^\circ}$ ist. Hieraus ergibt sich, ob die für δ angenommenen Werte richtig sind, andernfalls ist δ zu vergrößern.

Die in einem Magnetpol zu erzeugende Kraftlinienzahl ist $N_m = v N_o$, wo v der Streuungskoeffizient genannt wird und etwa gleich 1,2 gefestzt werden kann. Die Induktion B_m im Magnetpol wird angenommen. (Schmiedeeisen $B_m = 15500-17500$, Stahlguß 14800-17200, Gußeisen 6000-8600.) Der Querschnitt des Schenkels ist somit $Q_m = \frac{N_m}{B_m}$.

Die Schenkellänge, welche die Wicklung trägt, muß vorläufig geschätzt werden.

Der Querschnitt des Joches ergibt sich in ähnlicher Weise $Q_j = \frac{N_m}{B_j}$, worin für B_j etwa die kleineren der obigen Zahlen angenommen werden können.

Hiermit sind die Hauptdimensionen der Maschine berechnet, und es kann dieselbe nun maßstäblich aufgezeichnet werden. Aus der Zeichnung entnimmt man die Kraftliniellängen in den einzelnen Teilen. Sind diejenigen l_a im Ankerkern, l_z im Ankerzahn, l_m im Magnetschenkel und l_j im Joch, so folgt die Ampèrewindungszahl eines magnetischen Kreises aus

$$H_a l_a + H_z l_z + B_j \cdot 2 \cdot \delta + H_m l_m + H_j l_j = 0,4 \pi \xi l_m,$$

wobei die Werte H aus einer Magnetisierungstabelle (Elektromagnetismus), zugehörig zu B , entnommen werden können. Diese berechnete Ampèrewindungszahl ξl_m muß noch vermehrt werden wegen der Ankerrückwirkung um den Betrag $X = \frac{z \alpha^0}{360^\circ} i_d$.

Bei Hauptstrommaschinen fließt der gesamte Strom i durch die Schenkel, und die Windungszahl für zwei Schenkel erhält man mithin, wenn man die gefundenen Ampèrewindungen durch i dividiert.

Der Effektverlust $i^2 w_m$ in der ganzen Magnetwicklung beträgt je nach der Leistung der Maschine 5—2% des Gesamteffektes, aus welcher Beziehung sich der Magnetwiderstand w_m berechnen lässt. Sind $2p$ Pole vorhanden, so ist der Widerstand eines Schenkels $w = \frac{w_m}{2 \cdot p}$. Aehnlich ergibt sich bei einer Nebenschlußmaschine der Magnetisierungsstrom i_m , indem man den Verlust $e l_m$ wieder zu 5—2% des Gesamteffektes annimmt. Dividiert man die Ampèrewindungszahl durch i_m , so folgt auch hier die Windungszahl für zwei Schenkel. Aus $\frac{e}{i_m} = w_m$ erhält man

den Widerstand des Nebenschlusses, und der Widerstand eines Schenkels ist $w = \frac{w_m}{2p}$. Wir kennen also den Widerstand w eines Schenkels, die durch den Draht fließende Stromstärke i_m , die Ampèrewindungszahl eines Schenkels AW_1 und die Länge l der Spule, deren Durchmesser D_m ist (vgl. Fig. 41). Gesucht wird die Drahtstärke d , die Wickelhöhe h und die Beanspruchung s des Drahtes pro Quadratmillimeter. Die letztere Zahl liegt erfahrungsgemäß zwischen den Grenzen 1,2—2,2 Ampère [19], und man kann daher hieraus den Drahtquerchnitt q und somit den Durchmesser d finden; setzt man die Dicke der Befinnung gleich 0,3 mm, so wird der bespinnene Draht $d' = d + 0,3$. Führt man einen Befinnungsfaktor f ein, indem man $f = \frac{d'}{d}$ setzt, so läßt sich f angenähert berechnen. Ist z. B. $i_m = 2,8$ Ampère und schätzt man $s = 1,4$, so wird $q = \frac{2,8}{1,4} = 2$ qmm, $d = 1,6$ mm, $d' = 1,6 + 0,3 = 1,9$ mm, und somit ist

$$f = \frac{1,9}{1,6} = 1,185 \text{ zu erwarten. Die genauere Berechnung kann jetzt wie folgt vorgenommen werden:}$$

Auf die Länge l kommen $\frac{l}{d'}$ Drähte, übereinander lassen sich $\frac{h}{d'}$ Lagenwickeln; die auf einen Schenkel aufgewickelte Drahtzahl ist mithin $\frac{l}{d'} \cdot \frac{h}{d'}$ und die Ampèrewindungszahl

$$\frac{l}{d'} \cdot \frac{h}{d'} s \frac{\pi d'^2}{4} = AW_1. \text{ Da nun } d' = fd \text{ ist, folgt } \frac{l \cdot h}{f^2 d'^2} s \frac{\pi d'^2}{4} = AW_1 \text{ oder}$$

$$hs = \frac{AW_1}{\pi \cdot l} 4f^2; \quad 22.$$

$$qs \text{ ist der Strom } i_m \text{ im Draht, also } qs = i_m \quad 23.$$

Die Länge einer Windung ist $\pi(D_m + h)$, also die auf einem Schenkel gewickelte Drahtlänge L_m in Metern, $L_m = \pi \frac{(D_m + h) \cdot W}{1000}$ (D_m und h in Millimetern), worin W die Gesamtwindungszahl eines Schenkels bezeichnet. Der bekannte Widerstand dieses Drahtes ist $w = \frac{c \cdot L}{q} = \frac{c \cdot \pi (D_m + h) W}{q \cdot 1000}$, woraus

$$q = \frac{c \cdot \pi (D_m + h) W}{w \cdot 1000} \quad 24.$$

$$\text{folgt. Aus 22. und 23. ergibt sich } \frac{h}{q} = \frac{4f^2 W}{\pi l}. \quad 25.$$

$$\text{Dies mit 24. multipliziert: } h = \frac{c \pi (D_m + h) 4f^2 W^2}{1000 \cdot w \pi l}. \quad 26.$$

Diese Gleichung gestattet h zu berechnen. Die Gleichung 25. gibt q und somit auch d . Der für h erhaltene Wert soll 50—60 mm nicht übersteigen [19]. Sollte dies dennoch der Fall sein, so muß l größer angenommen werden. Ueberschreitet die Temperaturerhöhung den Wert von 60° nicht, so ist hiermit auch die Schenkelwicklung berechnet.

Der Kollektordurchmesser D_k wird durch Annahme der Breite einer Lamelle β_k und der Isolation δ_i ermittelt:

$$D_k = \frac{k(\beta_k + \delta_i)}{\pi}. \quad 27.$$

Der kleinste noch ausführbare Wert von β_k ist etwa 3—4 mm, normale Lamellenbreiten für Klemmenspannungen um 100 Volt sind etwa 7—12 mm. Die Glimmerisolation beträgt $\delta_i = 0,8—1,2$ mm.

Die Kontaktfläche aller Bürsten in Quadratzentimetern (der positiven und negativen) ist etwa

$$F_b \geq \frac{2ia}{20} \text{ bis } \frac{2ia}{35} \quad 28.$$

für Metallbürsten und

$$F_b \geq \frac{2ia}{5} \text{ bis } \frac{2ia}{8} \quad 29.$$

für Kohlebürsten. Die Bürstenbreite b_1 (in der Drehrichtung des Kollektors) richtet sich nach der Anzahl der zu bedeckenden Lamellen und kann durchschnittlich gleich $2\beta_k$ gesetzt werden. Die Kollektorlänge L_k ist, wenn p_1 Bürstenstifte vorhanden sind,

$$L_k = \frac{F_b}{b_1 p_1}. \quad 30.$$

Berechnungen einer Anzahl Gleichstrommaschinen f. in [23].

Literatur: [1] Frölich, Die Dynamomaschine, Berlin 1886. — [2] Kapp, Dynamomaschinen für Gleich- und Wechselstrom, Berlin 1904. — [3] Kittler, Handbuch der Elektrotechnik, Stuttgart 1892. — [4] Thompson, Die dynamoelektrischen Maschinen, Halle 1901. — [5] Holtz, Schule des Elektrotechnikers, Leipzig 1903. — [6] Graetz, Die Elektrizität und ihre Anwendungen, Stuttgart 1904. — [7] Arnold, Die Ankerwicklungen und Ankerkonstruktionen, Berlin 1899. — [8] Heim, Die Einrichtung elektrischer Beleuchtungsanlagen, Leipzig 1903. — [9] Kapp, Die elektrische Kraftübertragung, Berlin 1898. — [10] Corsepius, Leitfaden zur Konstruktion von Dynamomaschinen, Berlin 1903. — [11] Hilfsbuch für die Elektrotechnik von Grawinkel u. Strecker, Berlin 1900. — [12] Poggendorfs Annalen 1867. — [13] Wiedemanns Annalen 1879. — [14] Ebend. 1885. — [15] The Electrician 1889. — [16] Zentralblatt für die Elektrotechnik 1884. — [17] Ebend. 1887. — [18] Fischer-Hinzen, Wirkungsweise, Konstruktion und Berechnung elektrischer Gleichstrommaschinen, Zürich 1904. — [19] Arnold, Die Gleichstrommaschine, Berlin 1903. — [20] Schulz, Praktische Dynamokonstruktion, Berlin 1899. — [21] Schulz, Technologie der Dynamomaschinen, Leipzig 1902. — [22] Niethammer, Berechnung und Entwurf elektrischer Maschinen, Stuttgart 1904. — [23] Vieweger, Aufgaben und Lösungen auf dem Gebiete der Gleich- und Wechselstromtechnik, Mittweida 1902. — [24] Elektrotechn. Zeitschr. 1887—1905.

Holtz.

Dynamometer (Kraftmesser), Instrumente zur Messung der Stärke oder Intensität einer Kraft. Da das Produkt aus jeder Kraft und der Geschwindigkeit des Kraftangriffspunktes die mechanische Arbeit derselben repräsentiert, so eignen sich die Dynamometer auch zur Arbeitsmessung und werden daher auch unter denselben im engeren Sinne die zahlreichen Instrumente zur Messung mechanischer Arbeiten von Maschinen verstanden (f. Maschinenmeßkunde). Da die meisten Kräfte direkt als Zug- oder Druckkräfte auf die ihrem Einfluß unterworfenen Körper wirken, so gehören zu den Dynamometern im weiteren Sinne alle Wagen, Gewichts- und Federwagen, ferner alle Instrumente zur Messung des spezifischen Drückes von Flüssigkeiten, Dämpfen und Gasen, welch letztere jedoch gewöhnlich nicht Dynamometer, sondern Manometer (f. d.) genannt werden.

Die Dynamometer im engeren Sinne dienen entweder nur zur Kraftmessung oder zur Messung der in einer bestimmten Zeit geleisteten Arbeit, also zur Summierung oder Totalisierung der geleisteten Arbeit, weshalb die letzteren auch totalisierende Dynamometer heißen. Grashof [1] teilt die Dynamometer im engeren Sinne in folgende Klassen ein: 1. Momentan wirkende Dynamometer: a) mit indirekter Kraftmessung (oder Bremsdynamometer), b) mit direkter Kraftmessung (oder Transmissionsdynamometer); 2. Totalisierende Dynamometer. Nach Rateau [2] zerfallen dieselben ihrer Form und Wirkungsweise nach in: a) Federdynamometer, b) Tortionsdynamometer, c) Flüssigkeitsdynamometer, d) dynamometrische Wagen. Kovárik [3] unterscheidet: 1. Absorptionsdynamometer, bei denen die Arbeitsmessung indirekt durch Messung eines Reibungswiderstands geschieht, und 2. Transmissionsdynamometer, bei denen die Umfangskraft a) durch Wägung der Umfangskraft eines in die Transmission der Arbeitsmaschine eingeschalteten Zahnrades oder Riems, b) durch die Messung der Deformation eines in die Transmission eingeschalteten, deformierbaren Bestandteils, einer Feder (eines Riems oder dergl.) ermittelt wird. Im folgenden soll die Grashoffsche Einteilung beibehalten werden.

1. **Momentan wirkende Dynamometer.** Dieselben geben die Arbeitsstärke nur für einen bestimmten Augenblick während des Ganges der Maschine an und lassen eine Veränderung derselben nicht ohne weiteres darart erkennen, daß man daraus die ganze Arbeit oder die mittlere Arbeitsstärke für einen gewissen Zeitraum ermitteln kann. Letzteres ist bei ihnen nur dann möglich, wenn die zu untersuchenden Maschinen mit ziemlich großer Gleichförmigkeit laufen, was allerdings bei Kraftmaschinen meistens der Fall ist. Diese Dynamometer finden daher vielfache Anwendung zur Messung der Leistung der letzteren. Die Arbeitsmessung kann entweder indirekt oder direkt erfolgen. Im ersten Falle wird die von einer Kraftmaschine geleistete Arbeit durch eine am Umfang einer auf der Hauptwelle sitzenden Scheibe erzeugte Reibungsarbeit verbraucht oder absorbiert und aus der Größe der letzteren dann die von der Maschine in der Zeiteinheit geleistete Arbeit berechnet. Diese Dynamometer werden gewöhnlich als Bremsdynamometer bezeichnet. Im zweiten Fall wird die von der Maschine geleistete Arbeit aus der Zugkraft eines zwischen die Kraftmaschine und die Transmission eingeschalteten Riems oder aus der Umfangs- bzw. Teilkreiskraft eines Zahnrades und der Riemen- bzw. Teilkreisgeschwindigkeit berechnet. Da dieselben einen Teil der Krafttransmission von der Kraftmaschine auf die Arbeitsmaschine bilden, heißen sie Transmissionsdynamometer.

A. Bremsdynamometer. Das älteste und bis vor kurzem am meisten gebrauchte Bremsdynamometer ist der Prony'sche Zaum, dessen verschiedene Ausführungsformen aus Fig. 1—3 zu ersehen sind. Derfelbe beruht auf dem Prinzip der Backenbremse, indem die auf der Maschinewelle befestigte Bremscheibe *A* durch zwei mittels zweier Schrauben zusammengezogene Holzbacken *B* und *C* (Fig. 3) oder durch einen Backen *B* und ein an feiner Innenseite mit Holzklötzen belegtes Band *D* (Fig. 1 und 2) gebremst wird. Das Feftbremfen, d.h. das Anpressen der Holzscheiben gegen die Bremscheibe geschieht meistens durch eine oder zwei durch Handräder, Schrauben und Schraubenräder bewegte Schrauben. Durch elastische Einlagen zwischen beiden Backen (Gummischeiben *H*, Fig. 1, oder Schraubenfedern *S*, Fig. 2) wird das durch das starke Anpressen der Bremse gegen den Scheibenumfang bewirkte heftige Zittern der Bremse wesentlich verringert und die Regulierung der Bremse erleichtert. Zur Messung der Reibungsarbeit dient eine am Ende des Bremsbalkens angebrachte Gewichtschale *J*, die das Gewicht *P* trägt. Um das durch das Herumschleudern der Gewichte auftretende gefährliche Herumschlagen des durch die vermehrte Reibung mitgenommenen Bremsbalkens *L* zu vermeiden, müssen Anschläge für den Bremsbalken vorhanden sein, so daß er nur wenig aus feiner horizontalen Lage nach oben und unten auschlagen kann. Praktischer ist es noch, wenn der Bremsbalken sich infolge der Reibung gegen den Fußboden zu bewegt und sich mit einem am Ende angebrachten Fuß auf die Brücke einer Dezimalwage stützt. Die Berechnung der Leistung *N_e* einer Maschine (in Pferdestärken) mit Hilfe der Backenbremse geschieht nach der Gleichung

$$N_e = \frac{P \cdot l \cdot n}{30 \cdot 75} = 0,001396 \cdot P \cdot l \cdot n, \text{ worin } P \text{ in Kilogramm und } l, \text{ der Hebelarm des Bremsbalkens, in Metern einzusetzen sind, } n \text{ die Tourenzahl der zu bremfenden Welle in der Minute ist.}$$

Verchiedene eigenartige Konstruktionen bezeichnen die teilweise Beftigung der Hauptnachteile des Prony'schen Zaums, vor allen Dingen der Veränderlichkeit des Belastungsmoments bei jeder Schwingung des Bremshebels um seine horizontale Lage. Bei der geringsten Aenderung in der Leistung der Maschine (die streng genommen während eines jeden Kolbenhubs stattfindet) wird, solange die Reibung dieselbe bleibt, die Bremse entweder zu stark oder zu schwach bremfen, je nachdem die Leistung der Maschine ab- oder zunimmt, infolgedessen also die Bremse mitgenommen werden, wodurch der Hebelarm *l* kleiner wird. Die Bremse befindet sich im labilen Gleichgewicht, da der Schwerpunkt des ganzen Systems über der Wellenachse liegt, wodurch starke Schwankungen und plötzliche Auschläge bewirkt werden. Um zunächst den Hebelarm *l* konstant zu halten, wird häufig am Ende des Bremshebels ein bogenförmiges Stück (Fig. 3) angebracht, an dem das Gewicht hängt. Um ferner die Bremse anstatt im labilen Gleichgewicht zu halten und beim Auschlag der Bremse eine der Aenderung des Kraftmoments entsprechende Aenderung des Belastungsmoments zu erzielen [4], wird der Bremshebel auch wohl, wenn die örtlichen Verhältnisse es ermöglichen, unter die horizontale Wellenachse gelegt. Um endlich die Backenbremse selbst in die Lage zu versetzen, sich jeder Aenderung der zu bremfenden Leistung (innerhalb gewisser Grenzen) selbsttätig Spannungsregulierung kontruiert worden. Bei der Anordnung von Brauer (Fig. 3) geschieht die Selbstregulierung durch das am Hebel *G* angreifende Seil *H* bzw. die Feder *J*, die durch die Schraube *K* eingestellt wird.

Eine sehr finnreiche, allerdings auch etwas komplizierte Konstruktion einer Backenbremse, die gleichfalls selbsttätig regelt, ist diejenige von Marcel Deprez [6], die auf einer Veränderung der Normaldrücke der beiden Bremsbacken gegen die Scheibe beruht. — Ein Hauptnachteil der Backenbremse ist auch die außerordentlich geringe Wärmeabgabe an die äußere Luft oder Luftkühlung und die hierdurch bedingte starke Wärmekühlung. Da nun Holz eine sehr geringe Wärmeleitung besitzt, so geht hieraus ohne weiteres hervor, daß es vorteilhaft ist, an Stelle der Backenbremse die Bandbremse zu verwenden, deren dünne Stahlbänder eine große Wärmeabgabe ermöglichen. Dieselben besitzen gegenüber dem Prony'schen Zaum und den aus ihm hervorgegangenen Konstruktionen der Backenbremse aber noch manche andre

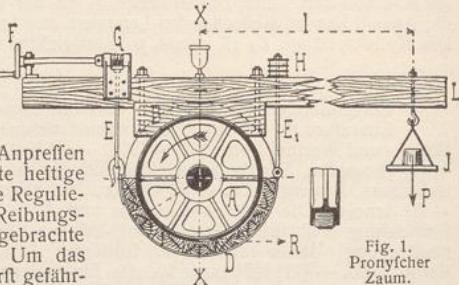


Fig. 1.
Prony'scher Zaum.

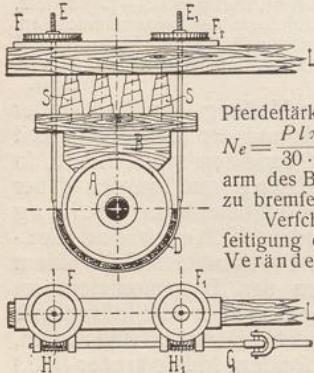


Fig. 2. Dynamometer von Werfin.

arm *l* (Fig. 1) kleiner, das neue Moment *P* · *l* also ebenfalls kleiner wird, während das Reibungsmoment größer als das Moment der Umfangskraft geworden ist. Wird dagegen die Leistung der Maschine größer, so wird die Bremse zurückbleiben und der Bremshebel sinken, wodurch ebenfalls eine Abnahme des Belastungsmomentes stattfindet, da auch in diesem Falle der Hebelarm *l* kleiner wird. Die Bremse befindet sich im labilen Gleichgewicht, da der Schwerpunkt des ganzen Systems über der Wellenachse liegt, wodurch starke Schwankungen und plötzliche Auschläge bewirkt werden. Um zunächst den Hebelarm *l* konstant zu halten, wird häufig am Ende des Bremshebels ein bogenförmiges Stück (Fig. 3) angebracht, an dem das Gewicht hängt. Um ferner die Bremse anstatt im labilen Gleichgewicht zu halten und beim Auschlag der Bremse eine der Aenderung des Kraftmoments entsprechende Aenderung des Belastungsmoments zu erzielen [4], wird der Bremshebel auch wohl, wenn die örtlichen Verhältnisse es ermöglichen, unter die horizontale Wellenachse gelegt. Um endlich die Backenbremse selbst in die Lage zu versetzen, sich jeder Aenderung der zu bremfenden Leistung (innerhalb gewisser Grenzen) selbsttätig Spannungsregulierung kontruiert worden. Bei der Anordnung von Brauer (Fig. 3) geschieht die Selbstregulierung durch das am Hebel *G* angreifende Seil *H* bzw. die Feder *J*, die durch die Schraube *K* eingestellt wird.

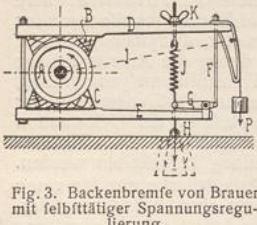


Fig. 3. Backenbremse von Brauer mit selbsttätigem Spannungsregulierung.

anzupassen, sind solche mit folche mit selbsttätigem Spannungsregulierung kontruiert worden. Bei der Anordnung von Brauer (Fig. 3) geschieht die Selbstregulierung durch das am Hebel *G* angreifende Seil *H* bzw. die Feder *J*, die durch die Schraube *K* eingestellt wird.

Eine sehr finnreiche, allerdings auch etwas komplizierte Konstruktion einer Backenbremse, die gleichfalls selbsttätig regelt, ist diejenige von Marcel Deprez [6], die auf einer Veränderung der Normaldrücke der beiden Bremsbacken gegen die Scheibe beruht. — Ein Hauptnachteil der Backenbremse ist auch die außerordentlich geringe Wärmeabgabe an die äußere Luft oder Luftkühlung und die hierdurch bedingte starke Wärmekühlung. Da nun Holz eine sehr geringe Wärmeleitung besitzt, so geht hieraus ohne weiteres hervor, daß es vorteilhaft ist, an Stelle der Backenbremse die Bandbremse zu verwenden, deren dünne Stahlbänder eine große Wärmeabgabe ermöglichen. Dieselben besitzen gegenüber dem Prony'schen Zaum und den aus ihm hervorgegangenen Konstruktionen der Backenbremse aber noch manche andre

Vorzüge, so der leichteren Anbringung und Handhabung, des Fortfalls einer besonderen Bremscheibe, des Fortfalls der Wasserkühlung und der dadurch verursachten Unannehmlichkeiten, der größeren Dauerhaftigkeit, der leichteren Selbstregulierung, des geringeren Gewichts, der wesentlich geringeren Gefährlichkeit der Handhabung gegenüber dem Pronyschen Zahn u. f. w.

Zur Erklärung der Wirkungsweise der Bandbremsdynamometer diene das Naviersche Bremsdynamometer (Fig. 4). Um die zu bremende Scheibe A , die auf der Maschinenwelle sitzt, ist ein Riemen gelegt, der auf der einen Seite ein Gewicht P trägt, auf der andern Seite mit einer am Fußboden befestigten Federwage verbunden sei und auf dieselbe den Zug p ausübe. Die Spannungen in den beiden vertikalen Riemenenden seien mit S_1 und S_2 bezeichnet, so ist ohne weiteres $S_1 = P$ und $S_2 = p$. Nach bekannten Lehrsätzen der Mechanik ist nun $S_1 = S_2 e^{\mu \cdot a}$ und $S_1 - S_2 = R$, worin e die Basis der nat. Logarithmen 2,71828 ... ist, μ den Reibungskoeffizient zwischen dem Riemen und der Scheibe, a die Länge des vom Riemen umspannten Bogens und endlich R die Umfangskraft, also die zur Bremfung der Maschine erforderliche Reibung bezeichnet und letztere sich aus der Gleichung $N_e = 0,001396 R \cdot r \cdot n$ oder der Gleichung

$$R = \frac{716,2 \cdot N_e}{r \cdot n}$$

berechnet. Aus den vorstehenden Gleichungen folgt nun $R = S_2 (e^{\mu a} - 1)$ und

$N_e = 0,001396 S_2 (e^{\mu a} - 1) \cdot r \cdot n$. Hieraus folgt, daß bei konstanten Werten von r , n , μ und a eine Änderung der Leistung N_e auch eine Änderung der Spannung S_2 und also auch von S_1 zur Folge hat und man die Leistung daher berechnen kann, wenn man S_1 oder S_2 ermittelt, was durch Gewichte oder Federwagen geschieht.

Auf einem ähnlichen Prinzip beruhen die Dynamometer von Imray und von Amsler.

Den Übergang von den vorwähnlichen Konstruktionen zu dem gegenwärtig wohl am meisten angewendeten Bremsdynamometer von Brauer bildet das Balkische Dynamometer [7], Fig. 5, bei dem ein mit Holz gefülltes Eisen- oder Stahlband um die Bremscheibe gelegt ist, dessen beide Enden an einem durch ein Reguliergewicht p belasteten

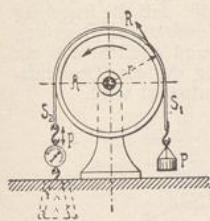


Fig. 4. Dynamometer von Navier.

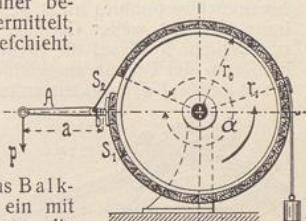


Fig. 5. Balkisches Bremsdynamometer.

Hebel A derartig angreifen, daß das mit der Spannung S_1 angespannte Bandende innerhalb des mit der Spannung S_2 ($S_1 > S_2$) angespannten liegt. Am Umfang des Bandes ist ein das Belastungsgewicht P tragender Riemen befestigt, so daß das letztere stets in konstantem Abstand r_1 vom Wellenmittelpunkt wirkt, das Moment $P \cdot r_1$ also konstant bleibt. Durch Veränderung des Reguliergewichts p oder Verschiebung eines konstanten Gewichts auf dem Hebel A können die

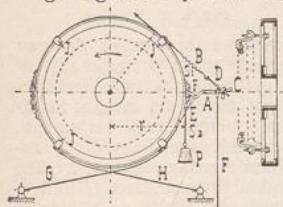


Fig. 6. Brauerisches Bremsdynamometer.

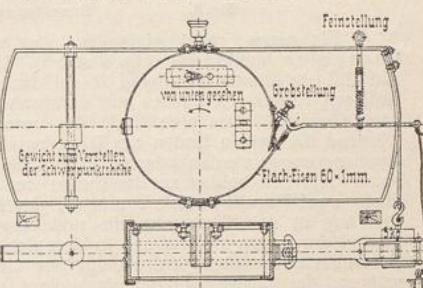


Fig. 7. Brauerisches Bremsdynamometer.

Belastungsgewicht, und es ist an Stelle des Reguliergewichts p der Zug einer Feder B angewendet, deren Spannung durch Anziehen oder Nachlassen einer mit einer Flügelmutter C versehenen

Schraube D leicht, bequem und absolut gefahrlos reguliert werden kann. Das Belastungsgewicht P ist am einen Ende des Bremsbandes bei E aufgehängt und ist also auch hier das Belastungsmoment stets konstant $P \cdot r$. Das andre, schwächer gespannte Bandende greift bei F an dem Hebel A an. Bezeichnen wieder S_1 und S_2 die Spannung in den beiden Bandenden, so ist wieder die Umfangsreibung $R = S_1 - S_2$ und $P \cdot r = R \cdot r_0$ (r_0 Halbmesser der Bremscheibe). Die Leistung berechnet sich wieder aus der Gleichung $N_e = 0,001396 \cdot P \cdot r \cdot n$. Ein

Hauptvorteil der Brauerschen Bremse ist die Selbstregulierung derselben. Angenommen, es sei das Reibungsmoment $M_r = R \cdot r_0$ kleiner als das Belastungsmoment $M_g = P \cdot r$, so genügt daselbe nicht mehr, um das Gewicht P zu tragen, und letzteres sinkt. Hierbei kommt der Hebel A in die in Fig. 6a gezeichnete Lage, der Zug Z der Feder B zieht hierbei den Hebel nach oben, wodurch die Bremse fester angespannt, die Reibung also vergrößert und die ganze Bremse wieder gehoben wird. Ist dagegen das Reibungsmoment größer als das Belastungsmoment, so wird das Gewicht P und der Bremshebel A gleichfalls gehoben und kommt letzterer in die in Fig. 6b gezeichnete Stellung. Da das rechte Ende derselben durch die am Fußboden befestigte Schnur F verhindert ist, sich nach oben zu bewegen, so wird der Endpunkt des Hebels als Drehpunkt für eine Rechtsdrehung derselben dienen, wodurch ein Nachlassen der beiden

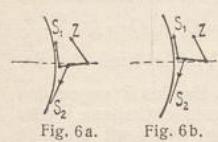


Fig. 6a. Fig. 6b.

Bandenden, also eine sofortige Verminderung der Reibung und infolge der geringeren Reibung wieder ein Niedersinken der Bremse bewirkt wird. Bei richtiger Einstellung der Bremse wird dieselbe daher nur sehr geringe Schwingungen um ihre Gleichgewichtslage ausführen und mit großer Genauigkeit die mittlere Leistung der Maschine ermitteln lassen. Zwei am Fußboden befestigte Sicherheitsseile *G* und *H* verhindern ein zu weites Auschlagen der Bremse, die an derselben befestigten Schuhe *JJ* dagegen ein seitliches Herabgleiten von der Bremscheibe. Die Befestigung der Bremscheibe auf einer auf der Maschinenwelle sitzenden Riemen scheibe ist aus Fig. 6 gleichfalls zu erkennen. Die Brauersche Bremse gestattet das Abbremsen einer Maschine direkt mittels des Schwungrads, in welchem Fall nur ein größeres Bremsband anzuwenden ist. Auch zum Abbremsen von mit Seilscheibe versehenen Maschinen eignet sich dieselbe, in welchem Falle an Stelle des Bandes eine Anzahl in die Seirillen eingelegter Drähte verwendet wird, die an ihrem Ende durch Querstücke zusammengehalten sind. Eine neuere Ausführungsform der Brauerschen Bremse ist in Fig. 7 abgebildet und nach dem vorher Gesagten ohne weitere Erklärung verständlich. Bei dem auf demselben Prinzip beruhenden Dynamometer von Degen in Hannover (D.R.P. Nr. 94718) wird der Druck zwischen Bremsband und Scheibe durch die an Größe und Richtung schwankende Kraft geregelt, die nötig ist, um zwei Wagebalken, von denen der eine seinen Schwerpunkt durch Anbringung eines lotrecht stehenden Gegengewichts über seiner Drehachse, der andre mit Hilfe derselben Mittels unter seiner Drehachse hat, bei wechselnden Ausschlägen in solcher gegenseitiger Lage zu erhalten, daß die Lage ihres gemeinsamen Schwerpunktes nicht geändert wird. Hierdurch wird zunächst erreicht, daß die Regelung innerhalb sehr weiter Grenzen selbsttätig erfolgt, sodann daß die zur selbsttätigen Regelung erforderliche Kraft auf die Richtigkeit der Messung keinen Einfluß ausübt, und endlich, daß ein Fehlfestzen der Bremse ausgechlossen ist, weil bei einem größeren Auschlag die eine Gewichtschale sich auf den Boden aufsetzt, wodurch das Bremsband vollständig entspannt wird.

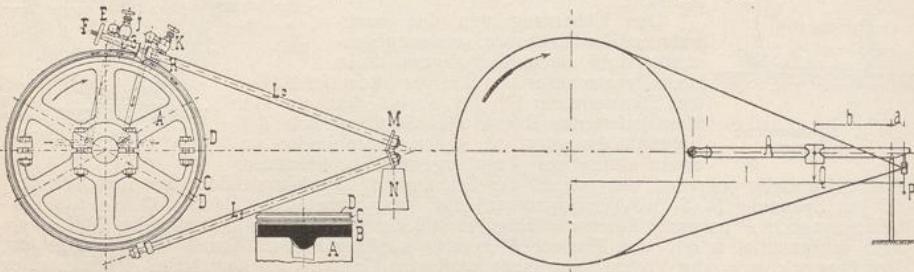


Fig. 8.

Bremsdynamometer von Carpenter.

Fig. 9.

Ein neues, recht originelles, aber etwas kompliziertes Bremsdynamometer ist das von Carpenter konstruierte (Fig. 8 und 9). Um die aus zwei Teilen bestehende Bremscheibe ist zunächst ein dünnes Stahlband *B*, auf dieses ein an beiden Enden geschlossenes, mit seitlichen Anfängen versehenes, flaches und dünnwandiges Kupferrohr *C* und auf dieses ein zweites Stahlband *D* gelegt. Das eine Ende des untersten Bandes ist mit dem oberen Band verbunden, während die beiden Enden des letzteren durch ein Handräddchen *E* und eine Schraube *F* zusammengezogen werden können, so daß die Spannung im äußeren Bande genau reguliert werden kann. Auf den beiden an die Enden des Kupferrohrs anschließenden Rohr anfängen *G* und *H* sitzen zwei Regulierventile *J* und *K*, durch die Waffer in der durch die Pfeile angedeuteten Richtung in das Kupferrohr ein- und ausgelassen werden kann. Das innerste Stahlband wird hierbei durch den Wafferdruck in dem sich ausdehnenden Kupferrohr gegen den Umfang der Bremscheibe gedrückt und erzeugt hier die zur Bremfung der Maschine erforderliche Reibung, während das äußere Band nur dazu dient, das Kupferrohr zusammenzuhalten. Zwei am äußeren Bande befestigte Schrauben *L* und *L*₂ sind durch eine Platte *M* zusammengehalten und üben auf eine Wage *N* einen der Leistung der abzubremsenden Maschine entsprechenden Druck aus. Der letztere kann auch durch ein auf einem doppelarmigen Hebel *A* (Fig. 9) verchiebbares Laufgewicht *Q* gemessen werden, wobei die Gleichungen $P \cdot l = R \cdot r$, $P \cdot a = Q \cdot b$, $Q = R \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{a}{b}$ und $N_e = 0,001396 \cdot P \cdot l \cdot n = 0,001396 Q \cdot \frac{b}{a} \cdot l \cdot n$ bestehen. Durch die Ventile kann der Zu- und Abfluß des Waffers in das Kupferrohr und dadurch die Preßung des Bandes *B* gegen den Umfang der Bremscheibe sehr genau reguliert werden, und das im Kupferrohr enthaltene Waffer dient außerdem zur Kühlung der Bremse, worin wohl ein Hauptvorzug der sonst ziemlich komplizierten und kostspieligen Konstruktion beruhen dürfte. Bei dem Bremsdynamometer von Gimborn (D.R.P. Nr. 149661) wird eine vom Motor angetriebene Riemenscheibe von einer oder von beiden Seiten direkt oder unter Zwischenschaltung einer zweiten Riemenscheibe, die zum Antrieb von Arbeitsmaschinen dienen kann, durch eine oder durch zwei mittels Schraubendruckes angepreßte Bremscheiben erfaßt, welche letztere durch Hebung einer Belastung unabhängig von dem durch die Schmierung wechselnden Reibungskoeffizienten beständig gleichmäßig bremfend auf die vom Motor getriebene Scheibe einwirken.

B. Transmission dynamometer. Bei denselben wird entweder ein Riemen zwischen Transmission und Arbeitsmaschine eingeschaltet und seine Spannung gemessen oder der Teilkreisdruck eines gleichfalls in die Transmission eingeschalteten Zahnradgetriebes gemessen und hieraus durch Multiplikation mit der Riemen- bzw. Teilkreisgeschwindigkeit die Arbeit berechnet.

Eine der ältesten Konstruktionen der letzteren Art ist das in Fig. 10 abgebildete Differentialdynamometer von White, das feinen Namen von dem eigenartigen, dem Differentialgetriebe nachgebildeten Mechanismus hat und aus zwei einander rechtwinklig kreuzenden Wellen BB und CD , zwei festen und zwei losen Riemenscheiben $S_1 S_2$ und $S'_1 S'_2$ sowie vier Kegelrädern, zwei größeren $R_1 R_3$ und zwei kleineren $R_2 R_4$ besteht, welche letzteren alle vier miteinander im Eingriff sind. Die beiden Riemenscheiben S_1 und S_2 sind mit den Kegelrädern R_1 bzw. R_3 durch gemeinsame hohle Naben fest verbunden, können sich jedoch lose auf der Welle BB drehen. Die beiden kleineren Kegelräder $R_2 R_4$ sind auf der Schwinge CD lose drehbar und dienen nur zur Kraftübertragung zwischen R_1 und R_3 . Die Schwinge CD hat in der Mitte eine Hülse H , durch welche die Welle BB hindurchgesteckt ist und mittels deren die Schwinge um die Welle BB schwingen kann. Ein am äußeren Ende von CD angebrachtes Gegengewicht G dient zur Ausbalancierung der Schwinge, während mittels eines am rechtsseitigen Ende angehängten Belastungsgewichtes Q die übertragene Kraft gemessen wird, indem das Gewicht den Momenten der beiden nach aufwärts gerichteten Zahndrücke A und E und der nach abwärts gerichteten Drücke bei A_1 und E_1 das Gleichgewicht hält (Berechn. [1], S. 847).

Auf demselben Prinzip wie das Whitesche Dynamometer beruht das totalisierende Dynamometer von Richard in Paris, das ebenso wie das den Zahndruck eines in die Transmission

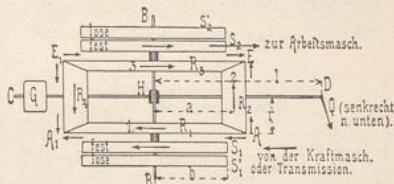


Fig. 10. Differentialdynamometer von White.

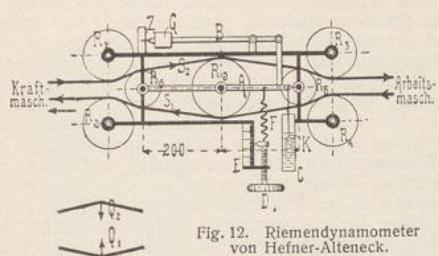


Fig. 12. Riemendynamometer von Hefner-Alteneck.

Fig. 12a.

eingeschalteten Zahngtriebes messende Dynamometer von Hartig zu den totalisierenden Dynamometern gehört.

Zu den bekannteren Riemendynamometern gehören jene von Elihu Thompson und Hefner-Alteneck. Diese beiden beruhen auf der Messung der Umfangskraft bzw. des Riemenzuges aus der Differenz der Riemenspannungen S_1 und S_2 . Das erstere, in Fig. 11 dargestellte Dynamometer besitzt zwei gleichgroße Scheiben A und C und eine kleinere Scheibe B , über die ein endloser Riemen läuft, der in der Mitte zwischen A und C durch zwei Spannrollen D und E in der aus der Figur ersichtlichen Weise zusammengedrückt wird. Infolge der verschiedenen Riemenspannungen S_1 und S_2 im ziehenden und gezogenen Trum wirkt auf die untere Spannrolle eine Kraft $Q_1 = 2S_1 \cdot \cos \alpha$, auf die obere eine Kraft $Q_2 = 2S_2 \cdot \cos \alpha$, deren Differenz $Q_1 - Q_2 = P$ der Umfangskraft an der ziehenden Scheibe A ist. Die Differenz $Q_1 - Q_2$ wird durch das Laufgewicht Q_0 abgewogen, während das Moment $g \cdot l$ zur Ausbalancierung des Rahmen- und Rollengewichtes des Dynamometers dient. — Das Dynamometer von Hefner-Alteneck (Fig. 12) beruht auf demselben Prinzip wie das vorbeschriebene, nur wird die Differenz der Riemenspannungen nicht durch Gewichte ermittelt, sondern durch die Spannung einer mit einem Zeiger verbundenen Feder gemessen. Der von der Transmission bzw. Kraftmaschine zur Arbeitsmaschine gehende Riemen läuft über sieben Rollen R_0 bis R_6 , von denen sechs in einem Rahmen fest gelagert sind, während die siebte Rolle R_0 an einer um die Achse von R_6 drehbaren Gabel A befestigt ist. Infolge des Überdrucks der Resultierenden Q_1 (Fig. 12a) aus den beiden Spannungen S_1 über S_2 wird die Rolle R_0 und mit ihr der Rahmen A nach oben gedrückt, der Zeiger Z des Hebels B dagegen aus seiner Mittellage nach unten bewegt. Hierbei wird die Feder F , die am vorderen Ende der Gabel A angreift, angespannt. Durch Drehung der mit dem Handräderchen D versehenen, mit der Feder verbundenen Schraube kann nun der Zeiger auf der Skala E so lange nach unten verschoben und gleichzeitig der Hebel B nach oben bewegt werden, bis der Zeiger Z wieder die horizontale Lage des Hebels B anzeigt. An der empirisch durch Belastungen des Dynamometers mit an Riemen hängenden Gewichten bestimmten Skala E kann nun sofort die der Riemenspannungsdifferenz $Q_1 - Q_2$ entsprechende Umfangskraft P abgelesen werden. Das am linken Ende des Hebels B befindliche Gewicht G dient zur Ausbalancierung der Rolle R_0 , der Gabel A und der übrigen beweglichen Teile. Zu letzteren gehört der am Ende der Gabel befestigte Kolben K , der sich in dem mit Gly erfüllten Zylinder C auf und nieder bewegt und zu heftige und momentane Schwankungen der Gabel verhindern, also bremzend wirken soll. Aus der an der Skala abgelesenen Umfangskraft P und der Riemengeschwindigkeit v in Metersekunden ergibt sich wieder die übertragene Leistung aus der Gleichung: $Ne = P \cdot v : 75$.

Ein Nachteil des Hefner-Alteneck'schen Riemendynamometers ist das ziemlich große Gewicht und die dadurch bedingte Schwierigkeit der Handhabung deselben sowie das ziemlich

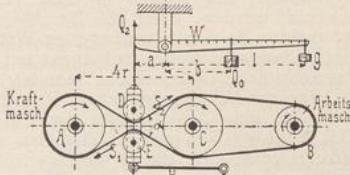


Fig. 11. Riemendynamometer von Elihu Thompson.

umständliche Einbringen der Riemen zwischen die Rollen. Einige andre Ausführungen von Riemendynamometern f. D.R.P. Nr. 35319 von Donat Banki in Budapest, Nr. 81045 von Amsler-Laffon in Schaffhausen und Nr. 104522 von Westphal in Charlottenburg.

Ein Transmissionsdynamometer, bei dem die übertragene Kraft durch die Durchbiegung einer in den Apparat eingeschalteten Feder auf optischem Wege gemessen wird, ist das Dynamometer von Rateau [10] (Fig. 13). Die Blattfeder A ist in die Welle eingefügt und greift oben und unten in je eine Nut B der lose auf der Welle sitzenden, von der Kraftmaschine oder Transmission angetriebenen Riemscheibe C. Die stärkere oder geringere Durchbiegung der Feder bewirkt eine mehr oder weniger große Verdrehung einer auf der Welle drehbaren, mit einem Spiegel D versehenen Platte E. Die von einer Lichtquelle kommenden und durch eine kleine Öffnung F (Fig. 13 a) und eine Linse G auf den Spiegel fallenden Lichtstrahlen werden auf eine Skala HJ geworfen und bei richtiger Tarierung der letzteren kann auf ihr direkt die der Federdurchbiegung proportionale Umfangskraft oder die übertragene Leistung für eine bestimmte Einheit der Geschwindigkeit abgelesen werden.

Das Tarieren der Skala geschieht durch Gewichte, mittels deren die Welle bei festgehaltener Riemscheibe belastet wird. Das Rateaufche Dynamometer ist außerordentlich empfindlich, nur müssen für sehr verschiedene Leistung verschieden starke Blattfedern angewendet werden, damit die Durchbiegungen derselben nicht zu groß werden. Auf der nach der rechten Seite hin verlängerten Welle sitzt die zur Arbeitsmaschine führende Scheibe, oder die Dynamometerwelle wird direkt mit der Hauptantriebswelle der Arbeitsmaschine verkuppelt. Das Rateaufche Dynamometer kann auch totalisierend arbeiten, indem der Lichtstrahl vom Spiegel auf eine mit lichtempfindlichem Papier verfehlte, durch ein Uhrwerk bewegte Trommel fällt.

Bei dem Arbeitsmesser der Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik vormals Pittler (D.R.P. 134846) sind mehrere diametral zwischen den kraftmeßenden Federn angeordnete Spiralfedern vorhanden, die in gleichgerichteten Windungen an der Riemscheibe und der Arbeitswelle angebracht sind, so daß die Federn nur auf Zug beansprucht werden und eine Ausgleichung ihrer Schwerpunktslage zur Drehachse herbeigeführt wird. Ähnliche Ausführung f. D.R.P. Nr. 119437, bei der ebenfalls zwei durch Federn verbundene Übertragungssteile vorhanden sind, deren gegenüberliegende Verdrehung durch geeignete Flächen in die Längsbewegung eines Teiles der Zeigervorrichtung verwandelt und durch eine Räderübersetzung diese Längsbewegung vergrößert wird, sowie D.R.P. Nr. 123452, ein Handbremsdynamometer, das auf eine zu bremfende Welle aufgeschoben und mit einem Handgriff gehalten wird, wobei auf einem Zifferblatt sofort die Tourenzahl und die Leistung in Zentimeter/Kilogramm bzw. Pferdestärken abgelesen werden kann.

2. Totalisierende Dynamometer beruhen im allgemeinen auf denselben Prinzipien der Kraftmessung wie die momentan wirkenden Dynamometer, also der Deformation einer in die Transmission eingeschalteten Feder oder der Messung des Zahndruckes eines Zahngesetzes. Zur Totalisierung sind dieselben noch mit einer Registriervorrichtung versehen, die meistens aus einem auf und nieder beweglichen Schreibstift und einer durch ein Uhrwerk gedrehten Papiertrommel zur Aufnahme des Diagramms besteht.

Das Dynamometer von J. Amsler-Laffon & Sohn in Schaffhausen [11] besteht aus zwei auf den zusammenstoßenden Wellenenden einer Transmission aufgekeilten Armen, an deren gegabelten Enden je eine Feder befestigt ist. Die Übertragung der Kraft von einer Welle auf die andre hat eine Zufammendrückung der Federn zur Folge, wodurch ein mit dem einen Arm verbundener Schreibstift auf einer an dem andern Arm befestigten, durch einen Schaltmechanismus gedrehten Papiertrommel eine die jeweilige Zufammendrückung darstellende Kurve beschreibt, aus der mit Hilfe einer dem Instrumente beigegebenen Skala bei bekannter Umdrehungszahl der Welle die übertragene Leistung ermittelt werden kann. Eine andre Form des Amslerischen Dynamometers (1894) ist aus Fig. 14 zu erkennen, bei der die Registriervorrichtung stillsteht und der Schreibstift durch ein zwischen beiden Armen angebrachtes, über eine kleine Rolle laufendes dünnes Stahlband und Einwirkung derselben auf einen am Registrierapparat befestigten Hebel bewegt wird. Der in Fig. 14 neben dem linkseitigen Lager zu sehende Registrierapparat empfängt keine Bewegung nicht mehr durch das Dynamometer selbst, sondern durch ein in der Papiertrommel befindliches Uhrwerk. Ähnliche Anordnung, jedoch mit umlaufendem Registrierapparat, zeigen die Kraftmesser von Wood in New York (D.R.P. Nr. 71605) und Schlüter in Gaarden-

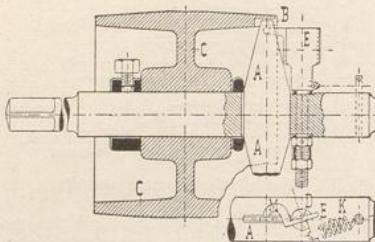


Fig. 13. Dynamometer von Rateau.

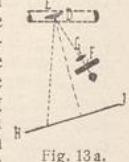


Fig. 13a.

und B der lose auf der Welle sitzenden, von der Kraftmaschine oder Transmission angetriebenen Riemscheibe C. Die stärkere oder geringere Durchbiegung der Feder bewirkt eine mehr oder weniger große Verdrehung einer auf der Welle drehbaren, mit einem Spiegel D versehenen Platte E. Die von einer Lichtquelle kommenden und durch eine kleine Öffnung F (Fig. 13 a) und eine Linse G auf den Spiegel fallenden Lichtstrahlen werden auf eine Skala HJ geworfen und bei richtiger Tarierung der letzteren kann auf ihr direkt die der Federdurchbiegung proportionale Umfangskraft oder die übertragene Leistung für eine bestimmte Einheit der Geschwindigkeit abgelesen werden.

Das Tarieren der Skala geschieht durch Gewichte, mittels deren die Welle bei festgehaltener Riemscheibe belastet wird. Das Rateaufche Dynamometer ist außerordentlich empfindlich, nur müssen für sehr verschiedene Leistung verschieden starke Blattfedern angewendet werden, damit die Durchbiegungen derselben nicht zu groß werden. Auf der nach der rechten Seite hin verlängerten Welle sitzt die zur Arbeitsmaschine führende Scheibe, oder die Dynamometerwelle wird direkt mit der Hauptantriebswelle der Arbeitsmaschine verkuppelt. Das Rateaufche Dynamometer kann auch totalisierend arbeiten, indem der Lichtstrahl vom Spiegel auf eine mit lichtempfindlichem Papier verfehlte, durch ein Uhrwerk bewegte Trommel fällt.

Bei dem Arbeitsmesser der Leipziger Werkzeugmaschinenfabrik vormals Pittler (D.R.P. 134846) sind mehrere diametral zwischen den kraftmeßenden Federn angeordnete Spiralfedern vorhanden, die in gleichgerichteten Windungen an der Riemscheibe und der Arbeitswelle angebracht sind, so daß die Federn nur auf Zug beansprucht werden und eine Ausgleichung ihrer Schwerpunktslage zur Drehachse herbeigeführt wird. Ähnliche Ausführung f. D.R.P. Nr. 119437, bei der ebenfalls zwei durch Federn verbundene Übertragungssteile vorhanden sind, deren gegenüberliegende Verdrehung durch geeignete Flächen in die Längsbewegung eines Teiles der Zeigervorrichtung verwandelt und durch eine Räderübersetzung diese Längsbewegung vergrößert wird, sowie D.R.P. Nr. 123452, ein Handbremsdynamometer, das auf eine zu bremfende Welle aufgeschoben und mit einem Handgriff gehalten wird, wobei auf einem Zifferblatt sofort die Tourenzahl und die Leistung in Zentimeter/Kilogramm bzw. Pferdestärken abgelesen werden kann.

2. Totalisierende Dynamometer beruhen im allgemeinen auf denselben Prinzipien der Kraftmessung wie die momentan wirkenden Dynamometer, also der Deformation einer in die Transmission eingeschalteten Feder oder der Messung des Zahndruckes eines Zahngesetzes. Zur Totalisierung sind dieselben noch mit einer Registriervorrichtung versehen, die meistens aus einem auf und nieder beweglichen Schreibstift und einer durch ein Uhrwerk gedrehten Papiertrommel zur Aufnahme des Diagramms besteht.

Das Dynamometer von J. Amsler-Laffon & Sohn in Schaffhausen [11] besteht aus zwei auf den zusammenstoßenden Wellenenden einer Transmission aufgekeilten Armen, an deren gegabelten Enden je eine Feder befestigt ist. Die Übertragung der Kraft von einer Welle auf die andre hat eine Zufammendrückung der Federn zur Folge, wodurch ein mit dem einen Arm verbundener Schreibstift auf einer an dem andern Arm befestigten, durch einen Schaltmechanismus gedrehten Papiertrommel eine die jeweilige Zufammendrückung darstellende Kurve beschreibt, aus der mit Hilfe einer dem Instrumente beigegebenen Skala bei bekannter Umdrehungszahl der Welle die übertragene Leistung ermittelt werden kann. Eine andre Form des Amslerischen Dynamometers (1894) ist aus Fig. 14 zu erkennen, bei der die Registriervorrichtung stillsteht und der Schreibstift durch ein zwischen beiden Armen angebrachtes, über eine kleine Rolle laufendes dünnes Stahlband und Einwirkung derselben auf einen am Registrierapparat befestigten Hebel bewegt wird. Der in Fig. 14 neben dem linkseitigen Lager zu sehende Registrierapparat empfängt keine Bewegung nicht mehr durch das Dynamometer selbst, sondern durch ein in der Papiertrommel befindliches Uhrwerk. Ähnliche Anordnung, jedoch mit umlaufendem Registrierapparat, zeigen die Kraftmesser von Wood in New York (D.R.P. Nr. 71605) und Schlüter in Gaarden-

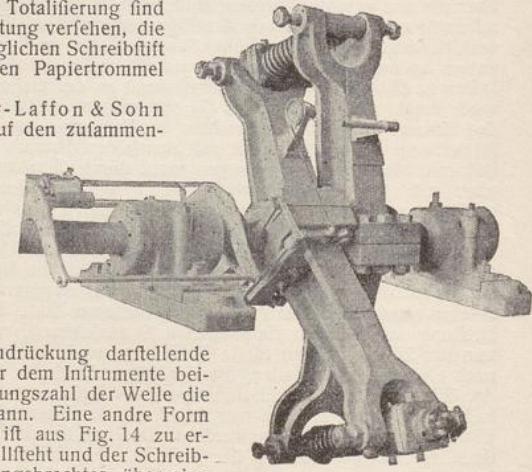
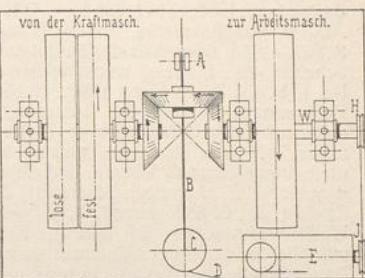


Fig. 14. Dynamometer mit stillstehendem Registrierapparat.

Kiel (D.R.P. 112203). Bei letzterer Anordnung bestimmt die Zusammenpressung der Federn den Stand eines Kontaktrollchens auf einer Widerstandsrolle, so daß durch die Stellung dieser Rolle auf einem mit dem Kraftmesser verbundenen Meßinstrument (Kraftmanometer) direkt die übertragenen Pferdestärken angezeigt werden.

Das bereits erwähnte Dynamometer von Hartig [12] misst die von der Kraftmaschine auf ein ziemlich kompliziertes Räderwerk übertragene Umfangskraft durch die größere oder geringere Ausbiegung einer Blattfeder, welche Durchbiegung auf einem Registrierapparat in verkleinertem Maßstabe aufgezeichnet wird, woraus sowohl die jeweilige Umfangskraft als auch die Gesamtarbeit während einer gewissen Zeit leicht zu ersehen ist.

Das totalisierende Dynamometer von Richard frères in Paris (Fig. 15—18) [13] beruht hinsichtlich der Messung der übertragenen Kraft auf dem Prinzip des Whitefchen Dynamometers, nur ist ein konisches Rad fortgelassen und findet die Messung der Teilkreiskraft in den konischen Rädern nicht durch Wägung, sondern manometrisch statt. Das Ende der um A drehbaren Schwinge B stützt sich auf eine mit Wasser gefüllte und durch eine Leder scheibe F (Fig. 16) abgedichtete Dose C, von der ein Rohr G zu einem den jeweiligen Zahndruck anzeigen, empirisch taruierten Registrierapparat führt, dessen äußere Anordnung aus Fig. 17 ohne weitere Erklärung verständlich ist. Zur Messung der Umdrehungsgeschwindigkeit dient der in



Literatur: [1] Grashof, Theoretische Maschinenlehre, Hamburg und Leipzig 1883, Bd. 2, S. 830. — [2] Compt. rend. d. I. soc. minerale, 1890, S. 137. — [3] Kovarik, Ueber Dynamometer, Wochenschr. d. österr. Ing.- u. Arch.-Ver. 1891, S. 301, 367. — [4] Kablitz, Ueber die Benutzung des Prony'schen Zaumes, Zeitfchr. d. Ver. deutsch. Ing. 1893, S. 1327. — [5] Brauer, Ueber Bremsdynamometer und verwandte Kraftmesser, Zeitfchr. d. Ver. deutsch. Ing. 1888, S. 60. — [6] Zeitfchr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881, S. 334. — [7] Engineering, Bd. 4, S. 194; Zeitfchr. d. Ver. deutsch. Ing. 1881, S. 329. — [8] Iron Age 1893, S. 1077; American Machinist, 8. März 1894, S. 10. — [9] Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, 2. Aufl., Braunschweig 1876, Bd. 1, S. 230; Civilingenieur, 8. Bd., 1862, S. 358, und Weisbach-Herrmann, Ing.-Mechanik, Bd. 2, S. 296. — [10] Compt. rend. d. I. soc. de l'industr. 1890, S. 144, Taf. 16. — [11] Zeitfchr. d. Ver. deutsch. Ing. 1892, S. 1510. — [12] Rühlmann, Allgem. Maschinenlehre, 2. Aufl., Braunschweig 1876, Bd. 1, S. 232; Grashof (a. oben u. [1] a. O.), S. 848. — [13] Dynamometer de Rotation d. M. Richard frères, Génie civil 1891/92, Bd. 20, S. 395; Schröter, M., Messung mechanischer Arbeit, in Kittlers Handbuch der Elektrotechnik, 2. Aufl., Bd. 1, S. 433 ff., Stuttgart 1892; Huberts einstellbare Bandbremse mit selbstdämmiger Verhütung des Feuerbrennens während des Betriebes, Elektrotechn. Zeitfchr. 22, S. 339—341; Simon, Dynamometer mit Flüssigkeitsdruckwerk, Elektr. Anzeig. 18, S. 769; Rieter, Elektrisches Präzisionsdynamometer, bei dem die dem Dynamo zugeführte mechanische Arbeit in elektrische Energie und diese unmittelbar in Wärme umgesetzt wird, Elektrotechn. Zeitfchr., 22, S. 194—196; Wafferdynamometer, American Machinist, 25, S. 1220; Elektrische Bremsdynamometer, Elektrotechn. Zeitfchr. 23, S. 630; ebend. S. 467—468; Riemen-dynamometer d. Allen, Railr. Gaz., 46, S. 417; Wafferdynamometer, bei dem die Kraft an dem Widerstand einer im Waffer sich bewegenden, mit Flügeln versehenen Trommel gemessen wird; Uhlans Techn. Rundsch. 1903, 3, S. 4—5; die Dynamometer von Renard, Industr. électr., 12, S. 269; Zahndruckdynamometer zur Kraftbedarfsermittlung für Spinnereimaschinen, Textilitzg. 1903, S. 635.

v. Hering.

Dyne, f. Maßsystem, absolutes.

Dysodil, Papierkohle, Blätterkohle, Faulerde, eine Abart der Braunkohle, aus sehr dünnen, lederartigen, biegsamen und leicht trennbaren Blättern von gelber, brauner oder schwarzer Farbe bestehend.

Er setzt sich in erster Linie aus Bitumen, dem Ton und auch Kiefelsäure beigemengt find, zusammen und ist in einigen Vorkommen (Siebengebirge) als ein von Asphalt durchtränkter Polierschiefer oder Tripel aufzufassen. Der Aschengehalt beträgt bis zu 70 %. Der Dysodil bildet zuweilen mächtigere Lager in braunkohlenreicher Tertiärschichten, ist oft reich an organischen Reffeln und wird teils zur Paraffin- und Gasbereitung, teilweise auch als bituminöser Tripel zum Schleifen und Polieren benutzt.

Leppia.

Dz, Bezeichnung für Doppelzentner = 100 kg.

Dzisla, amtliches Hohlmaß in Deutsch-Ostafrika hauptsächlich für Palmenkerne. 1 Dzisla = 4 Farra = 60 Pischi = 192 Liter.

Plato.

D-Züge (Durchgangs-, auch Harmonikazüge genannt), f. Eisenbahnbetrieb, Eisenbahnverkehr.