



Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876.

Herausgegeben von der

OESTERREICHISCHEN COMMISSION

für die

Weltausstellung in Philadelphia 1876.

XIX. Heft.

WAGEN, DYNAMOMETER  
und  
MATERIALPRÜFUNGS-MASCHINEN.

Von

Johann Spáčil,

Assistenten an der k. k. technischen Hochschule in Wien.

Mit 7 Zeichnungen und 2 Tafeln.

*Inventarif. sub Litt. Q. II. Nr. 384.*

WIEN.

COMMISSIONS-VERLAG VON FAESY & FRICK

k. k. Hofbuchhandlung.

1877.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299543







# Bericht über die Weltausstellung in Philadelphia 1876.

Herausgegeben von der

OESTERREICHISCHEN COMMISSION

für die

Weltausstellung in Philadelphia 1876.

XIX. Heft.

# WAGEN, DYNAMOMETER und MATERIALPRÜFUNGS-MASCHINEN.

Von

**Johann Spáčil,**

Assistenten an der k. k. technischen Hochschule in Wien.

*Mit 7 Zeichnungen und 2 Tafeln.*

WIEN.

COMMISSIONS-VERLAG VON FAESY & FRICK

k. k. Hofbuchhandlung.

1877.





π - 351715



~~11 7449~~

K. k. Hofbuchdruckerei Carl Fromme in Wien.



## Inhalts-Verzeichniss.

---

Einleitung . . . . .	7
Wagen . . . . .	9
Dynamometer . . . . .	13
<b>Materialprüfungs-Maschinen.</b>	
Einleitende Bemerkungen . . . . .	15
1. Materialprüfungs-Maschinen mit Hebel-, Schrauben- und Räderüber- setzung. . . . .	21
Maschine von Prof. Thurston . . . . .	21
"    " Fairbanks . . . . .	30
2. Maschinen mit hydraulischer Presse . . . . .	35
Anhang . . . . .	50

---





EINLEITUNG

# WAGEN, DYNAMOMETER

und

# MATERIALPRÜFUNGS-MASCHINEN.





## EINLEITUNG.

Fast in jedem Zweige, der in der Ausstellung in Philadelphia vertreten war, hatte man Gelegenheit, die vorwiegend praktische Richtung des Amerikaners und seiner Industrie zu erkennen, während die Theorie und ihre Hilfsmittel, wenn auch nicht unbeachtet, so doch stiefmütterlich bedacht erschienen. Am deutlichsten trat diese Richtung wohl in den Erzeugnissen der Präcisions-Mechanik zu Tage, deren edelste Producte Hilfsmittel der Wissenschaft, deren gewöhnliche Producte Bedürfnisse des täglichen Lebens bilden. Die ersteren sind der amerikanischen Industrie durchaus nicht fremd, aber die Nachfrage nach ihnen ist im Verhältnisse viel geringer, als in den europäischen Industrieländern, während die letzteren in Folge des hochentwickelten Verkehrslebens in Amerika noch viel unentbehrlicher werden, als sie es bei uns sind.

Beziehen wir das allgemein Gesagte auf die Maschinen und Apparate zur Messung der Kraft, so lässt sich von denselben behaupten, dass alle dahin gehörenden Arten derselben von amerikanischen Firmen erzeugt werden, dass aber hauptsächlich die Fabrication der in der Industrie und im Handel vorkommenden Maschinen, als: Balance- und Brückenwagen, Manometer, Feder- und Bremsdynamometer, Materialprüfungs-Maschinen etc., gepflegt wird, während wirkliche Präcisionsmechanismen, vielleicht mit Ausnahme von analytischen und Apothekerwagen, in der Erzeugung und also auch in der Ausstellung bloß spärlich vertreten waren.

Die fremdländische Industrie, die drei Jahre früher auf der Weltausstellung in Wien auf diesem Gebiete so glänzend und reichhaltig vertreten war, verhielt sich der jüngsten Ausstellung

gegenüber sehr reservirt, was wohl nur der Aussichtslosigkeit einer Concurrenz mit den einheimischen Producten zuzuschreiben ist. Da besonders die renommirtesten Firmen Deutschlands und viele Oesterreichs und Frankreichs ganz fehlten, so ist das Bild, das die Ausstellung in dieser Richtung darbot, wenn auch für Amerika sehr kennzeichnend, doch ein unvollkommenes zu nennen.

Höchst eigenthümlich und belehrend war die verhältnissmässig reichhaltige Ausstellung von Maschinen zur Prüfung der Festigkeit der Baumaterialien. Ein Bedürfniss, also auch eine Schöpfung der erhöhten Bauthätigkeit der letzten Jahre, waren diese Maschinen im Jahre 1873 zwar schon auf einer hohen Stufe der Vollkommenheit, aber der Gebrauch derselben beschränkte sich, wegen der Schwierigkeit der Untersuchung, bloß auf einige Gelehrte, und es kam keine dieser Maschinen damals zur Ausstellung. In Amerika vereinfachte man das Verfahren bei der Untersuchung, allerdings nicht zum Vortheile der Versuchsergebnisse, erfand zum Theil ganz neue Maschinen, und die Prüfung der Baumaterialien wurde dem Industriellen selbst ermöglicht. Wegen der Neuheit und Wichtigkeit dieser Maschinen werden dieselben in einem eigenen Capitel eingehend behandelt werden.

## W A G E N.

In Bezug auf die Einrichtung und den Mechanismus der gewöhnlichen Balancewagen zeigte die Ausstellung gegenüber jener des Jahres 1873 gar keine Neuerungen. Selbst die amerikanischen Mechaniker stellten ausser den Diamant-, Gold- und Apothekerwagen sehr wenige Balancewagen aus, da im gewöhnlichen Verkehre viel lieber Tafelwagen und besonders Wagen mit Laufgewichten angewendet werden.

Die Anwendung von Laufgewichten entweder allein oder von Schalen- und Laufgewichten zusammen, bildet ein charakteristisches Merkmal der amerikanischen Tafel- und Brückenwagen; wenn schon bei den letzteren auf die Schale Gewichte, z. B. von 100 zu 100 Pfund aufgelegt werden, so werden wenigstens die Zwischenwerthe mittelst eines Laufgewichtes bestimmt.

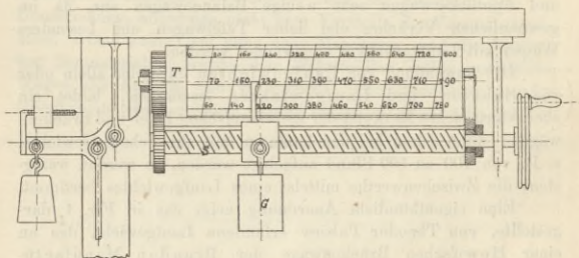
Eine eigenthümliche Anordnung zeigt das in Fig. 1 dargestellte, von Theodor Tebow erfundene Laufgewicht, das an einer Howe'schen Brückenwage der Brandon Manufacturing Co. angebracht war. Das Laufgewicht  $G$  wird nämlich nicht von der Hand verschoben, sondern durch eine doppelgängige Schraube von starker Steigung bewegt; mit der Schraube ist durch ein Paar gleicher Stirnräder ein Cylinder  $T$  in Drehung versetzt, der ebenfalls eine Schraubenlinie von gleicher Steigung mit der Bewegungsschraube, jedoch in entgegengesetzter Richtung verzeichnet, enthält, so dass ein Zeiger des Laufgewichtes, der bei unbelasteter Wage nach hergestelltem Gleichgewichte auf (Null) zeigt, immer mit der Schraubenlinie des Cylinders in Berührung bleibt. Die Belastungszunahme auf der Brücke, entsprechend dem Vorrücken des Laufgewichtes um einen Schraubengang, beträgt bei der ausgestellten Wage **80** Pfund, die Tragfähigkeit **800** Pfund.

Durch Linien parallel zur Achse des Cylinders kann man das Gewicht der Last von Pfund zu Pfund bestimmen.

Die Anordnung war ganz neu und bei der Ausstellung bloß in einem Exemplare vertreten; es lässt sich daher über die Functionirung noch kein Urtheil abgeben. Doch dürfte der Mechanismus so lange gute Dienste leisten, als die Bewegungsschraube und die Zahnräder keinen todten Gang haben.

Eine andere von unserer gewöhnlichen Einrichtung abweichende Construction ist der sogenannte Parallelwagbalken Fig. 2 (Parallel Crane Beam) der Firma Riehlé Bros. in Philadelphia. Derselbe besteht aus zwei Hebeln, deren kürzerer drei Schneiden in ungleicher Entfernung enthält; die drei entsprechen-

Fig. 1.



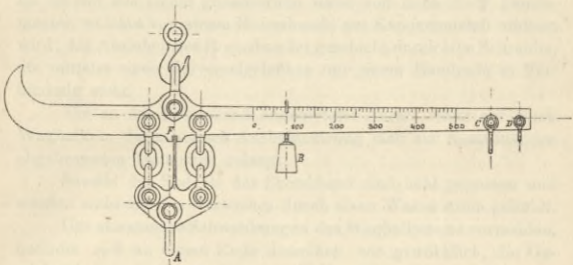
den Schneiden des oberen, nach beiden Richtungen verlängerten Hebels sind in gleicher Entfernung, so dass eine am Bügel A aufgehängte Last das ganze System aus seiner horizontalen Lage bringt, und einerseits durch das Laufgewicht B, andererseits durch Aufhängen von Gewichten am Bügel C in's Gleichgewicht gebracht werden muss. Der Bügel D dient zur Ausbalancirung von Ketten und Haken, die zur Aufhängung der Last nothwendig sind.

Das Kraft- und Uebersetzungsverhältniss dieses Wagbalkens findet sich entwickelt in dem Capital über „Materialprüfungs-Maschinen“ vor.

Der Mechanismus kann als eine Erweiterung unserer Schnellwagen angesehen werden, und gestattet die Wägung von sehr bedeutenden Lasten. Die Firma führt derartige Wagen mit einer Tragfähigkeit von 10-, 20-, 30-, 40-, 60- und 120.000 Pfund engl. am Lager und fertigt auf Bestellung auch noch schwerere an.

Besonders einfach stellt sich die Wägung von bedeutenden Lasten beim Verladen durch einen Krahn heraus, worauf auch der Name hinweist; man braucht nämlich blos den Waghebel zwischen die Krahnkette und die abzuwägende Last einzuschalten und nach dem Heben die Wage in's Gleichgewicht zu bringen, um ohne besondere Operation das Gewicht des Körpers zu ermitteln.

Fig. 2.



Auf die einzelnen Aussteller und selbst Länder überzugehen, erscheint bei dem Mangel an wichtigen Neuerungen nicht der Mühe Werth, da beispielsweise England und die Schweiz sich auf diesem Gebiete gar nicht, andere ausseramerikanische Länder, wie Frankreich, Oesterreich, Deutschland u. a. sehr unbedeutend betheilig haben; es dürfte genügen, diesbezüglich blos auf den officiellen Katalog zu verweisen.

Von einigem Interesse könnten in dieser Richtung die Bemerkungen sein, dass die Firma Deleuil aus Paris ausser vielen anderen Präcisions-Instrumenten und Apparaten die bekannte Ségnier'sche Münzsortirwage für drei Gattungen, und die Firma

Florenz aus Wien neben anderen Systemen die bei uns ebenfalls bekannte Tafelwage System Pfanzeder zur Ausstellung brachte.

Ausser den bisher allein berücksichtigten Hebelwagen wurden — ausschliesslich durch amerikanische Firmen — in ziemlich grosser Anzahl und verschiedenen Formen auch Federwagen zur Ausstellung gebracht. Auch bei diesen sind keine Neuerungen in Bezug auf die Einrichtung zu verzeichnen, dagegen verdient die geschmackvolle Ausstattung volle Anerkennung.

---



## DYNAMOMETER.

Ausser den Indicatoren für Dampfmaschinen waren in der Maschinenhalle zwei Bremsdynamometer zu treffen. Das eine, für verticale Wellen und bedeutende Effectgrössen eingerichtet, war von Wm. P. Duncan & Co., Bellefonte, Pa., ausgestellt. Es besteht aus einem gusseisernen Rade von circa  $1.5^m$  Durchmesser, welches von einem Bremsbande aus Kanonenmetall umfasst wird; das Anziehen des Bremsbandes geschieht durch eine Schraube, die mittelst eines Universalgelenkes mit einem Handrade in Verbindung steht.

Ein an das Bremsband angenieteteter Ansatz wirkt auf einen Wagbalken, durch dessen Ausbalancirung man zur Kenntniss des abgebremsten Momentes gelangt.

Sowohl das Rad als das Bremsband sind hohl gegossen und werden während des Versuches durch einen Wasserstrom gekühlt.

Um allzurasche Schwankungen des Wagbalkens zu vermeiden, befindet sich an einem Ende desselben, wie gewöhnlich, die Gewichtschale, an dem anderen ein Kolben, der sich mit Spielraum, also ohne Reibung, in einem mit Wasser gefüllten Cylinder auf- und abbewegen kann.

Das zweite dieser Instrumente war für die Messung des Effectes mittelst Transmissionsriemen bestimmt; zu diesem Behufe hatte dasselbe drei horizontal neben einander liegende Wellen, die zwei seitlichen zum Antriebe, die mittlere als Bremswelle, alle drei mit Zahnrädern von gleicher Zähnezahle versehen, die mit einander in Eingriff stehen.

Die seitlichen oder Antriebswellen tragen je eine lose und eine aufgekeilte Riemenscheibe, und wird je nach den localen Verhältnissen die dem Waghebel zunächst liegende oder die ent-

fernere Welle angetrieben, während die andere bloß mitläuft. Mit der mittleren Welle ist ein einfaches Zählwerk (Schraube ohne Ende mit Rad und Zeiger) in Verbindung. Die lose Scheibe ermöglicht es, den Versuch zu einem bestimmten Zeitpunkte einzuleiten und ähnlich zu unterbrechen.

Erfinder beider eben beschriebenen Apparate ist Emerson.

Von der Firma Aultmann, Miller & Co. in Akron, Ohio, wurde in der landwirthschaftlichen Ausstellung (Agricultural Hall) ein Dynamograph (vom Erfinder selbst „Miller's self-registering Dynamometer" genannt) ausgestellt.

Dieser unterscheidet sich von dem bei uns im Gebrauch stehenden Burg'schen Dynamographen dadurch, dass nicht der das Diagramm verzeichnende Stift, sondern der Papierstreifen beweglich ist. Es wird nämlich eine Papierrolle, auf welcher die Linien der Kräfte parallel zu einander aufgetragen sind, durch ein Uhrwerk abgewickelt.

Der Unterschied zwischen den beiden Diagrammen ist also bloß der, dass die Linien der Kräfte, welche bei dem Burg'schen Dynamographen in einem Punkte (im Drehungspunkte des Stiftes) zusammenlaufen, beim Miller'schen Diagramm zu einander parallel sind.

Der Zweck und die Art und Weise des Gebrauches sind bei beiden Instrumenten dieselben.

## MATERIALPRÜFUNGS-MASCHINEN.

Wenn es auch im Allgemeinen nicht die Aufgabe eines Berichtes ist, den Leser mit dem zu behandelnden Stoffe erst vertraut zu machen, wenn im Gegentheile die Kenntniss des bereits Bestehenden vorausgesetzt werden muss, so erscheint es doch im vorliegenden Falle mit Rücksicht auf die Neuheit des Gegenstandes gerechtfertigt, einige Bemerkungen allgemeiner Natur voranzuschicken.

Der Aufschwung, den die technischen Wissenschaften seit dem Beginne unseres Jahrhunderts genommen haben, verursachte eine Umwälzung im wirthschaftlichen Leben, wie sie tiefergehend kaum gedacht werden kann; der Bedarf an Bau- und Constructionsmaterialien erreichte binnen wenigen Jahrzehnten eine nie geahnte Höhe, und mit ihm wuchs im gleicher Verhältnisse die Mannigfaltigkeit und Leistungsfähigkeit unserer Constructions-mittel. Die Wechselwirkung beider Factoren erweckte die Nothwendigkeit, rationelle Constructionsweisen aufzustellen und das Verhältniss zwischen Materialaufwand und Beanspruchung der einzelnen Constructionstheile möglichst günstig zu gestalten, um einerseits die Gefahren für die Sicherheit der Construction und des Betriebes, andererseits die Verschwendung an Material und Geld, welche aus einer willkürlichen Annahme der Abmessungen von Constructionstheilen sich ergeben, zu vermeiden.

Die Feststellung dieses Verhältnisses ist aber nur dann möglich, wenn wir erstens die Vertheilung der Kräfte in einer Bauconstruction und zweitens die Festigkeitsverhältnisse des Constructions-materiales genau kennen. Die erste dieser Bedingungen nämlich die Vertheilung der Beanspruchungen in der belasteten Bauconstruction zu ermitteln, ist Sache der Theorie dieser Objecte

und wenn auch diese bis jetzt nicht vollkommen ist, so ermöglicht sie dennoch einen Einblick in das Wesen der Kraftvertheilung, wie man ihn durch blosser Ueberlegung nie gewinnen könnte.

Von gleich grosser Wichtigkeit ist die zweite Bedingung, die Kenntniss der Festigkeitsverhältnisse des Constructionsma-teriales. Der Weg zu dieser Kenntniss ist aber durchaus nicht ein-fach und mühelos. Das Verhalten der Constructionsmaterialien selbst gegenüber den einfachsten Beanspruchungen auf Zug und Druck hat so viele Eigenthümlichkeiten, die Deformationen des Materiales innerhalb der von uns angewendeten Belastungsgrenzen sind so gering und ihre Messung ist so schwierig, dass es einer hohen technischen Bildung und grosser Erfahrung bedarf, um Versuche in dem angedeuteten Sinne durchzuführen.

Die Eigenschaft der Materialien, bis zu einer gewissen Grenze nach erlittener Formänderung wieder in die ursprüngliche Gestalt zurückzukehren\*), sobald die Ursache der Formänderung, die Belastung, aufgehoben ist, gab den Anlass zur Aufstellung des Begriffes der Elasticitätsgrenze. Da nun die Bruchfestigkeit eines Materiales im Constructionsfache offenbar nie vollkommen ausgenützt werden kann, und das Verhalten des Materiales zwischen der Elasticitäts- und Bruchgrenze sich jeder Berech-nung entzieht, so müssen sämtliche Materialien unterhalb der Elasticitätsgrenze beansprucht werden, weil man ja bestrebt sein muss, eine bleibende Formänderung der Construction zu ver-meiden. Es ist also unumgänglich nothwendig, diese Grenze zu kennen, da sie, wie die Erfahrung zeigt, durchaus nicht in einem bestimmten Verhältnisse zur Festigkeit desselben Materiales an der Bruchgrenze steht. Letzterer Ausspruch wird durch den Umstand vollkommen klar bewiesen, dass durch eine Belastung über die Elasticitätsgrenze hinaus, so dass eine bleibende Streckung oder allgemein eine Formänderung des Materiales erfolgt und dasselbe eine gewisse Arbeit aufgenommen hat, die Elasticitätsgrenze erhöht wird, wie sehr zahlreiche Versuche von

---

\*) Nach den Gesetzen der Physik kann eine erlittene Formänderung nie vollkommen aufgehoben werden; in der Anwendung jedoch kann auf diese verschwindenden Grössen keine Rücksicht genommen werden, umsomehr, als sich durch die Versuche eine solche Grenze, von welcher an die gebliebenen Formänderungen erst erheblich werden, unzweideutig ergeben hat.

Prof. Jenny, Freiherrn v. Uchatius, Prof. Thurston und Anderen unzweideutig beweisen.

Diese Erhöhung der Elasticitätsgrenze hat aber wahrscheinlich keine wesentliche Veränderung in der Festigkeit an der Bruchgrenze zur Folge; wenigstens so viel steht fest, dass eine merkliche Erhöhung derselben nicht stattfindet. Ja Freiherr v. Uchatius fand, dass man durch stetige Streckung eines Materialles die Elasticitätsgrenze desselben bis in die Nähe der Bruchgrenze erhöhen kann; ob aber dieser durch Versuche und Analogie gefundene Satz besondere praktische Wichtigkeit habe, erscheint zur Zeit noch fraglich, da ein derartiges Material, bei dem die Elasticitäts- und Bruchgrenze beinahe zusammenfallen, sehr spröde sein müsste, nämlich nicht fähig, weitere mechanische Arbeit aufzunehmen.

Wir kommen nun zu einer anderen Eigenthümlichkeit der Materialien, nämlich zu ihrem Verhalten bei Aufnahme mechanischer Arbeitsgrössen, wie sie durch die plötzliche Belastung mittelst bedeutender Massen, z. B. bei einer Brücke durch Aufahren eines Zuges, in schweren Maschinenwellen, etwa bei Walzwerken durch Einführung der Pakete u. s. w. entstehen. Solche Arbeitsgrössen können nur bis zu einer gewissen Grenze von einem Constructionstheile aufgenommen werden, ohne dass derselbe eine bleibende Formänderung erleide; hat aber ein solcher Theil durch Stösse oder Erschütterungen einmal eine bleibende Formänderung erfahren, so ist die lebendige Kraft oder die Arbeitsgrösse, die derselbe bis zu seiner völligen Zerstörung aufzunehmen im Stande ist, um die bereits aufgenommene, zu seiner Deformation verwendete Arbeit geringer, als in dem ursprünglichen Zustande. Man sieht, dass das Erhöhen der Elasticitätsgrenze durch Streckung eines Constructionstheiles neben dem Vortheile einer unter Umständen sehr bedeutenden Erhöhung der zulässigen ruhigen Inanspruchnahme einen schwerwiegenden Nachtheil nach sich zieht, wenn nicht ausschliesslich ruhige, sondern auch plötzliche, stossweise Beanspruchung zu erwarten oder zu befürchten ist.

Derartige Arbeitsgrössen werden bekanntermassen durch das halbe Product der bewegten Masse in das Quadrat der Geschwindigkeit, oder durch das Product des Gewichtes in die Fallhöhe ausgedrückt; der Einfluss der einzelnen Factoren auf das

Verhalten des Materiales gegenüber diesen Beanspruchungen ist noch nicht ganz sicher festgestellt, doch scheint innerhalb ziemlich weiter Grenzen bloss das Product als ein Ganzes massgebend zu sein, während es andererseits als höchst wahrscheinlich angenommen werden muss, dass es eine gewisse Grenze der Geschwindigkeit gibt, bei welcher die Uebertragung auf das ganze Constructionsmitglied nicht mehr erfolgen kann, weil die Fortpflanzung der Beanspruchung eine gewisse Zeit erfordert.

Wir gelangen durch diese Betrachtung zu einem wesentlichen Punkte bei der Prüfung der mechanischen Eigenschaften von Constructionsmaterialien — zur Formgebung der Probestücke. Für ruhige Belastungen ist die Grösse des Querschnittes massgebend, doch darf man hierin gewisse Grenzen nicht überschreiten, wenn man nicht zu Fehlschlüssen gelangen will; nach oben hin ist durch die Einrichtung der Maschinen selbst eine gewisse Grenze gesetzt, damit die Vorrichtungen zum Einspannen der Probestücke und überhaupt die ganze Maschine selbst nicht bleibende Formänderungen erfahre; zu kleine Querschnitte hingegen geben zu viel Raum für zufällige Unregelmässigkeiten und Mängel im Materiale, abgesehen davon, dass durch das Herausschneiden des Stückes aus einer grösseren Masse die Oberfläche und die zunächst liegenden Schichten beeinflusst werden, und die Oberfläche hier bei kleinen Querschnitten im Verhältnisse zum ganzen Querschnitte am grössten ist.

Für die Aufnahme von lebendigen Kraftgrössen kommt nach unserer Anschauung das Volumen des beanspruchten Stückes in Betracht, so dass also ein Stab von geringem Querschnitte und bedeutender Länge unter Umständen mehr Arbeit aufzunehmen im Stande ist, als ein anderer von grösserer Querschnittsausdehnung und geringerer Längenentwicklung, wenn das Volumen des ersteren grösser ist, als das des letzteren.

Man sieht hieraus, dass die scheinbar einfachen Verhältnisse selbst bei blosser Beanspruchung auf Zug und Druck, wo eine richtige Uebertragung der Kräfte noch am leichtesten sich erzielen lässt, Stoff genug zur Untersuchung bieten. Diese Beanspruchungsarten sind aber auch die wichtigsten und dienen den Untersuchungen über die mehr zusammengesetzten Beanspruchungen auf Biegungs-, Drehungs- und Strebfestigkeit als Grundlage.

Dies wären in allgemeinen Zügen die Aufgaben, die durch die Prüfung eines Materiales gelöst werden sollen. Es ist daraus ersichtlich, dass eine Materialprüfungs-Maschine und die dazu gehörigen Apparate den Experimentator in den Stand setzen müssen, die Elasticitätsgrenze eines Materiales, wo diese ausgeprägt ist, sowie dessen Formänderung innerhalb dieser Grenze festzustellen, also den sogenannten Elasticitätsmodulus oder Elasticitätscoëfficienten für das betreffende Material zu finden, ferner das Verhalten des Materiales von der Elasticitäts- bis zur Bruchgrenze zu verfolgen, und endlich dessen Verhalten gegen lebendige Kraft- oder Arbeitsgrössen zu ermitteln, und zwar alle diese Eigenschaften bei verschiedener Dimensionirung der Probestücke. Ein Verfahren, welches sich blos darauf beschränkt, die Festigkeit an der Bruchgrenze aufzufinden, und nur die Formänderung an dieser Grenze mit der ursprünglichen Form des Probestückes zu vergleichen, ist offenbar für die Anforderungen der Praxis unzureichend, weil man, wie wir gesehen haben, im Stande ist, durch rein mechanische Mittel und wohl auch durch Aenderungen im Erzeugungsprocess einzelne dieser Eigenschaften auf Kosten der anderen oft bedeutend zu verändern. Gleich einseitig werden die Urtheile sein, die aus der Prüfung von Probestücken von genau gleichen Abmessungen entspringen, und so schätzenswerth diese Angaben für die Vergleichung verschiedener Materialien auch sind, um so behutsamer muss man in den Schlüssen auf das allgemeine Verhalten der geprüften Materialien sein.

Nach diesen vorausgeschickten allgemeinen Betrachtungen gehen wir nun auf die besonderen Verhältnisse in Amerika und die ausgestellten Objecte über.

Das Bedürfniss nach einem rationellen Vorgange bei der Dimensionirung von Constructionstheilen und der Materialverwendung trat in Amerika noch nachdrücklicher hervor, als in anderen Ländern, weil dort in verhältnissmässig kurzer Zeit ausgedehnte Verkehrswege mit sehr zahlreichen, kostspieligen und grossartigen Bauobjecten ausgeführt wurden, für welche der Bedarf an Baumaterialien, wenigstens in letzterer Zeit, durch einheimische Producte gedeckt wurde.

Die binnen kurzer Zeit auf eine erstaunliche Höhe gebrachte inländische Production, namentlich jene von Metallen und Baumaterialien aller Art, hat, in Verbindung mit dem ökonomischen Sinne des Amerikaners, das Zustandekommen von Maschinen zur Prüfung der mechanischen Eigenschaften von Baumaterialien vor dem Gebrauche rascher als in anderen Ländern befördert, und das genannte Verfahren fand, begünstigt vom concurrirenden Producenten sowohl als vom Consumenten, ungleich leichteren Eingang als anderswo.

Diese Thatsache verdient volle Anerkennung und Nachahmung, nicht so der Vorgang. Der Producent, der im Besitze einer derartigen Maschine ist, oder eine eigens eingerichtete Privatwerkstätte, die auf Bestellung fabrikmässig arbeitet, bestimmen im Allgemeinen blos die äusserste Tragfähigkeit einer Materialgattung, deren Kenntniss zwar sehr erwünscht, ja nothwendig ist, die aber doch in der Anwendung selten oder nie zur vollen Geltung gelangen kann, und ausser dieser Grösse höchstens noch die Formänderung des Probestückes nach dem Bruche, als: Grösse des Bruchquerschnittes, gebliebene Verlängerung, Verkürzung, Verdrehung etc., und hiemit ist Alles gethan. Wenige Experimentatoren vom Fach behandeln diese Proben als Sache der Wissenschaft, allerdings mit der Bestimmung, die Resultate sofort in der Praxis zu verwerthen.

Der Natur der Sache nach sind es zunächst die einfachen Beanspruchungen auf Zug und Druck, um die es sich hier handelt, und diese waren auch in der Ausstellung in hervorragender Weise berücksichtigt; aber auch zur Prüfung der Biegungs- und Drehungsfestigkeit fanden sich Vorrichtungen vor.

Die auf das vorliegende Material auszuübende Kraft wird entweder durch eine Hebel-, Schrauben- und Räderübersetzung oder durch eine hydraulische Presse erzeugt; hiernach kann man (nach Prof. Jenny) Materialprüfungs-Maschinen

1. mit Hebel-, Schrauben- und Räderübersetzung, und
2. mit hydraulischer Presse

unterscheiden.

Die Messung der Kraft geschieht bei beiden Arten von Maschinen entweder durch Abwägen, indem ein End- oder Stützpunkt des eingespannten Stückes auf einen Waghebel oder



ein System von solchen Hebeln wirkt, die durch Auflegen von Gewichten in's Gleichgewicht gestellt werden, oder bei den Maschinen mit hydraulischer Presse durch Messung des im Presscylinder herrschenden Druckes, also durch ein Manometer.

Die erste Art der Messung, die auch mehr verbreitet ist, gestattet eine Elimination des Hauptwiderstandes der Maschinen mit hydraulischer Presse, nämlich der Reibung zwischen Kolben und Dichtung, ein Vortheil, der die hiedurch bedingte Complication der Maschine reichlich aufwiegt, wenn die Resultate der Untersuchung einen Anspruch auf Verlässlichkeit haben sollen, weil der erwähnte Widerstand der Pumpe bei einer und derselben Maschine nach dem Zustande der Dichtung und nach der Höhe der Belastung variirt.

### 1. Materialprüfungs-Maschinen mit Hebel-, Schrauben- und Räderübersetzung.

Die Ausstellung wies zwei grössere Maschinen dieser Art auf; eine von Prof. R. H. Thurston am „Steven's Institute of Mechanical Technology“ in Hoboken (N. J.), die andere von Fairbanks & Co., Broadway 311, New-York, ferner zwei kleinere, für speciellen Gebrauch bestimmte Maschinen von Riehlé Bros. in Philadelphia.

Die beiden erstgenannten grösseren Maschinen sind auf Taf. I dargestellt.

#### Prof. Thurston's Prüfungsmaschine.

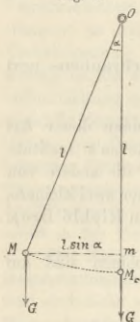
Dieselbe ist durch die Fig. 1—3, Taf. I, versinnlicht.

Prof. Thurston hat im Februar 1874 vor der „American Society of Civil-Engineers“ einen Vortrag über „Festigkeit, Elasticität, Dehnbarkeit und Widerstandsfähigkeit (Resilience) von Maschinenconstructions-Materialien“ gehalten. Diese Abhandlung erschien im April-Hefte 1874 des „Journal of the Franklin Institute“ und ein Jahr darauf in „Dingler's polytechnischem Journal“. Die dieser Abhandlung in Dingler's Journal beigegebene Skizze stellt die Maschine in ihrer ursprünglichen Construction dar, die nur eine geringe Kraftentwicklung

zuliess. Die seit jener Zeit angebrachten Veränderungen sind in der Zeichnung auf Taf. I bereits aufgenommen.

Fig. 1 stellt die Vorderansicht, Fig. 2 die Seitenansicht und theilweisen Schnitt vor. Das zu prüfende Stück, dessen Form und Grösse Fig. 3 zeigt, wird mit seinen parallelepipedischen Enden in die beiden Backen  $a_1$  und  $a_2$  eingelegt. Der eine dieser Backen  $a_1$  bildet das Ende einer Welle, auf welcher das verzahnte Rad  $b$  aufgekeilt ist, das durch eine Schraube ohne Ende mit Kurbel in Drehung versetzt werden kann. Der andere Backen  $a_2$  ist in starrer Verbindung mit dem Pendel  $c$ , durch dessen Ausschlag das vom Probestück aufgenommene Moment gemessen wird.

Fig. 3.



Ist nämlich  $G$  in Fig. 3 das Gewicht des Pendels,  $l$  die Entfernung seines Schwerpunktes  $M$  vom Drehungspunkt  $O$  und  $\alpha$  der Ausschlag von der verticalen Lage, so ist für ein im Gleichwichte befindliches Pendel das Drehungsmoment um den Punkt  $O$

$$G l \sin \alpha$$

ohne Rücksicht auf den Widerstand der Reibung des Zapfens, dessen Ende der Backen  $a_2$  bildet. Das Moment dieses Reibungswiderstandes, welches ebenfalls von dem Probestück überwunden werden muss, beträgt

$$f G \frac{d}{2}$$

wenn  $f$  den Reibungs-Coëfficienten zwischen Zapfen und Lager und  $d$  den Durchmesser des Zapfens bedeutet.

In dem Ausdrücke für das Moment ist bloß die Grösse  $\sin \alpha$  veränderlich, es kommt also auf die Messung dieser Grösse an. Die Fläche  $e$  (Fig. 1 und 2 Taf. I), die einen Theil eines Kreiscylinders bildet, ist nach innen zu durch eine Sinuslinie oder vielmehr durch eine zu einer Sinuslinie äquidistante Curve begrenzt.

Ein Hebel  $f$ , der durch eine bei  $g$  eingeschlossene Feder stets an die Curve  $e$  angedrückt wird, trägt mittelst Gelenk und Arm einen Schreibestift  $h$ , der durch den Druck einer Flachfeder mit der Trommel  $k$  immer in Berührung bleibt. Die Curve  $e$  ist mit dem Ständer und die Trommel  $k$  mit dem Backen

$a_1$  in starrer Verbindung; der Hebel  $f$  hängt mit dem Pendel mittelst eines bloß senkrecht zur Drehungsachse des Pendels beweglichen Gelenkes zusammen. Wird nun das Probestück eingelegt und das Rad  $b$  gedreht, so wird der Stift  $h$  auf der mit einem Papierstreifen überzogenen Trommel  $k$  eine Curve verzeichnen, deren Ordinaten (Erzeugende des Cylinders) den Drehungsmomenten und deren Abscissen (Parallele zur Basis des Cylinders) den in dem Stücke hervorgerufenen Deformationen, hier Verdrehungen, proportional sind.

Fig. 4 (Taf. I) ist das Facsimile einer solchen vom Apparate selbst verzeichneten Drehungcurve\*). Ein Theilstrich der Abscisse =  $0.1''$  engl. bedeutet einen Grad des Verdrehungswinkels, ein Theilstrich der Ordinate, ebenfalls =  $0.1''$  engl., stellt den Werth von  $10.081$  Fusspfund des Drehungsmomentes vor.

Das Reibungsmoment ist constant =  $4$  Fusspfund engl. in Rechnung gebracht.

Aus der von dem Stifte verzeichneten Curve zieht Prof. Thurston Schlüsse auf alle mechanischen Eigenschaften des Materiales.

Der erste Theil der Curve, der bei  $A$  beginnt und bis  $C$  reichen würde, wenn man den Versuch nicht abgebrochen hätte — um auf die Belastung gleich Null zurückzugehen — versinnlicht den Zusammenhang zwischen den Belastungen und Deformationen innerhalb der Elasticitätsgrenze; der Theorie nach müsste dieser Theil der Curve eine Gerade sein, da die Deformationen innerhalb dieser Grenze den Belastungen proportional sind.

Der Rückweg des Stiftes müsste ohne Widerstände der Maschine vor Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze mit dem aufsteigenden Aste der Curve zusammenfallen; dass dies nicht geschieht, sind die eben erwähnten Widerstände und zum Theile vielleicht auch die von Herrn Prof. Kick dem Apparate vorgeworfene statistische Verzeichnung bei dynamischer Wirkungsweise Schuld. Der letztere Umstand findet weiter unten eine eingehendere Beurtheilung.

\*) Dem Versuche wohnte der Verfasser am 25. September 1876 in „Steven's Institute of Technology“ im Hoboken bei.

Bei  $C$  erfolgt eine plötzliche Wendung der Curve, die Deformationen wachsen in einem stärkeren Verhältnisse, als die belastenden Kräfte, bis letztere ihr Maximum erreichen und weitere Belastungen kein Wachsen der inneren Widerstandskräfte, sondern nur mehr eine Verdrehung des Stückes hervorrufen. Kurz vor dem Bruche nimmt bei zähen Materialien, wie im vorliegenden Falle bei schwedischem Stabeisen, die Widerstandsfähigkeit rasch ab, bis der Bruch erfolgt.

An der Elasticitätsgrenze im Punkte  $C$  ist nun

$$\text{die Ordinate} = 0.88''$$

$$\text{die Abscisse} = 0.22'' \text{ englisch,}$$

daher das belastende Moment an der Elasticitätsgrenze

$$(0.88'' \times 100.81) + 4 = 92.713 \text{ Fusspfund}$$

und der Verdrehungswinkel

$$2^{\circ} 30'.$$

Nach Prof. Thurston's Angabe ist bei den hier angewendeten Dimensionen des Probestückes (Länge des Schaftes = 1'' engl., Durchmesser des Schaftes =  $\frac{5}{8}$ '' engl.) ein Fusspfund des Drehungsmomentes äquivalent 224  $\text{H}$  per 1□'' Beanspruchung auf Zug \*).

Somit wäre die Elasticitätsgrenze auf Zug erreicht bei

$$92.713 \times 224 = 20767.71 \text{ H. pro } 1 \square'',$$

oder da 1□'' engl. = 645.16 □ $\frac{m}{m}$  und 1 H. engl. = 0.453.592  $\frac{kg}{g}$ ,

$$\text{bei } \frac{20767.71 \times 0.453592}{645.16} = 14.60 \frac{kg}{g} \text{ pro } 1 \square \frac{m}{m},$$

was mit anderen Versuchen nicht im Widerspruche steht.

\*) Diese Grösse scheint nach der Formel

$$S = \frac{PR}{\frac{\pi}{16} d^3}$$

gerechnet und durch Versuchsergebnisse corrigirt zu sein.

Darin bedeutet:

$S$  die spezifische Beanspruchung der äussersten Faserschichte,  $PR$  das verdrehende Moment und  $d$  den Durchmesser des cylindrischen Probestückes.

Die Rechnung ergibt für  $PR = 1$  Fusspfund oder  $PR = 12$  Zollpfund und  $d = \frac{5}{8}$ '' ,  $S = 250$ .

Ferner gibt Prof. Thurston die der Verdrehung von

$$2^{\circ} 30'$$

entsprechende relative Längendehnung (Dehnung pro Längeneinheit) mit

$$0.000097$$

an, was einen Werth des sogenannten Elasticitätsmoduls von

$$14.60 : 0.000097 = 150500$$

ergibt, bezogen auf die Einheiten Quadrat-Millimeter und Kilogramm.

Dieses Ergebniss ist entschieden unbrauchbar und beweist wieder, wie vorsichtig man bei derlei Schlüssen auf das Verhalten desselben Materiales gegen andere Beanspruchungsarten sein muss.

Prof. Thurston rechnet zwar diese Grösse nicht; wenn man aber schon den Schluss von der Drehungs-Elasticität auf die Zug-Elasticität machen will, so muss im angedeuteten Falle die spezifische Verlängerung 0.000097 an der Elasticitätsgrenze durch die Beanspruchung 14.60 an derselben Grenze hervorgerufen worden sein, was auf den obigen absurden Werth des Elasticitätsmoduls führt.

Die grösste Ordinate von 2.4" engl. ergibt ein Maximal-Moment von

$$(2.4 \times 100.81) + 4 = 245.944 \text{ Fusspfund engl.},$$

was einer Zugfestigkeit an der Bruchgrenze von

$$245.944 \times 224 = 55091.45 \text{ fl. pro } 1 \square'' \text{ engl.}$$

$$\text{oder } \frac{55091.45 \times 0.453592}{645.16} = 38.73 \text{ h/g pro } 1 \square \frac{m}{m}$$

entspricht.

Die grösste Abscisse (an der Bruchstelle) ist

$$28.1''$$

oder der Verdrehungswinkel

$$281^{\circ}.$$

Dies gibt nach Prof. Thurston's Vorgang eine Verlängerung der äussersten Faser pro Längeneinheit oder eine relative Längenänderung von

$$0.829990$$

oder nahezu 83% der ursprünglichen Länge.

Die Verlängerungen sind durch Rectification einer Schraubenlinie von der betreffenden Neigung gerechnet und hiebei der Durchmesser sowohl als die Länge des Schaftes als constant angenommen.

Die gesammte Fläche, die von der Curve, der Abscisse und der Endordinate eingeschlossen ist, ist proportional der Arbeit, die das Probestück bis zur vollen Ueberwindung der Cohäsionskräfte aufgenommen hat; es tritt dann noch die durch Ueberwindung der Reibungswiderstände verrichtete Arbeit hinzu. Prof. Thurston nennt diese Widerstandsfähigkeit des Materials gegen lebendige Kräfte bis zur Bruchgrenze „Resilience“ und definirt dieselbe als die „dynamische Arbeit, die bis zum Bruche des Probestückes angewendet wurde“, und rechnet dabei folgendermassen:

$$\frac{\text{Fläche } \square'' \times 100 \cdot 81}{\text{Radius der Papierrolle}} + \frac{\text{Reibungsmoment} \times \text{Maximalabscisse ''}}{\text{Radius der Papierrolle}}$$

$$= \frac{(56 \cdot 37 \square'' \times 100 \cdot 81) + (4 \times 28 \cdot 1)}{5 \cdot 73} = 1011 \cdot 4 \text{ *)}.$$

\*) Sind nämlich  $x$  und  $y$  beziehungsweise die Abscisse und Ordinate der Drehungscurve,

$R$  der Radius der Papierrolle, so ist nach dem früher Gesagten das vorstehende Moment

$$M = 100 \cdot 81 y$$

und der Verdrehungswinkel

$$w = \frac{x}{R}$$

Bezeichnen wir die grössten Werthe von  $w$  und  $x$ , beziehungsweise mit  $w_n$  und  $x_n$ , die Grösse des als constant angenommenen Reibungsmomentes  $M_r$ , so ist die bis zur vollständigen Ueberwindung der Cohäsionskräfte des Probestückes angewandte Arbeit ausgedrückt durch

$$\int_0^{w_n} M \cdot dw + \int_0^{w_n} M_r \cdot dw = \int_0^{x_n} 100 \cdot 81 \cdot y \cdot \frac{dx}{R} + M_r \int_0^{x_n} \frac{dx}{R} =$$

$$= \frac{100 \cdot 81 \int_0^{x_n} y \cdot dx}{R} + \frac{M_r \cdot x_n}{R}.$$

Da hier  $\int_0^{x_n} y \cdot dx$  nichts Anderes bedeutet, als die zwischen der Drehungscurve, der Maximalabscisse und der Endordinate eingeschlossene Fläche, so ist der obige Ausdruck vollkommen erklärt.

Bei *B* (Fig. 4) wurde der Versuch unterbrochen, um zu constatiren, ob eine messbare Deformation geblieben ist, ob also die Elasticitätsgrenze erreicht ist oder nicht. Bei Verminderung des Drehungsmomentes geht der Stift zurück, sehr nahe der ersten Curve und im Allgemeinen parallel, dann wieder hinauf, bis bei *C* die Wendung der Curve erfolgt, also die Elasticitätsgrenze überschritten wird. Auf ähnliche Weise wurde die Belastung bei *D* und *E* langsam vermindert und auf 0 zurückgeführt, um die auch von Bergrath Prof. Jenny unabhängig von diesen Versuchen mit viel feineren Mitteln constatirte Thatsache zu illustriren, dass der Elasticitätsmodul eines Materials auch nach der Ueberschreitung der Elasticitätsgrenze und selbst in der Nähe der Bruchgrenze (bei *F*, *G* und *H*) nahezu constant bleibt oder nur wenig variirt, d. h. dass die von dem Stifte verzeichneten Linien zur Anfangscurve bis *C* parallel sind. Ohne Reibungswiderstände müssten die beiden Aeste dieser Linien beim Auf- und Niedergange des Stiftes sich decken, wie schon oben bemerkt wurde; der Unterschied in der Beanspruchung beim Entlasten und Wiederbelasten ist aber offenbar dem doppelten Reibungsmomente gleich —, hier also 8 Fusspfund, wenn man die Acceleration des Pendels als verschwindend klein annimmt.

Die theilweise zackige Form dieser Linien bei *F G H* unmittelbar vor dem Bruche rührt von einer etwas raschen Bewegung der Kurbel beim Zurückdrehen, wodurch das Pendel in zitternde Bewegungen gerieth, her.

Prof. Thurston zieht aus den von der Maschine automatisch verzeichneten Diagrammen Schlüsse auf alle mechanischen Eigenschaften, unter Anderem auch auf die Homogenität des Materiales, und sagt in seiner Abhandlung (Abdruck aus dem „Journal of the Franklin Institute“, Seite 20):

„So bringt der Bruch durch Verdrehung jeden Fehler des Probestückes an's Licht und entdeckt jeden Vorzug desselben. Der Bruch durch Zug zeigt selten mehr als die bloße Festigkeit des Materiales.“

Wenn man auch zugeben muss, dass Prof. Thurston's Maschine mit Rücksicht auf ihre Einfachheit und leichte Handhabung in den Händen eines gebildeten Technikers sehr gute Dienste leistet, so wird man obigen Ausspruch doch als über-

trieben bezeichnen und annehmen müssen, dass denselben Voreingenommenheit für die eigene Schöpfung eingegeben hat. Prof. Thurston würde diesen Ausspruch nie gethan haben, wenn er Versuche auf Zug-Elasticität und Festigkeit mit feinen Messapparaten durchgeführt hätte, die von der Maschine unabhängig sind; er hätte da die Bemerkung machen müssen, dass ein homogenes Material dem Elasticitätsgesetze mit einer Präcision folgt, die er mit seinem Apparate nie nachweisen kann; dass ferner ein nicht oder minder homogenes Material, in welchem beträchtliche „innere Spannungen“ vorkommen, ganz beträchtliche Abweichungen vom Elasticitätsgesetze aufweist — Abweichungen, die verschwinden, sobald man die „inneren Spannungen“ überwunden, indem man das Material gestreckt und so homogen gemacht hatte.

Prof. Kick hat in seiner „Kritik der Thurston'schen Untersuchungen über Festigkeit und Elasticität der Constructions-Materialien“ („Dingler's polytechnisches Journal“ 1875, Bd. 218) hauptsächlich einen Mangel hervorgehoben, nämlich dass die Maschine als ein dynamischer Apparat statisch verzeichnet, und entwickelt in seiner Kritik den Einfluss der Acceleration.

Dieser Umstand mag bei den zuerst construirten Maschinen, bei welchen das Rad und die Schraube ohne Ende fehlte und die Bewegung von der Hand durch einen blossen Hebel bewirkt wurde, von Einfluss gewesen sein; bei den jetzigen Maschinen ist dieser Einfluss sozusagen gänzlich behoben, da die Beschleunigung des Pendels gar nicht bedeutend sein kann. Nur dort, wo die Kräfte noch gering und die Acceleration am bedeutendsten ist, da die Geschwindigkeit der Pendelbewegung von Null ausgehen muss, also zu Beginn des Versuches, mag dieser Mangel sich fühlbar machen; man muss wohl zugeben, dass gerade dieser Theil der Drehungcurve am empfindlichsten ist und das meiste Interesse bietet. Mag nun Prof. Thurston in seiner Erwiderung auf Prof. Kick's Kritik (eine Abhandlung, gerichtet an den Verein American Society of Civil Engineers, eingesendet den 31. December 1875) Recht haben, dass der Einfluss der Beschleunigung beinahe unmessbar ist, so gibt es doch Umstände praktischer Natur, welche gegen zu weit gehende Folgerungen aus diesen Diagrammen Bedenken erregen.



Das Mittel eines Stiftes, der das Diagramm automatisch verzeichnet, ist viel zu roh, als dass man darauf Rechnungen subtiler Natur, z. B. Deformationen innerhalb der Elasticitätsgrenze, Elasticitätsmodul etc. basiren könnte. Ferner ist der das Diagramm verzeichnende Apparat durchaus nicht von der Maschine unabhängig, verzeichnet also die Deformationen der Maschine mit; ein Fehler, dessen Einfluss sich nie in Rechnung bringen lässt, und der oft bedeutender sein mag als die kleinste Grösse, die am Apparat noch gemessen werden kann. Ausserdem ist das drehende Moment nicht rein, sondern es tritt noch ein biegendes Moment hinzu, das zugleich mit dem Drehungsmomente zunimmt.

Endlich ist, wie auch Prof. Kick bemerkt hat, die Beanspruchung auf Drehung viel zu complicirter Natur, um daraus auf die einfache Zugfestigkeit und Längenänderung, besonders über die Elasticitätsgrenze hinaus, mit Verlässlichkeit schliessen zu können.

Selbst an der Elasticitätsgrenze erhält man ganz eigenthümliche Resultate, wie z. B. den Elasticitätsmodul. Die Festigkeit an der Elasticitätsgrenze mit  $14\cdot60 \frac{kg}{cm^2}$  pro  $1 \square \frac{mm}{m}$  erscheint für Stabeisen wahrscheinlich, ebenso die Festigkeit an der Bruchgrenze von  $38\cdot73 \frac{kg}{cm^2}$  pro  $1 \square \frac{mm}{m}$ ; aber die Dehnung an der Elasticitätsgrenze ist viel zu gering, da sie einen Elasticitätsmodul von 150500 ergibt, dagegen ist die Dehnung an der Bruchgrenze mit nahezu  $83\frac{0}{10}$  der ursprünglichen Länge bei reiner Beanspruchung auf Dehnung für Schmiedeeisen nie oder gewiss nicht leicht erreichbar.

Prof. Thurston hat sich durch die Erfindung seiner Prüfungs-maschine das unbestreitbare Verdienst erworben, einen gebildeten Techniker in den Stand gesetzt zu haben, dass derselbe vergleichende Proben verschiedener Materialien ohne besonderen Zeitaufwand vornehmen kann, Proben, die ihm viel ausgiebigere Resultate liefern, als das einfache Zerreißen, Zerdrücken, Zerbrechen u. s. w. Nur dürfen diese Resultate nicht als Grundlage wissenschaftlicher Untersuchungen benützt werden und die Abweichungen der Ergebnisse von anderweitigen Versuchen nicht von vornherein als Fehler der letzteren angesehen werden.

So erhält beispielsweise Prof. Thurston durch die Rectification der äussersten Faser bei einem Verdrehungswinkel von

281<sup>0</sup> eine Verlängerung dieser Faser von 83<sup>0</sup>/<sub>10</sub> ihrer ursprünglichen Länge. Diese Berechnung ist aber im Grunde genommen eine Fiction, weil ja die Faser nicht frei ist und auch nicht von reinen Zugkräften in Anspruch genommen wird. Vielleicht würde man in den Zahlen für die relative Verlängerung nach dem Bruche bei der Drehungs- und Zugfestigkeit nicht so weit auseinander kommen, wenn man sich bei der Beanspruchung auf Zugfestigkeit auch eine Fiction gestatten würde, z. B. dass ein prismatischer Stab nach dem Bruche wieder einen constanten Querschnitt gleich dem meist zusammengezogenen Querschnitte hätte.

Es wird also bei der jetzigen Ausbildung der Theorie der Drehungsfestigkeit und bei gehöriger Berücksichtigung der Wirkungsweise des Thurston'schen Apparates gewiss noch gelingen, diese Abweichungen zu erklären, ohne dass deshalb der eine oder der andere Experimentator vielleicht jahrelang sich auf unrichtige Resultate stützen müsste.

### Die Materialprüfungs-Maschine von Fairbanks

(Fairbanks & Co., 311 Broadway, New-York).

Der Grundgedanke dieser Construction ist, die auf ein Probestück ausgeübte Kraft durch eine Brückenwage zu messen, und es muss die Lösung dieser Aufgabe bei der vorliegenden Maschine als gelungen bezeichnet werden.

Die Maschine ist dargestellt in den Fig. 5 bis 9, Tafel I. Die Brücke der Wage, gebildet von den Längsbalken *aa* und den Querbalken *bb*, trägt vier Säulen *c* von Holz, oder wie bei der ausgestellten „Centennial“-Maschine von Winkeleisen, welche oben durch einen gusseisernen Kopf *d* verbunden sind und unten auf den Längsbalken *aa* aufliegen.

Der Kopf *d* trägt mittelst zweier um ein Gelenk drehbaren Stangen *e<sub>1</sub> e<sub>1</sub>* den einen Angriffspunkt *f<sub>1</sub>* für die Befestigung der Probestücke bei der Prüfung auf Zugfestigkeit. Der zweite Befestigungspunkt *f<sub>2</sub>* ist ähnlich dem ersteren durch die ebenfalls drehbaren Stangen *e<sub>2</sub> e<sub>2</sub>* mit einem Querstücke *g* verbunden, das die Muttergewinde für die beiden Schrauben *hh* enthält; auf diesen Schraubenspindeln sind die Schneckenräder *kk* aufgekeilt,

in welche die Schraube ohne Ende  $l$  eingreift, so dass bei einer Drehung des Rades  $m$  oder des auslösbaren Vorgeleges  $n$  beide Schrauben  $h h$  in demselben Sinne gedreht werden, also das Querstück  $g$  auf beiden Enden gleichmässig gehoben oder gesenkt wird.

Die Längsbalken  $aa$  der Brücke liegen mittelst concaver Stahlplatten auf den vier Schneiden  $s_1 s_2$  der Hebel  $p_1 p_2$ , welche ihren Drehungspunkt in  $o_1 o_2$  haben. Durch die Schneiden  $s_3 s_4$  wird nun der von der Brücke empfangene Druck auf die beiden Haupthebel  $q_1$  und  $q_2$  übertragen, und zwar von den rückwärtigen Hebeln  $p_1 p_2$  mittelst  $s_3 s_3$  auf den Haupthebel  $q_1$  mit dem Drehungspunkte in  $r_1$ , von den vorderen Hebeln  $p_2 p_2$  mittelst der Schneiden  $s_4 s_4$  auf den Haupthebel  $q_2$  mit dem Drehungspunkte in  $r_2$ . Von dem Haupthebel  $q_1$  wird die Kraft durch die Schneide  $s_1$  auf den vorderen Haupthebel  $q_2$  übertragen; da die Entfernungen  $s_1 r_2$  und  $s_2 r_2$  einander gleich sind, so wird das Uebersetzungsverhältniss von allen vier Seitenhebeln auf den Haupthebel  $q_2$  dasselbe sein. Dieser drückt mittelst der Schneide  $s_2$  endlich auf den Hebel  $q_3$ , welcher die Kraft, hundertfach vermindert, mittelst einer durch eine Säule durchgehenden Zugstange an den Wagbalken mit Laufgewicht abgibt.

Der Wagbalken ist doppelt, und es befindet sich auf dem oberen Stabe ein grösseres Laufgewicht zum Einstellen von 2000 zu 2000  $\mathcal{Z}$ .; die dazwischen liegenden Kräfte werden durch das kleinere Laufgewicht auf dem unteren Wagbalken gemessen.

Die Schrauben  $h h$  sind an ihren oberen Enden zur Verhütung von seitlichen Bewegungen in einem mit dem Gestelle der Maschine fix verbundenen Rahmen  $u u$  gelagert.

Die Probestücke auf Zugfestigkeit haben meist eine prismatische Form mit einem adjustirten kleinsten Querschnitt von  $\frac{1}{2}$  □“ engl. bei einer Dicke von  $\frac{1}{2}$ “ und Breite von 1“. Doch können auch andere Querschnittsformen von beiläufig derselben Grösse auf Zugfestigkeit geprüft werden.

Die Befestigung geschieht in den Köpfen  $f_1$  und  $f_2$ , welche viereckige, nach innen conisch zulaufende Oeffnungen haben, mittelst zweier an der Innenseite gezahnter Keile, wie aus Fig. 6, Tafel I, zu ersehen ist.

Die Maschine ist auch für Untersuchungen über das Verhalten der Materialien gegen Beanspruchungen auf Biegung und Druck geeignet. Ueber die Längsbalken *aa* können die beiden Stützpunkte *VV*, bestehend aus einem Eichenbalken als Unterlage und einem gusseisernen Aufsätze, in Entfernungen gelegt werden, die nach der Stärke des zu prüfenden Probestückes variiren; als Angriffspunkt der Kraft dient ein unterhalb des Querstückes *g* angebrachtes gusseisernes Stück mit schwach abgerundetem Vorsprunge.

Legt man die beiden Eichenbalken *VV* nebeneinander und bedeckt sie mit einer starken gusseisernen Platte, so ist die Maschine für Versuche auf Druckfestigkeit eingerichtet, indem der untere flache Vorsprung des Querstückes *g* die zweite Druckfläche vorstellt.

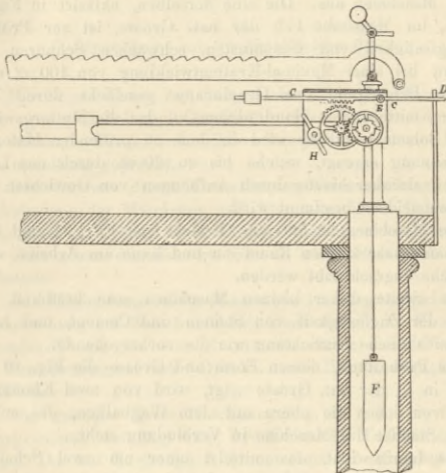
Die Bewegung des kleineren Laufgewichtes wird auf eine sinnreiche Weise durch ein Uhrwerk bewerkstelligt, wenn der Wagbalken steigt. Die Anordnung ist aus der nebenstehenden Fig. 4 ersichtlich. Das Uhrwerk ist in einer Kapsel eingeschlossen, welche auf dem Wagbalken aufgeschraubt ist; dasselbe besteht aus zwei Zahnrädern, einem Flügelregulator *H* und einer Zahnstange *C*; letztere ist um den Punkt *E* drehbar, und wird bei horizontaler Lage des Wagbalkens mittelst eines Gegengewichtes im Eingriff mit dem rascher gehenden Zahnrade erhalten; sobald aber der Wagbalken nach aufwärts sich bewegt, stösst die Verlängerung der Zahnstange an *D* an, die Zähne kommen ausser Eingriff und das Gewicht *F* setzt das Uhrwerk in Bewegung; sobald der Wagbalken wieder fällt, wird das Ende der Zahnstange frei und das Gegengewicht bringt dieselbe wieder zum Eingriff mit dem rascher gehenden Rade.

Die Maschine ist für eine Kraftentwicklung von 50.000 *℥*. engl. berechnet und eignet sich zu Untersuchungen für Zug-, Druck- und Biegezugfestigkeit vortrefflich. Auch hat sie einen Vortheil vor den Maschinen mit hydraulischer Presse, gemeinschaftlich mit allen Maschinen mit blosser Schrauben-, Räder- und Hebelübersetzung, dass man nämlich die Belastung beliebig lang constant erhalten kann, und zwar bis zur Elasticitätsgrenze eine beliebige, über die Elasticitätsgrenze hinaus diejenige Belastung, mit welcher man das Stück so lange deformirt hat, bis es

bei gleichbleibender Beanspruchung keine weiteren Formänderungen erleidet.

Der früher gerügte Uebelstand, dass man bei der Erprobung der Materialien bloß die äusserste Tragfähigkeit bestimmt, tritt auch bei dem eben beschriebenen Verfahren ein. Durch die Adjustirung eines kleinsten Querschnittes erreicht man allerdings den Zweck, dass der Bruch an einer bestimmten Stelle erfolgt;

Fig. 4.



man schneidet sich aber dadurch auch die Möglichkeit ab, die Deformationen unter der Elasticitäts- oder der Bruchgrenze, ja selbst die Verlängerung nach dem Bruche zu messen. Daran trägt aber die Construction der Maschine durchaus nicht die Schuld; sie gestattet im Gegentheile die Prüfung von prismatischen oder cylindrischen Probestücken mit ziemlich stark veränderlichen Querschnitts- und Längenabmessungen, und überdies würde die Aufstellung eines passenden empfindlichen Messapparates ausser-

halb der Maschine es ermöglichen, während des ganzen Versuches die Entfernung zweier markirten Querschnitte zu beobachten und die Dehnungscurve hinlänglich vollkommen zu verzeichnen.

Die Fabrik Riehlé Bros. (Ninth Str. above Master, Philadelphia) stellte neben ihren grösseren Materialprüfungs-Maschinen für allgemeine Zwecke zwei kleine für speciellen Gebrauch bestimmte Maschinen aus. Die eine derselben, skizzirt in Fig. 9, Tafel II, im Massstabe 1:5 der nat. Grösse, ist zur Prüfung der Zugfestigkeit von Gespinnsten, schwachen Schnüren etc. bestimmt, bei einer Maximal-Kraftentwicklung von 100  $\text{Z.}$  engl.

Die Befestigung des Gespinnstes geschieht durch Verspleissen; mittelst des Handrädchens *a*, das die Muttergewinde für den Bolzen *b* enthält, wird in dem zu prüfenden Materiale eine Spannung erzeugt, welche bis zu 20  $\text{Z.}$  durch das Laufgewicht *l*, darüber hinaus durch Aufhängen von Gewichten auf die Endschneide *n* bestimmt wird.

Die Maschine, die blos ein Gewicht von  $18\frac{1}{2}$   $\text{Z.}$  engl. hat, nimmt einen sehr kleinen Raum ein und kann am Arbeits- oder Werkische angeschraubt werden.

Die zweite dieser kleinen Maschinen war bestimmt zur Prüfung der Zugfestigkeit von Steinen und Cement, und hatte eine ganz ähnliche Einrichtung wie die vorhergehende.

Das Probestück, dessen Form und Grösse die Fig. 10 auf Tafel II in  $\frac{1}{3}$  der nat. Grösse zeigt, wird von zwei Klammern gefasst, von denen die obere mit dem Wagbalken, die untere mit dem Ständer der Maschine in Verbindung steht.

Das Laufgewicht, das mittelst einer um zwei Scheiben gehenden Schnur beweglich ist, wird durch Drehung der am Ständer der Maschine befindlichen Scheibe in Bewegung gesetzt, bis das Probestück zerrissen ist.

Während des Versuches ist hier weiter kein Nachziehen einer Schraube nothwendig, weil die Deformationen bei der geringen Länge des Schaftes und den kleinen in Anwendung kommenden Kräften kaum wahrnehmbar sind.

Die Wichtigkeit der Kenntniss der Zugfestigkeit von Bausteinen für die Berechnung der freien Träger im Bauwesen

braucht wohl nicht hervorgehoben zu werden. Das angedeutete Verfahren eignet sich wegen seiner Einfachheit und leichten Handhabung sehr gut zu solchen Versuchen und kann daher nur empfohlen werden.

Die Kosten der Herstellung der Probestücke stellen sich wohl höher als derjenigen auf Druck, die bloß würfelförmig oder prismatisch sind; im Allgemeinen sind sie aber noch immer zu gering, als dass man deshalb derartige Versuche unterlassen sollte.

## 2. Maschinen mit hydraulischer Presse.

Maschinen dieser Art, eingerichtet für die Messung der Kraft mittelst Hebel und Gewicht, wurden bloß von der schon oben erwähnten Firma Riehlé Bros. in zwei verschiedenen Formen zur Ausstellung gebracht.

Der Vertreter dieser Firma in der Weltausstellung erlaubte die Aufnahme der Maschinen und Abmessung ihrer Dimensionen nicht, daher auf Tafel II diese beiden Maschinen zwar annähernd, aber nicht genau dimensionirt, bloß in einer Skizze dargestellt erscheinen.

Die Einrichtung beider Maschinen ist hauptsächlich für die Beanspruchung auf Zug berechnet, doch fertigt die Firma auch Bestandtheile an, die eine Zusammenstellung dieser Maschinen zu Untersuchungen der Druck- und Biegezugfestigkeit ermöglichen.

Die grössere dieser Maschinen (Fig. 1, 2, 3) ist für eine Beanspruchung auf Zug oder Druck bis 75 Tonnen engl. berechnet. Das auf Zugfestigkeit zu untersuchende Probestück wird mittelst gezählter Keile (ähnlich wie bei der Fairbanks'schen Maschine) in den conisch zulaufenden viereckigen Oeffnungen der beiden Querköpfe  $c_1$  und  $c_2$  befestigt. Der obere dieser Querköpfe  $c_1$  steht mittelst der Schrauben  $\beta \beta$  mit dem Querkopfe  $b$  in Verbindung, welcher letzterer unmittelbar vom Kolben  $a$  der hydraulischen Presse  $A$  gedrückt wird.

Der untere Querkopf  $c_2$  überträgt den Zug mittelst der Stangen  $\delta \delta$  auf die Schneiden  $p_1 p_1$  des Hebels  $P$ , der seinen Fix- oder Drehungspunkt in der Schneide  $p$  hat

Vom Hebel  $P$  wird die Kraft durch die Schneide  $p_2$  auf den bereits oben in dem Capitel über die Wagen beschriebenen sogenannten Parallelwagbalken (Hebel  $Q$  und  $R$ ) übertragen. Fig. 11 auf Tafel II versinnlicht den Kräfteplan der Maschine. Bezeichnet  $Q$  die auf das Probestück ausgeübte Zugkraft,  $P$  die auf die Wagschale aufzulegenden Gewichte,  $R$ ,  $R_1$  und  $R_2$  die in den betreffenden Verbindungsstücken hervorgerufenen Zugkräfte,  $q$ ,  $p$ ,  $r$ ,  $s$ ,  $a$ ,  $b$  die bezüglichen Hebelarme, so finden für den Zustand des Gleichgewichtes folgende Gleichungen statt:

$$R = \frac{q}{p} \cdot Q$$

$$R_2 = \frac{s}{r} \cdot R_1$$

$$R_1 + R_2 = R$$

$$R_1 \left(1 + \frac{s}{r}\right) = R$$

$$\left\{ R_1 = \frac{r}{r+s} \cdot R = \frac{q}{p} \cdot \frac{r}{r+s} \cdot Q \right.$$

$$\left. R_2 = \frac{s}{r+s} \cdot R = \frac{q}{p} \cdot \frac{s}{r+s} \cdot Q \right.$$

$$P b + R_2 \cdot a = R_1 \cdot a$$

$$P = \frac{a}{b} (R_1 - R_2) = \frac{a}{b} \frac{q}{p} \cdot \frac{r-s}{r+s} \cdot Q$$

und das Uebersetzungsverhältniss

$$\frac{Q}{P} = \frac{p}{q} \cdot \frac{r+s}{r-s} \cdot \frac{b}{a};$$

bei der vorliegenden Maschine ist  $\frac{p}{q} = 10$ ,  $\frac{b}{a} = 10$ , und

$$r = 130 \frac{m}{m}$$

$$s = 110 \frac{m}{m}$$

daher  $\frac{r+s}{r-s} = \frac{240}{20} = 12$

und das Uebersetzungsverhältniss  $\frac{Q}{P} = 1200$ .

Soll die Prüfung eines Materials auf Druckfestigkeit vorgenommen werden, so wird die conische Oeffnung des Querkopfes  $c_1$  durch eine starke gusseiserne Platte geschlossen und das Probestück wird mit seinen beiden Belastungsflächen (Druck-



flächen) zwischen diese Platte und das Gussstück  $c_3$  eingespannt; dieses Gussstück  $c_3$  ist mittelst der zwei Rahmen  $\gamma \gamma$  mit dem Querkopfe  $c_2$  in Verbindung gebracht, so dass die Uebertragung der Kraft auf das Hebelsystem genau in derselben Weise erfolgt wie bei der Prüfung auf Zugfestigkeit.

Der Querkopf  $c_2$ , dessen Gestalt durch Fig. 5 (Tafel II) veranschaulicht ist, das Gussstück  $c_3$ , dargestellt durch Fig. 4, und die beiden Rahmen  $\gamma \gamma$ , sowie ein Theil des Hebelgewichtes  $P$  sind durch ein System von Hebeln mittelst des Gegengewichtes  $G$ , das sich am Hebelarm  $g$  verschieben lässt, abbalancirt, so dass das ganze System vor dem Einspannen des Probestückes sich im Gleichgewichte befindet.

Der Gesamtweg des Kolbens beträgt 15" engl., und es lassen sich mittelst dieser Maschine Probestücke von 18 bis 32" auf Zugfestigkeit untersuchen.

Die Art der Einspannung gestattet es, Eisen- und Stahlstäbe von vollkommen prismatischem oder cylindrischem Querschnitte zu untersuchen, was bei dieser Maschine auch in der Regel geschieht.

Die Probestücke auf Druckfestigkeit sind bei Metallen gewöhnlich cylindrisch, mit einem Verhältniss des Durchmessers zur Länge = 3:5 bis 1:2; Holzarten werden in prismatischen Probestücken mit quadratischem Querschnitte untersucht, wobei eine Seite des Druckquerschnittes sich zur Länge des Prismas wie 1:2 verhält; aus Stein- und Cementarten endlich fertigt man würfelförmige Versuchsstücke an. Die jedesmaligen Querschnittsdimensionen richten sich nach der voraussichtlichen oder vielleicht schon aus früheren Versuchen annähernd bekannten Druckfestigkeit des betreffenden Materials. Es darf nämlich, der Natur der Sache nach, die zur vollständigen Ueberwindung der Cohäsion nothwendige Kraft die Grenze von 75 Tonnen nicht überschreiten, wenn einzelne Theile der für diese Grenze berechneten Maschine nicht über Gebühr angestrengt werden sollen.

Die Maschine kann aber auch noch zur Prüfung der Biegefestigkeit verwendet werden, und zeigt Fig. 6, Tafel II die Anordnung zu dieser Prüfung. Der hier gezeichnete Fall ist der Wirklichkeit entnommen, da die Herren Riehlé Bros. jedesmal, wenn im Ausstellungsgebäude Proben mit ihren Maschinen vor-

genommen werden sollten, den Verfasser Dieses in freundlicher Weise einladen.

Die Fix- oder Stützpunkte für den zu untersuchenden Träger oder Balken werden dadurch geschaffen, dass man die starken schmiedeisernen Stäbe  $k k$  mittelst der Schraube  $m$  an den Querkopf  $c_2$  befestigt, während das Probestück oberhalb des Querkopfes  $c_1$  zu liegen kommt und mittelst zweier Rahmen  $l l$  mit den Stäben  $k k$  verbunden ist; diese Verbindungsstellen bilden die Stützpunkte, und ein in die conische Oeffnung des Querkopfes  $c_1$  eingelegtes dreikantiges Prisma durch eine abgerundete Kante den Belastungspunkt.

Die Stäbe  $k k$  und das Probestück  $s$  sind schief zur Längsachse der Maschine gerichtet, etwa unter einem Winkel von  $45^\circ$ , da der Wagbalken  $R$  und das Gegengewicht  $G$  beziehungsweise in und nahe in der Mittelebene der Maschine liegen.

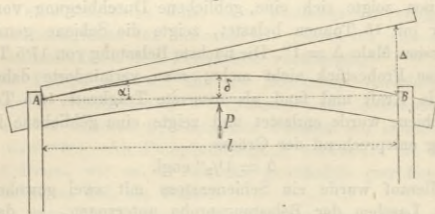
Die Uebertragung der Kraft auf das Probestück und den Hebelmechanismus ist aus dem Gesagten klar; es sind hier gleichsam zwei Träger auf Biegungsfestigkeit in Anspruch genommen, nämlich das Probestück  $s$  und die zu einem Träger combinirten Stäbe  $k k$ . Das Probestück wird durch den Querkopf  $c_1$  und das Prisma  $d$  nach aufwärts, die Stäbe  $k k$  durch den Querkopf  $c_2$  und die Schraube  $m$  mit derselben Kraft nach abwärts durchgebogen; natürlich interessiren hier bloß die Deformationen des Versuchsstückes  $s$  und werden daher auch nur diese gemessen.

Im vorliegenden Falle sollte das Verhältniss der Biegungsfestigkeit einer vollen Eisenbahnschiene zu zwei Arten von Laschenverbindungen festgestellt werden. Die Schiene war angeblich  $2\frac{1}{2}$ " engl. hoch und wog per 1 Yard =  $36$ " 68  $\text{Zoll}$  engl. Die Entfernung der beiden Stützpunkte, und zwar zwischen den inneren Rändern der Rahmen gemessen, beträgt  $5'$  engl. Die Durchbiegungen werden hier auf eine eigenthümliche Weise ermittelt. Als Messinstrument diente ein Taschensollstab mit einer Theilung von  $\frac{1}{16}$  zu  $\frac{1}{16}$  Zoll; die kleinen Deformationen innerhalb der Elasticitätsgrenze wurden natürlich nicht gemessen, obwohl hier die Entfernung der Stützpunkte ziemlich bedeutend ist. Die nebenstehende Skizze (Fig. 5) versinnlicht den Vorgang bei der Messung. Man legte an den einen Rahmen ein Lineal als Tangente an und mass die verticale Entfernung des anderen Stützpunktes von der

Linealkante. Dieser Vorgang hat den Vortheil, dass die Deformationen gleichsam im vergrößerten Massstabe erscheinen, und zwar beträgt innerhalb der Elasticitätsgrenze die Entfernung  $\Delta$  das Dreifache des Durchbiegungspfeiles, in der Mitte des Trägers gemessen.

Nennen wir nämlich  $l$  die Entfernung der Stützpunkte  $A$  und  $B$  (Fig 5),  $P$  die in der Mitte angreifende Belastung,  $\delta$  den Pfeil der Durchbiegung an der Belastungsstelle,  $\alpha$  den Neigungswinkel der elastischen Linie am Stützpunkte,  $E$  den Elasticitätsmodul für das betreffende Material und  $\mu$  den Querschnittsmodul oder das Massenmoment des Trägerquerschnittes, so ist, wenn man wegen der Kleinheit des Winkels  $\alpha$

Fig. 5.



$$\operatorname{tg} \alpha = \alpha \text{ setzt,}$$

$$\alpha = \frac{P}{16 \cdot E \mu} \cdot l^2$$

$$\delta = \frac{P}{16 \cdot E \mu} \cdot \frac{l^3}{3}$$

Aus der Fig. 5 sieht man nun, dass

$$\Delta = l \cdot \operatorname{tg} \alpha \text{ oder mit der früheren Annäherung}$$

$$\Delta = l \cdot \alpha = \frac{P}{16 \cdot E \mu} \cdot l^3$$

daher ist  $\frac{\Delta}{\delta} = 3$  oder  $\Delta = 3 \delta$ , natürlich nur innerhalb der Grenzen, innerhalb welcher jene Gesetze Geltung haben, mittelst welcher man die Grössen  $\alpha$  und  $\delta$  berechnet, nämlich bis zur Elasticitätsgrenze; darüber hinaus entziehen sich diese Grössen jeder Berechnung. Und gerade diese jedes Calcüls spottenden

Grössen werden mit unseren gewöhnlichen Mitteln bei derartigen Versuchen wahrnehmbar sein, wie die nachfolgenden Beobachtungen darthun.

Man belastete die Schiene von  $2\frac{1}{2}$  Tonnen engl. angefangen und fortschreitend von  $2\frac{1}{2}$  zu  $2\frac{1}{2}$  Tonnen. Bei 6 Tonnen bemerkte man mit freiem Auge, dass bereits eine kleine Durchbiegung stattgefunden habe; sie wurde jedoch nicht gemessen.

Bei 10·0 Tonnen Belastung wurde  $\Delta = \frac{5}{16}$ '' engl.

„ 12·5 „ „ „  $\Delta = \frac{9}{16}$ '' „

gemessen.

Hierauf entlastete man und die Schiene zeigte keine gebliebene Durchbiegung.

Bei 15 Tonnen war  $\Delta = 1$ '' und nach der Entlastung bei 0 Tonnen zeigte sich eine gebliebene Durchbiegung von  $\frac{3}{8}$ '' . Wieder mit 15 Tonnen belastet, zeigte die Schiene genau wie zum ersten Male  $\Delta = 1$ '' . Die nächste Belastung von 17·5 Tonnen trug das Probestück nicht mehr; man verminderte daher die biegende Kraft und fand als äusserste Tragkraft 16·5 Tonnen. Die Schiene wurde entlastet und zeigte eine gebliebene Durchbiegung entsprechend der Grösse

$$\Delta = 1\frac{1}{2}$$
'' engl.

Hierauf wurde ein Schienenstoss mit zwei gewöhnlichen flachen Laschen der Belastungsprobe unterzogen, so dass die durchbiegende Kraft gerade auf den Stoss wirkte. Bei 2·5 Tonnen Belastung wurde  $\Delta = \frac{10}{16}$ '' gemessen; nach der Entlastung zeigte sich eine gebliebene Durchbiegung entsprechend  $\Delta = \frac{5}{16}$ ''

bei 3·5 Tonnen Belastung betrug  $\Delta = 1$ '' ,

„ 4·0 „ „ „  $\Delta = 1\frac{3}{8}$ '' .

Nach der Entlastung verblieb  $\Delta = 1$ '' , womit der Versuch aufgegeben wurde.

Der dritte Versuch wurde mit Laschen vorgenommen, die im Schienenstoss und im Bolzenquerschnitte verstärkt waren, wie sie die „American Railway Supply Company, Limited“ in Pittsburgh, Pa., verwendet. Es wurde gemessen:

bei 2·5 Tonnen Belastung  $\Delta = \frac{3}{16}$ '' ,

„ 3·0 „ „  $\Delta = \frac{5}{16}$ '' ,

„ 3·5 „ „  $\Delta = \frac{10}{16}$ '' ,

„ 4·0 „ „  $\Delta = 1\frac{3}{8}$ '' ,

und nach der Entlastung ein verbliebenes  $\Delta = 1\frac{5}{16}$ ; letzteres scheint unrichtig zu sein, vielleicht weil nach der Messung von 4 Tonnen Belastung noch eine weitere Durchbiegung stattfand, die dann nicht gemessen wurde, aber die gebliebene Durchbiegung beeinflusste.

Aus dieser Versuchsreihe kann man ersehen, dass die verstärkten Laschen bei kleineren Kräften, wie sie gewöhnlich vorkommen, geringere Deformationen erleiden, als die flachen Laschen; bei höheren Beanspruchungen aber zeigt die flache Lasche sogar günstigere Resultate, als die verstärkte.

Soviel jedoch ist sicher und erscheint einleuchtend, dass einerseits die Mittel zur Messung der Deformationen sehr roh und unverlässlich sind, andererseits gerade das Verhalten der beiden Verbindungsarten unter oder höchstens ein wenig über der Elasticitätsgrenze von Interesse ist, jedoch bei diesem Verfahren unbemerkt an dem Beobachter vorüberging.

Die Pumpe hat, wie aus der Zeichnung ersichtlich, zwei Kolben von verschiedenem Durchmesser, eine Anordnung, die man auch bei unseren hydraulischen Pressen mit bedeutendem Druck anwendet. Als Pumpenflüssigkeit verwenden die Herren Riehlé Bros., wie es in Amerika gewöhnlich getroffen wird, bloß gereinigtes Oel, nie Wasser.

Die verticale Anordnung der Maschine gewährt wesentliche Vortheile: Der Kolben geht durch sein eigenes Gewicht und jenes der beiden Querköpfe *b* und *c*, sammt den Schrauben nach abwärts, wenn man das Abflussventil aus dem Presscylinder zur Pumpe öffnet, ohne dass ein eigener Bewegungsmechanismus dazu nothwendig wäre; durch Schliessen dieses Ventils kann man weiters den Kolben in jeder Stellung erhalten und das eingespante Probestück vollständig entlasten. Bei langen und dünnen Probestäben vermeidet man bei dieser Anordnung das Durchbiegen des Stabes vermöge der Schwere, was bei genauen Messungen, z. B. zur Bestimmung des Elasticitätsmoduls, von grossem Vortheile ist.

Einen Nachtheil hat aber diese Anordnung, nämlich eine ziemlich beschränkte Länge der Probestücke; dieser Nachtheil ist jedoch unerheblich, da Probestücke von 32'' engl. schon ziemlich genaue Messungen zulassen. Ausserdem hat die Firma

in richtiger Erkenntniss, dass die Beschränkung der Länge der Probestäbe manche Untersuchungen unmöglich machen würde, z. B. die Erprobung der Festigkeit von Vernietungen, eine Maschine von gleicher Kraftentwicklung (75 Ton.) in horizontaler Anordnung construirt; dieselbe besitzt einen im Maschinenbette verstellbaren Presscylinder sammt Pumpe und gestattet die Prüfung von Probestücken auf Zug von 20 Zoll bis 100 Fuss engl., also ausreichend für die meisten praktischen Fälle. Diese Maschine war nicht ausgestellt; die Uebertragung der Kraft auf den Wagbalken geschieht gerade so wie bei der schon besprochenen verticalen Maschine. Doch dient sie blos für die Prüfung auf Zug und Druck und eignet sich vorzüglich zur Untersuchung der Festigkeit von Säulen.

Die kleinere Maschine mit hydraulischer Presse der Herren Riehlé Bros. ist im Aufriss und Kreuzriss durch Fig. 7 und 8, Taf. II vorgeführt. Ihre Wirkungsweise ist besonders aus Fig. 7 sehr leicht ersichtlich, und wäre als Unterschied gegen die vorhergehende Maschine hervorzuheben, dass der Presskolben fix, dagegen der Presscylinder beweglich ist, und dass hier kein constantes Uebersetzungsverhältniss vorliegt, sondern die Kraft durch zwei Laufgewichte  $L$  und  $l$  gemessen wird.

Die Uebertragung der Kraft geschieht vom Cylinder  $A$  der hydraulischen Presse mittelst der Schraubenbolzen  $\beta\beta$  auf das Querstück  $b$ , mit welchem der Querkopf  $c$  derart gelenkartig verbunden ist, dass er ein geringes seitliches Ausweichen gestattet, damit das Probestück rein auf Zug in Anspruch genommen werde, ohne dass ein Verwinden oder Verdrehen desselben befürchtet werden müsse. Die beiden Querköpfe  $c$  und  $c_2$  enthalten wieder Durchbrechungen in Form von quadratischen Pyramidenstutzen, in welchen das Probestück, wie früher, durch gezahnte Keile festgehalten wird. Die weitere Uebertragung der Kraft vom Probestücke auf das Hebelsystem ist so deutlich aus Fig. 7 zu ersehen, dass sie keiner weiteren Erklärung bedarf.

Die Maschine ist für eine Zugkraft bis zu 20 Ton. engl. berechnet; die ganzen Tonnen werden durch das Vorrücken des grossen Laufgewichtes  $L$  um je einen Zahn, die Bruchtheile einer

Tonne durch Verschieben des kleinen Gewichtes  $l$  auf einem getheilten Lineal gemessen.

Das Gegengewicht ist zweitheilig, und zwar besteht es aus einem fixen Theile  $G$  und einem herzförmig geformten beweglichen Theile  $g$ , der mittelst einer Schraube bewegt werden kann und in dem Ausschnitte durch einen Stab geführt wird, eine Construction, die bei allen Brückenwagen derselben Firma vorkommt.

Ausser der beschriebenen und in der Zeichnung dargestellten Anordnung kann diese Maschine ganz ähnlich wie die frühere mit entsprechenden Theilen für die Prüfung auf Druck- und Biegefestigkeit angepasst werden.

Es werden Maschinen von gleicher Grösse und Stärke von der Firma Riehlé Bros. ausgeführt, die blos den oben beschriebenen Parallelwagbalken mit constantem Uebersetzungsverhältnisse besitzen; es ist das die ursprüngliche Form, und man muss sagen, dass sie sich durch ihre Einfachheit besser empfiehlt als die ausgestellte Maschine, die nicht weniger als vier Uebersetzungshebel benöthigt; ein Nachtheil, der nicht übersehen werden darf, da die vielen Zwischenglieder ebenso viele Fehlerquellen bilden, abgesehen davon, dass eine grosse Genauigkeit der Theile bei der Anfertigung erforderlich ist, was die Maschine vertheuert.

Da hier die Bewegung des Presscylinders nach abwärts erfolgt, so ist es nothwendig, nach Beendigung des Versuches den Cylinder sammt dem mit ihm in Verbindung stehenden Gestänge wieder in die Höhe zu heben; zu diesem Behufe ist ein um ein Charnier drehbarer Hebel am Bett der Maschine angeschraubt (Fig. 7 und 8, Taf. II), dessen kürzerer Arm in den an dieser Stelle gezahnten Presscylinder eingreift, während der längere Arm durch Auftreten mit dem Fusse herabgedrückt wird.

---

Gerade der Parallelwagbalken eignet sich, seines bedeutenden Uebersetzungsverhältnisses wegen, vorzüglich zur Messung von bedeutenden Kräften; die genaue Bestimmung des Uebersetzungsverhältnisses unterliegt hier keiner Schwierigkeit, weil alle Schneiden der Hebel zu Tage liegen. Die Genauigkeit und Sorgfalt, mit welcher die einzelnen Hebelarme gemessen werden müssen, ergibt sich aus folgender Betrachtung. Nennen wir wie

bei der grossen Riehlé'schen Maschine das Uebersetzungsverhältniss des Parallelwagbalkens allein

$$\frac{Q}{P} = \frac{b}{a} \cdot \frac{r+s}{r-s} = u$$

und die Masse für die Hebelarme in Millimeter ausgedrückt,

$$b = 1200, a = 120, r = 130, s = 110,$$

und setzen wir uns die Aufgabe, das Uebersetzungsverhältniss, das eine unbenannte Zahl ist, auf eine Einheit der ersten ganzen Stelle genau zu bestimmen, so ergibt sich durch partielle Differentiation nach den einzelnen Einfluss nehmenden Grössen

$$\frac{du}{db} = \frac{1}{a} \cdot \frac{r+s}{r-s} = \frac{1}{120} \cdot 12 = \frac{1}{10};$$

$$\frac{du}{da} = \frac{b}{a^2} \cdot \frac{r+s}{r-s} = -\frac{1200}{120^2} \cdot 12 = -1;$$

$$\frac{du}{dr} = \frac{b}{a} \cdot \frac{r-s-(r+s)}{(r-s)^2} = -\frac{b}{a} \cdot \frac{2s}{(r-s)^2} = -10 \cdot \frac{220}{400};$$

$$\frac{du}{ds} = \frac{b}{a} \cdot \frac{(r-s)+(r+s)}{(r-s)^2} = -\frac{b}{a} \cdot \frac{2r}{(r-s)^2} = -10 \cdot \frac{260}{400};$$

$$\text{für } du = 1 \text{ ist also } db = 10 \frac{m}{m}$$

$$n \quad n \quad n \quad da = 1 \frac{m}{m}$$

$$n \quad n \quad n \quad dr = 0.182 \frac{m}{m}$$

$$n \quad n \quad n \quad ds = 0.154 \frac{m}{m}$$

Man sieht hieraus, dass man auf die Messung des grossen Hebelarmes  $b$  keine Sorgfalt verwenden muss, da erst ein Fehler von  $db = 10 \frac{m}{m}$  eine Aenderung des Verhältnisses  $u = 120$  um eine Einheit der ersten ganzen Stelle zur Folge hat, wenn alle anderen Grössen richtig bestimmt sind.

Von viel grösserem Einflusse ist die Messung von  $a$  (Fig. 11 auf Taf. II) und am sorgfältigsten müssen die Hebelarme  $r$  und  $s$  der Grösse nach bestimmt werden, und zwar ersteres auf weniger als  $\frac{1}{5}$  Millimeter, letzteres auf weniger als  $\frac{1}{6}$  Millimeter genau. Diese Längen sind aber bei freiliegenden Schneiden noch praktisch gut ablesbar, und daher das Uebersetzungsverhältniss so genau bestimmbar, als es die praktischen Zwecke der Maschine erheischen.

Die Herren Riehlé Bros. haben in Verbindung mit ihren Fabrikswerken in Philadelphia eine eigene Abtheilung für die

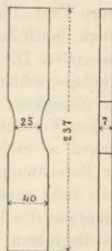


Prüfung der Baumaterialien errichtet, und arbeiten in der Eingangs angedeuteten Weise. Es werden an die Eisen- und Stahlwerke, sowie an Bauunternehmer Circulare mit Abbildungen der Form und Grösse der Probestücke versendet, worin auch der Preis für jeden Versuch angegeben ist. Da die Firma auch zur Ausführung der Thurston'schen Maschine berechtigt ist, werden auch Proben auf Drehungs-Elasticität und Festigkeit vorgenommen. Die Resultate werden jedem nicht Betheiligten gegenüber streng geheimegehalten.

Die Nachtheile dieses Vorgehens liegen auf der Hand. Da die Resultate der Aussenwelt gegenüber verborgen bleiben müssen, so ist von vorn herein die Möglichkeit ausgeschlossen, dass die gemachten Erfahrungen der Gesammtheit zugute kommen, ausser dass die Besteller solcher Versuche günstige Ergebnisse als Reclame benützen.

Andererseits kann man nicht verkennen, dass selbst die Fabrikanten von Materialprüfungs-maschinen durch Errichtung einer eigenen Prüfungsabtheilung die Schwierigkeiten zugeben, die sich der richtigen Handhabung solcher Maschinen durch den Producenten oder Consumenten von Baumaterialien entgegenstellen. Ohne eine längere Uebung im Experimentiren erhält man oft ganz unbrauchbare Resultate, abgesehen davon, dass nicht jeder Eisenwerksbesitzer oder Bauunternehmer eine für diese mühevollen und zeitraubenden Versuche geeignete Persönlichkeit finden wird.

Fig. 6.



Wie die Versuche in der Praxis durchgeführt werden, hatte der Verfasser ausser der Weltausstellung noch in den Werken der Herren Brown & Comp. in Pittsburgh, Pa., Gelegenheit zu beobachten. Ein Probestück aus Feinkorneisen von der neben-skizzirten Form und von den eingezeichneten Abmessungen wurde in eine Riehle'sche Maschine von der kleineren Art eingespannt und bei einer Belastung von 18800 Pfund engl. zerrissen. Nach dem Bruche betrug der kleinste, d. h. der Bruchquerschnitt  $22.1 \times 5.9 = 130.39$   $\square$   $\frac{m}{m}$ , der ursprüngliche Querschnitt  $25 \times 7 = 175$   $\square$   $\frac{m}{m}$ ; daher die Querschnittszusam-

menziehung pro Einheit des ursprünglichen Querschnittes  
 $\frac{175 - 130.39}{175} = 0.255$  oder  $25\frac{1}{2}$  Procent des ursprünglichen  
 Querschnittes.

Da 18.800 Pfund engl. = 8527 Kilogramm, so entspricht dies einer Zugfestigkeit an der Bruchgrenze von 48.7 Kilogramm pro 1 □ Millimeter.

Aus einer Reihe von 170 Versuchen bestimmten die Herren Brown & Comp. die Zugfestigkeit ihres Feinkorneisens; es ergab sich ein Maximum von 90.800 Pfund pro 1 □“ engl., ein Minimum von 66.000 „ „ 1 □“ „ und aus allen 170 Versuchen im Mittel 75.712 „ „ 1 □“ „

Dies entspricht im Maximum 63.84 Kilogramm pro 1 □  $\frac{m}{m}$ ,  
 im Minimum 46.41 „ „ 1 □  $\frac{m}{m}$ ,  
 und im Mittel 53.24 „ „ 1 □  $\frac{m}{m}$ .

Für derartige Versuche hat der früher citirte Ausspruch des Herrn Prof. Thurston seine volle Giltigkeit, dass nämlich der Bruch durch Zug selten mehr zeigt als die blosse Festigkeit des Materiales. Die mehr oder minder starke Zusammenziehung des Bruchquerschnittes gibt noch einen Anhaltspunkt zur Beurtheilung der Zähigkeit, dies ist aber auch Alles, was man aus einem solchen Versuche herauslesen kann. Die für Constructionsrechnungen so wichtige Elasticitätsgrenze, sowie der Elasticitätsmodul zur Berechnung der Längenänderungen kann auf diese Weise auch nicht annähernd ermittelt werden, wenn man schon auf die Kenntniss des Verhaltens des Materiales gegenüber mechanischen Arbeitsgrössen verzichtet.

Maschinen mit hydraulischen Pressen, bei denen die Kraft durch ein Manometer gemessen wird, waren in der Ausstellung nicht vertreten, sind jedoch in einigen Etablissements in Anwendung, so bei Sellers in Philadelphia.

Dass man dieser Art der Messung auch in Amerika kein grosses Vertrauen entgegenbringt, beweisen die Versuche und Vergleiche, die man diesbezüglich angestellt hatte. Das „Phil. Bulletin“ der American Iron & Steel Association vom 7. Mai 1874 veröffentlicht die von J. P. Miner, Esq., Director der Kettenfabrik in East Bridgewater, Mass., abgeführten Ver-

suche; es heisst darin, dass dieselben sehr sorgfältig auf einer guten Hebelmaschine mit gleichzeitiger Benützung eines guten Hydraulikmanometers vorgenommen worden seien, und zwar in der Weise, dass man die Pressung am Manometer angefangen von 20 Tonnen und fortschreitend von 5 zu 5 Tonnen an der Wage ausbalancirte. Es ergaben sich dabei folgende Resultate:

Tonnen am Hebel gemessen	Tonnen am Manometer gemessen
19·125 . . . . .	20
22·625 . . . . .	25
25·75 . . . . .	30
28·25 . . . . .	35
32·25 . . . . .	40
34·75 . . . . .	45
36·05 . . . . .	50
39·125 . . . . .	55
39·75 . . . . .	60
41·125 . . . . .	65
42·0625 . . . . .	70
42·75 . . . . .	75
43·875 . . . . .	80
45·25 . . . . .	85
46·375 . . . . .	90
48·3125 . . . . .	95
49·75 . . . . .	100
50·625 . . . . .	105
52·75 . . . . .	110
54·25 . . . . .	115
57·625 . . . . .	120
59·75 . . . . .	125
60·875 . . . . .	130
63·000 . . . . .	140
65·75 . . . . .	150
69·00 . . . . .	160
72·00 . . . . .	170

Man bemerkt bei der Vergleichung dieser Zahlen, dass das Manometer wohl nicht zu den sehr guten gezählt werden kann, denn sonst würden die Differenzen der am Hebel gemessenen

Kraft nicht so verschieden ausfallen, wie die Tabelle zeigt; es ist nämlich die kleinste Differenz zwischen 55 und 60 Tonnen des Manometers gleich 0·625 Tonnen am Hebel und zwischen 140 und 150 Tonnen des Manometers gleich 1·25 Tonnen am Hebel; die grösste Differenz zwischen 35 und 40 Tonnen am Manometer gleich 4·00 Tonnen am Hebel.

Trotzdem kann man aber daraus entnehmen, dass die Messung selbst mit einem guten Manometer nur eine geringe Verlässlichkeit gewährt, wegen der schon Eingangs dieses Capitels erwähnten Veränderlichkeit der Widerstände in hydraulischen Pressen.

Eine primitive, aber der Vervollkommnung fähige Art, Draht auf Elasticität und Festigkeit zu untersuchen, wendet die Phosphorbronce Co. limited, Philadelphia, Pa, 2038 Washington Avenue, in ihrer Fabrik an. Der Draht wird ähnlich wie das Flach- oder Rundeisen durch gezahnte Keile gefasst. Der obere Fixpunkt befindet sich im ersten Stockwerke und die Decke zum Erdgeschoss ist durchbrochen, damit man möglichst lange Drahtstücke der Probe unterziehen kann. Der Draht ist von einer Brettverschalung umgeben, damit der Experimentator beim Reissen desselben nicht beschädigt werde und die Last ist direct wirkend, ohne übersetzenden Zwischenmechanismus. Die Brettverschalung erhält eine längliche Durchbrechung, durch welche ein am Drahte mittelst Klemmschrauben befestigter Zeiger hervorreichet, so dass dessen Bewegung an einer neben der Durchbrechung angebrachten Theilung abgelesen werden kann. Da die Länge des eingespannten Drahtes zwischen den Befestigungsstellen 20' engl. beträgt, so fallen die Deformationen bedeutend aus und sind somit mit gewöhnlichen Mitteln messbar.

Unterhalb der Gewichtsschale muss eine Schichte feuchten Sandes erhalten werden, damit das Herabfallen der Gewichte beim Reissen des Drahtes keinen Lärm und keine Erschütterungen verursache.

Ungenau und sogar ganz unzuverlässig werden hier die Resultate deswegen, weil der obere Befestigungspunkt durchaus nicht als Fixpunkt betrachtet werden darf; die Aenderungen in dessen Lage sind, selbst bei höheren Belastungen, oft ganz bedeutend, manchmal bedeutender sogar als die Längenänderung des ganzen Stückes. Diesem Uebelstande lässt sich aber leicht

dadurch begegnen, dass man zwei Marken statt einer anbringt, und zwar je eine in der Nähe jedes befestigten Querschnittes; die Differenzen der beiden Wege sind die Längenänderungen des zwischen den Marken befindlichen Drahtstückes.

Die Versuche waren erst in der Entwicklung begriffen und war es daher noch nicht thunlich, Resultate in Erfahrung zu bringen.

Die Gesellschaft erzeugt hauptsächlich Phosphorbronce-Draht und Blech, beides für Federn. Dieselben sollen die Federn aus Stahl dort ersetzen, wo der Stahl durch Rost leidet, also hauptsächlich in Dampf- und Wasserleitungsröhren.

## A N H A N G.

---

Ausser den Maschinen zur Prüfung der mechanischen Eigenschaften von Constructionsmaterialien waren auch noch zwei Maschinen zur Prüfung von Schmiermitteln ausgestellt. Die eine von Prof. R. H. Thurston construirte führt Fig. 7 in der Stirn- und Seitenansicht vor.

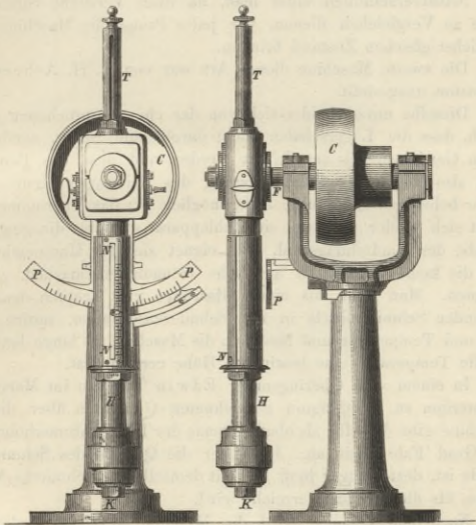
Die Welle *F*, welche durch die Riemenscheibe *G* in rasche Drehung versetzt werden kann, trägt an ihrem freien Ende das Pendel *H*; dieses Pendel umschliesst zwei messingene Lager-  
schalen, deren untere durch eine im Innern des Pendels befindliche Spiralfeder an die Welle angedrückt wird. Der Druck kann durch die Schraube *K* regulirt und der Betrag desselben sowohl im Ganzen als auch pro Flächeneinheit auf zwei an der Platte *NN* befindlichen Scalen abgelesen werden. Wird nun die Riemenscheibe und mit ihr die Welle in dem Sinne wie die Zeiger einer Uhr gedreht, so weicht das Pendel von der verticalen Lage ab und schlägt nach links aus. Die Grösse des Ausschlages gibt ein Mass für das Reibungsmoment und dieses wird auf der Theilung des Bogens *PP* abgelesen.

Aus dem Gesamtdrucke der Lager auf die Welle und dem Reibungsmomente lässt sich nun der Reibungscoëfficient zwischen Lager und Welle für das zu prüfende Schmiermittel rechnen. Ist nämlich *Q* der Druck zwischen Lager und Welle, *d* Durchmesser der Welle, *f* der Reibungscoëfficient, *M* das Reibungsmoment, so ist

$$M = f Q \frac{d}{2} \quad \text{und hieraus} \quad f = \frac{M}{Q \cdot \frac{d}{2}}$$

Bei der vorliegenden Maschine ist die Welle von Schmiedeeisen, die Lagerschalen von Messing. Die obere Schale enthält in einer Versenkung die Kugel des Thermometers *T*. Man verwendet bei jedem Versuche dieselbe Gewichtsmenge Oel und tropft dasselbe mittelst eines Hahnes auf die Welle.

Fig. 7.



Das Gewicht eines Tropfens bei gegebener Hahnöffnung muss vorher bestimmt sein. Ferner ist es nothwendig, das Lager für eine gewisse Zeit geschmiert zu erhalten, ohne dass man Ueberfluss an Oel hätte, was Verluste an Schmiermaterial herbeiführt und die Resultate unsicher macht. Man fand als die vortheilhafteste Menge für die in Rede stehende Maschine das Gewicht von 332 Milligramm. Gewöhnlich werden mit demselben Schmiermittel vier Versuche unter einem Drucke von 8, 16, 32 und 48

Pfund pro 1□“ engl. durchgeführt. Die Temperatur wird unmittelbar vor dem Versuche notirt; weitere Aufzeichnungen der Reibungsmomente und Temperaturen geschehen zu Ende der ersten Minute, sodann von zwei zu zwei Minuten. Der Versuch wird fortgesetzt, bis das Schmiermittel erschöpft oder am freien Wellen-Ende vollständig verdickt ist.

Selbstverständlich muss man, da diese Versuche vorzugsweise zu Vergleichen dienen, vor jeder Probe die Maschine in möglichst gleichen Zustand bringen.

Die zweite Maschine dieser Art war von E. H. Ashcroft in Boston ausgestellt.

Dieselbe unterscheidet sich von der eben besprochenen dadurch, dass die Lagerschalen nicht durch eine Feder, sondern durch Gewichtshebel angedrückt werden und dass das Pendel fehlt, also eine unmittelbare Messung des Reibungsmomentes in jedem beliebigen Zeitpunkte nicht möglich ist; das Thermometer findet sich wieder vor, und ein Zählapparat gestattet die genaue Angabe der Umdrehungszahl. Sie eignet sich für Untersuchungen, die keinen Anspruch auf hohe Genauigkeit machen, vollkommen. Man lässt aus einer Glasröhre vier Tropfen des zu prüfenden Schmiermittels in die Schmiervase fallen, notirt die Zeit und Temperatur und lässt nun die Maschine so lange laufen bis die Temperatur eine bestimmte Höhe erreicht hat.

In einem vom Oberingenieur Edwin Tithian im Marine-Ministerium zu Washington gezeichneten Gutachten über diese Maschine gibt derselbe als obere Grenze der Temperaturerhöhung 200 Grad Fahrenheit an. Je besser die Qualität des Schmiermittels ist, desto länger läuft die mit demselben geschmierte Maschine, bis diese Grenze erreicht wird.

Nach dem Versuche wird die Maschine gereinigt und abgekühlt; will man jedoch untersuchen, ob das bereits so hoch erwärmte Schmiermittel harzartig wird, lässt man die Maschine zuerst abkühlen und dann reinigt man sie.

Die Umdrehungszahl betrug ungefähr 1400 in der Minute. Die Zeit, bis die festgesetzte Temperatur erreicht war, variierte bei den verschiedenen Schmiermitteln von 11.250 bis 15.300 Umdrehungen.

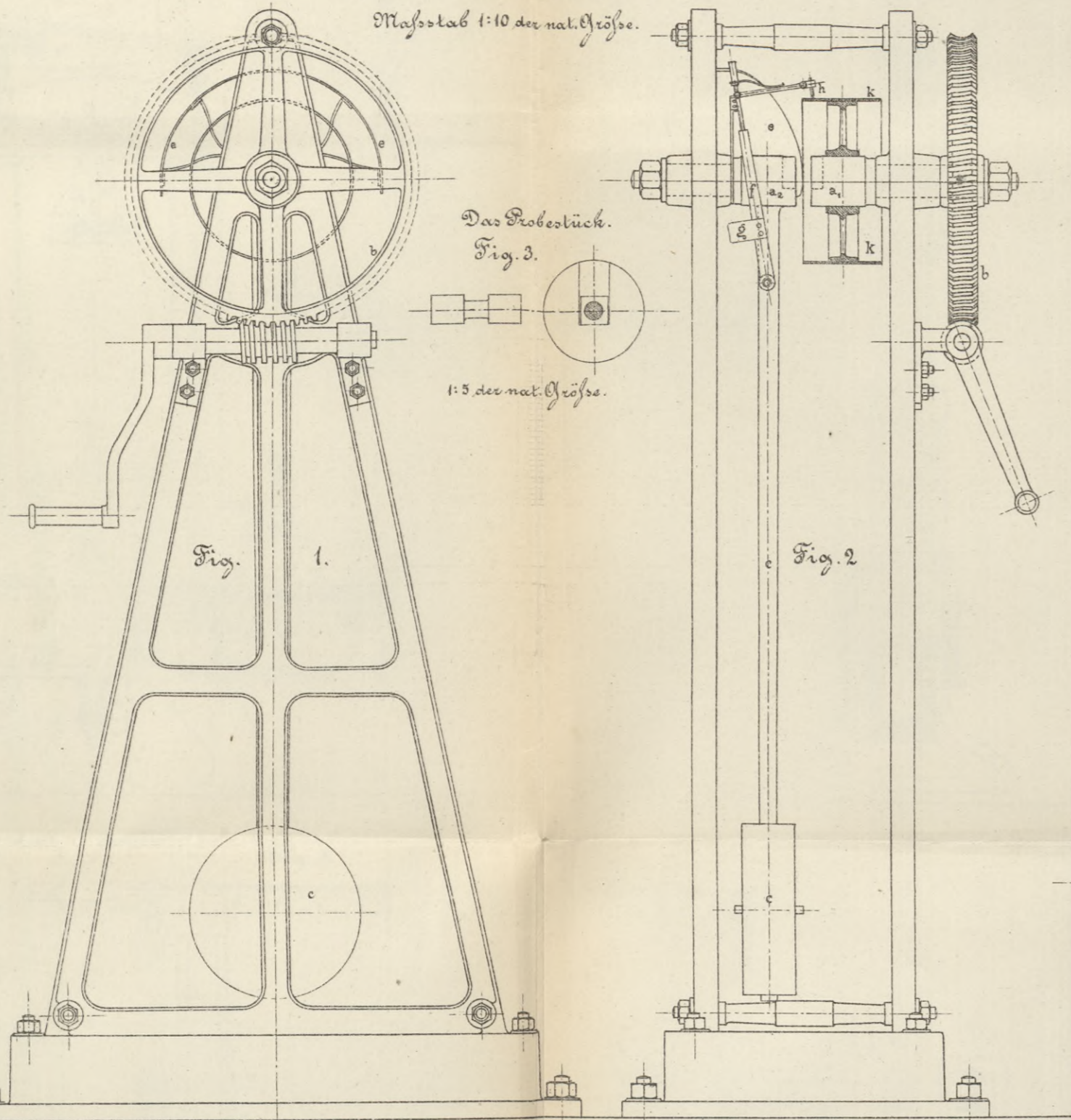




PROF. R. H. THURSTON'S PRÜFUNGS-MASCHINE

für Drehungs-Elasticität und Festigkeit  
von Holz und Metallen.

Maßstab 1:10 der nat. Größe.



Das Probestück.  
Fig. 3.

1:5 der nat. Größe.

FAIRBANKS' MATERIAL-

für Zug-, Druck- und  
Maßstab 1:20

PRÜFUNGS-MASCHINE

für Zug-, Druck- und  
Maßstab 1:20  
Biegefestigkeit.  
der nat. Größe.

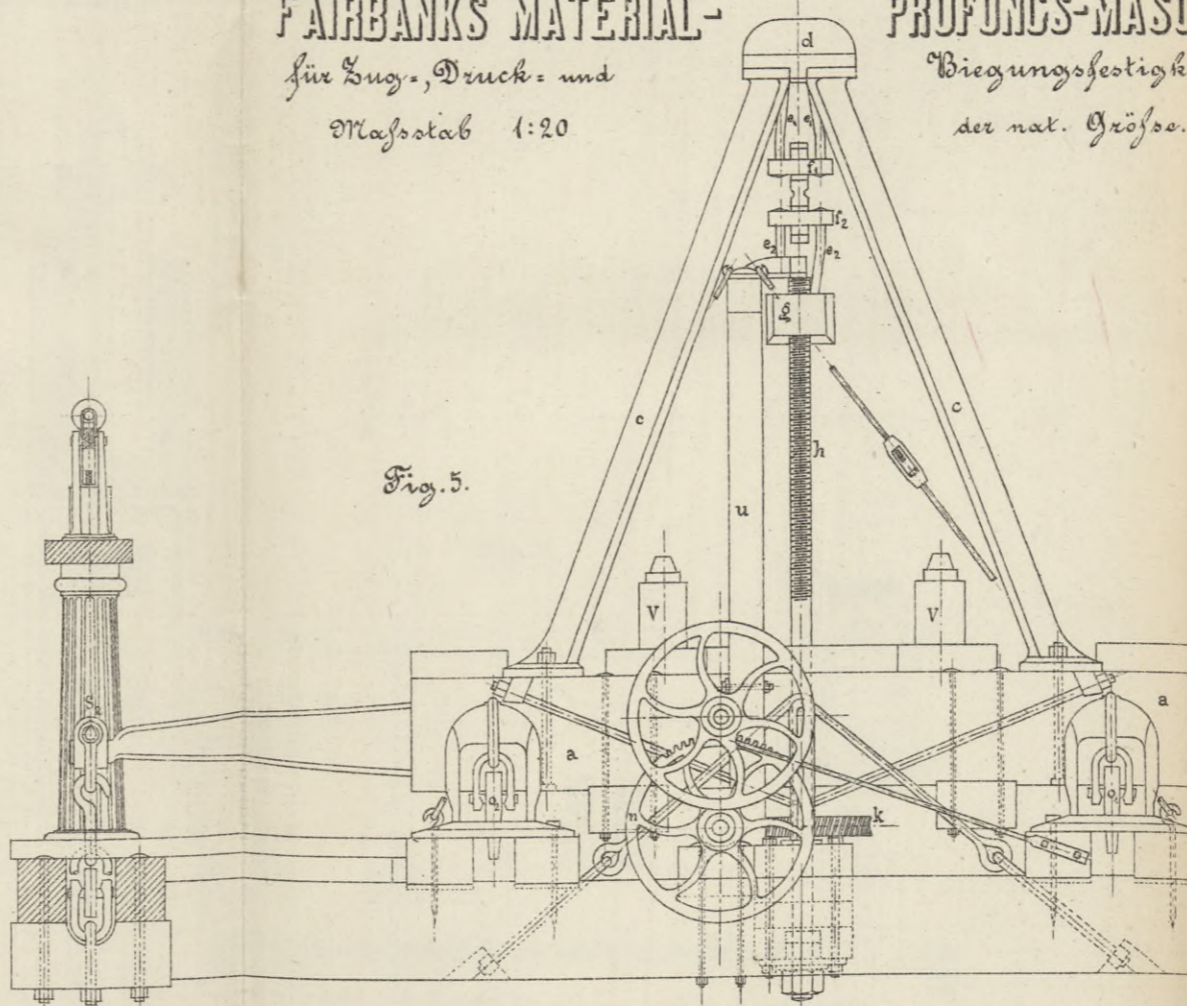


Fig. 5.

Fig. 6.

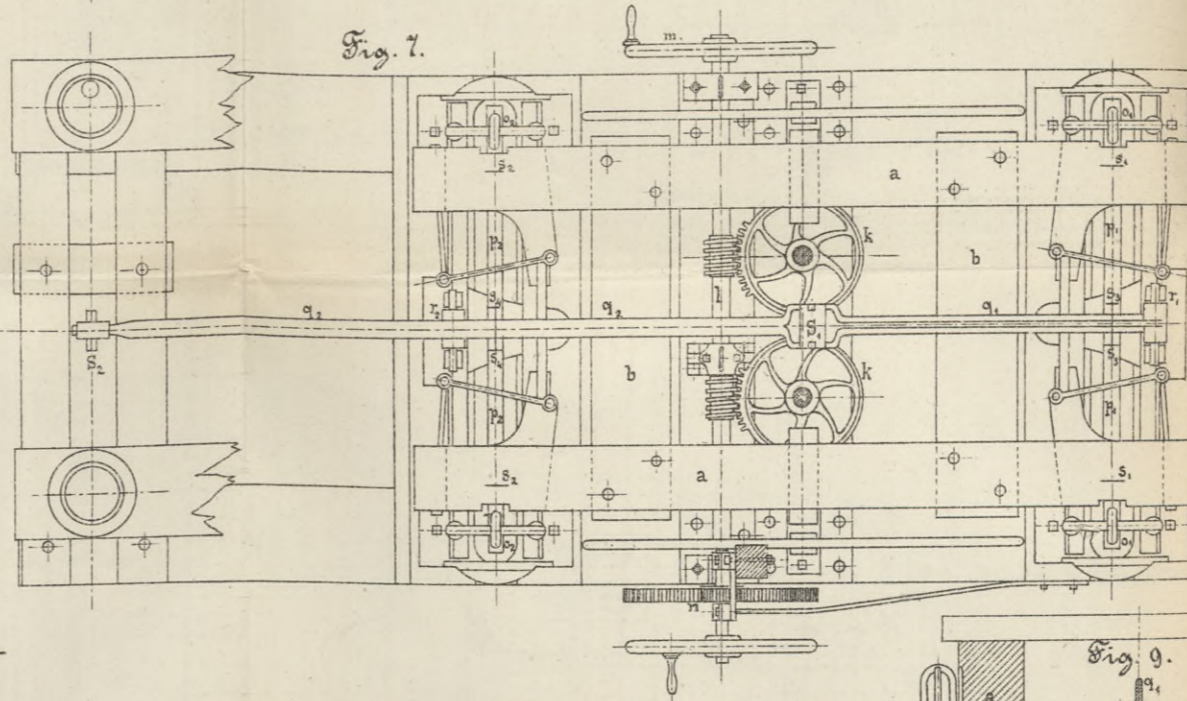


Fig. 7.

Fig. 8.

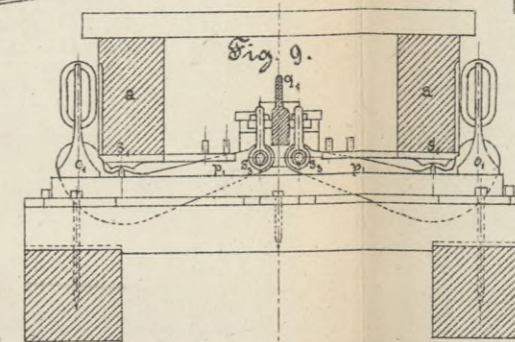
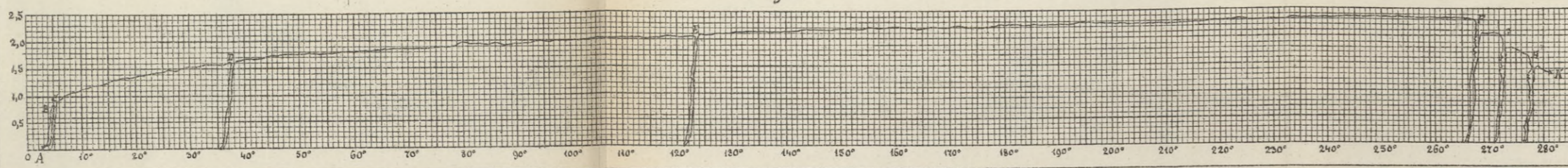
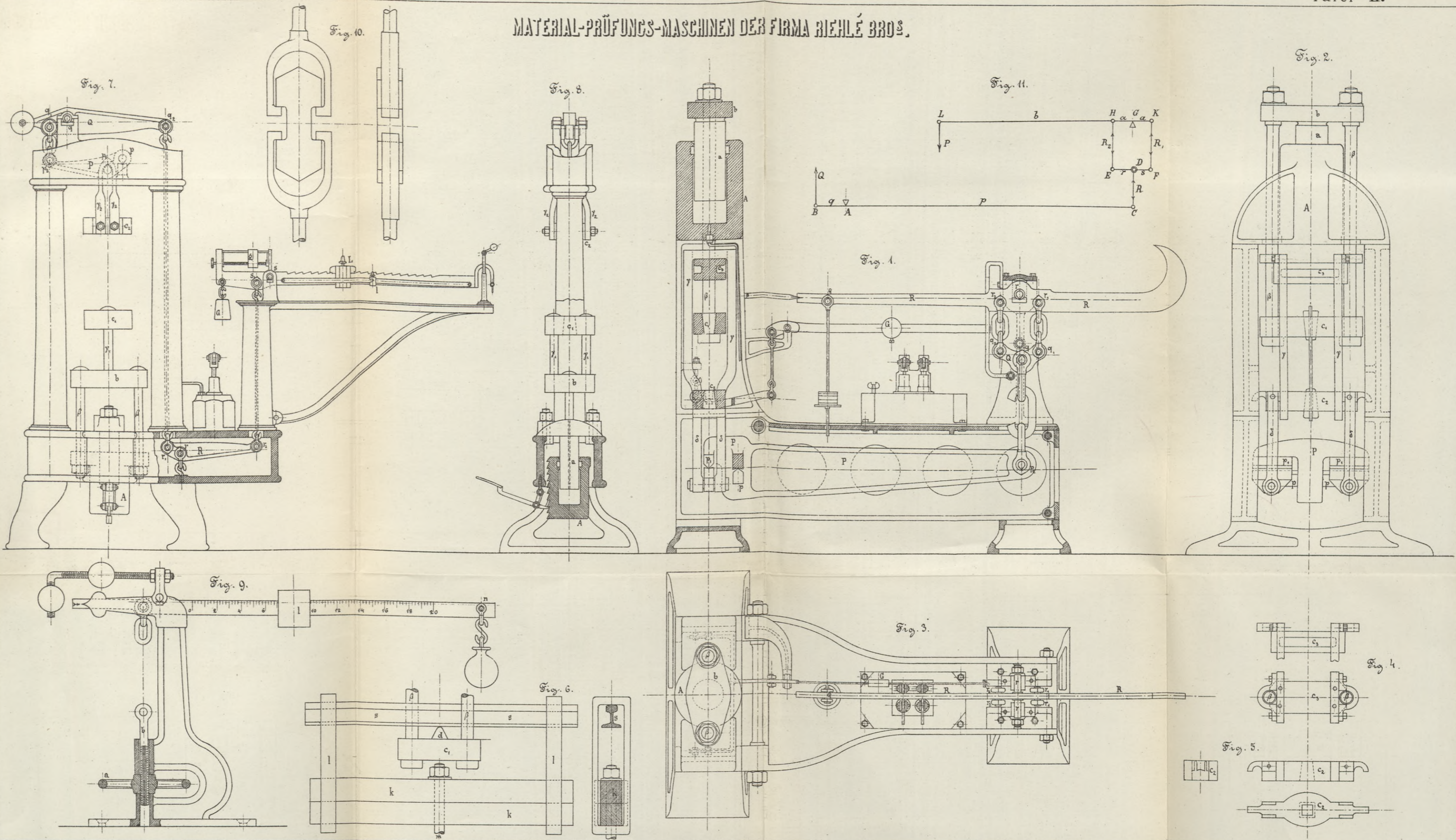


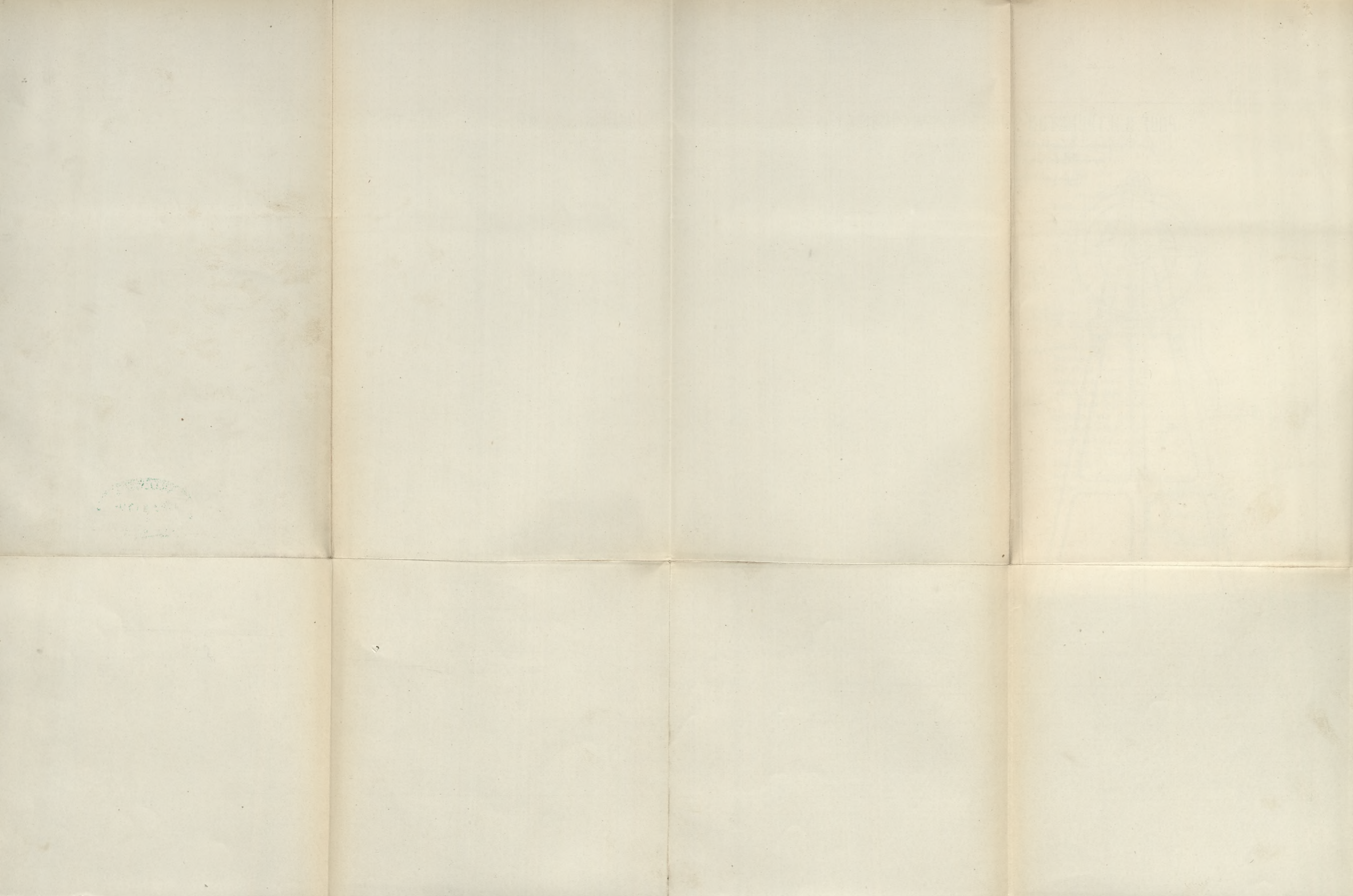
Fig. 9.





MATERIAL-PRÜFUNGS-MASCHINEN DER FIRMA RIEHLÉ BROS.





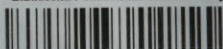






WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



II-351715

W I E N.

K. K. HOFBUCHDRUCKEREI CARL FROMME,

1877.

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000299543