

für die übrigen Versuchsarten wesentlich gefördert. Aehnliche Anordnung hat beispielsweise das Gestell der Buckton & Co.-Leeds-100t-Maschine. Taf. 17 Fig. 7.

Zu welchen ungeheuerlichen Formen gelegentlich die Anordnung der Kraftmessung bei stehenden Maschinen führen kann, wenn sie an das obere Ende der Maschine verlegt wird, kann man beispielsweise beim Vergleich der Maschinen von Wicksteed, Pfaff und Martens sehen [Taf. 16, Fig. 11 u. 12; Taf. 13, Fig. 15—17 und Taf. 5, Fig. 1 u. 3]. Alle drei Maschinen haben einen einzigen Wagehebel, aber bei der Maschine von Wicksteed ist bei verhältnissmässig grosser Länge des kurzen Hebels ein Laufgewicht benutzt. Dieses und damit der Wagehebel, nimmt ungeheuerliche Abmessungen an. Ueber dem Haupt des Beobachters schwebt eine ungeschickt schwere Masse, die durchaus nicht in schöne Verhältnisse gebracht werden kann und eine Reihe von Einrichtungen bedingt, die ganz gewiss nicht zur Verschönerung beitragen [Fangsäule, um den Schlag beim Bruch des Probestückes aufzunehmen, Triebwerke zur Bewegung des schweren Laufgewichtes]. Bei den beiden anderen Maschinen, von denen die von Pfaff ebenfalls für 100 000 kg Leistung eingerichtet ist, ist ein Hebel von grossem Uebersetzungsverhältniss und verhältnissmässig kleinen Hebellängen mit Aufsatzbelastung benutzt. Die Hebelmassen werden kleiner und können leichter in Einklang mit den ruhenden Massen der Maschine gebracht werden.

Angesichts dieser Umstände muss man sich die Frage vorlegen, ob wohl die Leistungsfähigkeit und Genauigkeit der unförmlichen Maschine von Wicksteed den andern beiden Maschinen so weit überlegen ist, dass dies die Wahl der Konstruktionsform rechtfertigt? Hiermit soll aber keineswegs gesagt sein, dass die Wicksteed-Maschine nicht auch ihre Vorzüge hat, denn ich spreche hier zunächst ganz allein von den äusseren Erscheinungen; aber die Frage nach der Grösse des Einflusses der Massenbeschleunigung kann man doch nicht ganz unterdrücken, namentlich wenn man hört, dass mit der Maschine Versuche in 1 Minute, ja sogar in  $\frac{1}{2}$  Minute ausgeführt werden. Der Wirkung der Massenbeschleunigung sollte man übrigens auch bei anderen Maschinen vermehrte Aufmerksamkeit schenken.

## C. Der Kraftmesser.

**486.** Für die Konstruktion der Kraftmesser von Probirmaschinen sind im Allgemeinen die gleichen Grundsätze maassgebend, wie für die Konstruktion der Wagen, Manometer u. s. w. an sich. Es kommen einige Besonderheiten hinzu, die einzeln mehr oder minder grosse Verbreitung beim Bau der Probirmaschinen gefunden haben. Die Wage, besonders die Brückenwage, ist oft in solchem Maasse Ausgangspunkt für die Konstruktion der Probirmaschine geworden, dass man dies der heutigen Maschine auf den ersten Blick ansieht. Ich mache auf die Maschinen von Mohr & Federhaff (Taf. 6 u. 7), Riehlé (Taf. 19), Olsen (Taf. 20), Fairbanks aufmerksam. Letzterer benutzt eine Wage mit sehr vielen Hebeln, die sehr stark an eine gewöhnliche Centesimalwage erinnert. Ich sah in Amerika nur ein oder zwei Exemplare der Fairbanks-Maschine; sie scheint nicht mehr gebaut zu werden, und ich begnüge mich daher mit der Aufzählung der Konstruktionsform an dieser Stelle. (*L* 45, 1884 Febr.; 12, 1884 S. 84, 113.)

Die Eintheilung der bei den Probirmaschinen in Anwendung kommenden Kraftmesser habe ich in schematischer Uebersicht bereits in Absatz 65 a—g S. 36 gegeben. An dieser Stelle ist auf das Wesen, auf die Konstruktionsbedingungen und Eigenthümlichkeiten der Kraftmesser etwas tiefer einzugehen. Ich will aber auch hierbei nur in grossen Zügen verfahren und in der Regel nur wenige Beispiele anführen. Die Einzel-



heiten will ich, wo es nothwendig erscheint, später bei den einzelnen Maschinenformen beschreiben oder auch dem Studium der Zeichnungen überlassen.

## a) Die Hebelwage.

### 1. Hebel.

**487.** Bei der Konstruktion der Hebelwage mit festen Hebelnängen (65 a) wird meistens der Grundsatz erfüllt, dass die Schneiden an den Hebeln, die Pfannen am Maschinengestell anzubringen sind. Die Konstruktion sollte aber möglichst auch so gehalten sein, dass man die Hebelübersetzungsverhältnisse, entweder durch genaue Messung, oder durch Wägung leicht auf ihre Richtigkeit kontroliren kann.

**488.** Die Genauigkeit kann auch bei Wagen für hohe Belastungen leicht auf einen hohen Grad gebracht werden. Aber in den Festigkeitsprobirmaschinen hat die Wage nicht nur die ruhende Last zu tragen, sie muss vielmehr geeignet sein, auch Stöße und schiefe Belastungen auszuhalten. Stöße kommen bei jedem Bruch der Probekörper vor, schiefe Belastungen können beispielsweise bei Druckversuchen oder bei der Prüfung von Drahtseilen auf Zug eintreten, letzteres wenn die Maschine nicht so eingerichtet ist, dass die Einspannvorrichtung das Drehmoment auf das Maschinengestell überträgt oder ihm in sich nachgiebt. Bei der Werder-Maschine (Taf. 3) ist es beispielsweise bei Prüfung eines sehr starken Drahtseils vorgekommen, dass die Pfannen 19 in den Querhäuptern 21 (Fig. 4) von den Schneiden 20 durch das Drehmoment abgehoben wurden, weil die Kopfschraube an der Einspannung 24 (Fig. 1—3) zu fest angezogen war. Man soll also die Wage so konstruiren, dass auf sie nur die zu messenden Kräfte übertragen werden können; ich führe dies besonders an, weil dieser selbstverständlich erscheinenden Forderung nicht immer Rechnung getragen wird. Auch dafür ist Vorkehrung zu treffen, dass die Schneiden gegen Verschiebung in den Pfannen gesichert sind, so dass nicht Reibungen an den Seitenwangen schwingender Hebel entstehen können. Auch in der Konstruktion der Sicherungen gegen diese Verschiebungen in der Schneidenrichtung wird von namhaften Fabriken gefehlt, und ich habe gelegentlich bei Untersuchung und Prüfung von Festigkeitsprobirmaschinen auf diese eigentlich ungläublichen Fehler hinweisen müssen.

Um zu zeigen, wie selbst bei ganz ausserordentlich weit verbreiteten Maschinen Konstruktionen vorhanden sind, die in unzuverlässigen Händen doch bedenklich werden können, mache ich auf die Maschinen von Riehlé und Olsen (Taf. 19 u. 20) aufmerksam, bei denen der Obertheil der Maschine, der das obere Querhaupt tragende Ständer, durch vier Schrauben mit dem Untergestell verbunden ist. Diese vier Schrauben sollen verhindern, dass der auf den vier Stützschnitten (Absatz 526 — 528) ruhende Obertheil beim Bruch der Probe durch den Rückstoss aus den Pfannen geworfen wird. Die Schrauben sind zu dem Zwecke mit dicken Unterlagscheiben aus Gummi [Pufferringen] versehen. Es ist nicht ausgeschlossen, dass durch Anziehen der Muttern das Prüfungsergebniss beeinflusst werden kann und man muss sich deshalb beim Gebrauch fremder Maschinen über den jeweiligen Spannungszustand dieser Schrauben unterrichten.



**489.** Dass man Werth auf grosse Starrheit der Hebel legen sollte, ohne aber in diesem Punkte über das praktische Ziel hinaus zu schiessen, geht ohne weitere Hinzufügungen aus den Besprechungen in Absatz 483 und 503 hervor.

**490.** Manche Konstrukteure haben grossen Werth auf die vollkommene Ausbalancirung der Hebel gelegt und sie demgemäss nicht blos mit den erforderlichen Gegengewichten, sondern auch noch mit Stellgewichten für die Schwerpunkthöhenlage gegen den Schwingungsnulldpunkt versehen, z. B. Gollner Taf. 13, Fig. 1—14. Ohne Zweifel erfährt das Wagesystem hierdurch eine Verbesserung, aber es fragt sich, wie viel hiervon praktisch nothwendig ist und wirklich zur Ausnutzung gelangt. Der Kraftmesser der Festigkeitsprobirmaschine ist doch nur so lange eine frei schwingende Wage, als sich die Maschine im Leergange befindet. Wenn der Probekörper eingelegt ist, können Schwingungen nur entstehen, weil weder der Probekörper noch die Maschinentheile unelastisch sind, und diese Schwingungen sind dann noch wesentlich beeinflusst durch die Trägheit der Massen in den Gliedern der Wage. Ich meine, unter diesen Verhältnissen kommt es schliesslich gar nicht einmal auf die Ausbalancirung der Wage an, [womit ich aber keineswegs die dadurch gegebene Bequemlichkeit und sonstigen Vorzüge leugnen will], sondern weit grösserer Vorthheil wird durch möglichste Starrheit der Hebel erreicht. Denn an Stelle der Zurückführung auf die Nullage durch Ausbalancirung könnte geeigneten Falles sehr wohl die Ablesung im Leerzustande, beziehungsweise entsprechende Verschiebung der Skalennulldpunkte treten. Dieser Gedanke ist ja in der That auch bei den Maschinen mit Manometern, Messdosen u. s. w. häufig angewendet.

Die Einstellung der Empfindlichkeit und ihre Bestimmung durch Schwingung im Leergange oder bei freier Gewichtsbelastung der Maschine ist schliesslich doch nur von zweifelhaftem Werthe und eigentlich nur ein bequemes Mittel, um sich zu überzeugen, ob Veränderungen im Zustand der Wage eingetreten sind. Aus diesem Grunde [und aus anderen (534 f., 595 i.)] habe ich für die Kontrolle der Maschine in der Charlottenburger Anstalt die Untersuchung des Genauigkeitsgrades durch den Kontrolstab nach dem Vorgange Bauschingers (L 217) eingeführt. Die unmittelbare Belastung [oder die Kontrolwage] wird dabei als Ausgangspunkt zur Bestimmung des Hebelübersetzungsverhältnisses im Leergange und bei geringer Belastung genommen (534 a—1).

**491.** Man hat viel darüber geschrieben, ob ein Hebel mit grossem Uebersetzungsverhältniss oder ob viele Hebel mit verhältnissmässig grossen Armlängen bei der Probirmaschine zu verwenden seien. Nach Voraufgehendem brauche ich hier wohl nur auszuführen, dass beide Konstruktionsweisen zufriedenstellende Ergebnisse liefern können, das beweist die grosse Verbreitung, welche beide Bauarten fanden. Ich selbst neige der Ansicht zu, dass die Maschinen mit vielen Hebeln einfach aus der Gewohnheit des Wagenbauers, wahrscheinlich ohne sehr tiefes Nachdenken, übernommen sein werden und mache hier wiederum auf den äusseren Charakter vieler Maschinen aufmerksam. Wenn man beachtet, was in den voraufgehenden und folgenden Absätzen gesagt wurde, wird man begreiflich finden, dass ich wenigen Hebeln mit grossem Uebersetzungsverhältniss den Vorzug gebe, weil sie bei geschickter Benutzung zu einfacheren und bequemer Bauarten führen, leichter zu übersehen und zu kontroliren sind, und wesentlich steifer zu sein pflegen, als die Wagen mit vielen beweg-



lichen Gliedern. Schliesslich ist aber diejenige Konstruktion des Kraftmessers immer ausreichend, die zuverlässig den in Absatz 506 geforderten Genauigkeitsgrad liefert, und dieser lässt sich mit einem einzigen Hebel so gut erreichen und kontrollieren, wie bei Anwendung vieler Hebel.

**492.** Um noch einige Besonderheiten der Hebelanordnungen für Kraftmesser zu erwähnen, mache ich auf die Maschinen von Mohr & Federhaff und von Grafenstaden (Taf. 6, 7 u. 8) aufmerksam, bei welchen Differentialhebel in der in Fig. 347 und 348 schematisch dargestellten Anordnung benutzt worden sind.

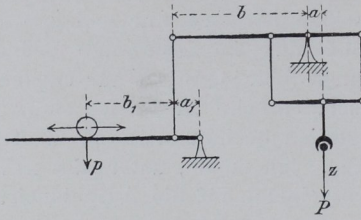


Fig. 347.

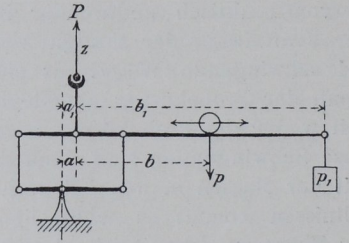


Fig. 348.

Sehr verwickelt ist die Bauart des Kraftmessers in der Gollnerschen Maschine (Taf. 13, Fig. 1—14), namentlich durch die dort benutzte Kraftumkehrung für die verschiedenen Beanspruchungsformen (Absatz 598—601, L 220).

Das Hebelsystem der Riehlschen (Taf. 19) und Olsenschen (Taf. 20) Maschinen ist in Fig. 414 Absatz 525 schematisch erläutert. Das Schema der Wage von Hoppe ist in Absatz 591, Fig. 417 gegeben.

## 2. Schneiden.

**493.** Von einiger Wichtigkeit ist die Frage wegen der Einzelheiten bei der Konstruktion der Schneiden und Pfannen an den Hebeln der Festigkeitsprobirmaschinen, und da über diesen Gegenstand in der Literatur wenig zu finden ist, will ich einige Notizen geben.

Es taucht zunächst die Frage auf, wie stark kann eine Schneide belastet werden? Konstruktionsregeln hierüber sind mir nicht bekannt, ich führe daher aus der Praxis einige Beispiele an. Bei der Werder-Maschine (Taf. 3, Fig. 1—3) hat die Mittelschneide 17 eine Länge von 34,5 cm; die Seitenschneiden haben je 18,5 cm Länge. Auf 1 cm Schneidenlänge entfallen somit 2900 bzw. 2700 kg. Die Schneidenkanten haben im Laufe der Jahre bei den zahlreichen Versuchen, die auf der Maschine der Charlottenburger Versuchsanstalt ausgeführt wurden, immerhin eine sichtbare Abplattung erfahren, und an der nicht ganz harten Pfanne sind Spuren von Eindrücken und Abnutzungen wohl bemerkbar. Schätzt man die Berührungsfläche zwischen Schneide und Pfanne hoch gegriffen auf 0,05 cm Breite, so hat das Material der Schneide und Pfanne an dieser Stelle einen Laibungsdruck von  $2900/0,05 = 58\,000$  at zu übertragen. Die wirkliche Höchstspannung dürfte eher höher als niedriger sein, sie hat an der Maschine im Laufe der Jahre sehr oft, und wie ich oben unter Ab-



satz 488 anführte, auch unter ungünstigen Verhältnissen aushalten müssen; sie hat sich trotzdem zufriedenstellende Leistungsfähigkeit bewahrt. Die Mittelschneiden 8 und 13 der 50 000 kg-Maschine von Mohr & Federhaff (Taf. 6, Fig. 2) haben bei etwa 9 cm Länge 25 000 kg, d. h. 2800 kg/cm aufzunehmen; die Endschneide im Haupthebel 15 (Taf. 9, Fig. 2) der 50 000 kg-Maschine von Pohlmeier wird etwa 3800 kg/cm erhalten, und in der Maschine von Grafenstaden (Taf. 8) dürfte die Beanspruchung noch höher ausfallen. In der 500 000 kg-Maschine von Hoppe (Taf. 10) wird die Beanspruchung in den Hauptschneiden etwa 3500 kg/cm sein. Die meisten dieser Maschinen sind in grosser Zahl gebaut und haben sich gut bewährt; man darf also wohl den Schluss ziehen, dass die Schneidenbeanspruchung bis zu 4000 kg/cm praktisch als zulässig zu erachten ist; jedenfalls wird man nicht ohne Zwang bis auf diese Höhe gehen. Gollner giebt die Schneidenbelastungen für seine Maschine (Taf. 13, Fig. 1—14) auf 24 600 at an (*L 220*, S. 28).

**494.** Die Schneiden sollten, wenn möglich, so in den Hebeln befestigt werden, dass man sie in den Hebeln selbst gerade und parallel zu einander schleifen kann. Diese Bedingung ist meistens schwer zu erfüllen; in der Regel werden nur die Endschneiden der Hebel, im Schwalbenschwanz eingeschoben, so konstruiert; vergl. Taf. 8, Fig. 2 untere Hebel 3 und 4; Taf. 6, Fig. 1 Hebel 7 und 12. Die Mittelschneiden werden meistens durch den Hebel geschoben und dann nur an den beiden Enden abgeschärft, während sie in der Mitte rechteckigen Querschnitt erhalten. Diese Schneiden werden zuweilen nur fest eingeschlagen. Es ist dann kein Wunder, wenn die Schneidenkörper bei den heftigen Stössen beim Bruch der Probekörper mit der Zeit lose werden, namentlich wenn hohe Schneidenkörper in Hebeln von geringer Breite stecken.

**495.** Grossen Werth auf die gute Herstellung und Lagerung der Schneiden hat u. a. Werder gelegt. Ich habe aus diesem Grunde seine Konstruktion auch für meine 50 000 kg-Maschine benutzt und verweise auf Fig. 10, Taf. 5, weil hier die Einzelheiten besser erkennbar sind als auf Taf. 3, Fig. 3, Stücke 17 und 18. Werder legte seine Schneiden in schwere Gussstücke, um ihnen jede Neigung zu Durchbiegungen zu nehmen, und lagerte diese Gussstücke auf den ebenen gehobelten Flächen seines Hebels, auf denen sie mittelst Justirwinkel und Schrauben befestigt werden. Die Schneiden sind mit Winkelbeilagen (in Fig. 10, Taf. 5 mittelst der eingelegten Schienen 18 und 19) in ihrem Lager festgeklemmt. Die beiden Seitenschneiden 20 (Taf. 3, Fig. 4) können mittelst der Justirwinkel sehr leicht in vollkommen parallele Lage zur oberen gehobelten Ebene des schweren Gusskörpers 13 der Wage gebracht werden, so dass beide Schneiden zuverlässig in einer Geraden liegen, da die Schneidenkanten in ihrem Lagerkörper parallel zu den Anlageflächen dieser Körper geschliffen werden können. Die Mittelschneide ist in ähnlicher Weise so geschliffen, dass sie bei satter Anlage ihres Lagerkörpers an der betreffenden vertikalen Fläche des Hebelkörpers 13 genau in der durch die Schneidenkanten der Seitenschneiden 20 gehenden senkrechten Ebene zur oberen Fläche von 13 liegt. Die Mittelschneide 17 (Fig. 3) kann nun ebenfalls leicht genau parallel zur oberen Fläche von 13 eingestellt werden. Werder hatte sie ursprünglich mit Feineinstellungen versehen, so dass man den Sollabstand von 0,3 cm zwischen der geometrischen Mittelschneidenlinie und der geometrischen



Seitenschneidenlinie genau einstellen, d. h. das Hebelübersetzungsverhältniss der Wage auf  $1/500$  bringen konnte, was mit Hülfe einer Kontrolwage geschah. Diese Justirung am kurzen Hebelarm war immerhin schwierig und ich habe daher später die Mittelschneide ein für alle Mal fest gemacht und die in Fig. 1—3 gezeichnete Justirvorrichtung 15 am langen Hebelarm anbringen lassen.

**496.** Eine eigenartige Form der Schneidenbefestigung und Justirvorrichtung (Fig. 349) benutzte Pfaff für seine Maschine [L. Mach. Out. 1890 S. 81]. Er fräst die Schneide aus einem sonst cylindrischen Bolzen 1 heraus und befestigt diesen mit Hülfe der Tangentialschraube 2 drehbar im Hebel. Die Justirung der Hebellänge geschieht durch Lagenänderung des Schneidencylinders mit Hülfe der in ihn eingreifenden Schraube 2 und die Festklemmung mittelst der beiden Klemmplättchen 3 und 4.

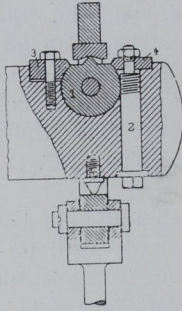


Fig. 349.

**497.** Man erkennt den Vortheil der Werderschen Hebelkonstruktion leicht darin, dass die Verschiebung der beiden Schneidenaxen gegen einander beliebig klein gewählt werden kann; man kann also sehr leicht Winkelhebel mit grossen Uebersetzungsverhältnissen erzeugen.

Ein anderer Vorzug ist der schwere starre Hebelkörper, der vorzüglich geeignet ist, die Biegemomente von der Mittelschneide nach den Seitenschneiden ohne merkliche eigene Biegungen zu übertragen.

**498.** Den Hebel meiner 50 000 kg-Maschine (Taf. 5, Fig. 1—3) konstruirte ich nach gleichem Grundsatz; er bildet einem geraden zweiarmigen Hebel mit dem Uebersetzungsverhältniss  $1/250$ . Die Konstruktion ist aus sich selbst verständlich, wenn bemerkt wird, dass die Verlängerung nach links, der Hebel 25 mit Gegengewicht 26, ein System für sich bildet. Die Gewichtsstücke werden bei dieser Wage mechanisch aufgesetzt, indem die einzelnen Gewichtsscheiben, mittelst Handrad und Schraube 37 bis 39 gesenkt oder gehoben, sich eins nach dem andern auf die Gehängestange 29 der Wage auflegen oder abheben; sie ruhen im letzteren Falle auf den Muttern der Stangen 36 der Aufsatzvorrichtung. Jede Scheibe 30 entspricht einer Belastung von 1000 kg. Die Scheiben 31 entsprechen einer Belastung von je 10 000 kg; sie werden mittelst der Winde 43 bewegt.

**499.** Eine ähnliche Konstruktion benutzte ich für meine kleine 5000 kg-Maschine (Taf. 13, Fig. 18—31). Die Einzelheiten der Hebelkonstruktionen gehen aus den Fig. 25—31 hervor; auch hierbei kann durch Verschieben der Mittelschneide eine sehr grosse Uebersetzung erzielt werden. (L 258).

**500.** Eine andere Konstruktionsform von Hebeln mit sehr grossem Uebersetzungsverhältniss habe ich beim Entwurf der Wage zu der grossen Torsionsmaschine für ein Drehmoment von 2 200 000 kg/cm für die Charlottenburger Versuchsanstalt angewendet (Fig. 350). Dieser Hebel 3 dient zur Unterstützung des einen Endpunktes des Armes 5, an welchem das Probestück befestigt ist. Seine Mittelschneide ist in der Gabel des Hebels selbst unverrückbar befestigt, während die zweitheilige Mittelschneide auf dem Schieber 4 befestigt ist, der, sich auf Vorsprünge am Hebelkörper 3 stützend, so verschoben und eingestellt werden kann, dass



der kleine Hebelarm des Hebels 3 schliesslich jeden Betrag annehmen könnte. Die Schneiden sind, wie leicht zu erkennen, so in ihren Körpern gelagert, dass sie in ihrem Lager leicht auf der Schmirgelmaschine genau parallel zu einander geschliffen werden können. Das Hebelübersetzungsverhältniss ist auf 1:200 eingestellt.

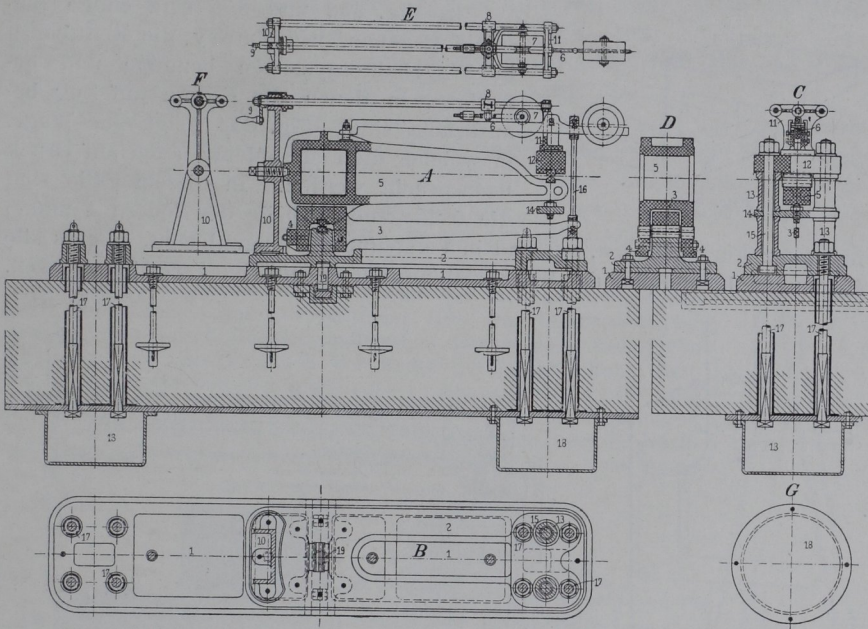


Fig. 350.

Die Wirkungsweise der Wage ist aus dem Schema (Fig. 351) ersichtlich, in welchem die gleichen Theile mit gleichen Ziffern bezeichnet wurden, wie in Fig. 350. Die Kräfte  $P$  des Drehmomentes werden die eine von der Wage aufgenommen, die andere durch das Gestell 15 und Mutterschrauben 17 (Fig. 350) auf das Fundament übertragen. Die Wage ist gebildet aus den Hebeln 3 und 6 und dem Laufgewicht 7. Sie kann rechts und linksdrehende Momente aufnehmen; linksdrehende in der gezeichneten Lage und rechtsdrehende, wenn die ganze Wage um den Drehzapfen 19 um  $180^\circ$  geschwenkt und mit den vier anderen Ankerbolzen 17 verbunden wird. Das Fundament ist, 2,5 m tief, unten auf einer durchgehenden Eisenplatte gegründet. Die Maschine ist von E. Becker-Berlin gebaut.

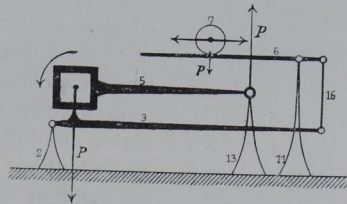


Fig. 351.

### 3. Blattfedergelenke.

501. In Absatz 493 ist von der starken Inanspruchnahme der Schneiden gesprochen worden; die Schneiden leiden leicht und man ist daher vielfach auf den Gedanken gekommen, sie ganz zu umgehen. Hier



kommt besonders der Vorgang von Emery in Frage. Er hat die Schneide in geschickter Weise [vor dem Jahre 1874] durch eine Blattfeder ersetzt, die vor ihm auch bei uns in Deutschland schon für die Konstruktion von feinen physikalischen Wagen versucht, aber wieder aufgegeben worden war.

**502.** Die Einzelheiten der Emeryschen Konstruktion der Wagehebel sind in den Fig. 352—354 gegeben.

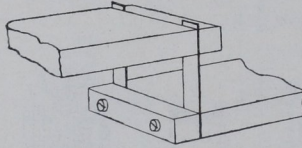


Fig. 352.

In Fig. 352 und 353 sind einige Beispiele gegeben, wie Emery die Blattfedern in Wagebalkensystemen benutzte und befestigte, in denen die Federn auf Zug beansprucht sind. Fig. 354 zeigt eine Wage, in welcher die Federgelenke auch auf Druck beansprucht werden. In diesem Falle sind die freiliegenden Theile der Federn 4 und 6

nur ganz kurz gelassen, sie sind in Versteifungen eingeklemmt, so dass alle Biegungen beim Spiel der Wage sich nur auf einen kleinen Theil erstrecken.

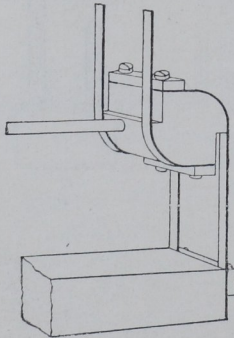


Fig. 353.

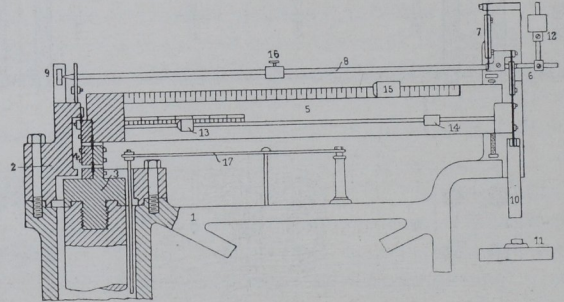


Fig. 354.

Die zu messende Kraft wird durch den auf einer Emeryschen Messdose (559) ruhenden Stempel 3 mittelst Feder 4 auf den eigentlichen stark konstruirten Wagebalken 5 übertragen, an dessen Gehänge 10 der in Fig. 355 dargestellte Gewichtssatz 5 angreift. Dieser Gewichtssatz kann durch Heben und Senken des Gestelles 1—3 zum satzweisen Aufsetzen der einzelnen Gewichtsstücke gebracht werden. Der in 7 (Fig. 354) aufgehängte Zeiger 8 giebt in stark vergrößertem Maassstabe an der Skala 9 das Spiel der Wage an, so dass der Wagebalken 5 nur ausserordentlich kleine Schwingungen zu machen braucht. Die Empfindlichkeit des Systems kann durch Gewicht 12 geregelt werden. 13—16 sind Laufgewichte, von denen 14 und 16 zum Ausgleich der Hebel dienen. Feder 17 gleicht das Gewicht des Stempels 3 aus, der unten und oben, nach der Emeryschen Konstruktionsweise, durch Plattenfedern gerade geführt ist. Neuerdings werden von der Firma Wm. Sellers & Co. etwas andere Konstruktionsformen benutzt, deren Einzelheiten mir leider nicht bekannt wurden.

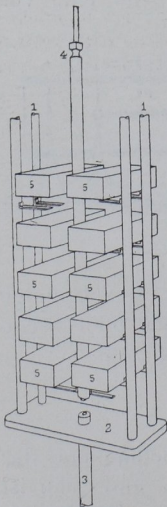


Fig. 355.

**503.** Die Anwendung der Blattfeder für die Konstruktion der Wage einer Prüfungsmaschine hat unzweifelhaft den sehr



grossen Vortheil, dass dadurch das ganze Wagesystem gegen Verschiebung in den Gelenkpunkten auf leichte und zuverlässige Art gesichert werden kann (488) und dass die Stösse bei plötzlicher Entlastung sehr wenig Einfluss auf den Zustand des Werkes haben. Aber ich glaube, dass selbst diese Vortheile nicht die allgemeine Einführung der Blattfeder bewirken werden. Dagegen bin ich der Ueberzeugung, dass die Messdosen Emerys [und anderer Konstrukteure] (554—563) sich immer mehr Eingang verschaffen werden, wenn es erst zuverlässige und einfache Mittel für die Prüfung der Probirmaschinen geben wird (504).

**504.** Meine Anschauungen über die Bedeutung der Blattfeder-gelenke für die Konstruktion der Wage und besonders für die Herstellung von Materialprüfungsmaschinen legte ich in einem ungedruckten Bericht über eine Studienreise nach Amerika und in meiner Beschreibung der Sellerschen Bauart der Emery-Maschinen nieder (L 211). Aus letzterer bringe ich hier folgende Sätze zum Abdruck.

Durch Reuleaux hat seiner Zeit die von Emery an die Stelle der Schneide gesetzte Blattfeder eine sehr begeisterte Fürsprache gefunden (L 216). Ich habe schon damals Bedenken gegen die gepriesene Ueberlegenheit der Feder gehabt und habe diese Bedenken bis zur Zeit nicht fallen lassen können, obwohl ich nunmehr Gelegenheit hatte, in Amerika selbst meine Beobachtungen an zahlreichen Maschinen zu machen. Um aber den Leser im Nachstehenden nicht irre zu führen, will ich vorausschicken, dass meine

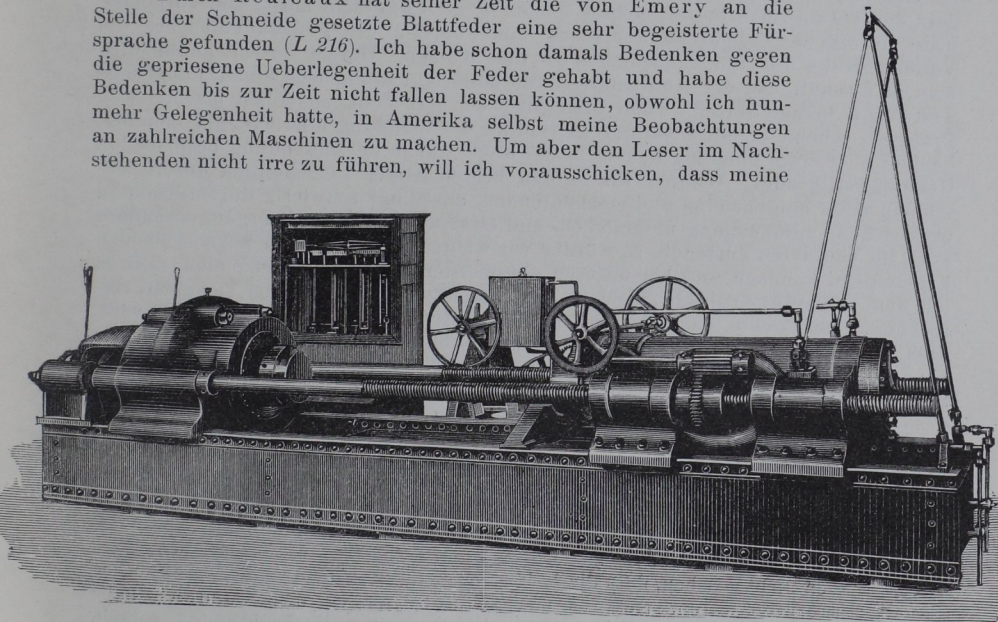


Fig. 356.

Bedenken auch heute noch einen subjektiven Charakter tragen, denn ein Messapparat oder eine Prüfungsmaschine kann zuverlässig nur beurtheilen, wer Gelegenheit hatte, selbst mit ihnen zu arbeiten und ihre Fehler dem Messwerthe nach festzustellen, oder derjenige, dem hinreichend ausführliche und auf ihre Zuverlässigkeit kontrollirbare Messungsreihen vorliegen.

Die übermässig grosse Empfindlichkeit der Emeryschen Wage und ihre für eine Prüfungsmaschine schwerfällige Unterbringung in einem grossen Schranke, Fig. 356, machen es nothwendig, dass der Beobachter sein unausgesetztes Augenmerk auf die Wage zu richten hat. Da die Wage sich nicht langsam und ruhig der Gleichgewichtslage nähert, so ist die Aufmerksamkeit fortwährend in Anspruch genommen; so lange die Presse arbeitet, darf der Beobachter die Hebel zum Aufsetzen der Gewichte kaum ausser Acht lassen; er ist hinter seinen Schrank gebannt. Für die Beobachtung des Probestückes bleibt ihm keine Zeit, auch ist sein Standpunkt, namentlich bei den liegenden Maschinen, in dieser Beziehung fast immer un-



günstig. Die Maschine ist, [623—635, Taf. 18], mit Einspannvorrichtungen versehen, die durch Seitendruck wirken [Beisskeile] und einen gewissen Weg während des Versuches machen. Diese Einspannungen halten aber, wie ich mich durch den Augenschein überzeugte, auch bei der Emery-Maschine nicht immer ganz sicher. Der an die Wage gefesselte Beobachter kann die Thatsache, ob das der Fall ist oder nicht, an den liegenden Maschinen meist nicht überblicken oder am Verhalten der Wage erkennen. Will man mit einiger Sicherheit arbeiten und den ganzen Verlauf des Versuches unter Kontrolle haben, auch während des Versuches noch Formänderungsmessungen vornehmen, so wird man, namentlich bei den liegenden Maschinen, fast immer zwei Personen für die Beobachtung brauchen. Das sollte aber für eine einfache Materialprüfungsmaschine vermieden werden, und es lässt sich vermeiden, wenn man den weiter unten gegebenen Winken folgt [vergl. 559]. Der hier gegen die Emery-Maschine erhobene Vorwurf ist aber — wohlverstanden — ein Vorwurf, den man vielen anderen Maschinenarten, z. B. auch der Werder-Maschine machen kann.

Aber gerade die Emery-Maschine liesse sich bei geschickterer Konstruktion der Wage sehr leicht so bauen, dass der Beobachter die Wage in übersichtlichster Form unmittelbar neben sich hat. Diese Bauart sollte nicht nur aus Ersparnissrücksichten, sondern vor allen Dingen mit Rücksicht darauf bevorzugt werden, dass der verantwortliche Beobachter immer in der Lage sein muss, alle Vorkommnisse in eigener Person zu übersehen und während des ganzen Versuches die Verantwortung für alle Einzelheiten zu übernehmen. Diesen Gesichtspunkt wird man in Zukunft bei der Konstruktion von Materialprüfungsmaschinen kaum aus dem Auge lassen dürfen, wenn man Anspruch auf Vollkommenheit machen will. Praktisch scheint er mir wichtiger zu sein als die Erzielung übermässiger Empfindlichkeit oder eines unnöthig hohen, in der Regel nur in der Einbildung bestehenden Genauigkeitsgrades. Wollten wir in den beiden letzten Beziehungen unsere Maschinen einer eingehenden und erschöpfenden, allerdings schwierig durchführbaren praktischen Untersuchung unterziehen, und zwar nicht bloss im Leergange, sondern auch im belasteten Zustande, so würden wir wahrscheinlich zu sehr überraschenden Ergebnissen kommen und bei unseren allermeisten Maschinenarten finden, dass es mit dem Genauigkeitsgrade nicht so weit her ist, wie wir es uns zuweilen vorrechnen. Ich fürchte, dass bei einer solchen Untersuchung sich herausstellen wird, dass hierin auch die Emery-Maschine kaum eine Ausnahme macht; besonders aber dürfte sich ergeben, dass die Ueberlegenheit der Blattfeder gegenüber der Schneide nicht zum Ausdruck kommt. Ich schliesse dies aus folgenden Umständen.

Die Einführung der Blattfeder ist hier in Deutschland vor Emery schon von sehr berufenen Leuten für physikalische Wagen versucht, aber wieder aufgegeben worden. Das scheint mir ein Beweis dafür zu sein, dass man einsah, wie viel mehr man mit der Schneide erreichen kann und wie viel sicherer und zuverlässiger man mit ihr arbeitet. In dieser Anschauung hat mich natürlich der Umstand bestärkt, dass ich bei meinen Reisen in Amerika allerdings sehr viele Fairbanks-Wagen und andere Arten sah, aber keine Emery-Wagen bemerkte; ich habe auch nicht gesehen, dass die Laboratorien mit Analysenwagen Emeryscher Bauart ausgerüstet waren. Sellers macht Emery-Wagen nicht, und ich habe bestimmte Antworten nicht erhalten, als ich von meinen Beobachtungen sprach. Ob ich das Vorhandensein der Emery-Wagen nur übersehen habe, oder ob diese Wagen sich überhaupt nicht den Eingang verschafft haben, den man nach den pomphaften Ankündigungen hüben und drüben erwarten durfte, vermag ich freilich nicht zu sagen.

Meine Beobachtungen über den Gang der Wagen an den verschiedenen Emery-Maschinen und an einem seiner grossen Manometer lassen es mir wahrscheinlich erscheinen, dass die übergrosse Empfindlichkeit und die Unruhe der Schwingungen durch das zu grosse Uebersetzungsverhältniss und durch den Umstand hervorgerufen sein dürften, dass die Federwirkungen der vielen Blattfedergelenke sich beim Einspielen auf die Gleichgewichtslage zu stark bemerkbar machen. Die Lage der idealen Biegepunkte der Blattfedergelenke wird beeinflusst sein durch die Lage der Hebel; die Biegepunkte in den Federn eines Hebels liegen nicht in einer Ebene. Ohne eingehende Untersuchung lässt sich schwer feststellen, in welchem Grade hieraus entstehende Fehler in die Wägung eingehen. Man wird ferner kaum ohne ausreichenden Grund den Hebeln der Wage so grosse Massen



gegeben haben, denn die Trägheit der Massen kommt immer zum Ausdruck, auch wenn die Bewegungen klein sind. Die Frage liegt also nahe, in welchem Grade die Massen und die elastischen Formänderungen der Hebel, der beweglichen Glieder und auch der Blattfedern auf die Genauigkeit und Empfindlichkeit einwirken, wie dies ja an unseren Balkenwagen bekannt ist.

Dass aber elastische Formänderungen und Wärmewechsel auch auf die Emery-Wage nicht ohne Einfluss sind, ist an sich selbstverständlich, und daher fragt es sich, ob das, was man an Biegsamkeit des Balkens durch Vergrößerung seiner Masse zu vermeiden suchte, nicht durch Erschwerung des Wärmeausgleiches und vermehrte Belastung des Maschinengestelles hinfällig gemacht wird.

Mein — ich will es bis auf weiteres zugeben — Vorurtheil gegen die Ueberlegenheit der Blattfedergelenke wird auch noch durch den Umstand hervorgerufen, dass man nur eine einzige Möglichkeit hat, um das genaue Uebersetzungsverhältniss des Wagesystems an der Emery-Wage zu ermitteln, nämlich die Auswägung, die ja allerdings in letzter Linie auch für die Schneidenwage in Frage kommt. Die Ausmessung der Längen erscheint unzuverlässig, denn man weiss nicht, in welchem Maasse Anspannungen in den Blattfedern, die beim gewaltsamen Einpressen derselben in den Balkenkörper erzeugt werden müssen, die Lage der idealen Drehpunkte des Systems beeinflussen. Für mich bleibt nach allem also die Frage bestehen: ist die Wage mit Blattfedern in der That sicherer und vollkommener als die Wage mit Schneiden? Hier kann nur eine eingehende Untersuchung ausschlaggebend sein, und es wäre wohl zu wünschen, dass man hierzu an geeigneter Stelle Veranlassung nähme.

Der Leser wird erkannt haben, dass meine Einwendungen gegen die Emery-Maschine sich in der Hauptsache gegen die Bauart der Wage richten.

Die Bestimmung des Uebersetzungsverhältnisses in den Messdosen und der Wage der Emeryschen Maschine kann allerdings nur auf empirischem Wege an dem fertigen Dosensystem geschehen. Bei Sellers sah ich eine vorzügliche Einrichtung für diesen Zweck und habe die Ueberzeugung gewonnen, dass hier mit grösster Gewissenhaftigkeit gearbeitet und nur meisterhaft Vollkommenes geliefert wird. Aber man darf nicht vergessen, dass man namentlich bei wagerecht angeordneten Maschinen auch stark auf die Zuverlässigkeit dieser ersten Bestimmungen angewiesen ist; denn die Hilfsmittel für die Untersuchung einer fertigen Materialprüfungsmaschine sind heute immer noch recht schwerfällig oder unvollkommen. Grosses Verdienst würde sich erwerben, wer eine einfache sichere Vorkehrung zur schnellen Untersuchung von Prüfungsmaschinen im vollbelasteten Zustande erfände.

**505.** Die Wirkung der Schneiden bei der Kraftübertragung kann man sich, wie Schwedler gelegentlich äusserte, „als ein Schwimmen“ des Materials der Schneide in dem Material der Pfanne denken. Dabei werden beide Körper so lange elastische Formänderungen erfahren, bis sie so weit in einander eingesunken sind, dass Gleichgewicht herrscht. Die Schneide ist als Volleylinder von sehr kleinem, die Pfanne als Hohylcylinder von sehr grossem Durchmesser zu denken. Unter der Last entsteht immer Flächenberührung und, wenn man will, kann man sich diesen Zustand als einen Uebergang zu dem Zustande in der Blattfeder denken. Denn bei Schwingung des Hebels rollt der elastische Schneidenkörper in dem ebenso elastischen Pfannenkörper, und eine Verlegung der Berührungsfläche wird stattfinden müssen, wenn sie auch ausserordentlich klein ist. Wir haben es gewissermaassen mit einer sehr kurzen Blattfeder von sehr geringer Dicke zu thun, deren Breite gleich der wirksamen Schneidenlänge ist.

**506.** Da man also auch bei den wirklichen Schneiden mit geringen Eindrückungen und Veränderungen der Berührungsflächen zu thun hat, so haben sich einige Konstrukteure gefragt, ob es nicht angebracht sei, bei Hebeln mit nur ganz geringen Schwingungen, an Stelle der sehr kleinen Kantenabrundung, den Schneiden eine messbare Abrundung zu



geben. Demgemäss hat z. B. Pfaff (Taf. 13, Fig. 15—17) die Hauptschneiden mit abgerundeten Flächen konstruirt. Ob dies von praktisch wesentlicher Schädigung für den Genauigkeits- und Empfindlichkeitsgrad der Festigkeitsprobirmaschine ist, vermag ich aus eigener Anschauung nicht zu sagen, da ich Maschinen mit solchen Schneiden noch nicht untersucht habe. Die Benutzung von Schneiden mit starker Abrundung hat jedenfalls den Vortheil, die Schneidenbeanspruchung wesentlich zu vermindern, also auch bleibende Formänderungen und Abnutzungen wirksam zu verhüten; man kann bei grossen Belastungen die Schneiden kürzer, also auch widerstandsfähiger gegen Biegungsbeanspruchungen machen.

Bei Beurtheilung aller dieser Verhältnisse muss man aber im Auge behalten, dass es völlig ausreichend ist, wenn unsere Festigkeitsprobirmaschinen **zuverlässig eine Genauigkeit von 1 0/0 in der Kraftanzeige besitzen.**

Grössere Genauigkeit ist thatsächlich schwer zu erreichen, aber auch nicht nothwendig, weil unsere Materialien selbst einen wesentlich grösseren Ungleichförmigkeitsgrad haben (*L 102, 128*).

#### 4. Hebelwage mit Aufsatzgewicht.

**507.** Die Hebelwage mit Aufsatzgewichten in ihrer einfachsten Form findet sich nur bei verhältnissmässig wenigen Maschinen, z. B. bei der Werder-Maschine (Taf. 3, Fig. 1—3). Diese Form der Wage bedingt meistens, dass zur Bedienung der Maschine neben dem Beobachter noch ein zweiter Mann erforderlich wird, der bei der Werder-Maschine allerdings gleichzeitig das Pumpwerk oder die Zulassventile zu bedienen hat. Probirmaschinen sollten aber stets so konstruirt sein, dass während des Versuches der Beobachter ganz allein die Maschine beherrscht und bedient, so dass er jeden Vorgang beobachten und für das Ergebniss in vollem Umfange allein die Verantwortung übernehmen kann.

**508.** Hebelwagen mit gleichbleibender Hebellänge und mechanisch aufsetzbaren Gewichten benutzen die Maschinen von Emery (502 Fig. 355), Gollner (Taf. 13, Fig. 1 u. 3, No. 47—56), Martens (Taf. 5, Fig. 1 u. 3—5, No. 27—61 und Taf. 13, Fig. 18—31). Die Gewichte werden bei den grossen Maschinen der beiden zuletzt genannten Bauarten mittelst Schraube und Handrad, bei meiner kleinen 5000 kg-Maschine (Taf. 13, Fig. 23 u. 24) mittelst Handhebel 33 und 34 und der Winkelhebel 21 bewegt, die die Rasten für die Gewichtsstücke 18 oder 25 senken und dadurch das Aufsetzen dieser Gewichtsstücke eins nach dem andern bewirken. Die Zahl der aufgesetzten Gewichte kann an dem Klinkbogen 35 neben der Einfallklinke der Hebel 33 und 34 abgelesen werden, so dass der Beobachter unmittelbar von seinem Stande aus die Belastung der Wage ablesen kann. Hebel 33 bewegt die grossen Gewichte 18 für je 1000 kg Belastung und Hebel 34 die kleinen Gewichte 25 für je 100 kg Belastung. Bei meiner 50000 kg-Maschine (Taf. 5) sind die kleinen und die grossen Gewichtsscheiben unter einander angeordnet. Der kleine Gewichtssatz wird mittelst Handrad 38 (Fig. 1) gehoben oder gesenkt, während der grosse Gewichtssatz durch die Winde 43 (Fig. 5) bewegt wird. Die kleinen Gewichtsscheiben 30 geben je 1000 kg, die grossen 31 je



10000 kg Belastung. Gollner wendet allerdings eine ähnliche Senkvorrichtung für die Gewichtssätze an (Taf. 13, Fig. 1 u. 3), aber er befolgt doch einen anderen Grundsatz. Während Emery und Martens einen Satz gleicher Gewichte benutzen, benutzt Gollner einen Satz von vier ungleichen Gewichten 47—50 (Fig. 1), so dass mittelst geeigneter Kombination dieser vier Gewichte, sowie von einer Anzahl in der Zeichnung nicht angegebener kleiner Gewichtsstücke und des Schiebegewichtes jede beliebige Belastung von 0 bis 20000 kg bis auf kleinste Stufen von 0,5 kg aufgebracht werden kann. [Diese kleinen Laststufen dürften aber wenig praktische Bedeutung haben gegenüber dem Umstande, dass Fehler bis zu 1 % bei der Prüfung als zulässig erachtet werden müssen (506).] Die Gollnersche Anordnung der Gewichte bedingt, dass dann neben der mechanischen Aufsatzvorrichtung nun doch noch die Hand in Thätigkeit kommen muss, indem von Hand Querkeile in die Hängestange [mittlere Stange 46] gesteckt werden müssen. Diese Querkeile fangen das Gewichtsstück ab, welches zur Wirkung kommen soll; man kann also auf diese Weise die Auswahl zwischen den Gewichten 47—50 treffen und sie nach Bedarf kombinieren.

**509.** Unter die Wagen mit gleichbleibender Hebellänge und Aufsatzgewichten muss man auch die Wagen mit einem Schrotzulauf rechnen, wie er z. B. von F. Michaëlis angewendet wird. Die Maschine von Michaëlis wird namentlich zur Prüfung von Cement- und Mörtel-Probekörpern auf Zugfestigkeit benutzt; sie ist für Preussen als Normalapparat für die Cementprüfung vorgeschrieben und hat auch über die Grenzen Deutschlands hinaus eine sehr weite Verbreitung gefunden. Bei ihr sind die Zusatzgewichte alle gleich und sehr klein, entsprechend dem Gewicht der gleichzeitig auflaufenden Schrotkörner. Wird statt des Schrotzulaufes Wasserzulauf [siehe Fig. 358] benutzt, so findet eine stetige Belastungszunahme statt (L 259).

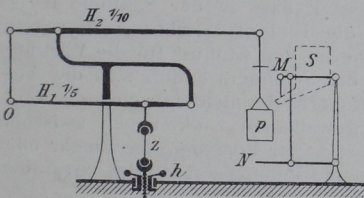


Fig. 357.

a. Wegen der Bedeutung des Michaëlisschen Apparates für die Cementprüfung und zugleich als Beispiel für verschiedene Punkte, die im Prüfungswesen Beachtung finden müssen, will ich hier den Apparat von Michaëlis etwas näher besprechen; er ist in Fig. 357 schematisch dargestellt.

Die Aufgaben der Antriebsvorrichtung werden von der Wage übernommen; wenn auch ein Handrad  $h$  mit Schraube vorhanden ist, wird dieses doch nur zur Einstellung der Wage in die Anfangslage benutzt. Die Wage hat eine Gesamtübersetzung von  $\frac{1}{50}$  und ist für 500 kg Kraftleistung gebaut. Die Belastung  $p$  wird durch Bleischrot erzeugt, welcher aus dem Gefäß  $S$  durch eine Rinne einläuft, deren Oeffnung so eingestellt werden kann, dass die in der Sekunde

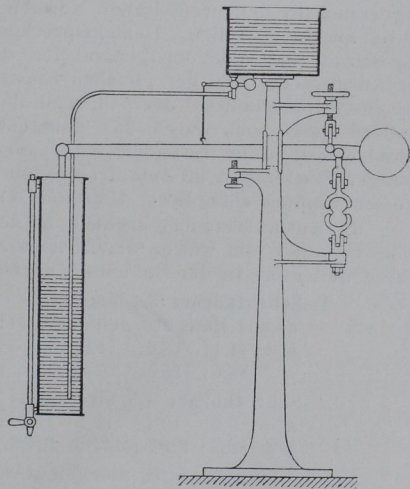


Fig. 358.



auslaufende Schrotmenge 100 gr beträgt. Wenn der Probekörper reisst, so fällt der Eimer  $p$  auf den Ausschalthebel  $N$  und veranlasst den Verschluss des Schrotzulaufes. Das Gewicht des Eimers sammt Schrotmenge wird dann nach Anhängung an die Oese  $o$  mittelst des Hebels  $H_2$  durch Gewichte festgestellt, die auf die kleine Schale zu setzen sind.

Trotz dieser dem Maschinenbauer und Mechaniker mindestens umständlich erscheinenden Konstruktionen und trotz des umständlichen Betriebes hat sich der Michæli'sche Apparat eine sehr grosse Verbreitung geschaffen. Das ist sicherlich Folge der leichten Uebersichtlichkeit und Zugänglichkeit der einzelnen Theile, der Leichtigkeit, mit welcher er kontrolirt werden kann, und wohl auch Folge der benutzten Probenform, sowie der guten Einspannung. Aber auch der Umstand, dass der Apparat in Preussen als officieller Apparat angenommen wurde, dürfte zu seiner allgemeinen Verbreitung beigetragen haben. Es ist merkwürdig, wie viele Nachahmer und Verbesserer dieser Apparat gefunden hat. Besonders versuchte man den Schrotzulauf, dessen Mängel und Umständlichkeiten ja auf der Hand liegen, durch Wasserbelastung zu ersetzen, vgl. den Apparat von Reid (L 47, 1878) Fig. 358. Hierbei ist denn meistens die Wassermenge an einem Standrohr, womöglich als Bruchspannung in kg/qcm ausgedrückt, abzulesen. Wie viel sicherer und einfacher wäre nicht die Anwendung der Neigungswage.

b. Die Wage selbst wurde von der Charlottenburger Versuchsanstalt durch direkte Belastung mit Gewichten bis zu 500 kg auf Genauigkeitsgrad und Empfindlichkeitsgrad, sowie auf die Formänderungen der Maschinenteile geprüft und bestand diese Prüfung vollkommen befriedigend. (L 1, 1896, S. 177.) Man fand, dass sich das Uebersetzungsverhältniss bei dem untersuchten Apparat nur sehr wenig ändert; es war im Mittel = 49,93 statt 50.

Ein Zusatz von 1 gr bringt die Wage um 12 mm aus der horizontalen Anfangslage, 10 gr um etwa 50 mm zum Ausschlag. Da die Senkung beim Versuch selbst bis zum Abreissen des Probekörpers etwa 30 mm betragen mag, so wird aus diesem Grunde die Kraft schätzungsweise um etwa  $7,50 = 350$  gr zu gering angezeigt werden d. h. die Zugfestigkeit bei dem normalen Probenquerschnitt  $f = 5$  qm um  $\Delta\sigma = \frac{0,35}{5} = 0,07$  at zu klein gefunden. Für die Normenfestigkeit von 16 at für 28 Tage alte Proben würde der Fehler also auf  $-0,44\%$  zu schätzen sein.

c. Von wesentlichem Einfluss auf das Prüfungsergebniss ist auch die Geschwindigkeit, mit welcher der Schrot in den Eimer läuft; deswegen ist für den Zugversuch in den preussischen Normen festgesetzt, dass in der Sekunde 100 gr Schrot auslaufen sollen. Dementsprechend ist die Einlaufvorrichtung zu regeln. Die Schrotgrösse und der Zustand der Oberfläche ist von Einfluss für die Wirkung des Ausfliessens. Bei der gleichen Einstellung des Schiebers ändert sich die Ausflussgeschwindigkeit mit der Zeit, weil die Schrotoberfläche nicht nur von der Luft, sondern auch noch durch das gelegentliche gewaltsame Einklemmen zwischen Schieber und Rinne verändert wird. So kann es sogar kommen, dass mehr oder weniger Stockungen im Zulauf eintreten. Folgende Versuchsergebnisse lassen den grossen Einfluss aller dieser Umstände erkennen.

d. Auslaufversuche ergaben, an dem gleichen Apparat bestimmt, wenn  $h$  die Höhe bedeutet, um welche der Abschlusschieber zum Oeffnen der Rinne gehoben wurde und  $p$  die in der Sekunde ausgelaufene Schrotmenge in gr bedeutet:

1. Schrotkörner 3,1 mm Dmr.

a) alt [längere Zeit benutzt:	b) neu
$h = 11,1; 12,0; 14,9$ mm	$h = 10,4; 11,1; 12,0; 14,9$ mm
$p = 88,5; 125,5; 238$ gr/sec.	$p = 140; 176; 227; 410$ gr/sec.

2. Schrotkörner 1,5 bis 2,5 mm Dmr.

$h = 9,7; 10,4; 11,1$ 12,0 mm
$p = 86,2; 120,5; 147,7; 184,5$ gr/sec.

Bei 1a fand häufiges Stocken statt; bei  $h = 11,1$  hörte nach 8–9 Sekunden das Fliessen oft ganz auf; bei 1b fand glattes Fliessen statt. Man sieht also, wie achtsam der Apparat behandelt werden muss, wenn er einwandfreie Ergebnisse liefern soll.

e. Von dem Augenblick des Probenbruches bis zum Abschliessen des Schrotzulaufes vergeht eine gewisse Zeit. Um die Schrotmenge, die während derselben



noch in den Eimer nachfliesst, wird also die Bruchlast zu gross gefunden. Die Fallhöhe des Bechers wird man auf etwa 5 cm schätzen können; demnach ist die Zeit vom Bruch bis zum Abschluss der Rinne:

$$t = \sqrt{\frac{2h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,05}{9,81}} = 0,1 \text{ sec.}$$

Beim normalen Auslauf ist also die nachlaufende Menge auf etwa  $0,1 \cdot 100 = 10$  gr zu schätzen, d. h. auf 500 gr Zugkraft am Probekörper. Die Zugfestigkeit würde also um  $\Delta\sigma = \frac{0,5}{5} = 0,1$  at zu gross angegeben werden; für die normenmässige 28-Tage-Festigkeit wäre das 0,5% zu viel. Was aber wichtig und rechnungsmässig nicht einfach verfolgbar ist, ist die Wirkung des Schrotstosses auf den Becher.

f. Die Form und Aufhängung der Einspannvorrichtung für den Zugkörper ist durch Fig. 359 gegeben. Der Bügel ist durch eine Körnerspitze getragen und kann sich deswegen leicht einstellen. Die Angriffsflächen des Bügels sollen, wie Schnitt *ab* zeigt, leicht gewölbt sein, damit der Angriff am Probekörper in 4 Punkten erfolgt, die möglichst in der Mittelebene der Probe liegen. Schiefe Einspannung und damit das Auftreten von

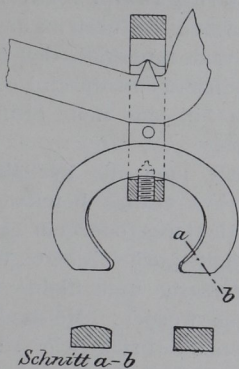


Fig. 359.

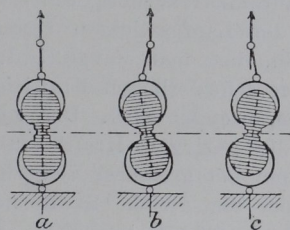


Fig. 360.

Biegungsspannungen im Körper, ist trotzdem nicht ausgeschlossen. Um über die Grösse des eintretenden Fehlers eine praktische Anschauung zu gewinnen, wurden mehrere Reihen von Proben mit absichtlich übertrieben schiefer Einspannung geprüft (vergl. Fig. 360 *a* bis *c*); man erhielt im Mittel für Fall

<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>
22,6	23,1	23,5 at.

Eine wesentliche Beeinflussung konnte nicht erwiesen werden, was namentlich aus den im Original (*L 1*, 1896 S. 177) mitgetheilten Einzelwerthen hervorgeht; die Fehlergrenzen des Versuches sind eben an sich schon zu hoch.

**510.** Auch der Auftrieb des Wassers [hydrostatische Wage] ist schon benutzt worden, um bei gleichbleibender Hebellänge eine Wage mit stetiger Belastungszunahme zu konstruiren; vergl. Maschine von Petit (*L 102*, 1888, S. 41, Fig. 28; *39*, 1895, S. 646) Taf. 15, Fig. 25. Zu welchen Ungeheuerlichkeiten man sich dabei verstiegen hat, erkennt man aus den Abmessungen für den Schwimmer, der bei 1,25 m Durchmesser 1,38 m Höhe hat. Zu beachten ist hierbei, dass die Wärmeausdehnung des Wassers und der Gefässe den Belastungswerth für 1 cm Steighöhe der Wage beeinträchtigen muss. Die Konstruktion der Maschine ist im übrigen aus der Zeichnung verständlich.



## 5. Laufgewichtswage.

### Laufgewicht und Skala.

**511.** Die Laufgewichtswage ist bei den Materialprüfungsmaschinen ausserordentlich viel verwendet. Sie bietet ohne Zweifel manchen Vortheil und ist weiterer Vervollkommnung wohl zugänglich.

Bei der einfachen Laufgewichtswage wird das auf dem Balken reitende oder auf einer besonderen Laufstange gleitende Gewicht von der Hand entweder an einer Theilung verschoben oder in besonderen Einkerbungen oder Einklinkungen festgestellt, die dann nach bestimmten Vielfachen fortschreitenden Gewichten entsprechen. Das Laufgewicht und die Balkenlänge wird nicht immer so bemessen, dass die Verschiebung des Gewichtes vom einen Ende bis zum anderen der ganzen Kraftleistung entspricht; vielfach werden bestimmte grosse Laststufen durch an das Balkenende angehängte Gewichte herbeigeführt, und innerhalb der hierdurch gegebenen Belastungsstufen wieder die Zwischenwerthe durch Verschieben des Laufgewichtes erzeugt, das dann natürlich für jede neue Stufe wieder auf den Nullpunkt zurückgeführt werden muss.

Bei den Laufgewichten erster Art richtet man die Verhältnisse oft auch so ein, dass man verschiedene Gewichtsstücke benutzt, so dass je nach der erforderlichen Kraftleistung ein leichteres oder ein schwereres Gewicht angewendet wird. Der vom Laufgewicht zurückgelegte Weg wird also für die geringen Kraftleistungen vergrössert, und kleine Momente können dann mit grösserer Sicherheit abgelesen werden. Meistens benutzt man hierbei die gleiche Skala mit Gewichten, die sich wie 1 : 10 : 100 oder 1 : 2 : 5 : 20 : 50 verhalten, so dass man leicht die Momente an derselben Bezifferung ablesen kann. Häufig werden auch zwei oder mehr Laufgewichte von verschiedener Grösse neben einander benutzt, die sich in der Regel wie 1 : 10, 1 : 100, 1 : 1000 verhalten. Dann wird das grosse Gewicht sprungweise von einer Einkerbung zur anderen versetzt, und das kleine Gewicht läuft jedesmal vom einen Ende seiner Skala zur anderen, die Zwischenmomente anzeigend.

**512.** Man kann die Benutzung der grossen Aufsatz- oder Laufgewichte gewissermaassen als eine Vergrösserung der Skala, d. h. Verlängerung des Wagehebels ansehen, die entsprechend den oben angegebenen Verhältnisszahlen gleich dem doppelten, fünf-, zehn- u. s. w. fachen der wirklichen Balkenlänge ist. Die Ablesung wird feiner und kann auch genau sein, wenn die Theilung der Skala genau ist, wenn das Uebersetzungsverhältniss der Wage auch während der Belastung unverändert bleibt und wenn der Empfindlichkeitsgrad der Wage für die feine Ablesung ausreicht. Angesichts der bei manchen Prüfungsmaschinen erkennbaren Uebertreibung dieser ideellen Hebelarmverlängerung muss man sich die Frage vorlegen, ob eine solche Verlängerung nöthig und zweckmässig sein kann? Ich glaube diese Frage verneinen zu sollen.

Wenn wir die Ueberzeugung haben müssen, dass die Ungleichmässigkeit des Materials uns im Allgemeinen hindert, dessen Festigkeit mit mehr als 1% Zuverlässigkeit festzustellen [von ganz besonderen Ausnahmefällen abgesehen, wird diese Grenze sogar in den weitaus meisten Fällen gar



nicht einmal annähernd erreicht], wenn wir wissen, dass es ausserordentlich schwer ist, unseren Probirmaschinen einen wesentlich grösseren Genauigkeitsgrad als 1% zu verleihen, wenn selbst unsere besten Feinmessapparate zur Bestimmung der Formänderungen höchstens etwa 0,5% Genauigkeit sicherstellen, wenn wir als praktische Konstrukteure wissen, dass unsere Rechnungen mit überlieferten Mittelwerthen den wahren Eigenschaften des verwendeten Materials nicht entsprechen, wenn wir wissen, dass diese unsere Rechnungen Annäherungsrechnungen sind, die ganz gewiss mit mehr als 1% von der Wirklichkeit abweichen, was hat es dann für einen Sinn, die Genauigkeit der Ablesung an der Wage zu übertreiben? Warum bleiben wir da nicht innerhalb der Grenzen des praktisch Nothwendigen und mit einfachen Mitteln Erreichbaren?

Ich meine, wenn der Hebel einer Laufgewichtswage so lang gemacht wird, dass man bei den kleinsten Probestücken, für die die Maschine vernunftgemäss noch benutzt werden kann, die Gewichte mit 1% der anzuwendenden Bruchlasten sicher bestimmen kann, so ist das völlig ausreichend; denn ebenso verkehrt, wie es sein würde, an einer Schwarzwälder Uhr Sekunden zu messen, ebenso verkehrt ist es, auf einer 50000 kg Maschine Drähte oder gar Pferdehaare zu zerreißen.

Bei der Forderung von 1% Genauigkeit dürfte es völlig genügen, wenn der Balken in  $\frac{1}{1000}$  der grössten Krafftleistung der Maschine eingetheilt ist. Ist die Theilung scharf eingeschnitten und die Strichentfernung 1 mm oder mehr, so kann man dann immer noch Fünftel oder Zehntel der Theilung, also  $\frac{1}{8000}$  oder  $\frac{1}{10000}$  der höchsten Krafftleistung schätzen, bei 50000 kg also bis auf 5 kg; der Fehler, mit dem eine Ablesung behaftet ist, braucht dann nicht grösser als  $\pm 10$  kg angenommen zu werden. Sehr wahrscheinlich wird die Maschine einen weit geringeren Genauigkeitsgrad besitzen. Die Empfindlichkeit geht zuweilen noch weiter; meine 50000 kg-Maschine (Taf. 5) zeigt z. B. im Leergange ganz deutlich ein Gewicht von 0,5 kg an, das an die Einspannklaue gehängt wird. Wenn die Wage empfindlich genug ist, so wird man selbst bei einem einzigen Laufgewicht unter den eben besprochenen Verhältnissen noch Laststufen von 1000 kg für die Feinmessungen mit ausreichender Genauigkeit einstellen können, denn der mittlere Fehler der Einstellung wird weit geringer als 1% werden, da ja bei den Feinmessungen nicht Einzelwerthe ermittelt, sondern immer Messungsreihen ausgeführt werden. Will man die Einstellung für die Feinmessungen noch sicherer machen und ist genügend Empfindlichkeit der Wage vorhanden, so sollte man die Einrichtung treffen, dass für die Feinmessungen ein wesentlich kleineres Laufgewicht [ $\frac{1}{10}$  des grossen] benutzt wird.

**513.** An dieser Stelle möchte ich auf einen Vorschlag zurückgreifen, den ich schon im Abs. 40, S. 22 machte. Durch geschickte Konstruktion des Laufgewichtes kann man mit leichter Mühe erreichen, dass das Gewicht dem jedesmaligen Probenquerschnitt  $f$  beim Zerreißversuch so angepasst wird, dass die Ablesungen an der Skala unmittelbar die Spannungen  $\sigma$  im Probestab in at (kg/qcm) anzeigen. Für die in der Regel vorkommenden Querschnitte würde man einige Hauptgewichte haben, die so einzurichten wären, dass sie mit der eigentlichen Reitervorrichtung derartig verbunden werden können, dass eine Schwerpunktsverschie-



bung ausgeschlossen ist. Für grössere, nicht mehr vernachlässigbare Abweichungen des Probenquerschnittes von dem normalen Querschnitt, wie sie in Folge von Bearbeitungsfehlern vorkommen, würde man Zusatzgewichte hinzuzufügen haben.

In Verbindung mit einer solchen Einrichtung würde man dann die Formänderungen des Stabes unmittelbar in Procenten der ursprünglichen Länge nach den in Abs. 40, 137 angegebenen Maassnahmen ablesen oder von der Maschine aufzeichnen lassen und gewönne auf diese Weise Prüfungsergebnisse, die sich unmittelbar mit einander vergleichen lassen oder bei gleichem Material sich decken. Welche grossen Vortheile hiermit gegeben sein würden, geht aus dem früher Gesagten mehrfach hervor (40); ich will das hier nicht wiederholen, sondern nur darauf aufmerksam machen, auf wie verschiedene Weise man den gedachten Zweck erreichen kann.

**514.** Ebenso wie man die Skala gleichbleibend benutzt und das Gewicht von veränderlicher Grösse macht, kann man bei der Laufgewichtswage bei gleichbleibendem Gewicht und fester Hebelänge die Theilung entsprechend dem Probenquerschnitt veränderlich machen, so dass man die Spannungen  $\sigma$  an der dem jeweiligen Probenquerschnitt entsprechenden Skala abliest. Dabei braucht man keineswegs eine Reihe von Skalen auf dem Hebelarm einzugraviren. Vielmehr kann man beispielsweise einen sogenannten verjüngten Maassstab, mit von einem Punkte ausstrahlenden Theilstrichen, auf dem Hebelarm anbringen. Dieser Maassstab würde dann allen Skalen entsprechen, die für einen gewissen kleinsten und grössten Probenquerschnitt gültig sind und man brauchte mit dem Laufgewicht nur eine Zeigermarke zu verbinden, die, wie in Fig. 361 angedeutet, auf der dem Stabquerschnitt  $f$  entsprechenden Linie, die in jedem Augenblick herrschende Spannung  $\sigma$  in at angiebt. Man wird selbstverständlich die Zeigermarke so einrichten, dass sie genau auf die dem Querschnitt  $f$  entsprechende Linie zeigt. Wenn man den Kunstgriff braucht, mehrere auswechselbare Laufgewichte zu benutzen, so braucht der verjüngte Maassstab gar nicht einmal einen grossen Umfang zu haben.

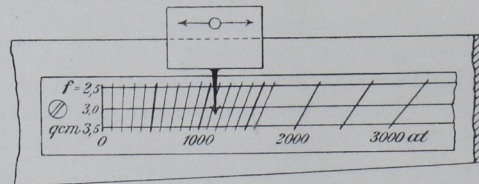


Fig. 361.

Ebenso könnte man die verjüngten Maassstäbe auf Metallstreifen auftragen, die auswechselbar am Wagehebel zu befestigen wären. Auch könnten die Skalen auf einen Cylindermantel gewickelt werden, so dass die dem Stabquerschnitt entsprechende Linie durch Drehen des Cylinders auf die Zeigermarke des Laufgewichtes eingestellt werden müsste. Diese Skalen könnten bei geeigneter Konstruktion des Laufgewichtes natürlich auch neben dem Hebel am Maschinengestell befestigt werden.



### Fortbewegung des Laufgewichtes.

**515.** Für die Fortbewegung des Laufgewichtes sind die mannigfaltigsten Konstruktionen im Gebrauch, so dass ich hier nur die charakteristischen besprechen kann.

Die Fortbewegung von Hand in ihrer einfachsten Form ist in den vorausgehenden Absätzen schon berührt. Diese Bewegung wird oft durch eine besondere von Hand betriebene Vorkehrung mittelst Schnurzug oder Schraube auf das Laufgewicht übertragen, wobei man die Zeigermarke des Wagebalkens fortgesetzt im Einspielen zu erhalten sucht. Der Antrieb durch Schnur oder Schraube muss selbstverständlich so konstruirt sein, dass durch die zur Fortbewegung des Gewichtes erforderliche Kraft kein Moment auf die Wage übertragen werden kann. Die Kraft- und Widerstandsrichtungen sollten daher stets durch die Mittelschneide gehen.

**516.** Die Bewegung des Laufgewichtes durch Schnurzug ist beispielsweise bei der Maschine von Delaloë Taf. 15, Fig. 19 und 20 (*L* 38, 1887, S. 273, *L* 34, 1891, S. 25) und bei den Maschinen von Greenwood & Batley, Taf. 17, Fig. 1—6 benutzt.

**517.** Bei der Maschine von Mohr & Federhaff, Taf. 6, Fig. 1 wird die im Hebel an beiden Enden gelagerte Schraube 26 durch eine am Maschinengestell parallel zu ihr gelagerte Welle mittelst Zahnräder bewegt, deren Eingriff in der Verlängerung der Stützschnide für den Laufgewichtshebel liegt. Das Drehmoment der Zahnräder wirkt dabei senkrecht zur Schwingungsebene des Wagehebels, so dass nur die sehr geringe Reibung zwischen den Zahnflanken einen wahrscheinlich sehr kleinen Einfluss auf die Empfindlichkeit der Wage ausüben wird. Die Antriebswelle kann von beiden Enden aus mit Handrad bewegt werden.

**518.** Die Grafenstadener Maschine, Taf. 8, Fig. 1, 2 und 30, ist mit einer ähnlichen Einrichtung versehen. Das Schraubenrad 40 treibt die Schraube 8 zur Bewegung des Laufgewichtes 9. Die Hebeltheilung für das Laufgewicht geht bis auf 40 000 kg. Soll die Maschine bis zu 50 000 kg benutzt werden, so wird das Zusatzgewicht für 10 000 kg Belastungswerth aufgesetzt; dieser Werth ist dann den Ablesungswerthen hinzuzufügen. Das Schraubenrad 40 und die Schraube 8 machen gleiche Umdrehungen wie die Antriebswelle 39 mit dem Handrad 37. Der Gewichtshebel hat Theilung von je 500 kg. Eine Umdrehung des Handrades 37 verschiebt das Laufgewicht um eine Theilung, und da das Handrad in 50 Theile getheilt ist, so entspricht die Theilung je 10 kg Belastung. Die ganzen Umdrehungen dieses Rades werden durch eine horizontal laufende Zählscheibe gezählt, welche ebenfalls die Theilung für je 500 kg trägt; an ihr kann man also die Stellung des Laufgewichtes am Hebel ebenfalls ablesen.

**518a.** L. Paupier-Paris (*L* 183, S. 12, Taf. I, Fig. 7) baut Maschinen für Cementprüfung, bei denen der Antrieb durch die Laufgewichtswage mit besorgt wird. Die Maschinen sind für Zug- und Druckversuche bis zu 2000 kg bestimmt.

**519.** Bei der Wickstedt-Maschine, Taf. 16, wird das schwere Laufgewicht 14, mit Rädern auf Schienen am Hebel 13 laufend, entweder von Hand mittelst des Handrades 17 oder durch ein Riemenvorlege 23 be-



wegt. Der Vorwärts- und Rückwärtsgang wird durch die Handhabe 41 eingeleitet. Die Fortbewegung geschieht durch das Räderwerk 16, das auf die Schraube 15 wirkt. Bei der neuesten Form der Wicksteed-Maschine findet die Bewegung des Laufgewichtes durch eine wagrecht angebrachte hydraulische Presse statt. (L 235.)

**520.** Bei dem in Fig. 350 dargestellten Laufgewicht der Torsionsmaschine von Martens ist das Laufgewicht als Rolle 7 ausgebildet, die zwischen Spitzen in der durch Gegengewicht ausgeglichenen Gabel eines Wagens läuft, der seinerseits auf zwei Leitschienen durch Schraube verschoben wird. Die Einstellung des Wagens und damit auch die der Rolle, werden auf der Skala und am Handrad abgelesen (524).

**521.** Als Beispiel von mechanisch betriebenen Laufgewichten wurde schon die Maschine von Wicksteed erwähnt (519). Bei dieser Maschine muss aber der Beobachter die Geschwindigkeit der Fortbewegung des Laufgewichtes noch so regeln, dass die Wage möglichst unausgesetzt im Einspielen bleibt. Bei anderen Konstruktionen ist die Sache so geordnet, dass die Geschwindigkeit von der Maschine beeinflusst wird. Diese Selbstregelung kann man nach verschiedenen Gesichtspunkten vornehmen. Meistens lässt man den Antrieb mit einer bestimmten Geschwindigkeit vorgehen und ändert dann das Moment des Kraftmessers in der Weise, dass die Wage immer nahezu im Einspielen erhalten wird. Man kann aber auch den umgekehrten Weg verfolgen und das Moment des Kraftmessers gleichförmig wachsen lassen und hiernach die Geschwindigkeit des Antriebes so regeln, dass die Wage im Einspielen bleibt. Zur Steuerung der Bewegungsvorrichtungen benutzt man im ersten Falle meistens die Bewegungen des Hebels.

**522.** Auf meiner Studienreise in Nordamerika sah ich eine Einrichtung, bei der auf einfachem mechanischen Wege das Laufgewicht durch ein Getriebe bewegt wurde, welches vom Wagebalken gebremst wurde. Ich habe das Schema hierzu in Fig. 362 nach dem Gedächtniss wiedergegeben, da ich einen Theil meiner Notizen leider unterwegs verloren habe. Die Vorrichtung war an der Maschine nachträglich angebracht. Das Laufgewicht *p* wurde auf dem Balken durch das von dem Gewicht 5 getriebene Laufwerk 1 verschoben. Die Nase 2 am Hebel hemmte das Laufwerk, wenn er nach unten ausschlug; es lief also nur im Sinne der Belastung. In Fig. 362 deutete ich am Gewicht eine Rolle 3 an, über welche die Treib-

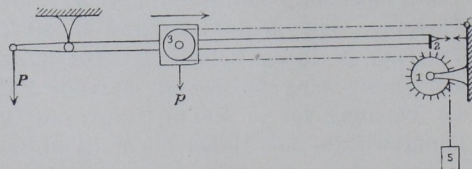


Fig. 362.

schnur nach Punkt 4 am Maschinengestell läuft. In Wirklichkeit war die Ausführung viel einfacher; ich wollte aber darauf hinweisen, dass die Zugrichtung der Fortbewegungskraft durch die Mittelschneide gehen muss und vor allen Dingen einen Uebergang zu Fig. 363 schaffen, welche zeigt, wie man diese einfache Vorrichtung auch für Hin- und Rücklauf des Gewichtes



einrichten kann. In Fig. 363 sind zwei Laufwerke angebracht, die in der Mittellage des Hebels beide von den Nasen 2 gehemmt, aber wechselseitig freigelassen werden, wenn das Gleichgewicht gestört wird. Laufwerk 1 besorgt den Hingang, es wird durch Gewicht 5 getrieben; Laufwerk 4 bewirkt den Rückgang, es wird durch Gewicht 7 mittelst Rolle 8 getrieben, während Gewicht 6 nur zur Schnurspannung dient.

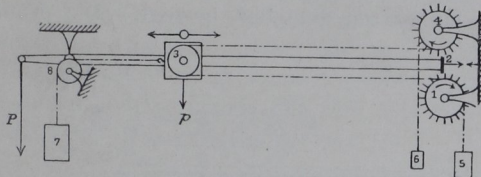


Fig. 363.

**523.** Der zuletzt beschriebene Grundsatz steckt schliesslich auch in dem Apparate, mit welchem ich meine 50 000 kg-Maschine für die Aufzeichnung des Schaubildes ausrüstete, wenn hierbei auch nicht das Laufgewicht einer Wage bewegt, sondern das Quecksilbergefäss eines Manometers gehoben und gesenkt wurde. Der Grundsatz lässt sich auch in der von mir für diesen Fall gewählten Form auf die Bedienung der Laufgewichtswage übertragen. Mein Apparat ist in (L 162) ausführlich beschrieben, besonders habe ich dort die zahlreichen Erfahrungen niedergelegt, die ich bei dem Bestreben machte, sehr grosse Uebersetzungsverhältnisse zu erzielen. Weil gerade dieses Beispiel lehrreich ist, habe ich es in Abs. 563 beschrieben, obwohl es für das praktische Versuchswesen schliesslich von nebensächlicher Bedeutung ist; ich begnüge mich daher an dieser Stelle mit der Bemerkung, dass der Apparat aus zwei elektromagnetisch gebremsten Laufwerken besteht, an welchen mit loser Rolle das Quecksilbergefäss [Laufgewicht] hängt. Das linke Werk dient zum Heben des Gefässes, es wird durch ein schweres Gewicht getrieben, während das rechte Werk durch das sinkende Quecksilbergefäss von kleinerem Gewicht bewegt wird. Die Bewegung des einen oder des anderen Laufwerkes wird wechselseitig durch den elektrischen Strom gehemmt, der, abhängig von der auf den Probestab übertragenen Kraft, durch eine Kontaktvorrichtung so gesteuert wird, dass der Apparat stets mit sehr kleinem Spiel um die Gleichgewichtslage der Belastungsvorrichtung schwankt. Das Quecksilbergefäss folgt auf diese Weise genau der im Probekörper herrschenden Inanspruchnahme, und sein Stand ist ein Maass für diese Kraft.

**524.** Man kann das, was man bei dem vorigen Beispiel durch Elektrizität bewirkte, auch mit Wasserbetrieb erreichen. Ich benutzte die Gelegenheit der Berliner Unfallverhütungsausstellung, um diesen Grundsatz an einer kleinen Maschine für 500 kg-Leistung vorzuführen, die nach meinen Plänen von der Werkstatt der Versuchsanstalt gebaut wurde und Gegenstand der Ausstellung der Anstalt war. Sie ist in Fig. 364 in 1 : 12,5 nat. Gr. dargestellt.

Der Antrieb erfolgt durch einen von der Wasserleitung getriebenen Liderkolben 3, dem vor- und rückläufige Bewegung durch Umsteuerung des Hahnes 22 erteilt werden kann.



Das Laufgewicht ist durch einen Wagen 9, mittelst der um den Mittelzapfen schwingenden Gabel, in Spitzen so geführt, dass auf den Wagebalken fast nur das Eigengewicht der grossen Rolle wirkt. Der Wagen läuft auf den beiden Seitenschienen 8; er wird getrieben durch ein Uhrfeder-Stahlband 10, das an den Stift 11 am Wagen angreift. Dem Wagebalken 7 ist zwischen den Stellschrauben 23 nur ein ganz geringes Spiel gewährt. Dieses Spiel wird auf Stange 18 übertragen, die in dem Ventilgehäuse 19 einen entlasteten Schieber bewegt. Die Kanäle sind in das

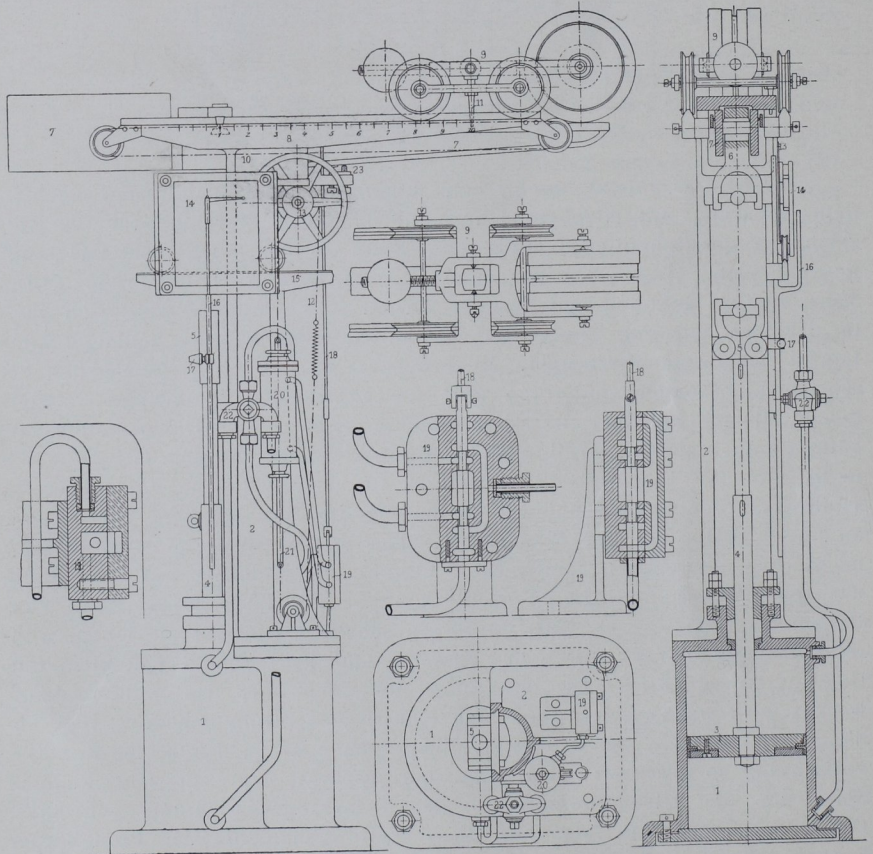


Fig. 364.

Gehäuse 19 eingefräst, wie aus Fig. 364 zu ersehen ist. Man erreicht hierdurch sehr scharfe Abschlusskanten, und ein geringes Spiel von wenigen Zehntel-Millimetern genügt für die Umsteuerung. Diese setzt abwechselnd den oberen oder unteren Raum des Cylinders 20 mit der Druckwasser- oder mit der Abflussleitung in Verbindung. Dadurch wird die mit der Kolbenstange 21 verbundene Uhrfeder 12 hin und her bewegt, welche nun das Getriebe 13 in Thätigkeit bringt. Dieses muss der Bewegung des Steuerventils, d. h. des Wagebalkens 7 folgen, und dadurch wird mittelst des am Getriebe befestigten Bandes 10 das Laufgewicht um die jeweilige Gleichgewichtslage der Wage pendelnd erhalten. Die Gleichgewichtslage



ist aber abhängig von der Spannung in der zu untersuchenden Probe. Die hin und her gehende Bewegung des Getriebes wird mit Hilfe einer Zahnstange auf die Zeichentafel 14 übertragen, die auf der Führung 15 mit Rollen läuft. Der Zeichenstift schreibt ausserdem die Längenänderungen der Probe auf, da er durch Stange 16 und Klemme 17 mit der unteren Einspannklaue 5 verkuppelt ist.

**525.** Der Antrieb der Maschine von Olsen (Taf. 20) und die Fortbewegung des Laufgewichtes ist in Fig. 365 schematisch erläutert. Ich will die Beschreibung hiernach gleich auf die ganze Einrichtung erstrecken; sie wiederholt sich in geringer Veränderung bei den meisten Olsenschen Maschinen; der Vergleich mit Fig. 365 wird auch die Abbildungen auf Taf. 20 leicht verständlich machen.

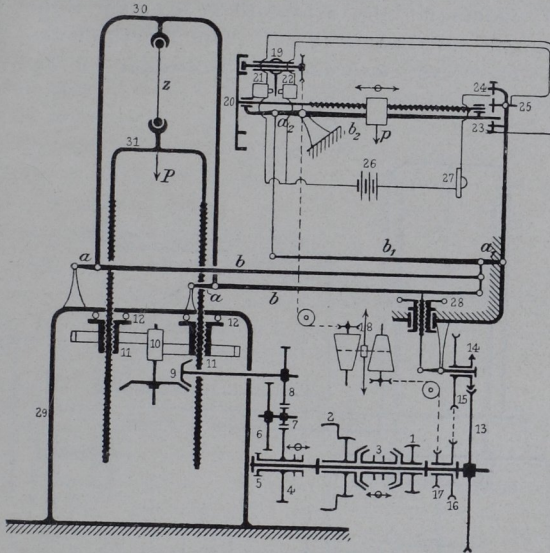


Fig. 365.

Bei der Olsenschen Maschine wird das Laufgewicht durch eine von dem Antriebe aus mittelst Schnurlauf betriebene Schraube bewegt; die Bewegungsrichtung wird selbstthätig durch das Spiel des Wagehebels mittelst einer elektrischen Umsteuerung geregelt. Der Antrieb des Schnurlaufes erfolgt von der Hauptwelle aus, die durch gekreuzten und offenen Riemen mittelst der Riemenscheiben 1 und 2 (Fig. 365), je nach dem Eingriff der Reibungskuppelung 3, rechts- oder linksdrehend bewegt wird. Diese Bewegung wird durch ein Rädervorgelege 4 bis 11 auf die vier Schrauben des Querhauptes 31 übertragen [12 sind vier Kugellager, die zur Reibungsverminderung dienen]. Hierdurch wird die Zugkraft mittelbar durch die Probe und das Querhaupt 30 oder unmittelbar durch den Druckkörper auf den in Fig. 365 fortgelassenen Tisch abgegeben, der in den gegabelt ausgeführten beiden unteren Hebeln ( $ab$ ) vier Stützpunkte findet. Von diesen Hebeln wird die Kraft mittelst des Hebels  $a_1b_1$  auf den Laufgewichtshebel übertragen. In dem Laufgewichtshebel  $a_2b_2$  ist die Fortbewegungsschraube für das Laufgewicht gelagert, er ist am linken Ende



mit einer Zifferscheibe versehen, die zwei Reibungsränder besitzt, an welche das kleine Reibungsvorgelege 19 angreift, das, je nachdem an welchem Rande es angreift, rechts- oder linksdrehend auf Scheibe 20 wirkt. Die Umsteuerung dieses schwingend gelagerten Vorgeleges geschieht mit Hilfe der Elektromagneten 21 und 22 durch den Strom der Batterie 26, wenn Kontakt 25 geschlossen ist, so dass Belastung, und wenn Kontakt 23 geschlossen ist, Entlastung der Wage erfolgt. Wenn das Laufgewicht dem Wachstum der Spannung im Probekörper nicht folgen kann, so wird erst der federnde Kontakt 25 geschlossen und darauf 24; hierdurch macht die Klingel 27 den Beobachter auf diesen Zustand aufmerksam. Der Beobachter kann dann die Geschwindigkeit des Hauptgewichtes regeln, indem er das in den Schnurlauf eingeschaltete Kegel-Riemengetriebe 18 entsprechend einstellt. Dieses erhält seine Bewegung durch den Schnurtrieb 13 bis 17, indem mittelst Schraube 28 das am Hebel laufende Reibungsrad 14 an 13 angepresst wird. Die Zifferscheibe 20 giebt die Hunderter und Zehner an, während die Tausender an der Hebeltheilung vom Laufgewicht angezeigt werden.

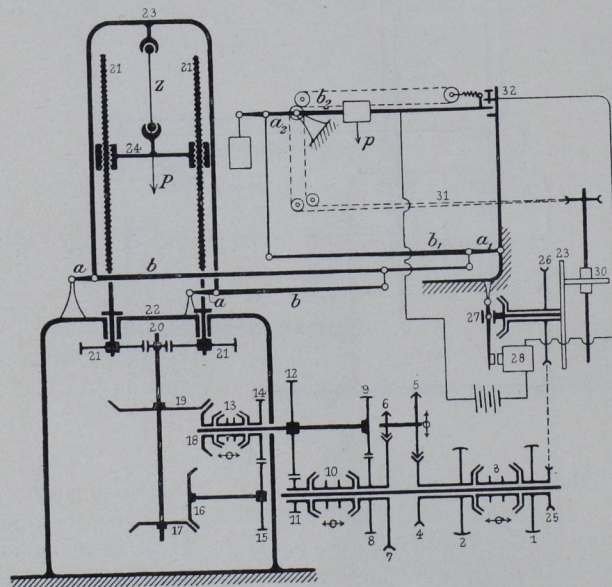


Fig. 366.

**526.** Der Antrieb der Maschine von Riehlé ähnelt in der ganzen Anlage demjenigen der Olsen-Maschine; er ist in Fig. 366 mit Auslassung einiger Zwischenräder schematisch dargestellt. Der Antrieb erfolgt durch offenen und gekreuzten Riemen; er wird unter Benutzung der Kuppelungen 3, 10 und 13 und des Reibungsvorgeleges 5, 6 durch die Triebe 4, 7, 8, 9, 11, 12, 14 bis 20 auf die beiden Zugschrauben 21 mit verschiedenen Geschwindigkeiten übertragen. Die Schrauben 21 geben die Kraft an den Zug- oder Druckprobekörper ab, von wo aus sie mittelbar oder unmittelbar zunächst auf den [in Fig. 366 fortgelassenen] Tisch und von diesem auf die vier Stützpunkte der beiden gegabelten Hebel *ab* übertragen werden.



Durch Hebel  $a_1 b_1$  wird die Kraft an den Laufgewichtshebel  $a_2 b_2$  abgegeben. Das Laufgewicht der Wage wird durch den Schnurtrieb 31 voran bewegt. Der Schnurtrieb wird von der Haupttriebwellen aus durch Scheiben 25, 26 getrieben, von denen 26 mittelst der elektromagnetisch schliessbaren Kuppelung 27 mit dem Scheibenrad 29 gekuppelt werden kann. Von 29 aus treibt das Reibungsrad 30, das von der Hand auf beliebige vor- und rückläufige Bewegung eingestellt werden kann, den Schnurlauf 31. Der Stromkreis zum Elektromagneten 28 wird durch den Laufgewichtshebel und Kontakt 32 beherrscht.

**527.** Eine Eigenthümlichkeit zeigt noch das Laufgewicht selbst; es ist nämlich mit einer Theilscheibe versehen, die in einer Oeffnung Hunderter und Zehner abzulesen gestattet, während die Tausender an der Balkentheilung abgelesen werden. Der Antrieb der Zählscheibe erfolgt durch eine am Hebel befestigte Zahnstange.

**528.** Riehlé Bros. benutzen auch eine Form des Laufgewichtshebels, bei der dieser Hebel durch die Schraube selbst gebildet ist, während die im Laufgewicht drehbar gelagerte Mutter von einer schwachen am Hebel gelagerten Welle aus mittelst Stirnradtriebes gedreht wird. Die Mutter verschiebt so sich selbst und das Laufgewicht, das auf Rädchen in einer Nuth der Schraube läuft. Die Hebeltheilung zeigt die Tausender und die Theilung auf der Mutter Hunderter und Zehner an.

**529.** Noch viel verwickelter sind die von Fairbanks benutzten Konstruktionen. Er bewegt das Laufgewicht mittelst elektromagnetischer Maschinen, die im Laufgewicht selbst angebracht sind. Da die Fairbanks-Maschinen, wie es scheint, nicht mehr gebaut werden, will ich mich hier mit der Aufzählung begnügen (*L 113 u. 221*).

a) Die elektrischen und elektromagnetischen Umsteuerungen oder Antriebe der Laufgewichte, haben in letzter Zeit immer mehr Anwendung gefunden. Das ist bei dem grossen Fortschritt, den die Anwendung der Elektrizität in der Technik gemacht hat, an sich begreiflich. Ich halte mich aber doch für verpflichtet, auch hier die Frage nach der Nothwendigkeit und Zweckmässigkeit der Anwendung zu stellen und aus eigener Erfahrung und Beobachtung an fremden Orten das Folgende mitzuthemen, um daran wieder den Ruf anzuschliessen, dass man den einfachen und sicheren Konstruktionen immer den Vorzug geben soll, wenn sich mit ihnen der für das Materialprüfungswesen nothwendige und ausreichende Genauigkeitsgrad der Arbeit erzielen lässt. Die exakte Leistung, die sich bei geschickter Benutzung der Elektrizität ja ohne allen Zweifel erreichen lässt, und die sinnreichen Konstruktionen bestechen immer wieder zu neuen Konstruktionen an. Bei sauberster Instandhaltung und unausgesetzter Aufmerksamkeit lassen sich ja auch vorzügliche Ergebnisse erzielen, aber für die allgemeine Praxis, wo man solche Aufmerksamkeit nicht spenden kann, sollte man verwickelten Konstruktionen fern bleiben. Jedenfalls ist es, übrigens nicht blos beim elektrischen Betriebe, nothwendig, dass man sich von der Zuverlässigkeit und von den Fehlergrenzen beim mechanischen Antrieb der Laufgewichte Kenntniss verschafft.

b) Als Beispiel will ich hier einige Versuche mittheilen, die ich mit elektrisch umgesteuerten Laufgewichten anstellte; da es sich um fremde Maschinen handelt und die Namen für das, was ich zu sagen habe, gleichgültig sind, so nenne ich die Maschinenart nicht. Es liegen zwei Konstruktionen vor, die eine nach Fig. 367, die andere nach Fig. 368.

Es ist klar, dass das einmal in Bewegung befindliche Laufgewicht über das Ziel hinausschiessen wird, wenn die Bewegung schnell und die bewegte Masse gross ist. Das Laufgewicht wird also mehr oder minder weit über die jeweilige Gleichgewichtslage hinausgehen und die Wage wird dann nicht in der Einspiel-



lage des Balkens zur Ruhe kommen, sondern sich höher oder tiefer einstellen. Geschieht die Umsteuerung des Laufgewichtes, wie in Fig. 367 und 368 vorausgesetzt, durch elektrische Kontakte, so wird, wenn das Spiel zwischen den Kontakten gross genug ist, der Balken zwischen ihnen zum Einspielen kommen können. Ganz besonders kann dies aber auch dann eintreten, wenn die Vorkehrung zur Uebertragung der Bewegung auf das Laufgewicht Kraft- oder Reibungsmomente an die Wage abgibt und diese unempfindlich macht. In diesen Fällen zeigt also die Stellung des Laufgewichtes nicht die auf den Probestab wirklich ausgeübte Kraft an. Durch den Versuch lässt sich ein Urtheil über die Grösse der entstehenden Fehler gewinnen.

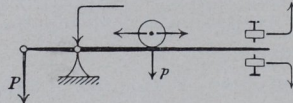


Fig. 367.

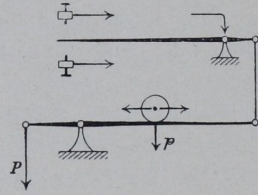


Fig. 368.

Zu dem Zweck beschwerte ich den kurzen Hebel noch mit dem Gewicht  $P$  und liess dann in mehrfacher Wiederholung die Wage durch den mechanischen Antrieb der Maschine entweder durch Bewegung im Sinne der Belastung oder der Entlastung zum Einspielen kommen; dies kann durch Niederdrücken oder Anheben des Hebels bis zum Kontakt und plötzliches Loslassen leicht eingeleitet werden. Bei zwei nach Fig. 367 und 368 angeordneten Maschinen [A und B] erhielt ich folgende Ablesungen:

	Hebel nach oben	nach unten gedrückt:
Masch. A:	2000	2000
	00	00
	15	15
	15	10
	03	17
Mittel:	$2006,6 \pm 4,4$	$2008,4 \pm 4,9$
Unterschied:		1,8
Masch. B:	6320	6360
	40	40
	00	60
	30	10
	288	70
Mittel:	$6315,6 \pm 12,9$	$6348,0 \pm 14,4$
Unterschied:		32,4
Bei der Anordnung nach Fig. 368 ergab sich:		
Masch. C:	14380	15068
	315	60
	340	68
	410	72
	295	62
Mittel:	$14348 \pm 28,4$	$15066 \pm 3,0$
Unterschied:		718

Der Unterschied in den mittleren Einstellungen für Be- und Entlastung fällt bei Maschine A noch in die Fehlergrenzen für die Einstellung; er ist kleiner als der wahrscheinliche Fehler der Einstellung. Bei Maschine B ist dieser Unterschied schon erheblich grösser als der wahrscheinliche Fehler; man muss daher die Ursache hierfür in der ungünstigen Anordnung der Kontakte oder anderen in der Maschine liegenden Dingen suchen. Bei Maschine C zeigt sich ohne weiteres die ungeschickte Anwendung der ganz weit gestellten Kontakte, wie ich es in



Fig. 368 andeutete. Der Konstrukteur hatte im Uebereifer einen besonderen Hebel für die Vergrößerung der Laufhebelbewegung angebracht, weil er glaubte, die Empfindlichkeit der Maschine zu erhöhen. Mit welchem Erfolg das geschehen ist, zeigt der Unterschied von 718 Einheiten, welcher den wahrscheinlichen Fehler der Einstellungen an sich um das 46fache übertrifft. Die Benutzung der Maschine in diesem Zustande ist natürlich bedenklich. Es liegt auf der Hand, dass dieser Fehler durch einfaches Aneinanderrücken der Kontakte beseitigt werden kann, das so lange fortzusetzen ist, bis der Unterschied etwa die Grösse der wahrscheinlichen Einstellfehler erreicht.

c) Welchen grossen Einfluss bei den Laufgewichtswagen die Geschwindigkeit hat, mit welcher das Laufgewicht bewegt wird, zeigt folgendes Beispiel, das an der ersten der drei vorhin in Vergleich gestellten Maschinen gewonnen wurde. Ich liess bei Maschine A die Einstellungen im Sinne der Belastung einmal bei sehr langsamem und einmal bei sehr schnellem Gange des Laufgewichtes machen und erhielt

	langsamer Gang	schneller Gang
Masch. A:	2020	1975
	50	40
	50	70
	00	00
	00	30
Mittel:	$2024 \pm 15,1$	$1943 \pm 18,6$
Unterschied:	81	

Bei diesen Versuchsreihen ergab die Maschine grössere wahrscheinliche Fehler der Einstellung und einen beträchtlichen Unterschied in der angezeigten Gleichgewichtslage bei der gleichen Belastung; dieser Unterschied betrug immerhin das Fünffache des wahrscheinlichen Fehlers und dieser war gewachsen.

Die hier angeführten Beispiele zeigen wiederum schlagend, wie nothwendig es ist, Maschinen genau auf ihre Zuverlässigkeit zu prüfen. Ich bin sehr neugierig auf die Ergebnisse, die man finden wird, wenn einmal Maschinen mit schweren Laufgewichtern und grossen Hebelmassen auf die Zuverlässigkeit ihrer Anzeigen geprüft werden.

**530.** Bei Benutzung der mechanischen oder elektrischen Umsteuerung des Laufgewichtes kann man, wie wohl aus den voraufgehenden Absätzen schon zum Bewusstsein gekommen ist, zwei Wirkungsweisen der Umsteuerung unterscheiden, die freilich in einander übergehen können. Bei der einen [Fig. 368 zeigt davon ein übertriebenes Beispiel] ist die Umsteuerung derartig geregelt, dass die Wage zwischen den die Umsteuerung veranlassenden äussersten Stellungen [zwischen den Kontakten] spielen und gegebenen Falles zur Ruhe kommen kann; während bei der anderen Art die Dinge so geregelt sind, dass Umsteuerung auf Umsteuerung in so schneller Folge vor sich geht, dass das Laufgewicht auch bei beständiger Belastungssteigerung fortwährend um die Gleichgewichtslage pendelt. Letzteres kann auf mehrfache Weise erreicht werden. Zwei verschiedene Formen benutzte ich bei meiner 50 000 kg- (Taf. 5) und 500 kg-Maschine (524, Fig. 364).

a) Obgleich bei dieser 500 kg-Maschine der Weg, den das Laufgewicht um die Gleichgewichtslage machte, etwa einem Belastungsunterschiede bis zu 15 kg entsprach, so konnte man doch noch an der Schaulinie, von der ein Stück in nat. Gr. in Fig. 369 dargestellt ist, die Verschiebung deutlich unterscheiden, die 2 kg Zusatzgewicht am kurzen Hebel veranlasste (vergl. 2 bis 6 Fig. 369), so dass man die Bestimmungen bis auf 1 kg der Probenbelastung vornehmen konnte.

b) Bei der Bewegung des Quecksilbergfässes für die 50 000 kg-Maschine bin ich noch weiter gegangen (563).

Dort erfolgte die Umsteuerung der beiden Laufwerke so schnell, dass die Bremshebel ein surrendes Geräusch hören liessen. Demgemäss beschrieb der Blei-



stift, der mit dem fortwährend fallenden und steigenden Quecksilbergefäß verbunden war, eine Linie, an der keine Zacken mehr zu erkennen waren. Dies wurde durch die Anwendung eines Kontaktes erreicht, in dessen Stromkreis ein genau geregeltes Relais eingeschaltet war, welches die Stromkreise der Bremshebel der Laufwerke beherrschte. Jede Stromunterbrechung und jeder Stromschluss musste also Umsteuerung bewirken, und die Schnelligkeit, mit welcher dies geschah, war so fein regelbar, wie oben angegeben. Obwohl ich auf diese Einrichtung viel Mühe verwendete [wie aus den lehrreichen Mittheilungen (*L 162*) ersehen werden kann] und auch sehr gute Ergebnisse erzielte, ist doch schliesslich auch diese Einrichtung dem Schicksal verfallen, das meistens solchen verwickelten Konstruktionen zu Theil wird; sie wird zur Zeit nicht mehr benutzt, weil man zu einfacheren Einrichtungen überging.

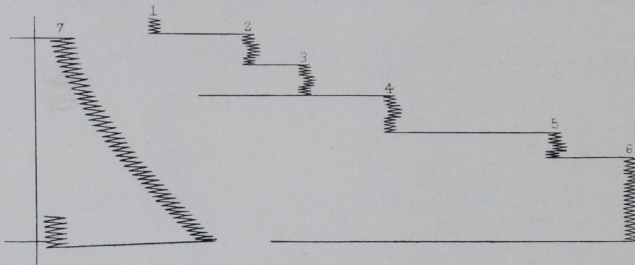


Fig. 369.

### b) Die Neigungswage.

**531.** Nach dem Grundsatz der Neigungswage ist in mehr oder weniger deutlich erkennbarer Weise eine ganze Reihe von Kraftmessern an Festigkeitsprobirmaschinen konstruirt. Man findet sie von der vollständig ausgebildeten Form: Pohlmeier, Schopper, v. Tarnogroki, Michele u. a. m. bis zu denjenigen Formen, die äusserlich in die gewöhnliche Hebelwage übergehen. Während man bei der Neigungswage die unter dem Einfluss des Kraftangriffes veränderte Ruhelage zur Bestimmung des auf die Wage übertragenen Momentes für den vollen Umfang der zu messenden Kraftleistung benutzt, wird die Hebelwage nur in seltenen Fällen innerhalb eines Spieles vom Anschlagpunkt des Hebels bis zur Gleichgewichtslage als Neigungswage benutzt. Die Balkenwage wirkt als Neigungswage, wenn man die kleinen Gewichtsunterschiede, statt durch Verschiebung des Reitergewichtes, durch den Ausschlag der Wage aus der Gleichgewichtslage bestimmt. Hier ist auch wohl der Ort, noch auf den Umstand aufmerksam zu machen, dass man gewissermassen auch dann noch von einer Neigungswage sprechen darf, wenn von dieser letzten Bestimmungsweise kein äusserlich erkennbarer Gebrauch gemacht wird. Jeder Wagehebel biegt sich; daher muss auch an dem wegen Ueberlastung der Wageschale auf dem Anschlage ruhenden Hebel, bei steigender Spannung im Stabe ein Neigen um dessen Mittelpfanne stattfinden. Ja man könnte diese Neigung ganz ohne Zweifel als Maass für die eingeleitete Kraft benutzen, wenn man die Endschneide des langen Hebels am Maschinengestell festlegen und die Neigung mit geeigneten Messinstrumenten [Spiegelinstrumente oder Libellen] messen wollte. Man würde es also dann gewissermassen mit einer Neigungswage zu thun haben, bei der das Pendelgewicht seinen Stand nicht ändert,



aber seine Grösse stetig wachsen lässt, um so viel nämlich, als nothwendig ist, um die Biegung im Hebel zu erzeugen.

Es möge genügen, auf diese Punkte aufmerksam gemacht zu haben; hier sollen nur die freigehenden Pendelwagen besprochen werden.

**532.** Die Theorie der Neigungswage der Pohlmeier-Maschine habe ich bereits in Absatz 65 d S. 37 mitgetheilt. Ich will hier an der Hand des Schemas einige Besonderheiten besprechen, indem ich wegen der Konstruktion selbst auf Taf. 9 Fig. 1—18 verweise. In Fig. 370 trug ich die gleichen Zahlen für die einzelnen Haupttheile ein, wie sie auf Taf. 9 gebraucht worden sind.

Die Maschine ist hydraulisch angetrieben und durch das in Fig. 339 (469) abgebildete Ventil in ihrer Geschwindigkeit geregelt. Die Kraft wird durch den Tisch und das Gestänge 6 auf das obere Querhaupt und den Zugprobekörper, von da aus auf das untere Querhaupt und durch das Gestänge 11 auf den Haupthebel 15 der Wage übertragen. Sie pflanzt sich durch 17, 19 und 20 auf das Pendel der Neigungswage 21 fort, deren Ausschlag, gemessen durch die Erhebung der Stange 40, durch eine an dieser ausgespannte Schnur an das Zeigerwerk 25 abgegeben wird. Diese Erhebung und damit der Zeigerausschlag, ist nach Absatz 65 d S. 37 proportional der Kraft  $P$  im Probekörper, und man kann daher durch Veränderung der Entfernung  $m$  den Maassstab für die Kraftablesung verändern oder, was dasselbe ist, eine gegebene gleichmässige Theilung für die Kraftablesung benutzen, wenn man sie in der entsprechenden Entfernung  $m$  vom Pendeldrehpunkte aufstellt. Man kann also durch einfache Verschiebung des Bockes 23 gegen den Pendeldrehpunkt den Kraftmessapparat berichtigen, wenn die Untersuchung der Maschine von der Wahrheit abweichende Werthe erweist.

Es leuchtet ein, wie ausserordentlich bequem die Pohlmeier-Maschine sich der Forderung von Absatz 40 S. 22 anpassen liesse, da man zur unmittelbaren Anzeige der Spannung nur nothwendig haben würde, die Verschiebung des Bockes 23 längs einer Skala zu bewirken, die nach den Querschnittgrössen des Stabes eingetheilt ist. Eine und dieselbe Kreistheilung würde dann benutzt werden können, um für alle vorkommenden Querschnitte gleich die Spannungen in  $at$  abzulesen.

**533.** Die von mir konstruirte und vom Anstaltsmechaniker E. Böhme-Charlottenburg angefertigte Ablese- und Aufschreibvorrichtung für die Pohlmeier-Maschinen ist auf Taf. 9 in Fig. 19 bis 27 gezeichnet. Sie entspricht der vorausgehenden Beschreibung und würde demgemäss auch gestatten, die Schaulinie nach den Spannungen aufzuzeichnen, wenn man die zuletzt besprochene Einrichtung zur Verschiebung von Bock 23 treffen wollte. Man hätte also nur noch die Dehnungsaufzeichnungen mit einem nach Procenten der Messlänge getheilten Maassstab auszumessen oder die Messlänge  $l$  so zu wählen, dass ein Millimetermaassstab unmittelbar die Dehnung in Procenten von  $l$ , d. h. auch nach  $\varepsilon$  oder  $a$  (38—40, S. 21) misst.

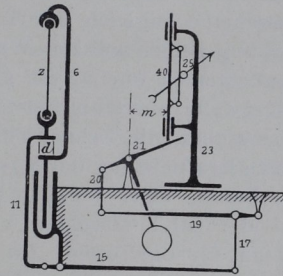


Fig. 370.



Dem auf Taf. 9, Fig. 19—27 dargestellten Kraftanzeiger<sup>1)</sup> habe ich folgende Einrichtung gegeben. Die oben zwischen drei Rollen 58 und unten mittelst Rollen 41 geführte Hauptstange 40 läuft mit einer Rolle auf der oberen Fläche des Pendelhebels 21 (Fig. 2); die Stange bewahrt also ihren Abstand  $m$  während des Versuches.

An der Stange 40 ist oben um ein Röllchen 56 unten mittelst Spannfeder 57 eine feine, aus Seide geflochtene und gewachste Angelschnur befestigt, die, in zwei Strängen um die Welle 50 des Zeigers geschlungen, die Stangenbewegung auf diesen überträgt. Diese Welle läuft in Spitzen, vorn in einer Pinne der Handhabe 54 und hinten in dem Kreuz 48 in einer fein einstellbaren Pfanne. Auf diese Weise ist vorn die Spiegelglasscheibe zugleich der Träger, so dass der Zeiger ohne irgend eine Verdeckung seinen ganzen Weg durchlaufen kann. Die Kreistheilung 55 für die Zeiger 51 und 52 ist auf einem Ring im Gehäuse 47 angebracht. Die Zeigerwelle nimmt mittelst Triebes die Zählscheibe 49 mit, welche in dem Fensterchen die Zehner-Tonnen ablesen lässt. Der Zeiger macht für die ganze Kraftleistung der Maschine fünf Umläufe, was also bei 191 mm Durchm. der Skala, einer ideellen Skalenlänge von 3 m entsprechen würde, d. h. bei der 50 T.-Maschine von 60 mm und bei der 100 T.-Maschine von 30 mm für die Tonne. Im ersten Falle ist die Theilung bis auf 0,020 Tonne, im zweiten bis auf 0,050 Tonne geführt. Zehntel hiervon lassen sich noch schätzen.

Die Einstellung des Zeigers auf Null geschieht durch Verlängern oder Verkürzen der Stange mittelst der Schraube 42. Damit beim Bruch des Probekörpers und Rückschlagen des Pendels der Messapparat nicht leidet, hatte ich ursprünglich eine Excentersperrung angebracht, die aber in sehr zweckmässiger Weise vom Verfertiger durch die in Fig. 24 gezeichnete Sperrung ersetzt worden ist. An Stange 40 ist in den festen Ringen 45 der Riegel 44 verschiebbar gelagert; er fällt durch sein eigenes Gewicht nach unten. Beim Aufgange [bei Belastung der Maschine] wird die Sperrklinke in die am Gehäuse angebrachte Verzahnung eingreifen und dennoch, wegen der möglichen Riegelverschiebung, der Stange 40, d. h. auch dem Zeiger 51, den Rückgang so weit gestatten, bis der Riegel am oberen Ring 45 anliegt. Stange und Zeiger können also bei der Einschnürung der Probe oder beim Abfall der Wage an der S-Grenze, der Kraftabnahme folgen, werden aber beim Bruch durch die Sperrklinke vor dem Herabfallen auf den Pendelhebel gesichert. Der Zeiger 51 nimmt einen Schleppzeiger 52 mit, der auf der Handhabe 54 sehr leicht beweglich gelagert ist und mit dieser in Nullstellung gebracht werden kann. Die Mitnehmer-nase ist so eingerichtet, dass der Schleppzeiger nur im Sinne der Belastung mitgenommen wird, also auf der Höchstlast stehen bleibt.

**534.** Um später nicht wiederholen zu müssen, will ich hier gleich auch die von mir getroffene Einrichtung für die Aufzeichnung der Schaulinien beschreiben. Die Stange 40 trägt oben den zwischen Spitzen befestigten Schreibstift 65, der durch ein zurücklegbares Federchen an das Papier der Zeichentrommel 60 angedrückt wird. Die Festklemmung

<sup>1)</sup> Bach (*L* 27, 1890, S. 1042) benutzte einen von G. Boley in Esslingen nach ähnlichem Grundsatz angefertigten Apparat zum Anzeigen der Durchbiegungen von ebenen, unter Wasserdruck geprüften Platten.



des Papiers geschieht in sehr einfacher Weise durch Uebereinanderlegen der Enden und Verschiebung der Feder 61, die sich unten hinter den Schraubenkopf und oben hinter eine Klammer legt. Die Zeichentrommel läuft ausserordentlich leicht beweglich zwischen Spitzen im Gestell 59. Sie wird, der Formänderung im Probekörper entsprechend, durch eine einfache oder mehrfache Schnurscheibe in Umdrehung versetzt. Der Durchmesser der Schnurscheibe wird nach dem Vergrößerungsverhältniss ausgewählt, mit welchem die Dehnung verzeichnet werden soll. Die Uebertragung der Dehnung geschieht in der Regel unter Vermittelung einiger Röllchen in senkrechter Ableitung vom Querhaupt der Maschine aus. Dann werden natürlich die gegenseitigen Bewegungen dieser Querhäupter aufgezeichnet. Das ist selbstverständlich nur zulässig, wenn man die Schaulinie als Bild oder Kontrolle für direkte Messungen betrachtet; in der Charlottenburger Anstalt bildet diese Auffassung die Regel. Sonst muss die Trommelbewegung vom Stab selbst abgeleitet werden. An den Maschinen der Versuchsanstalt ist, um die Vorrichtung gelegentlich auch zu feineren Arbeiten gebrauchen zu können, die in Fig. 371 abgebildete

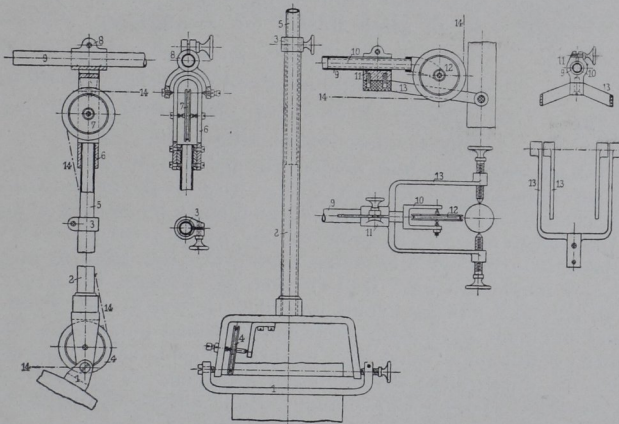


Fig. 371.

Schnurleitung angebracht. Sie ist an dem Gehäuse 25 (Fig. 2, Taf. 9) mittelst des Bügels 1 befestigt und besteht aus zwei in sich verlängerbaren Rohrstücken 2 und 9, die durch Spitzenschrauben mit einander, mit dem Bügel 1 und dem Probekörper [oder dem Maschinenquerhaupt] verbunden sind. Die Rollen 4 und 7 für die Schnurleitung 14 sind in dem Gestell so befestigt, dass die Drehpunkte der einzelnen Hebel in den wirksamen Rollenumfang fallen; deswegen können irgendwelche Schwingungen der Hebel 2 und 9 keine Schnurbewegung erzeugen. Die Bewegung der Schnur 14 erfolgt also lediglich durch die Formänderung des Probekörpers zwischen den Messmarken, wenn die Spitzenschrauben des federnden und auswechselbaren Bügels 13 in die Körnermarken am Probestabe eingesetzt sind, und wenn das andere Ende der Schnur 14 mittelst Federklemme in den anderen Körnermarken befestigt ist. Um Längenänderungen in der geflochtenen seidenen Angelschnur auszuschliessen, ist sie gewachst [Aus-



schluss von Feuchtigkeitsaufnahme] und vor Benutzung längere Zeit stark belastet [Verminderung der bleibenden Dehnungen und der Nachwirkungen].

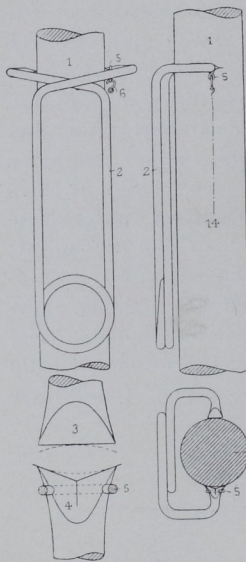


Fig. 372.

In der Maschine bleibt sie stets unter der Spannung eines Gegengewichtes. Die Spannungsschwankungen der Schnur sind also nur durch Reibungs- und Beschleunigungswiderstände veranlasst, die klein sein müssen, da alle bewegten Theile leicht in Spitzen laufen. Die Befestigung der Schnur 14 in der zweiten Stabmarke geschieht mittelst der aus Stahldraht gebogenen Feder 2, Fig. 372, deren eines Ende mit einer kleinen Drahtöse 5 versehen ist, in die die Schnur 14 eingehakt wird. Um sicheren Eingriff in die Strichmarken zu erzielen, sind die Enden der Feder 2, wie bei 3 und 4, in grösserem Maassstabe gezeichnet, breitgeschlagen und mit gehärteten Schneiden versehen, von denen die eine für Rundstäbe gerade abgeschnitten (3), für Flachstäbe zur Spitze ausgefeilt ist, während die andere (4) einen schneidenförmigen Kerb trägt. Hierdurch ist in allen Fällen ein zwangloser, sicherer Sitz am Stab gewährleistet, zumal das Moment des Federgewichtes infolge der Form klein gehalten [bei senkrechtem Probestab] oder durch Aufliegen [beim wagerechten Stab] aufgehoben ist.

a. Es wird lehrreich sein und wieder zu der Ueberzeugung der Nothwendigkeit der genauen Untersuchung und fortwährenden Kontrolle der Probirmaschinen führen, wenn ich hier einen kleinen Theil der sehr umfangreichen Untersuchungen wiedergebe, die die Charlottenburger Versuchsanstalt an ihren Pohlmeier-Maschinen ausführte. Ich kam in diesen Mittheilungen leider nur lückenhaft sein, weil es auch der grossen Charlottenburger Anstalt an Mitteln und Kräften fehlte, um diese so werthvollen Prüfungen ganz planmässig und über das unablässig notwendige Maass hinaus auszudehnen oder das gelegentlich gewonnene werthvolle Beobachtungsmaterial ausgiebig zu verarbeiten. Ich hoffe durch diese Mittheilungen Anregung zu geben, dass die vielfach von mir berührte Frage der Maschinenprüfung allgemeinere Beachtung finde, als es bisher geschehen ist. Besonders hoffe ich darauf hinzuwirken, dass die Erbauer von Prüfungsmaschinen die von mir berührten Punkte sorgfältig beachten.

b. Die zahlreichen Untersuchungen der Pohlmeier-Maschinen der Anstalt führten zunächst zu der Beseitigung einer Reihe von Unzuträglichkeiten, die der Erbauer der Maschine seitdem auf mein Betreiben bei allen neuen Maschinen vermeidet. Früher waren die Hebelschneiden vor Verschiebung in ihrer Längsrichtung nicht gesichert. Dadurch entstand ein fortwährender Wechsel im Empfindlichkeitsgrad der Maschine. Dieser Uebelstand wurde durch Anbringung von Schneidensicherungen beseitigt, wie in Fig. 9—14, Taf. 9 gezeigt; seitdem spielt die Maschine vorzüglich. Bei der 50 000 kg-Maschine habe ich weitere Aenderungen vornehmen lassen. Zunächst liess ich die beiden Gegengewichte 14 Fig. 2 u. 3, die leicht zu schiefen Wirkungen am Gestänge 11 Veranlassung geben, durch einen einzigen Hebel Fig. 373 ersetzen, so dass er nunmehr in der Zuglinie der Maschine am unteren Querhaupt angreift. Da dieses Querhaupt immerhin eine mehrere Millimeter betragende Bogenbewegung

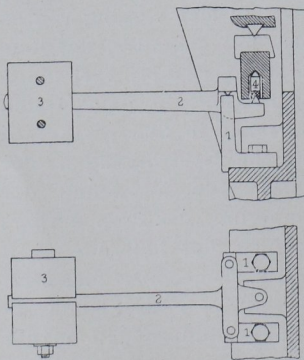


Fig. 373.



[180 mm Halb m.] um den Drehpunkt des Haupthebels macht, so ist es grundsätzlich zu verwerfen, dass der auf einem Kreisbogen von entgegengesetzter Krümmung laufende Gegenhebel ohne bewegliches Zwischenglied an dem Querhaupt angreift. Deswegen liess ich den Gegenhebel 2 zunächst auf eine eingelegte pendelnde Stütze 4 und dann erst auf das Querhaupt wirken. Das ist, wie ich ausdrücklich bemerken will, keineswegs eine empfehlenswerthe Lösung, weil eine labile Stützung gewonnen ist, aber die einmal vorhandenen Rohrleitungen u. s. w. würden die bessere Lösung mittelst Gehänges ohne erhebliche Störung nicht gestattet haben. Hebel 14 hebt zugleich auch das Eigengewicht des Haupthebels 15 (Fig. 2 Taf. 9) auf und veranlasst, dass sich dieser Hebel auch im Leergehänge der Maschine an sein festes Widerlager anlegt.

c. Namentlich bei Druckversuchen ist es sehr schwer zu vermeiden, dass der Probekörper vor dem Bruch starke Seitenkräfte ausübt. Diese werden bei der jetzigen auf Taf. 9 dargestellten Konstruktionsweise auf das Gestänge 11 übertragen und führen dahin, dass dieses beim Anliegen an den Führungen im Cylinderstück 2 Biegungsbeanspruchungen erfährt. Bei den Maschinen der Versuchsanstalt tritt dieses Anliegen allerdings nur bei starkem Seitenschub [Holzwürfel u. s. w.] ein, weil ich sofort bei Inbetriebnahme der Maschinen die Führungen um mehrere Millimeter ausbohren liess, um freies Spiel zu haben und diesen Zustand an der Lage der Stangen 11 in ihren Führungslöchern leicht erkennen zu können. Dadurch ist freilich eine grössere Sicherheit für das Versuchsergebniss erreicht, weil sich nicht so leicht unbemerkte Reibungswiderstände einschleichen können; aber es ist doch für feinere Versuche recht un bequem, mit dem frei beweglichen Gestänge zu thun zu haben. Dies veranlasste mich, die in Fig. 374 gezeichnete Füh-

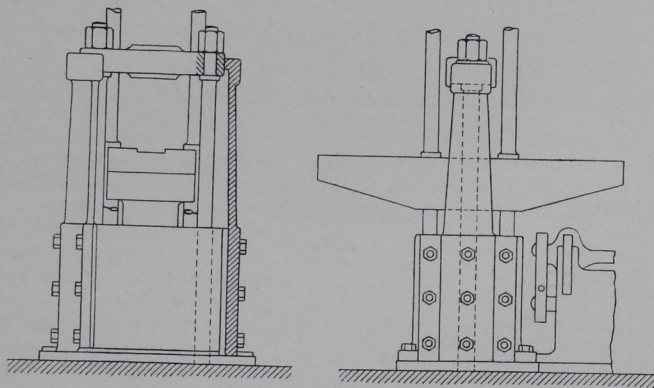


Fig. 374.

rung anbringen zu lassen, die die Seitenkräfte aufnimmt und sie, allerdings nach Ueberwindung des sehr geringen Spiels, in Reibungswiderstände umsetzt. Aber diese sind, namentlich bei Ausführung von Zugversuchen klein und würden bei Versuchen in der Praxis überhaupt kaum in Betracht kommen. Da diese Veränderung gerade fertig geworden, konnte eine ausführliche Untersuchung noch nicht vorgenommen werden, die sich auch auf die Messung der Reibungswiderstände für den Fall erstrecken wird, dass die Zugrichtung um mindestens 10 mm aus der Hauptaxe verlegt ist; ein Fall, der bei Benutzung der Maschine sicher nicht mehr eintreten wird.

d. Um ein vorläufiges Urtheil über die Grösse der Bewegungswiderstände zu gewinnen, führte ich einen Druckversuch ohne besondere Sorgfalt bei der Centrirung des Probekörpers aus und stellte hierbei die Maschine zuerst auf 10 t und dann auf 20 t ein. Um nun hierbei zu ermitteln, in welchem Maasse die ganze Maschine empfindlich ist, liess ich auf den Hebel 14 bei beiden Einstellungen ein Zusatzgewicht von 20 kg abwechselnd auflegen und wieder abnehmen und machte die dann sich ergebenden Ablesungen am Kraftanzeiger. Die Wirkung des Belastungswechsels musste sich also durch den ganzen Kraftmesser übertragen. Da



ich beabsichtigte, womöglich auch die Reibungswiderstände zu bestimmen, machte ich alle Ablesungen doppelt, indem ich mit der Hand den Pendelhebel mehr oder weniger über die Gleichgewichtslage anhub (*A*) oder niederdrückte (*N*) und ihn dann so langsam wie möglich in die Gleichgewichtslage zurückkehren liess.

Wegen der herrschenden Undichtigkeiten war es indessen nicht möglich, eine feste Einstellung zu erreichen, und mir blieb nur übrig, meine Untersuchungen bei stetig abnehmendem Druck, also bei fallender Belastung, vorzunehmen. Ich gebe das Protokoll hier wieder, um zu zeigen, wie man auch unter diesen Umständen zum Ziel kommen kann, wenn man die Beobachtungen in steter Folge und mit gleichmässiger Geschwindigkeit verlaufend anordnet.

Tabelle 30. Prüfung von Masch. N auf Empfindlichkeit.

*A* = anheben u. langsam sinken, *N* = niederdrücken u. langsam hochgehen lassen.

Belastung und $\tau$	Ablesungen 1 Theil = 2 kg				Ablesungen 1 Theil = 1 kg		Bemerkungen
	Belastungen des Hebels				Belastungen des Hebels		
	0 kg		20 kg		0 kg	20 kg	
	<i>A</i> <sub>0</sub>	<i>N</i> <sub>0</sub>	<i>A</i> <sub>20</sub>	<i>N</i> <sub>20</sub>			
10	25	21	42	38			*) sehr stark <i>A</i> u. <i>N</i> . (vgl. Fig. 375).
	17	12	32	30			
	7	4	25	22			
	2	-3	17	14			
	-9	-13	8	5			
	-15	-18	2	0			
20	52	45	61	56	420	450	
	24	20	38	33	405	430	
	4	2	14	10	385	412	
	*) 100	95	114	111	368	403	
	86	79	98	96			

Die Ablesungen [Theilungen am Kraftmesser] der ersten Spalte Tab. 30 sind in Fig. 375 als Ordinaten, die Versuchsfolgen als Abscissen eingetragen. Man sieht, dass es einigermassen gelungen ist, die Ablesungen in gleicher Zeitfolge zu machen. Daher können die Reihen durch parallele Grade ausgeglichen werden, deren Abstand in Richtung der senkrechten Ordinaten nun ein Maass für die Wirkung der auf den Hebel aufgesetzten 20 kg bei einer Last von 10 oder 20 t abgibt. Nach Maassgabe von Fig. 375 ist diese Wirkung bei einer Last von

$$\begin{aligned}
 10\,000\text{ kg} & \Delta a = 40\text{ kg} \\
 20\,000\text{ kg} & \Delta a = \begin{cases} 44\text{ kg} \\ 43\text{ kg} \end{cases}
 \end{aligned}$$

Aus der zweiten Spalte von Tab. 30 ergibt sich bei ähnlicher Entwicklung für

$$20\,000\text{ kg} \quad \Delta a = 38\text{ kg}.$$

Das ist eine recht gute Uebereinstimmung der bei sehr verschiedenen Belastungszuständen gefundenen Werthe.

Die grosse Empfindlichkeit der Maschine lässt sich aus den Linien Fig. 375 wohl erkennen; man sieht, wie die beobachteten Werthe [punktirte Linien] sich den geraden Ausgleichlinien fast genau anschmiegen. Um die Grenzen, wenig-

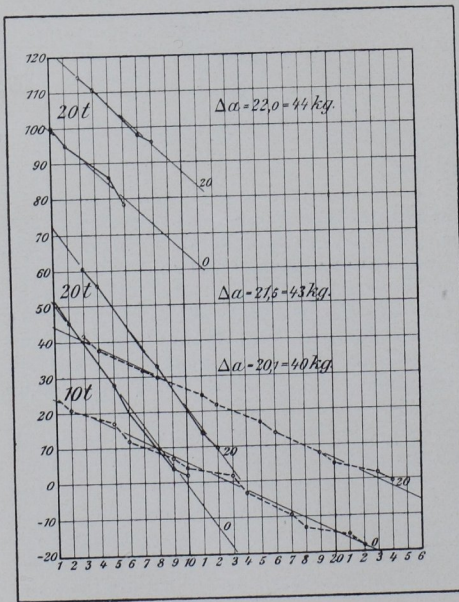


Fig. 375.



stens für geringe Belastung zu zeigen, machte ich nach dem oben geschilderten Beobachtungsverfahren die folgenden Ablesungen, wobei ich die letzten Reihen unter starkem Herausrücken des Pendelhebels aus der Gleichgewichtslage erzielte.

Tabelle 31.

Belastung	Reihe 1		Reihe 2		$A_1$	$A_2$
	$A_1$	$N_1$	$A_2$	$N_2$		
1 t	(1 Theil = 2 kg)		(1 Theil = 2 kg)		$A_1 - N_1$	$A_2 - N_2$
	124	119	127	125		
	126	122	128	124	5	2
	123	119	126	123	4	4
	123	119	126	123	4	3
	125	116	129	118	4	3
	128	118	130	122	9	11
					10	8
Widerstände in der Maschine $\left. \vphantom{\begin{matrix} \\ \\ \end{matrix}} \right\} = \frac{1}{2} \left( \frac{\sum A_1 + \sum A_2}{12} \right)$ $= \frac{1}{2} \left( \frac{36 + 31}{12} \right) \cdot 2 = 5,6 \pm 3,96 \text{ kg.}$						
Wahrscheinlicher Fehler der Einstellung = $\pm 2,46 \text{ kg.}$						

Um noch zu erweisen, mit welcher Genauigkeit die Maschine nach dem freien Ausschwingen auf die Gleichgewichtslage einspielt, machte ich folgende Versuchsreihe.

Ablesungen: 709, 709, 707, 707, 707, 707, 706, 706.

Dabei wurde das Pendel um etwa 2 t aus der Gleichgewichtslage gebracht und dann losgelassen; es machte eine Doppelschwingung in 2,2 Sek. und kam in 2,5 Minuten bei den oben angegebenen Skalenpunkten zur Ruhe; Belastung 700 kg.

Diese Versuchsreihen zeigen die vorzügliche Empfindlichkeit und beweisen, dass man auch nach Anbringung der Führungen bei Zugversuchen kaum grossen Einfluss zu befürchten hat.

e. Wie ich auf Taf. 9, Fig. 23 u. 25 darstellte, liegt die Zeigerstange des Kraftanzeigers mit einer Rolle auf der Lauffläche des Pendelhebels 21, Fig. 2 auf. Die in Absatz 65 d S. 37 entwickelte Theorie der Neigungswage setzt voraus, dass der Endpunkt der Stange [wie Pohlmeier es richtig ausführte] auf einer durch die Drehaxe des Pendels gehenden Ebene läuft. Ich gab der Rolle einen Halbmesser von 25 mm, um möglichst geringe Reibung zu haben, musste aber damit eine Ungenauigkeit in den Kauf nehmen, wie Fig. 376 zeigt.

Die Anzeige wird nämlich, wegen der endlichen Grösse von  $r$ , um den Fehler  $\Delta$  zu gross ausfallen, der sich aus den Konstanten des Apparates  $m$  und  $r$  und aus dem wahren Ausschlag  $n$  des Pendels für eine gegebene Kraft  $P$  berechnet:

$$\Delta = r \frac{1}{\cos \alpha} - r = r \left( \frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right).$$

Tab. 32 giebt für  $r = 25 \text{ mm}$  und für verschiedene Ausschlagwinkel  $\alpha$  die Fehler  $\Delta$  in mm an und stellt für die beiden Maschinen

$N = 50 \text{ t-Masch.}; m = 344 \text{ mm}$  und  
 $O = 100 \text{ t-Masch.}; m = 520 \text{ mm}$

die Ausschläge  $n$  dar, die den Winkeln  $\alpha$  entsprechen. Die beiden letzten Reihen geben danach die Fehler in Procenten des Ausschlages  $n$  an.

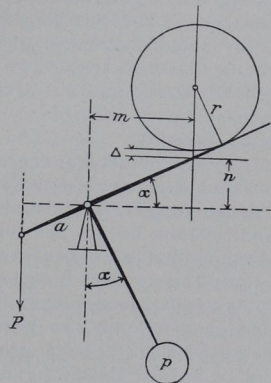


Fig. 376.



Tabelle 32. Fehlerhafte Anzeige der Maschinen *N* u. *O*, wenn  $r = 25$  mm.

$\alpha^0 =$	2	4	6	8	10	12	14	16	18
$25 \left( \frac{1}{\cos \alpha} - 1 \right) = \Delta mm =$	0,015	0,061	0,138	0,246	0,386	0,558	0,765	1,008	1,287
$nmm = mtg \alpha =$ $\begin{cases} \text{Masch. N} \\ \text{Masch. O} \end{cases}$	$\begin{cases} 12,01 \\ 18,16 \end{cases}$	$\begin{cases} 24,06 \\ 36,36 \end{cases}$	$\begin{cases} 36,16 \\ 54,65 \end{cases}$	$\begin{cases} 48,35 \\ 73,08 \end{cases}$	$\begin{cases} 60,66 \\ 91,69 \end{cases}$	$\begin{cases} 73,12 \\ 110,50 \end{cases}$	$\begin{cases} 85,77 \\ 129,65 \end{cases}$	$\begin{cases} 98,64 \\ - \end{cases}$	$\begin{cases} 111,77 \\ - \end{cases}$
$\Delta$ in % von $n$ $\begin{cases} \text{Masch. N} \\ \text{Masch. O} \end{cases}$	$\begin{cases} 0,13 \\ 0,08 \end{cases}$	$\begin{cases} 0,25 \\ 0,17 \end{cases}$	$\begin{cases} 0,38 \\ 0,25 \end{cases}$	$\begin{cases} 0,51 \\ 0,34 \end{cases}$	$\begin{cases} 0,64 \\ 0,42 \end{cases}$	$\begin{cases} 0,76 \\ 0,51 \end{cases}$	$\begin{cases} 0,89 \\ 0,59 \end{cases}$	$\begin{cases} 1,02 \\ - \end{cases}$	$\begin{cases} 1,16 \\ - \end{cases}$
$\Delta$ in kg $\begin{cases} \text{Masch. N} \\ \text{Masch. O} \end{cases}$	$\begin{cases} 6 \\ 11 \end{cases}$	$\begin{cases} 25 \\ 46 \end{cases}$	$\begin{cases} 58 \\ 104 \end{cases}$	$\begin{cases} 102 \\ 186 \end{cases}$	$\begin{cases} 161 \\ 293 \end{cases}$	$\begin{cases} 232 \\ 422 \end{cases}$	$\begin{cases} 318 \\ 580 \end{cases}$	$\begin{cases} 420 \\ - \end{cases}$	$\begin{cases} 539 \\ - \end{cases}$

Um diese Werthe würden also die wahren Belastungen geringer sein als die abgelesenen.

Diese Fehler können vermieden werden, wenn man die Lauffläche um so viel tiefer legt, dass der Rollenmittelpunkt in die Ebenen der ursprünglichen Lauffläche am Pendelhebel fällt. Dadurch wird die gleiche Wirkung erzielt, wie wenn  $r = 0$  gemacht wird. Die entsprechenden Maassnahmen sind an beiden Maschinen der Versuchsanstalt durchgeführt. Bemerkte sei noch, dass man auch durch geringe Verschiebung des Bockes, d. h. durch Veränderung von  $m$ , den Fehler vermindern kann, wenn man den Bock so einstellt, dass für den mittleren Theil der Skala richtige Anzeige erfolgt. Dieser Zustand wurde vor der Aenderung der Maschine in der Versuchsanstalt immer herbeigeführt, wie in Abs. *f* gezeigt. Die in der Maschine wirklich vorhandenen Fehler sind somit viel kleiner, als die in Tab. 32 errechneten.

*f.* Die Maschinen der Charlottenburger Versuchsanstalt werden regelmässig mit sogenannten Kontrolstäben auf ihre Richtigkeit geprüft. Ich berichtete hierüber (*L* 222) wie folgt:

„Die Untersuchung und Prüfung der Festigkeitsprobirmaschinen geschieht von der Charlottenburger Anstalt an den eigenen und auf Antrag auch an fremden Maschinen mit Hilfe einer Anzahl von Kontrolstäben, die seit Jahren zur regelmässigen Kontrolle der Maschinen und Messapparate in folgender Weise benutzt werden.“

„Auf der stehenden 50 t-Maschine meiner Konstruktion (Taf. 5), die jedesmal vor und nach der Kontrolprüfung durch unmittelbar angehängte Gewichte auf das Uebersetzungsverhältniss des Hebels im Leergeange untersucht wird, werden mehrere Kontrolstäbe bis zu 10 t Belastung geprüft. Alle Kontrolstäbe [auch die später zu erwähnenden] sind aus verschiedenem, mit Sorgfalt ausgewähltem Material gefertigt und stets nur innerhalb der Elasticitätsgrenze beansprucht. Mit Hilfe von Spiegelapparaten meiner Konstruktion (88 und 692—699) wurde zunächst durch eine grosse Reihe von Versuchen festgestellt, dass die Stäbe für jede Tonne Belastung bis zu 10 t die gleiche Dehnung liefern. Der Dehnungsbetrag, den eine Tonne wahrer Belastung hervorbringt, wird mit der vor und nach dem Versuch durch Gewichtsbelastung ermittelten Hebelübersetzung errechnet.“

„Die vielen im Lauf der Jahre gemachten Beobachtungsreihen liessen erkennen, dass die Kontrolstäbe jedenfalls praktisch nur unwesentliche Aenderungen erfahren. Die Gesamtdehnung für die Kontrolstäbe lässt sich bis auf etwa 3 Ablesungseinheiten [0,0001 mm] genau feststellen; man hat in der Dehnungsmessung grosse Sicherheit, da die Fehler der Messung bei einiger Aufmerksamkeit und bei Benutzung immer der gleichen Instrumente leicht auf wenige Zehntelprocente beschränkt werden können.“

„Mit den drei [oder mehr] bis zu 10 t genau geprüften Stäben werden nun die übrigen Maschinen der Anstalt bis zu 10 t geprüft. Gibt die kontrolirte Maschine mit allen drei Stäben die in der 50 t-Maschine festgestellten Dehnungswerte, so ist mit grosser Wahrscheinlichkeit anzunehmen, dass sie bis zu 10 t Belastung richtig ist.“

„Die Abweichungen der Ablesungen von den Sollwerthen geben die Fehler



im Uebersetzungsverhältniss der kontrolirten Maschine; sie werden durch Justirung beseitigt, wenn sie grösser als 1% sind oder werden registriert und bei den Berechnungen der Ergebnisse nöthigenfalls berücksichtigt, wenn sie kleiner als 1% sind.“

„Da die Uebersetzungsverhältnisse der Maschinen sich mit wachsender Belastung ändern können [bei manchen Maschinen finden aus verschiedenen Gründen gesetzmässige Aenderungen statt], so ist es nöthig, die Kontrolle der Wage bis zur Maximalbelastung zu treiben. Zu dem Zweck hat die Versuchsanstalt mehrere Stäbe zur Verfügung, die bis zu 100 t innerhalb der Elasticitätsgrenze beansprucht werden können, deren Material vorher an kleinen Stäben in der 50 t-Maschine auf seine Proportionalitätsgrenze geprüft war. Diese Stäbe von 70 mm Durchmesser können in 4 Maschinen der Anstalt benutzt werden. Ergiebt sich auf einer mit den vorgenannten Kontrolstäben für 10 t Belastung unmittelbar vorher geprüften Maschine die Thatsache, dass die grossen Kontrolstäbe bis zu 100 t Belastung für jede Tonne gleiche Dehnung zeigen, so darf man mit grosser Wahrscheinlichkeit schliessen, dass das Hebelverhältniss der Maschine sich während der Belastung bis zu 100 t nicht änderte und dass die Stäbe thatsächlich dem Proportionalitätsgesetz folgen, weil mehrere Stäbe aus verschiedenen Materialien gleiches Verhalten zeigen. Diese Stäbe können nunmehr zur Prüfung anderer Maschinen benutzt werden, deren Hebelübersetzung man entweder auf Grund der Dehnungsmessungen feststellen oder so lange berichtigen wird, bis die gemessenen Dehnungen den Dehnungswerten der Stäbe entsprechen. Dieses Kontrolsystem ist in der Versuchsanstalt bis auf die 500 t-Maschine übertragen, deren Kontrolstab bei 160 mm Durchmesser 9 m Länge hat.“

„Die Spiegelapparate dienen bei diesem Kontrolsystem, so lange man immer mit denselben Apparaten unter gleichen Umständen arbeitet, im Grunde genommen nur als sehr empfindliche Anzeigeapparate und nicht als eigentliche Messinstrumente zur Feststellung der absoluten Grösse der gemessenen Dehnung. Der Vergleich basirt auf der bis auf weiteres als praktisch genügend sicher anzunehmenden Voraussetzung, dass die Stäbe sich nicht ändern.“

„Die Möglichkeit einer solchen Aenderung ist nicht ausgeschlossen, aber man macht sich von deren Folgen ziemlich frei, indem man gleichzeitig mehrere Stäbe benutzt und diese gemeinsam mit den Maschinen einer ständigen Kontrolle unterwirft; es ist unwahrscheinlich, dass sich mehrere Stäbe zu gleicher Zeit in der gleichen Weise ändern.“

„Bis auf weiteres scheint mir der von der Versuchsanstalt eingeschlagene Weg der einzig gangbare zur Erlangung einer zuverlässigen Kontrolle der eigenen und fremder Maschinen zu sein. Aber die Schwierigkeiten in der Durchführung sind immerhin gross, so dass man sehr dankbar sein müsste, wenn Jemand ein sicheres und kürzeres Verfahren finden würde.“

„Ich darf hinzufügen, dass in der Versuchsanstalt das Verfahren noch durch Beschaffung einer Einrichtung verbessert werden wird, welche die direkte Belastung der Kontrolstäbe mit 10 Gewichtsstücken von je 1 t gestattet. Diese Einrichtung wird dann zugleich für den unmittelbaren Vergleich von Spiegelapparaten benutzt werden, so dass für diese die Möglichkeit der doppelten Kontrolle erhalten wird.“

„Ausser an den eigenen Maschinen hat die Versuchsanstalt auch bei der Prüfung von fremden Maschinen in Staats- und Industriewerkstätten bereits ein sehr umfangreiches Erfahrungsmaterial gesammelt.“

g. Von den Prüfungen, die auf diese Weise mit Maschine N angestellt wurden, nachdem die zuletzt (Abs. e) besprochene Aenderung der Rollenflächen auf  $r = 0$  angebracht war, lieferten die in umstehender Tab. 33 und Fig. 377 S. 355 niedergelegten Ergebnisse.

Fig. 377 stellt die aus Tab. 33 abgeleiteten Mittelwerthe der Stabdehnungen in 0,00001 cm dar, die mit verschiedenen Stäben für die Laststufe 0,5, 1,0 oder 5 t erhalten wurden. Man erkennt aus den Zahlen und aus den Linien sofort, dass die erste Laststufe stets grössere Werthe giebt als die folgenden. Es muss also ein Anfangswiderstand vorhanden sein, der sich aus den Zahlenreihen 3, 7 und 14 der Tabelle ermitteln lässt, unter der Voraussetzung, dass im Uebrigen die Dehnungen für die Laststufen bis zu 10 t Belastung als gleichbleibend angesehen wer-



Tabelle 33. Prüfungen der Maschine N mit Kontrollstäben.

Alle Messungen sind mit den Spiegelapparaten Bc 15 und 16 ausgeführt; in den einzelnen Messungsreihen, von denen unten die Mittelwerte mitgeteilt sind, wurde der Stab in der Regel ganz entlastet, gedreht oder herausgenommen und die Instrumente neu angesetzt. Ausnahmen siehe unten. (Vergl. Fig. 377).

Stab- zeichen	Datum der Prüfung	Zahl der Einzel- reihen	Dehnungen in 0,0001 cm auf 15 oder 20 cm Messlänge für die Belastungsstufen (Tonnen)										Mittel	
			0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0		
k	18—20 I 97	6	124,0	113,7	114,3	114,7	113,3	114,0	114,0	114,3	113,7	114,3	113,7	113,7
	15—18 III "	4	121,3	113,3	113,5	113,5	115,5	114,3	114,0	113,3	113,6	113,6	115,0	115,0
	Mittel 1 u. 2	10	122,9	113,5	114,0	114,2	114,2	114,1	114,0	113,9	114,0	114,0	114,2	(113,9)
	Ans Reihe 3	10	—	236,4	—	228,2	—	228,3	—	227,9	—	—	—	228,3
	25 VI 97	1	—	—	—	227,3	—	227,8	—	227,8	—	—	—	228,8
	24—29 VII 97	13	—	240,5	—	229,7	—	228,4	—	229,4	—	—	—	228,9
	Mittel 4—7	24	—	238,7	—	229,0	—	228,3	—	227,4	—	—	—	228,6
c	21 I 97	3	152,0	143,7	145,3	144,7	145,0	143,7	144,3	145,0	143,3	145,7	145,7	
	19 III "	2	154,0	146,0	145,0	144,5	145,5	147,0	146,5	147,0	145,5	147,0	147,0	
	26 VI "	3	—	143,3	144,7	144,3	146,0	145,3	145,3	145,0	146,0	145,3	145,3	
	12 X "	5	150,2	145,4	145,0	147,0	145,4	145,8	145,0	145,6	145,0	145,4	145,4	
	12 X "	7	151,1	145,6	145,6	146,3	146,3	144,7	146,0	145,9	145,1	145,4	145,4	
	14 X "	5	148,2	146,6	145,2	146,4	146,2	145,8	146,2	145,6	144,8	145,4	145,4	
	Mittel 8—14	25	150,61	145,32	145,21	145,88	145,86	145,29	145,60	145,66	144,95	145,57	145,82	
	18—25 VI 97	5	—	134,8	132,4	134,0	133,8	133,8	133,8	132,8	135,0	133,8	133,8	
	Mittel	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	
	V	29 VI 97	4	0—1	1—5	10	15	20	25	30	35	40	45	45
		30 VII "	4	—	101,5	127,8	128,3	126,3	126,5	125,5	126,0	124,3	125,8	125,8
		Mittel 16—17	8	—	102,9	127,7	128,1	126,7	126,8	125,3	125,8	124,7	124,9	126,3
		28 VI 97	3	—	102,3	127,0	128,7	126,0	126,0	125,5	126,0	124,3	125,8	126,2

1) Reihe 12—14: Stab und Apparate unverändert; Gestänge bei 12 durch Hebel gestützt, bei 13 am Draht, bei 14 am Stab aufgehängt.



den dürfen. Das würde also heissen, dass die Dehnungen in den Stäben *k* und *c* nach Gleichungen von der Form

$$\lambda = a + \beta n$$

verlaufen, worin *n* die Ableseung am Kraftanzeiger ist. Dann wird nach Reihe:

3.  $a = 122,9 - 113,9 = 9,0$ ; dem entspricht  $\frac{9,0}{113,0} \cdot 500 = 40 \text{ kg}$  (10 Reihen)

4.  $a = 238,7 - 228,5 = 10,2$  desgl.  $\frac{10,2}{228,5} \cdot 1000 = 45 \text{ kg}$  (24 Reihen)

5.  $a = 150,61 - 145,82 = 4,79$  desgl.  $\frac{4,79}{145,82} \cdot 1000 = 33 \text{ kg}$  (25 Reihen).

Im Mittel entspricht *a* einer Anfangslast von etwa 38 kg.

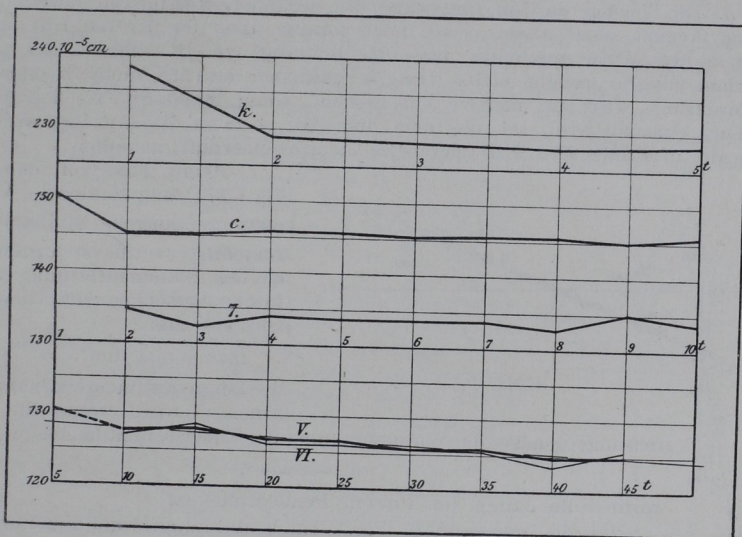


Fig. 377.

Um zu erweisen, dass in der That der dem Werthe *a* entsprechende Widerstand ganz zu Anfang der Belastung eintritt, liess ich folgende Reihen mit Belastungsstufen von 0,1 und 0,01 t ausführen:

Tabelle 34.

Reihe	0,0-0,1	0,1-0,2	0,2-0,3	0,3-0,4	0,4-0,5		Mittel
<i>a</i>	51	22	23	22	23	—	23,0
<i>b</i>	36	25	23	23	23	—	
Mittel	43,5	23,5	23,0	22,5	23,0	—	23,0
	0,00-0,01	0,01-0,02	0,02-0,03	0,03-0,04	0,04-0,05	0,05-0,06	
<i>c</i>	20	6	—	6	—	10	3,7

Daraus ergibt sich für Reihe:

$$a, a = 43,5 - 23,0 = 20,5 \text{ oder } \frac{20,5}{23,0} \cdot 100 = 89 \text{ kg.}$$

$$c, a = 20,0 - 3,7 = 16,3 \text{ oder } \frac{16,3}{3,7} \cdot 10 = 44 \text{ kg.}$$

Diese Werthe schwankten in den einzelnen Beobachtungsreihen ebenfalls stark, und man hatte aus den Reihen früherer Jahre den mittleren Werth für die Anfangslast = 70 kg abgeleitet.

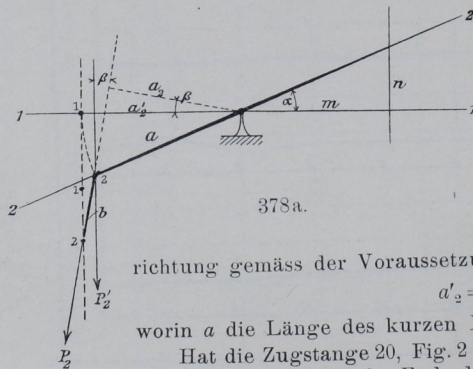


Eine bestimmte Ursache für die Grösse  $a$  ist noch nicht ermittelt worden; jedenfalls sind die Reibungswiderstände in der Maschine erheblich kleiner als 70 kg, wie aus vielen direkten Bestimmungen geschlossen werden muss. Die verschiedenen Abänderungen an der Maschine  $N$  haben auch keinen wesentlichen Einfluss auf diesen Werth gehabt.

Betrachtet man die Linienzüge (Fig. 377) für die volle Belastung der Maschine, wie sie mit den Stäben  $V$  und  $VI$  gewonnen wurden, so ergibt sich das Abfallen der Dehnung für die Laststufe mit wachsender Belastung. Wollte man die Differenzenreihe nach der geraden Linie ausgleichen, wie es in Fig. 377 [unten] gesehen ist, so würde die allgemeine Gleichung ein von  $n^2$  abhängiges Glied bekommen und die Form

$$\lambda = \alpha + \beta n - \gamma n^2 \text{ erhalten.}$$

*h.* Die Theorie der Neigungswage, wie sie in der Pohlmeier-Maschine zur Geltung kommt, setzt ausser  $r=0$  noch voraus, dass der Kraftangriff auf das Pendel in der Weise geschieht, dass die Richtung von  $P$  während des ganzen Pendelausschlages parallel bleibt. Das ist praktisch natürlich nicht zu erreichen; der Forderung wird am meisten entsprochen, wenn Zugstange 20, Taf. 9 Fig. 2, sehr lang gemacht wird. Ist das nicht der Fall, so muss die Anzeige der Wage gegen die in Absatz 65*d* S. 37 gegebene Theorie fehlerhaft ausfallen.



Wenn man von den durch Fig. 378 angedeuteten Voraussetzungen ausgeht (Nulllage = 11, Ausschlag = 22), so ergibt sich bei der Skalenentfernung  $m$  und für den Ausschlag  $n$  der Ausschlagswinkel  $\alpha$  aus:

$$\operatorname{tg} \alpha = n/m \text{ und } a = \dots;$$

die Länge des theoretischen Hebelarmes  $a'_2$  wird, wenn die Kraft-

$$a'_2 = a \cos \alpha,$$

worin  $a$  die Länge des kurzen Pendelarmes ist.

Hat die Zugstange 20, Fig. 2 Taf. 9, die Länge  $b$  und nimmt man an, dass der Bogen, den das Ende des langen Hebels 19 beschreibt, für den kurzen Ausschlag durch die gestrichelte Gerade  $\bar{1}2$  ersetzt werden kann, so werden beim Ausschlag  $n$  die Endpunkte von  $b$  die mit 1 und 2 bezeichneten Wege durchlaufen. Die Zugstange  $b$  nimmt statt der Lage  $P'_2$ , wie es die Theorie verlangt, die Lage  $P_2$  an. Demnach wirkt die Kraft  $P$  nicht mehr am Hebelarm  $a'_2$ , sondern an dem kleineren  $a_2$ . Ist  $\beta$  der Winkel, um den das Glied  $b$  ausschlägt, wenn es von Lage 1 in Lage 2 übergeht, so wird:

$$\sin \beta = \left( \frac{a - a \cos \alpha}{b} \right) \text{ und } \beta = \dots;$$

danach wird der Hebelarm

$$a_2 = a (\cos \alpha + \beta).$$

Für die kleine Pohlmeier-Maschine (Masch.  $N$  der Versuchsanstalt) wird der Fehler, wenn  $n=120$  mm (50 t),  $m=344$  mm,  $a=100$  mm und  $b=250$  mm

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha &= \frac{120}{344} = 0,34884; \alpha = 19^\circ 13' 50'' \\ a'_2 &= 100 \cos 19^\circ 13' 50'' = 94,420 \text{ mm} \\ \sin \beta &= \frac{100 - 94,420}{250} = 0,02232; \beta = 1^\circ 16' 44'' \\ \alpha + \beta &= 20^\circ 30' 34'' \\ a_2 &= 100 \cos 20^\circ 30' 34'' = 93,662 \text{ mm} \\ \Delta &= a'_2 - a_2 = 0,758 \text{ mm} \\ a_2/a'_2 &= 0,992 \text{ oder } \Delta = 0,8\% \end{aligned}$$

Um so viel muss die zur Erzeugung des Ausschlages  $a$  erforderliche Kraft  $P$  grösser werden, wenn sie in der Richtung  $P_2$  statt in  $P'_2$  wirkt.



*i.* Die Verhältnisse liegen in Wirklichkeit noch ein wenig anders als es hier der Einfachheit wegen vorausgesetzt wurde. Ich begnüge mich aber mit den hier gegebenen Beispielen und bemerke nur, dass man durch geeignete Anordnung der Konstruktion, z. B. auch für die Anfangslage des Hebels *a* und des Gliedes *b*, den zuletzt erwähnten Fehler verringern kann. Der Konstrukteur und der Besitzer der Maschine werden aber wohl immer mit den Aufstellungsfehlern und auch mit dem Umstande zu rechnen haben, dass ja alle Glieder und Hebel elastische Formänderungen erfahren, die in der strengen Rechnung berücksichtigt werden müssten. Auch durch die Lage der Pendellauffläche für den Kraftanzeiger (534*e*) würde man ein gutes Mittel haben, um die Fehler des ganzen Hebelwerkes auszugleichen. Diese Ausgleichung würde sich sogar durch den praktischen Versuch empirisch bewirken lassen, indem man durch Fortnahme von der Lauffläche oder durch Auflegen, den wirkenden Rollenhalbmesser *r* negativ oder positiv macht. Dieser Weg wird in der Versuchsanstalt bis zu einem gewissen Grade eingeschlagen werden, um die Pohlmeier-Maschinen, die aus vielen Gründen ausserordentlich bequeme Maschinen sind, auf die grösste Genauigkeit zu bringen. Einstweilen wird, durch die Einstellung des Bockes 23, nach Maassgabe der Untersuchung mit dem Kontrolstab, der Restfehler so klein wie möglich gemacht und mit den dann noch vorhandenen Fehlergrössen gerechnet, wenn es auf sehr genaue Ergebnisse ankommt. Praktisch genügend ist es, wenn man nach den mit dem Kontrolstab erhaltenen Ergebnissen die Entfernung *m* so bemisst, dass etwa bei 20 t die Anzeige richtig ist; hierdurch wird, wie angedeutet, die wirksame Fehlergrösse vermindert, sie bleibt unter 1% der Anzeige.

*k.* Auch die Uebertragung des Pendelausschlages auf den Zeiger durch die doppelte Angelschnur ist trotz der Sicherheit ihrer Wirkung natürlich mit einem kleinen Fehler behaftet. Dieser Fehler ist durch die endliche Länge der Schnur gegeben, indem wegen dieser endlichen Länge aus der Fortbewegung der Schnur auf der Schraubenlinie eine Verkürzung des maassgebenden Endes entsteht. Nimmt man dieses Ende in der ungünstigsten Stellung zu 20 mm, die Schnurdicke zu 0,5 mm und den Rollendurchmesser zu etwa 7 mm an, so würde nach Fig. 378, wenn auf 5 Umläufe der Rolle gerechnet wird, der grösste Fehler:

$$A = \sqrt{(0,5 \cdot 2,5)^2 + 20^2} - 20 = 0,036 \text{ mm}$$

oder in Umdrehungen der Rolle ausgedrückt

$$A = \frac{0,036}{21,99} = 0,0016.$$

Der Ablesungsfehler würde also in der ungünstigsten Stellung noch nicht 0,2% betragen.

*l.* Die in vorausgehenden Abschnitten besprochenen Fehler heben sich zum Theil auf. Jedenfalls kann man, wenn man mit Verständniss vorgeht, es so einrichten, dass sich die Fehler sehr beträchtlich verkleinern; dies geschieht in ziemlich weitem Maasse, wenn man die Maschinen mit Hilfe des Kontrolstabes justirt und die unter *i* angegebenen Rathschläge befolgt. Aber dennoch sollte man sich ganz allgemein bei den in der Praxis befindlichen Maschinen von Zeit zu Zeit durch unmittelbare Kontrolprüfungen von der unveränderten Richtigkeit der Maschinen oder von ihren Fehlergrössen Kenntniss verschaffen.<sup>1)</sup> Es ist nicht ohne weiteres angängig oder nothwendig eine Maschine als richtig anzuerkennen, wenn diese Richtigkeit nicht durch einwandfreie Kontrolprüfungen erwiesen ist. Die zahlreichen Prüfungen, welche die Versuchsanstalt zu Charlottenburg an den eigenen und fremden Maschinen

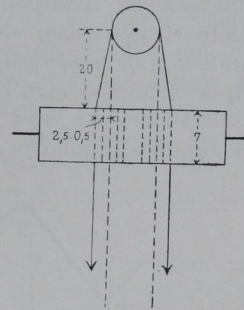


Fig. 378 b.

<sup>1)</sup> Um nicht missverstanden zu werden, hebe ich hier ausdrücklich hervor, dass dieser Satz ganz allgemeingültig ist und sich nicht allein auf die hier als Beispiel benutzte Pohlmeier-Maschine bezieht.



vorgenommen hat, haben genügend erwiesen, dass es auch bei gut konstruirten und gut gehaltenen Maschinen nicht ganz leicht ist, sie auf einer Fehlergrösse kleiner als 1% zu erhalten, wie es durch die internationalen Beschlüsse (*L 128*) gefordert wird. Unter den von ihr geprüften auswärtigen Maschinen fand die Anstalt solche mit 16% Fehler. (*L 223*).

**535.** Nach dem Grundsätze der Neigungswage sind auch noch die Maschinen von Schopper, Michele und v. Tarnogroki gebaut.

Die Maschine von Michele ist in Fig. 379 schematisch dargestellt (*L 183*, S. 13, Taf. II, Fig. 8); sie wurde [1878?] für Kräfte von 455 bis 680 kg gebaut. Die Maschine ist für Zugversuche mit Cementkörpern bestimmt und dürfte bei guter Ausführung für diesen Zweck auch sehr geeignet sein. Der Antrieb geschieht mittelst Kurbel und Schnecke, die den Parallelogrammhebel *a* antreibt. Der andere Hebel *a* ist der kurze Hebel der Neigungswage, deren langer Hebel *b* den Schleppzeiger *s* mitnimmt, welcher an der Bogenskala unmittelbar die Bruchlast anzeigt. Damit beim Abreissen der Probe das Gewicht *p* nicht zurückschlagen kann, ist eine Fangvorrichtung *f* angebracht, die den Einspannklauen gestattet, sich höchstens 10—15 mm von einander zu entfernen. Der Konstruktionsgrundsatz ist natürlich nur bei Materialien mit kleiner Dehnbarkeit anwendbar, bei denen also die richtige Parallelogrammbewegung nicht wesentlich beeinflusst werden kann. Bei dehnbaren Materialien wird der Fehler in der Parallelogrammbewegung zu gross

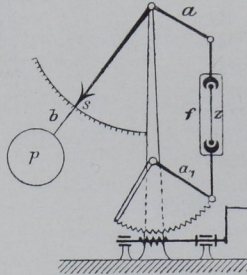


Fig. 379.

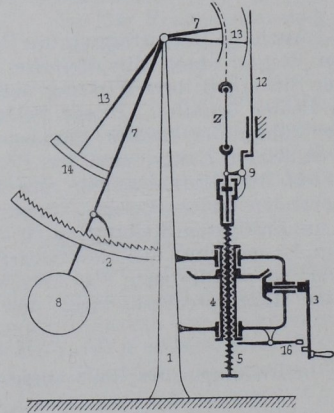


Fig. 380.

und die Theilung wird dann nicht mehr das wahre Kraftmoment anzeigen. Die Theilung kann bei der Maschine von Michele nicht mehr, wie bei der Pohlmeier-Maschine, eine gleichmässige sein.

**536.** Die Maschinen von Schopper, Taf. 11, Fig. 1—8, dienen hauptsächlich für Zugversuche mit kleinen Kräften, für Faden-, Papier-, Stoff-, Draht-Prüfung u. s. w. Sie werden seit 1890 mit Kraftleistungen von 10, 100, 500, 1000 und 1500 kg gebaut; die schwachen Maschinen haben sich bei den amtlichen Papier- und Stoffprüfungen in Charlottenburg vorzüglich bewährt (*L 228*). Die oft ausgeführte Prüfung der Maschinen hat stets nur Fehler von weniger als 1% ergeben. Das Schema der Maschine ist in Fig. 380 gegeben. Die Achse des Pendels 7 läuft auf Reibungsrollen. Der kurze Hebel trägt einen Kreisbogen, an dem an einer Gallschen Kette die Einspannklau 6 aufgehängt ist; der kurze Hebelarm hat also bei dieser Wage gleichbleibende Länge. Der lange



Hebel trägt das Pendelgewicht und eine sechstheilige Sperrklinke, die in den am Maschinengestell befestigten Zahnbogen 2 eingreift, so dass das Pendel 7 im Augenblick des Bruches in der erreichten Lage stehen bleibt und seine Zeigermarke die erreichte Bruchbelastung an der Bogenskala 2 anzeigt. Neben dem Pendelhebel ist ein Schleppzeiger 13 auf gleicher Achse gelagert, der auf einer an der Pendelstange angebrachten Bogenskala 14 die Dehnung des Probestreifens anzeigt und im Augenblick des Bruches ebenfalls in seiner Stellung stehen bleibt. Das geschieht wie folgt: Die untere Einspannklemme ist an einem Kopf angebracht, der lose auf der Antriebsscheibe 5 sitzt und beim Ende des Versuches durch sein eigenes Gewicht eine Verschiebung in der Achse erfährt. Hierdurch wird der kleine Winkelhebel 9 bethätigt, dessen Nase nun die Zahnstange 12 freilässt, die bis dahin die gegenseitige Verschiebung zwischen den beiden Klemmen mittelst des Zahnrades 13 auf den Dehnungszeiger übertrug. Der Antrieb geschieht durch Winkelräder und Schraube. Er hat im Augenblick des Bruches keinen Einfluss mehr auf das Pendel und den Dehnungszeiger, die nun die erreichten Höchstwerthe für Belastung und Dehnung anzeigen. Letztere wird in Procenten der Messlänge abgelesen, weil stets Streifen von gleicher Länge zwischen den Klemmen benutzt werden. Dies wird erreicht, indem nach Feststellung des Pendels und der oberen Klemme in der Nullstellung der Antrieb so lange rückwärts gedreht wird, bis die Nase an der Schraube 5 den Hebel bewegt und den Anschlag so schaltet, dass die Handkurbel nicht mehr weiter bewegt werden kann, dann ist die Klemmenentfernung genau gleich  $l$  [180 mm bei Papierprüfungen]. Die Klemmen sind als Excenterklemmen konstruirt, deren Konstruktion aus Taf. 11, Fig. 5 und 6 hervorgeht.

**537.** A. von Tarnogroki in Essen/Ruhr baut Maschinen mit Neigungswage in sehr vielen verschiedenen Grössen von 10 kg bis zu 100 000 kg Kraftleistung.

Zur Untersuchung von Papier und Drähten baut auch W. Carrington in London (*L 183*) [1878?] Maschinen nach dem Grundsatz der Neigungswage.

### c) Die Federwage.

**538.** Die Feder ist von frühester Zeit an und in den verschiedensten Formen im Materialprüfungswesen für die Kraftmessung benutzt worden, namentlich wenn es sich um kleine Kräfte handelte. Die Verwendung war indessen häufig so ungeschickt, dass sich die Apparate mit Federwagen zu Zeiten keines besonderen Vertrauens erfreuten. Die mangelhafte Wirkung war aber meistens in den Nebenkonstruktionen begründet, und man darf nach den Erfahrungen, die beispielsweise auch in der Charlottenburger Versuchsanstalt in mehr als 15 Jahren an einer grossen Reihe von Maschinen und Messfedern gewonnen sind, aussprechen, dass die Feder an sich ein ganz gutes Kraftmessinstrument liefern kann, wenn sie richtig benutzt und kontrolirt wird, und wenn man sich mit den Genauigkeitsgrenzen begnügt, die schon in früheren Absätzen (505) für Materialprüfungsmaschinen gefordert und als genügend erachtet wurden.

Selbstverständlich kann ich bei den folgenden Beschreibungen nur



mit Auswahl vorgehen, da die Zahl der Festigkeitsprüfer mit Federwage sehr gross ist.

**539.** Die Hauptbedingung, die bei Benutzung der Feder zu erfüllen ist, ist die, dass der Kraftangriff und die Befestigung der Feder an den Maschinentheilen keine Nebenbeanspruchungen erzeugen; die Feder muss völlig frei und ohne Zwang die für die Kraftmessung erforderliche Formänderung annehmen können. Man kann beispielsweise von einer Spiralfeder nur dann eine richtige, der Kraftleistung proportionale Längenänderung erwarten, wenn die Kraftrichtung während des ganzen Versuches zwanglos in die Mittelachse der Windungen fällt und wenn die einzelnen Windungen sich nicht gegenseitig berühren. Bei fest geschlossen gewundenen Federn, wie sie beispielsweise bei den später zu beschreibenden Hartig-Reuschschen und den Wendlerschen Maschinen benutzt werden, können die Dehnungen bei Zugbeanspruchungen erst von dem Augenblick an proportional der angewendeten Zugkraft werden, von dem ab alle Windungen frei werden. Man sollte ganz besonderen Werth auf die Art der Verbindungen mit den Maschinentheilen legen. In dieser Beziehung kann ich mich beispielsweise mit den Konstruktionen nicht einverstanden erklären, wie sie bei der Hartig-Reuschschen und bei der Wendlerschen Maschine (Taf. 11, Fig. 9—27) benutzt werden. Hartig klemmt z. B. die Enden seiner Federn zwischen den Enden der Stege mit Schrauben fest und versieht die Stege mit eingeschraubten Oesen, womit sie am Wagen 8 und an der Zugstange 4 (Fig. 9 u. 10) durch Stifte befestigt werden. Abgesehen davon, dass es fast unmöglich sein wird, die Angriffspunkte der Kräfte genau in die Federachse zu verlegen, sind hier die Enden nicht so sicher befestigt, dass das Rutschen der Feder in den Bügeln ganz ausgeschlossen ist. Tritt dieses aber ein, so muss sich der Messwerth der Feder ändern, auch wenn die eigentliche Feder keine Eigenschaftsänderungen des Materials erfährt. Mit Hilfe von besonderen Marken, die etwaige Verschiebungen anzeigen, kann man sich nothdürftig helfen, aber das ist kein befriedigender Zustand. Wendler verwendet die gleiche Federkonstruktion, aber er bewirkt die Befestigung der Federenden, statt durch Einklemmung, mittelst Schrauben durch festes Einstemmen und Verlöthen, ausserdem feilt er noch Strichmarken in Brücke und Federdraht ein, so dass etwaige Verschiebung erkannt werden kann, die übrigens in Charlottenburg bisher nicht nachgewiesen werden konnte. Die Befestigung der Wendlerschen Feder an den Maschinentheilen ist jedenfalls noch ungünstiger als die der Hartigschen; sie wird wohl in keinem Falle ohne Nebenwirkungen auf die Feder bleiben.

**540.** Die Hartigsche Federbefestigung gestattet allerdings, die Federdehnung einem bestimmten Maassstab anzupassen und die etwa veränderte Feder durch Aenderung der Drahtlänge [Windungszahl] wieder auf denselben Maassstab einzustellen, aber ich würde es doch vorziehen, mit einer Feder von fest bestimmter unveränderlicher Länge zu arbeiten und die Feder von Zeit zu Zeit zu prüfen, ihre etwaigen Veränderungen festzustellen und zu berücksichtigen, weil jede Maschine ohnehin auch in ihren übrigen Theilen häufiger Kontrolle bedarf.

**541.** Beim Crosby-Indikator ist die Frage der Federbefestigung in der in Fig. 381 gezeichneten Weise gelöst. Die Feder ist doppelgängig



und mit ihrem oberen Ende mit mehreren Windungen in das Vierflügelstück eingeschraubt, um die genaue Einstellung auf einen bestimmten Maassstab zu ermöglichen. Wenn diese Befestigungsart auch hier nicht ohne Zwang zu bewirken ist, so dürften doch die vielen Angriffspunkte in den vier Lappen fast den gleichen Zustand erzeugen, als wenn die Feder am oberen Ende stark eingespannt [vergossen oder verlöthet] wäre. Wenn das Vierlappenstück so im Gehäuse befestigt ist, dass die am anderen Ende in der Federachse angebrachte Kugel bei Formänderung der Feder mit ihrem Mittelpunkt sich genau in der Cylinderachse bewegt, was durch geringes Abdrehen der Flächen nach Befestigung an der Feder leicht zu erreichen sein wird, so muss diese Feder von dem mit ihrer Kugel verbundenen Kolben zwanglos und biegungsfrei die Kräfte übernehmen.

Ich selbst habe bei meinen Konstruktionen in allen Fällen, wo es auf Zuverlässigkeit ankam, die Messfeder mit offenen Windungen benutzt und sie möglichst ohne Zwischenstücke an die Maschinenteile angreifen lassen, in der Art, wie es ja bei vielen Federwagen u. s. w. üblich ist. Vergl. Fig. 382.

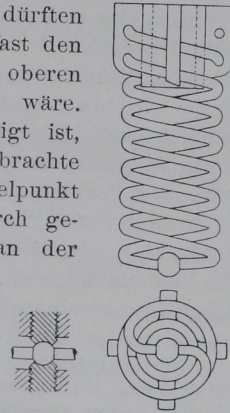


Fig. 381.

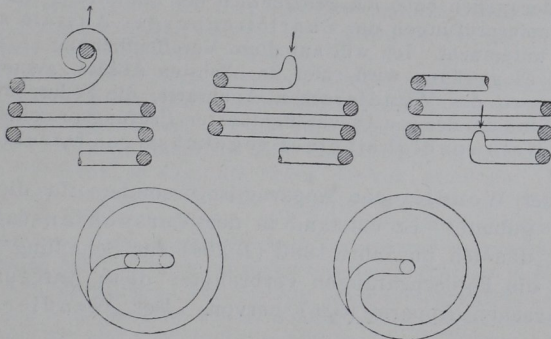


Fig. 382.

**542.** Das Schema des Hartig-Reuschsches Apparates (Taf. 11, Fig. 9—13) ist in Fig. 383 gegeben. Der Probestreifen ist an einem Ende des Maschinengestells [mittels des Bockes 12, Fig. 9 und 10, der entsprechend der Probenlänge eingestellt werden kann] befestigt. Das andere Ende ist an einem Wagen 8 befestigt, der, auf Schienen laufend, den Schreib-

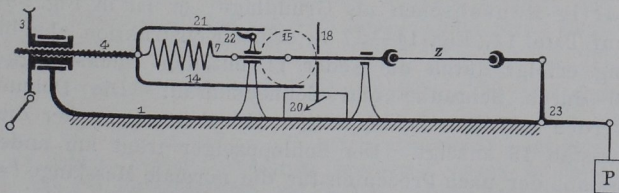


Fig. 383.



apparat trägt. Zwischen Wagen und Antrieb ist die Messfeder 7 eingeschaltet, deren Ausdehnung als Kraftmaass auf die Zahnstange 14 übertragen wird, die mittelst des Zahnradbogens 15 und Zahnstange 18 diese Bewegung in eine senkrechte Bewegung des Schreibstiftes umsetzt. Diese senkrechte Bewegung des Zeichenstiftes liefert also ein Maass für die auf den Probekörper übertragene Kraft. Die zugehörige Formänderung des Probekörpers wird durch die Horizontalbewegung des Wagens 8 gemessen, indem der Schreibstift diese Bewegung durch die Schaulinie auf die am Maschinenstempel festgeklemmte Schreiftafel 20 verzeichnet. Damit die Feder beim Bruch der Probe nicht zusammenschnellt und Beschädigungen anrichtet, ist ein Sperrwerk 22 eingeschaltet, das das Zurücksnellen verhindert. Der Antrieb geschieht mittelst Schraube 4 und Schneckenrad von Hand oder mit Schnurtrieb. Die Kraftäusserung geht bis zu 20 kg; es sind leicht auswechselbare Federn für 4, 9 und 20 kg Kraftleistung im Gebrauch. Gebaut werden die Apparate von Oskar Leuner-Dresden.

Der Hartig-Reuschsche Apparat hat sich durch seine handliche Form und übersichtliche Einrichtung, sowie durch die zahlreichen und werthvollen Arbeiten Hartigs, seiner Assistenten und Schüler [Hugo Fischer, Müller, Connert u. a.] einen wohlbegründeten Ruf erworben. Er ist namentlich für Unterrichtszwecke vorzüglich geeignet, wenn er auch nicht sehr strengen Anforderungen zu genügen vermag. Ich benutze ihn bei den Uebungen meiner Schüler mit Vorliebe, weil er mehr als die grossen Probirmaschinen selbständiges Arbeiten gestattet und es ermöglicht, das Uebungsfeld des Einzelnen ohne grossen Zeit- und Kostenaufwand zu erweitern.

Seine Fehlerquellen habe ich gelegentlich der Einführung des Apparates für die amtlichen Papierprüfungen der Charlottenburger Anstalt sehr sorgfältig und eingehend untersucht. Ich will auf diese Veröffentlichung (*L 227* u. *215*) nur verweisen, weil es genügen wird, hier im nächsten Absatz, gemeinsam mit den Prüfungsergebnissen des Wendlerschen Apparates, die Federprüfungen zu besprechen. Das Studium der a. a. O. veröffentlichten Prüfungsprotokolle wird aber wiederum die Nothwendigkeit einer regelmässigen Maschinenkontrolle beweisen.

**543.** Der Wendlersche Apparat ist besonders für die Zwecke der Papierprüfung gebaut. Er entstand in der Versuchsanstalt aus Anlass eines Aufrufes, den ich im Jahre 1886 (*L 226*) zur Schaffung eines Specialapparates für die Papierprüfungen verbreitete; diese Anregung rief auch den Schopperschen Apparat (*536*) hervor. Der Wendlersche Apparat

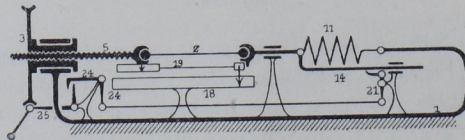


Fig. 384.

hat den Hartig-Reuschschen als Grundlage; er ist in Fig. 384 schematisch und auf Tafel 11, Fig. 14—27 in seiner Konstruktion abgebildet. Die Kraftmessung erfolgt durch die Feder 11 mit dem Rückschlagessperr 15, der Antrieb durch Schraube und Schneckenrad. Die Dehnungen der Feder 11 werden auf den Schleppzeiger 19 übertragen, der die Kraft in kg am Maassstab 18 anzeigt. Der Schleppzeiger trägt am anderen Ende einen Maassstab, der nach Procenten für die normale Messlänge  $l = 180$  mm getheilt ist. Der an der zweiten Klemme angebrachte Zeiger giebt auf



diesem Maassstab die gegenseitige Verschiebung beider Klemmen an, also auch die Dehnung des Probestreifens in Procenten von  $l$ , selbstverständlich unter der Voraussetzung, dass kein Gleiten in den Klemmen eintritt. Die Klemmen sind als Excenterklemmen so konstruirt, dass dieses Gleiten kaum vorkommt; man überzeugt sich davon an Hand von Bleistiftmarken, die neben der Klemme auf den Papierstreifen angebracht werden.

Die Wendlerschen Maschinen der Anstalt werden zu vieren durch einen kleinen doppelcylindrigen Wassermotor der Firma Möller & Blum in Berlin mittelst Schnurtrieb angetrieben. Jede einzelne Maschine ist mit einer von mir konstruirten selbstthätigen Ausrückung versehen. Die Sperrklinke für das Rückschlagesperre ist hierbei an einem Hebel 21 befestigt, der um einen kleinen Betrag ausschlagen kann. Dieser Ausschlag wird auf die Winkelhebelhemmung 24 übertragen, deren Nase nun den Winkelhebel 25 auslöst, so dass die in diesem Hebel gelagerte Antriebschraube niederfällt und ausser Eingriff kommt; die Maschine steht und man kann nun die Kraft und Dehnung von den Maassstäben ablesen. Ein Beobachter kann also alle vier Maschinen bedienen. Die Maschine ist mit Federn für 7 und 18 kg Kraftleistung ausgerüstet.

a. Die Ausführung der regelmässigen Kontrolle über die Messfedern der in der Versuchsanstalt zu Charlottenburg benutzten Hartig-Reuschschen Apparate beschrieb ich bereits im Jahre 1887 (*L* 215 S. 36). Ich will hier über das Ergebniss dieser Prüfungen einen Ueberblick geben, indem ich vorausschicke, dass seit jener Zeit die sehr zahlreichen Prüfungen der Federn des Wendlerschen Apparates, der jetzt an Stelle des Hartigschen benutzt wird, keinerlei Veränderungen an den Federn erwiesen haben. Die Federn sind heute, nach jahrelangem Gebrauch, so zuverlässig, wie zu Anfang.

Die Prüfung der Federn geschieht mittelst genau ausgemessener Winkelhebel, die am Maschinengestell mit besonderen Hülfeinrichtungen (Taf. 11 Fig. 27 u. 30) befestigt werden. Zur Belastung werden stets die gleichen mit Präcisionsaichung versehenen Gewichtsstücke benutzt. Die Belastung wird mittelst der Maschine zum Einspielen gebracht, so dass die Feder sie voll aufnimmt. Die zugehörige Federdehnung wird entweder auf die Tafel aufgeschrieben [Hartig-Reusch] oder am Millimeter- beziehungsweise am Kraftmaassstab abgelesen [Wendler]. Die für verschiedene Belastungen in fünf Versuchsreihen gewonnenen mittleren Ablesungen werden bei den Nachprüfungen mit den vorhandenen Maassstäben verglichen oder bei Neuprüfungen zur Bildung der Federmaassstäbe benutzt.

Im letzteren Falle wird die Federdehnung zuerst am Millimeterstab abgelesen. Dann werden für die einzelnen Belastungsstufen die Differenzenreihen gebildet, um zu sehen, von welchen Belastungen ab die Federn sich proportional dehnen. Die Ablesungswerthe werden tabellarisch zusammengeschrieben, vergl. Tab. 35 auf Seite 364.

b. Mit dem für Be- und Entlastung gefundenen Mittelwerthe  $\Delta m = 7,593 \text{ mm}$  für die proportionale Ausdehnung auf 0,5 kg kann man nun einen Maassstab für die Grenzen von 1 kg<sup>1)</sup> bis 6 kg berechnen und diesem die Ablesungen (Tab. 35) gegenüberstellen, wie es in Tab. 36 S. 364 [wieder nur für die Belastung] geschehen.

Die Tabelle 36 enthält gewissermassen den Vergleich von fünf fehlerhaften Maassstäben, aus denen man einen möglichst richtigen ableiten soll. Mit diesem als richtig angenommenen Maassstabe wird man offenbar jeden der ermittelten falschen Maassstäbe vergleichen können. Es würde aber verkehrt sein, wollte man Nullpunkt an Nullpunkt anlegen, weil ja auch der Nullpunkt mit Fehlern behaftet ist. Deswegen wird man die beiden zu vergleichenden Maassstäbe gegenein-

<sup>1)</sup> Ich habe hier die Tabellen aus (*L* 215) in abgekürzter Form gegeben, da es sich ja nur um ein Beispiel handelt. Für jeden besonderen Zweck ist natürlich zu unterscheiden, ob man den Federmaassstab nur für den meistens ausreichenden Fall der Belastung oder als Mittel für Be- und Entlastung zu bestimmen hat.



ander verschieben müssen, dass sich alle Theilstriche so vollkommen wie möglich decken, d. h. derart, dass die noch verbleibenden Fehler ein Minimum werden. Dieser Vorgang kann auf die fünf Beobachtungsreihen angewendet werden, indem man jede um den Betrag der Mittelwerthe aus Tabelle 36 verschoben denkt, d. h. diese Werthe von den beobachteten abzieht. Dann erhält man die Gegenüberstellung Tabelle 37 [wieder nur für die Belastung gebildet].

Tabelle 35. Feder No. 1 für 6 kg Krafftleistung.

Drahtdicke 4,4 mm; Durchmesser der Windungen (spannungslos) 86 mm.

Zahl der Windungen 8,5.

$\Sigma$  = Gesamtdehnung;  $\Delta$  = Unterschied für je 0,5 kg;  $\Delta m$  = Abweichung vom Mittel.

Belastung kg	Dehnungen in Millimetern in Reihe														
	1.			2.			3.			4.			5.		
	$\Sigma$	$\Delta$	$\Delta m$	$\Sigma$	$\Delta$	$\Delta m$	$\Sigma$	$\Delta$	$\Delta m$	$\Sigma$	$\Delta$	$\Delta m$	$\Sigma$	$\Delta$	$\Delta m$
0,0	0,0	—	—	0,0	—	—	0,0	—	—	0,0	—	—	0,0	—	—
0,5	—	—	—	6,3	6,3	—	6,1	—	—	6,5	6,5	—	6,2	6,2	—
1,0	13,2	(13,2)	—	13,6	7,3	—	13,2	7,1	—	13,6	7,1	—	13,4	7,2	—
1,5	—	—	—	20,9	3	-0,31	20,6	4	-0,22	20,9	3	-0,30	20,6	2	-0,41
2,0	28,3	(15,1)	—	28,6	7	+9	28,2	6	-2	28,7	8	+20	28,4	8	+19
2,5	35,8	7,5	-0,13	36,2	6	-1	36,0	8	+18	36,2	5	-10	35,9	5	-11
3,0	43,6	8	+17	43,8	6	-1	43,6	6	-2	43,9	7	+10	43,6	7	+9
3,5	51,4	8	+17	51,5	7	+9	51,3	7	+8	51,6	7	+10	51,3	7	+9
4,0	59,0	6	-3	59,3	8	+19	58,9	6	-2	59,2	6	0	58,9	6	-1
4,5	66,5	5	-13	66,7	4	-21	66,4	5	-12	66,8	6	0	66,6	7	+9
5,0	73,8	3	-33	74,4	7	+9	74,0	6	-2	74,4	6	0	74,2	6	-1
5,5	81,7	9	+27	81,9	5	+11	81,7	7	+8	81,9	5	-10	81,8	6	-1
6,0	89,3	6	-3	89,7	8	-19	89,4	7	+8	89,6	7	+10	89,5	7	+9
Mittel	7,63			7,61			7,62			7,60			7,61		

Hauptmittel für die Belastung aus allen 5 Reihen = 7,614 mm für 0,5 kg.  
(NB. Für Be- und Entlastung ergab sich das Mittel zu 7,593 mm für 0,5 kg) und mit diesem Werthe ist bei Aufstellung von Tab. 35 gerechnet worden.

Tabelle 36. Feder No. 1 für 6 kg.

Maassstabpunkt kg	Ermittelter Maassstab mm	Ablesungen in mm aus Tab. 35. Belastung, Reihe.					Abweichungen in mm vom ermittelten Maassstab, Reihe				
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1,0	0,0	13,2	13,6	13,2	13,6	13,4	13,20	13,60	13,20	13,60	13,40
1,5	7,59	—	20,9	20,6	20,9	20,6	—	31	01	31	01
2,0	15,19	28,3	28,6	28,2	28,7	28,4	11	41	01	51	21
2,5	22,78	35,8	36,2	36,0	36,2	35,9	02	42	22	42	12
3,0	30,37	43,6	43,8	43,6	43,9	43,6	23	43	23	53	23
3,5	37,97	51,4	51,5	51,3	51,6	51,3	43	53	33	63	33
4,0	45,56	59,0	59,3	58,9	59,2	58,9	44	74	34	64	34
4,5	53,15	66,5	66,7	66,4	66,8	66,6	35	55	25	65	45
5,0	60,74	73,8	74,4	74,0	74,4	74,2	06	66	26	66	46
5,5	68,34	81,7	81,9	81,7	81,9	81,8	36	56	36	56	46
6,0	75,93	89,3	89,7	89,4	89,6	89,5	37	77	47	67	57
Mittel							13,26	13,54	13,24	13,56	13,33



Tabelle 37. Feder No. 1 für 6 kg.

Reihe	Belastung in kg.													
	0,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	
1	-13,26	—	-0,06	—	15,04	22,54	30,34	38,14	45,74	53,24	60,54	68,44	76,04	
2	— 54	-7,24	+ 6	7,36	06	66	26	. 96	76	16	86	36	16	
3	— 24	- 14	- 4	36	. 96	76	36	06	66	16	76	46	16	
4	— 56	- 06	+ 4	34	14	64	34	04	64	24	84	34	04	
5	— 33	- 13	+ 7	27	07	57	27	. 97	57	27	87	47	17	
Mittel	-13,39	-7,14	+0,01	7,33	15,05	22,63	30,31	38,03	45,67	53,21	60,77	68,41	76,11	
Als Mittelwerthe aus den Versuchsreihen für Be- und Entlastung wurden festgestellt die Werthe (vergl. L. 215.)														
Mittel	-13,56	-7,18	-0,05	7,39	15,05	22,75	30,38	38,14	45,76	53,29	60,82	68,36	75,87	

Der den Versuchsreihen 1—5 [Be- und Entlastung] am besten entsprechende Maassstab ergibt sich aus der letzten Reihe der Tabelle 37, wenn man den für den Maassstabnullpunkt [Belastung 0 kg] ermittelten Werth = 0 einsetzt. Die Abweichungen der letzten Reihe, Tabelle 37, gegenüber dem nach dem Mittelwerth 7,593 mm für 0,5 kg, Tabelle 35, hergestellten Federmaassstab ergeben sich nunmehr aus Tab. 38.

Tabelle 38. Feder No. 1 für 6 kg.

	Belastung in kg.													
	0,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	
a) Mittlere Ablesungen	0,00	6,38	13,50	20,95	28,61	36,31	43,94	51,70	59,32	66,85	74,38	81,92	89,43	
b) berechneter Maassstab	0,00	—	13,56	21,15	28,75	36,34	43,93	51,73	59,12	66,71	74,30	81,90	89,49	
c) Abweichungen a—b			-0,06	-0,20	-0,14	-0,03	+0,01	+0,17	+0,20	+0,14	+0,08	+0,02	-0,06	

c. In der umstehenden Tabelle 39 will ich noch einige Werthe mittheilen, die bei der regelmässigen Prüfung der Federn der Wendlerschen Apparate der Charlottenburger Anstalt gewonnen wurden, um zu zeigen, in welchem Maasse die Federn zuverlässig sind und wie wenig sie sich ändern.

Zu bemerken ist, dass, nachdem bei Feder 5 durch die beiden ersten Prüfungen falsche Nullpunktlagen erwiesen wurden, der Maassstab entsprechend geändert wurde. Die mittleren Fehler sind von da an kleiner als 0,2%. [Eine ähnliche Zusammenstellung für die Hartig-Reuschschen Apparate findet man in L 215 S. 38 und 39].

544. Der Leunersche Apparat ist ebenfalls aus dem Hartigschen Apparat hervorgegangen, nur ist die Kraftaufzeichnung anders ausgeführt (L 224). Indem ich auf die ausführliche Beschreibung in der Quelle verweise, will ich in Fig. 385 die schematische Skizze der Anordnung geben.

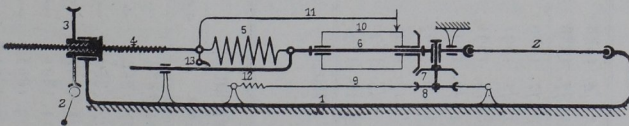


Fig. 385.



Tabelle 39. Wendlers Apparat No. 5.

a) Feder 9 kg.

Geprüft am	Fehler in % bei einer Belastung von kg													Bemerkungen.
	0,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0		
24./4. 1888	—	+ 3,0	+ 2,0	+ 1,5	+ 1,2	+ 1,0	+ 0,8	+ 1,0	+ 0,7	+ 0,7	+ 0,4	+ 0,4	5 Versuchsreihen.	
13./7. 1888	—	+ 5,0	+ 3,3	+ 2,5	+ 2,0	+ 1,3	+ 1,3	+ 1,0	+ 1,0	+ 0,9	+ 0,8	+ 0,8	5 "	
28./7. 1889	—	- 2,0	- 0,7	- 0,5	- 0,4	0,0	0,0	0,0	+ 0,2	+ 0,3	+ 0,4	+ 0,3	3 "	
16./1. 1891	—	- 1,0	0,0	0,0	- 0,4	0,0	0,0	0,0	+ 0,2	+ 0,1	0,0	0,0	3 Versuchsreihen.	
28./11. 1891	—	- 1,0	0,0	0,0	- 0,4	0,0	- 0,5	0,0	0,0	+ 0,1	0,0	0,0	1 Versuchsreihe.	
13./9. 1892	—	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	+ 0,5	+ 0,4	+ 0,5	+ 0,1	+ 0,3	+ 0,2	1 "	
14./9. 1893	—	0,0	0,0	0,0	0,0	+ 0,3	+ 0,5	+ 0,4	+ 0,2	+ 0,3	+ 0,3	+ 0,3	3 Versuchsreihen.	
16./1. 1895	—	0,0	0,0	0,0	0,0	+ 0,3	+ 0,5	+ 0,2	0,0	+ 0,3	+ 0,3	+ 0,2	1 Versuchsreihe.	
2./5. 1896	—	+ 1,0	0,0	0,0	- 0,4	+ 0,3	+ 0,5	+ 0,2	0,0	+ 0,1	0,0	+ 0,2	1 "	
19./10. 1897	—	+ 0,5	- 0,3	- 0,3	- 0,4	0,0	+ 0,3	- 0,2	0,0	+ 0,1	+ 0,1	+ - 0,2	2 Versuchsreihen.	
Mittel	—	- 0,44	- 0,13	- 0,10	- 0,25	+ 0,15	+ 0,23	+ 0,13	+ 0,16	+ 0,18	+ 0,18	+ 0,18	1) Maassstab durch Nullpunktverlegung verändert.	

b) Feder 20 kg.

Geprüft am	Fehler in % bei einer Belastung von kg													Bemerkungen.				
	0,0	6,0	7,0	8,0	9,0	10,0	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	17,0		18,0	19,0	20,0	
24./4. 1888	—	0,0	0,0	0,0	0,0	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	5 Versuchsreihen.
13./7. 1888	—	- 0,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	0,0	5 "
28./7. 1889	—	0,0	0,0	0,0	0,0	+ 0,1	+ 0,2	+ 0,3	+ 0,3	+ 0,1	+ 0,2	+ 0,3	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	3 "
16./1. 1891	—	- 0,2	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	- 0,1	0,0	0,0	- 0,1	0,0	- 0,1	- 0,1	- 0,1	3 "
28./11. 1891	—	0,0	0,0	0,0	0,0	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,1	0,0	0,0	+ 0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	1 "
13./9. 1892	—	0,0	0,0	0,0	+ 0,2	0,0	0,0	0,0	0,0	+ 0,1	0,0	0,0	+ 0,1	0,0	0,0	0,0	0,0	1 "
14./9. 1893	—	0,0	0,0	0,0	+ 0,1	+ 0,1	0,0	0,0	+ 0,1	+ 0,1	0,0	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,2	+ 0,2	3 "
16./1. 1895	—	0,0	0,0	0,0	+ 0,2	+ 0,1	0,0	0,0	+ 0,2	+ 0,1	0,0	+ 0,1	+ 0,2	0,0	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	1 "
2./5. 1896	—	0,0	0,0	0,0	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,1	0,0	+ 0,1	+ 0,2	0,0	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	1 "
19./10. 1897	—	0,0	0,0	0,0	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,1	+ 0,1	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	+ 0,2	2 "
Mittel	—	- 0,04	- 0,01	- 0,00	+ 0,07	+ 0,08	+ 0,10	+ 0,12	+ 0,10	+ 0,07	+ 0,07	+ 0,10	+ 0,10	+ 0,09	+ 0,10	+ 0,10	+ 0,08	



Der Antrieb und die Kraftmessung erfolgen wie beim Hartigschen Apparat. Für die Aufschreibung ist die Papiertrommel 10 drehbar auf der Achse 6 des Wagens angebracht, der am Maschinengestell seine Führung auf Rollen findet. Der Wagen trägt auch eine senkrechte Achse 7, die mit Kegelrad und Schnurrad 8 versehen ist. Die Schnur [Stahlband] 9 ist am Maschinengestell 1 fest ausgespannt. Wenn sich nun der Probestab 2 dehnt, so muss das Kegelrad 7, entsprechend der hierdurch veranlassten Wagenbewegung, die Trommel 10 drehen. Die Federdehnung, d. h. die auf den Probestab ausgeübte Zugkraft, bewegt den Zeichenstift parallel zur Trommelachse und so kommt das Schaubild zu Stande; das Rückschlaggesperr ist durch die Klinke 13 angedeutet.

**545.** Leuner hat diese Maschine auch mit hydraulischem Antrieb versehen. Diese Einrichtung ist in (*L 225*) beschrieben und abgebildet; ich gebe hier nur eine schematische Skizze von der Anordnung, Fig. 386.

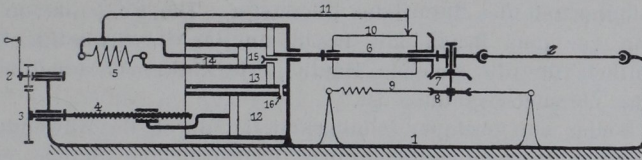


Fig. 386.

Die Kraft- und Dehnungsaufschreibung geschieht wie beim vorausgehenden Apparat. Der Antrieb und die Kraftmessung ist verändert. Der Antrieb wird mittelst Schraube 4 durch die hydraulische Presse 12 besorgt, die das Oel in den Cylinder 13 treibt. Der mit dem Probestab *z* verbundene Kolben dieses Cylinders trägt einen kleineren Cylinder 14, dessen Kolben die Flüssigkeitspressung an die Messfeder 5 abgiebt, deren Ausdehnung nun, wie früher, auf den Zeichenstift übertragen wird. Die Stelle des Rückschlaggesperres nimmt hier das im Kolben von 13 angebrachte Rückschlagventil 15 ein. Die Messfeder 5 nimmt also bei dieser Einrichtung entsprechend dem Kolbendurchmesser von 13 und 14 nur einen kleinen Theil der im Cylinder 13 erzeugten Kraft auf. Die Maschine wird mit Krafterleistungen bis zu 1000 kg gebaut.

Die Leunerschen Maschinen bedürfen, wie aus der Konstruktion einleuchtet wird, sorgfältiger Feststellung der Federwerthe und häufiger Kontrolle, da zwischen Kraftmesser und Probestab ein ziemlich verwickelter Apparat eingeschaltet ist, dessen Bewegungswiderstände in die Messung eingehen. Man wird sich in ähnlicher Weise, wie ich es früher für den Hartig-Reuschschen Apparat ausführte (*L 227* und *215*), genaue Kenntniss von allen Fehlerquellen in den bewegten Theilen verschaffen müssen. Ganz besonders gilt dies von der hydraulischen Maschine, bei welcher Kolben- und Manschettenreibungen noch hinzukommen.

**546.** An Stelle der Spiralfeder kann natürlich jede andere Feder mit proportionaler Formänderung benutzt werden. Hiervon machte ich bei der Konstruktion einer kleinen Zerreißmaschine Gebrauch, die ich für die Charlottenburger Versuchsanstalt im Jahre 1885 konstruirte und die vom Anstaltsmechaniker E. Böhme angefertigt wurde. Der Apparat entstand als Endglied einer Reihe von verschiedenen Konstruktionen, die



ich benutzte, um den Einfluss der Streck-Geschwindigkeit auf die Festigkeitseigenschaften von Zinkblech zu studiren (282—294, S. 166). Ueber die Schwierigkeiten und über die verschiedenen Versuche zur Erreichung des Zieles berichtete ich früher (*L 115*) ausführlich. Hier will ich aus dem Berichte Folgendes wiederholen.

Es handelte sich darum, einen Kraftmesser zu konstruiren, „der durch eine sehr geringe Verlängerung des Probestabes schon eine beträchtliche Entlastung herbeiführen kann. Man kann bei Anwendung einer Feder als Kraftmaassstab, namentlich wenn man beabsichtigt die Feder ohne Uebersetzung an dem Probestab angreifen zu lassen, nur dann zum erwünschten Ziele kommen, wenn man der Feder eine sehr geringe Dehnbarkeit giebt. Bei den Hartig-Reuschschen, den Wendlerschen und anderen mit Spiralfedern von grosser Dehnbarkeit arbeitenden Apparaten kann man diese günstige Belastungsweise nicht erreichen, weil die zur hinreichenden Kraftverminderung erforderliche Dehnung der Feder in der Regel die gesammte Dehnbarkeit des Materiales übersteigt. Die Folge davon ist, dass das Fliessen vor dem Bruch mit beschleunigter Geschwindigkeit erfolgt, was namentlich für die weichen Metalle, wie Zink, von erheblichem Einfluss auf das Versuchsergebniss ist.“

„Die Feder von geringer Dehnbarkeit ist durch die Anwendung eines innerhalb seiner Proportionalitätsgrenze beanspruchten Stabes gewonnen. Dieser Stab wird zwischen dem Probestab und dem festen Widerlager am Maschinengestell eingeschaltet. Da seine Gesammtdehnung nur Bruchtheile eines Millimeters ausmacht, so muss man sie auf irgend eine Weise im vergrösserten Maassstabe zur Erscheinung bringen. Man kann dies auf verschiedenem Wege erreichen, z. B. durch Anwendung von Spiegelapparaten und Fernrohrablesung (548), durch Anwendung des Mikroskopes, durch Anwendung einer mechanischen Vergrösserungsvorrichtung u. s. w. (547). Der Versuch, den genannten Grundsatz für die Verzeichnung von Schaulinien zu benutzen, ist, meines Wissens gleichzeitig und unabhängig von mir, auch von Kennedy (*L 182*) gemacht worden; indessen ist der Gedanke so einfach und naheliegend, dass er sicherlich auch noch von anderer Seite gehegt und versucht sein wird; unter anderem darf man wohl den Fränkelschen Dehnungszeichner und den Bauschingerschen Kontrolstab für die Werder-Maschine hierher rechnen. [Neuerdings benutzte Leuner die hier entwickelten Gedanken (547 und 548)]. Kennedy hat bei seinem Apparat die Dehnungen des Kraftmaassstabes auf mechanischem Wege in vergrössertem Maassstabe verzeichnet. Ich nahm von einem solchen Vorgehen von vornherein Abstand, weil ich die Trägheit der bewegten Massen, sowie den toten Gang und alle kleinen Ausführungsfehler fürchtete, die bei einem so feinen und verwickelten Apparat, wie er sich bei Anwendung der mechanischen Vergrösserung nothwendig ergibt, nicht zu vermeiden sein werden. Um nur das Wesentlichste hervorzuheben, ist darauf aufmerksam zu machen, dass zur Bewegung des Zeichenstiftes [und wäre es auch ein Russchreiber, der seine Spur auf eine mit Lampenruss angeblakte Glasplatte zeichnet] immerhin die durch das Schreiben bedingte Reibung überwunden werden muss. Arbeitet der Schreibapparat mit Vergrösserung, so erfährt die für die Ueberwindung der Reibung aufzuwendende Kraft die gleiche Vergrösserung und man kann leicht dahin kommen, dass merkliche Fehler hierdurch ver-



anlasst werden. Bei grossen Uebersetzungsverhältnissen biegen sich die schlanken Hebel und geben falsche Aufzeichnungen; stark ausgeführte Hebel bringen die Massenträgheit zur Wirkung. Die Angriffspunkte der Kräfte an den kurzen Hebelarmen kann man kaum anders als in Spitzen

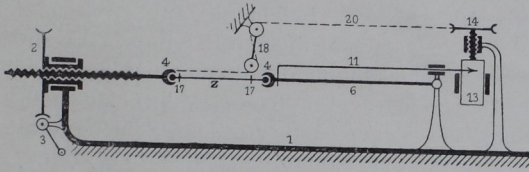


Fig. 387.

ausbilden. Bei grossen Uebersetzungsverhältnissen wird man alsdann eine Ueberlastung der Spitzen und hiermit das Vorhandensein von totem Gang in denselben kaum vermeiden können, wenigstens wird er nach kurzer Zeit sicher eintreten. Diese Ueberlegungen haben mich veranlasst, die mit dem nachbeschriebenen Konstruktionsgrundsatz allerdings auch verbundenen Uebelstände in den Kauf zu nehmen und von einer unmittelbaren Vergrösserung der Federdehnungen überhaupt abzusehen.“

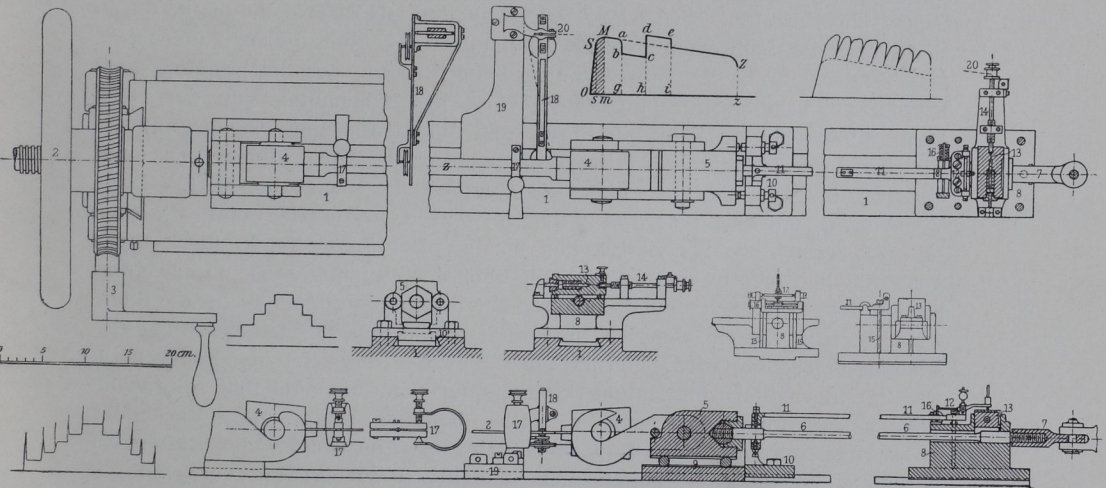


Fig. 388.

„Der Grundsatz meines Selbstzeichners ist in Fig. 387 schematisch und in Fig. 388 in der Konstruktionszeichnung dargestellt. Die Zahlenbezeichnungen sind in beiden Darstellungen die gleichen. Der Antrieb erfolgt durch Schraube und Schneckenrad 2, die Kraftmessung durch die Stahlstange 6. Die Stahlstange 6 ist am rechten Ende durch Keile mit Gummibelage [in Fig. 388 nicht dargestellt] gegen das auf das Maschinenbett geschraubte Gussstück 8 gedrückt und am anderen Ende durch ein Kugelenk mit einem auf Rollen geführten Wagen 5 verbunden, welcher die Einspannklemme 4 für den Probekörper  $z$  trägt. Der hinter dem Wagen 5 befestigte Bock 10 dient dazu, mit seinen Stellschrauben den



Prellschlag beim Abreissen des Probestabes aufzunehmen und von der Stahlstange abzuhalten. Die Schiene 11 ist mit dem Stahlstabe 6 durch zwei Körnerspitzen verbunden, so dass sie bei der Kraftvermehrung die Verschiebung des Stangenendes, bezogen auf die Anlagefläche von 8, mitmachen muss. Am anderen Ende ist die Schiene 11 über dem Gussstück 8 sehr leicht beweglich gelagert, indem sie auf zwei seitlichen Stützen 15 aufruhrt, welche mit gehärteten Spitzen in ihre Pfannen eingreifen. In horizontaler Ebene ist eine ähnliche Stützung der Schiene 11 durch Stütze und Gegenfeder 16 erreicht. Durch diese Art der Befestigung ist eine möglichst reibungsfreie sichere Führung der Schiene ermöglicht, so dass sie den Verlängerungen der Stange 6 ohne Zwang folgt. Es muss aber bemerkt werden, dass die immerhin nur kurze Bewegung auf dem Kreisbogen, in Folge der wagerechten Stütze 16, in den Schaulinien störend bemerkt wird, obwohl der Halbmesser des Bogens 20 mm und die Bogenlänge nur etwa 0,7 mm beträgt; eine Verlängerung der Stütze oder Anwendung eines Rollentheiles würde somit angezeigt erscheinen. Auf die Genauigkeit der Kraftmessung ist dieser Fehler nicht von Einfluss. Die Schiene trägt an ihrem Kopfe den sehr sauber und ohne jeden todtten Gang, in gehärteten Spitzen gehenden Diamanthalter 12. Dieser Halter ist mit einem Gegengewicht versehen, durch welches der Druck der Diamantspitze auf die Glasplatte genau geregelt werden kann. Ferner ist mit dem Halter ein einstellbares Obergewicht verbunden, welches dazu dient, durch Verlegung des Schwerpunktes des Diamanträgers über die Stützungsachse, den Träger durch die Stosswirkung beim Reissen des Probestabes zum Kippen zu bringen und auf diese Weise den Diamanten von der Glasplatte abzuheben. Damit er durch den Rückstoss nicht wieder auf die Glasplatte geschleudert wird, wird er beim ersten Ueberkippen von einer Feder gefangen, die sich über die Gegengewichtsschraube hakt. Diese Vorkehrung muss sehr sorgfältig justirt werden, wenn sie tadellos wirken soll, was erhebliche Schwierigkeiten macht. Der Schwerpunkt des Ganzen muss nämlich erstens genügend hoch über der Stützungsachse und zweitens hinlänglich weit nach dem Diamanten zu liegen, damit einerseits die Stosswirkung zum Kippen ausreicht und andererseits die richtige Belastung des Diamanten erreicht wird. Ferner muss die zum Eingreifen der Feder notwendige Bewegung des Halters klein genug sein, um auch bei schwachen Stößen ein Fangen zu erzielen. Dies bedingt wieder, dass die Feder selbst nur schwach sein darf, um nicht das Einspringen des Halters zu verhüten. Wenn das Fangen nicht eintritt, so erfolgt in der Regel ein Schlag der Spitze auf das Glas, wodurch ein erheblicher Theil der Schaulinie auch dann unbrauchbar werden kann, wenn die Spuren dieses Schlages mit blossem Auge unsichtbar sind. Besonders störend wirkt die verschiedene Dicke der benutzten Glasplatten; man muss also auf gleichmässige Stärke achten. Die Glasplatten haben die Grösse der unter dem Namen „Vereinsformat“ bekannten Objektträger für mikroskopische Präparate. Sie werden auf dem sauber eingeschliffenen und auf Rollen geführten Tisch 13 befestigt. Dieser Tisch wird mittelst Mikrometerschraube 14 und Gegenfeder bewegt. Um die Wirkung der Mikrometerschraube von den durch fehlerhafte Endflächen bedingten Fehlern zu befreien, ist zwischen Schraube und Tisch eine kurze Stütze mit gehärteten Spitzen eingelegt. Die Schraube ist sorgfältig gearbeitet und ohne todtten Gang in ihrer



Mutter gelagert. Der Antrieb der Schraube erfolgt entweder von Hand oder mittelst einer sehr feinen Uhrfeder 20 durch die Ausdehnung des Theiles 17 bis 17 des Probestabes. Zu dem Zwecke ist um den Wirbel der Schraube eine seidene Schnur mehrfach geschlungen, welche an einem Ende ein Gewicht von etwa 0,5 kg trägt und am andern Ende kurz hinter dem Wirbel mit der Uhrfeder verbunden ist. Die Uhrfeder ist angewendet, um sich möglichst frei von den Längendehnungen zu machen, welche bei Anwendung einer Schnur nicht zu vermeiden gewesen sein würden. Wie wegen der Art der angewendeten Einspannung des Probestabes mittelst Beilagekeilen verständlich sein wird, war es nothwendig, die Gleitbewegungen des Stabes in der Einspannung von der Dehnungsmessung auszuschliessen. Dies geschah durch Anwendung des Hebels 18 mit seinen beiden Führungsrollen. Dieser Hebel ist einerseits drehbar mit dem Maschinengestell verbunden und legt sich andererseits gegen eine an dem Probestab befestigte Klemme 17. Die beiden Rollen sind nun so angebracht, dass die über sie geführte Feder einerseits in den Drehpunkt des Rollenhebels und andererseits bei 17 in die Stabmitte fällt. Von hier aus geht sie zu der zweiten Klemme 17. Beide Klemmen sind um ein rundes Maass von einander entfernt. Diese Anordnung veranlasst, dass nur die gegenseitige Verschiebung beider Klemmen auf den Schlitten 13 übertragen werden kann, da alle Bewegungen der Klemme 17 allein auf Drehung des Hebels 18 um seinen Drehpunkt wirken. Die Drehungen der Schraube 14 können an einer in zehn Theile getheilten Zählsscheibe abgelesen werden.

Die Schaulinie kommt auf der Glasplatte durch die Bewegung der Diamantspitze in der Richtung der Feder 6 und die Bewegung des Tisches in der hierzu senkrechten Richtung zu Stande. Da die Schaubilder nur so klein sind, dass man zwei von ihnen auf den Raum eines Quadratmillimeters verzeichnen könnte, so ist es nothwendig, sie entweder durch das Mikroskop oder auf photographischem Wege zu vergrössern. Die Ausmessung unter dem Mikroskop verlangt aber eine sehr feine scharfe Zeichnung mit sauberen Rändern. Diese kann man nur bei richtiger Belastung und mit sogenannten geschliffenen Diamanten erzielen. Am zweckmässigsten ist die kegelförmige Spitze, weil diese nach allen Seiten gleichmässig gut schreibt; der angewendete Spitzenwinkel liegt zwischen 60 und 90°.

In der beschriebenen Form ist der Apparat von dem Mechaniker der Versuchsanstalt sorgfältig ausgeführt worden. Die Konstruktionsform entspricht aber noch nicht allen Wünschen. Namentlich ist es die Art der Dehnungsaufzeichnung, welche zu wünschen übrig lässt. Man wird, zugleich mit einer wesentlichen Vereinfachung des Apparates, eine vollkommene Wirkung erzielen, wenn man die Glasplatte festlegt und beide Bewegungen auf den Schreibdiamanten überträgt, indem man die Konstruktion nach dem Schema von Fig. 389 ausführt. Die Anordnung und Stützung der Schiene 11 im senkrechten Sinne kann dieselbe sein wie früher. Die Uhrfeder 20 wird aber an dem Umfang einer grossen Rolle befestigt, welche auf gleicher Achse mit einer kleinen

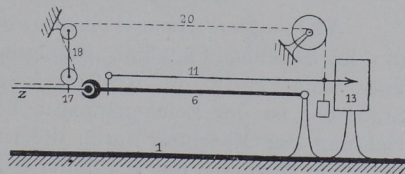


Fig. 389.



sitzt, von der die Schiene 11 durch die Uhrfeder 20 eine seitliche Bewegung erfährt. Dieser Bewegung wirkt ein Gewicht entgegen.“

Die Ausmessung der Schaulinien geschah mit Hilfe eines grossen Zeiss'schen Mikroskopes, das zu dem Zweck mit einem Objektiv- und mit einem Okularschraubenmikrometer versehen war. Ersteres mass die Dehnungs- und letzteres die Kraftordinaten. Zur Ausmessung wurde immer das Objektiv *A* bei stets gleicher Tubuslänge [eingeschobener Tubus] benutzt.

Tabelle 40. Zusammenstellung der Endergebnisse aus 6 Beobachtungsreihen.

Belastungen <i>P</i> kg	Unterschied $\Delta P$ kg	Werthe für $\Delta \gamma$ in R: Versuchsreihe								Mittel aus e—h kg	$i R = \frac{\Delta P}{\Delta \gamma}$ kg	Maassstabwerthe		Abweichung der Beobachtung $a - m =$ kg
		1	2	3	4	5	6	$\Sigma i$ R	Berechnet $P=48,05 R$ kg					
a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n		
<b>Belastung.</b>														
0,00	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,000	0,00	0,00		
84,19	84,19	1,948	1,783	1,713	1,628	1,630	1,583	1,714	49,12	1,714	82,36	+ 1,83		
173,44	89,25	1,932	1,904	1,829	1,879	1,733	1,877	1,859	48,01	3,573	171,68	+ 1,76		
265,42	91,98	2,032	1,896	1,916	1,997	1,907	1,888	1,939	47,44	5,512	264,85	+ 0,57		
356,39	90,97	1,928	1,893	1,971	1,995	1,982	2,013	1,964	46,38	7,476	359,22	- 2,83		
448,62	92,23	1,955	1,952	1,947	1,727	1,984	1,908	1,912	48,24	9,388	451,09	- 2,47		
542,96	94,34	1,836	2,002	1,973	2,054	1,906	1,833	1,934	48,78	11,322	544,02	+ 1,06		
635,96	93,00	1,843	1,938	1,930	1,934	1,988	1,898	1,922	48,39	13,244	636,38	- 0,42		
—	—	1,937	1,871	1,914	2,051	2,019	1,976	1,961	—	15,205	730,60	—		
Mittel	90,85	1,926	1,905	1,899	1,908	1,931	1,872	1,901	48,05					

Ueber den Genauigkeitsgrad der mit dem vorherbeschriebenen Apparat erzielten Schaubilder sind sehr ausführliche Untersuchungen angestellt worden, über welche in (*L 115*, S. 12) berichtet worden ist. Es möge hier genügen, von dem Endergebniss die Werthe für die Belastungsreihen mitzuthellen, Tab. 40. Aus ihnen ergibt sich zwischen den Sollwerthen der Belastung und den aus den Schaulinien berechneten Werthen die grösste Abweichung von 2,8 kg und die mittlere von etwa 1,5 kg in den Mittelwerthen. In den Einzelwerthen beträgt die grösste Abweichung vom Mittelwerth + 14 und - 10 kg unter 48 Beobachtungen. Hieraus geht hervor, dass der Apparat nur zu Versuchen benutzt werden darf, bei denen diese Fehlergrössen in den Kauf genommen werden dürfen, wie dies bei den Prüfungen von Zinkblech der Fall ist, bei dem der Einfluss der Geschwindigkeit eine so grosse Rolle spielt.

**547.** Der Apparat Kennedy-Ashcroft (*L 182*, 1886, S. 63) hat die im Schema, Fig. 390, gezeigte Einrichtung. Antrieb durch Schraube und Schnecke 2—4, Kraftmessung durch Stabfeder 5. An Probe und Stabfeder ist der Zeichenapparat befestigt, dessen Tafel 15 in der Hauptrichtung der Maschine durch die Dehnung der Probe *z* bewegt wird, während die Dehnung der Stabfeder 5 in stark vergrössertem Maassstabe durch das Zeigerwerk 18 aufgeschrieben wird. Die Konstruktion des Apparates ist so gewählt, dass die beiden aufzuschreibenden Bewegungen frei von den Dehnungen und Bewegungen aller Theile der Maschine und der Stäbe ausserhalb der Marken 6, 7 und 16, 17 bleiben. Dies ist durch die



Zwischenschaltung der Hebel 10 und 11 erreicht. Der vorzüglich durchdachte Apparat ist zwanglos an den beiden Stäben  $z$  und 5 aufgehängt. Vom Stabpunkt 6 aus ist Gestänge 9 [mittelst Uhrfedern] mit dem oberen Bogen von Hebel 10 verbunden, während der untere Bogen dieses Hebels in gleicher Weise durch 13 mit der Schreibtafel 15 verknüpft ist. Tafel 15

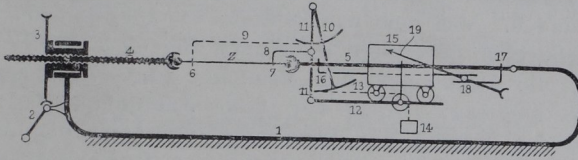


Fig. 390.

wird durch das Gegengewicht 14 nach rechts gezogen; sie läuft in Führungen am Tafelträger 12, der im Punkte 19 in der Mitte der Strecke 16, 17 befestigt ist. Am anderen Ende ist der Tafelträger 12 am Hebel 11 aufgehängt, dessen Zugstange 8 mit Punkt 7 am Probestab verbunden ist. Hebel 10 und 11 haben oben gemeinsamen Drehpunkt. Durch diese Hebelanordnung ist erzielt, dass die Tafel, nur den gegenseitigen Bewegungen der Punkte 7 und 8 entsprechend, ihren Ort gegenüber der Federstange 5 verändert. Die Bewegungen in den Kupplungstheilen zwischen Probe 2 und Feder 5, sowie die Dehnungen von deren Köpfen, sind von der Aufzeichnung ausgeschlossen. Die Stützung des Apparates am Stab  $z$  ist aus dem Schema nicht zu ersehen; sie geschieht mittelst Hebel 11 auf Gestänge 9. Das Zeigerwerk 18 ist durch die Gestänge 16 und 17 nach Art der früher (77, 180, 193) mehrfach beschriebenen Rollenapparate bewegt und überträgt die Federdehnungen, d. h. das Kraftmaass, in starker Vergrößerung auf das Papier der Tafel 15.

548. Auch Leuner hat den Grundsatz der Federstange bei seinem neuesten Apparat [1897] benutzt (Taf. 11, Fig. 28—38). Dieser wird bis zu Kraftleistungen von 5000 kg gebaut. Das Schema des Apparates ist in Fig. 391 gegeben. Antrieb durch Schraube und Schneckenrad 2—4,

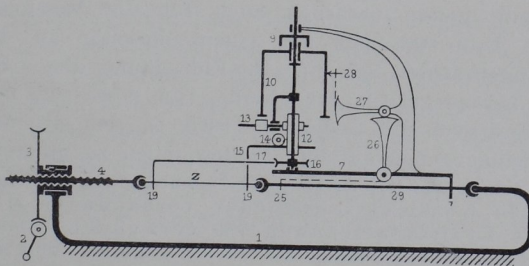


Fig. 391.

Kraftmessung durch Stabfeder 29. Die Dehnung der Probe  $z$  zwischen den Punkten 19 geschieht durch Gestänge 15 und 17, deren Zahnstangen die Zeichentrommel 10 so drehen, dass nur die Dehnung zwischen den Marken übertragen wird. Das geschieht derart, dass Stange 17 die Trommelachse unmittelbar durch 16 dreht; von Stange 15 aus wird die Bewegung mittelbar



durch das Getriebe 14, die rohrförmig ausgebildete lose Zahnstange 12 und das Getriebe 13 auf das am Trommelrand angebrachte Kronrad übertragen. Das auf der Trommelachse angebrachte Federgehäuse dreht die auf der Achse lose sitzende Trommel so, dass der todte Gang zwischen den Zähnen der Getriebe aufgehoben ist. Die Trommel, nebst ihren Getrieben, ist auf der Platte 7 gelagert. Diese Platte 7 ist mit dem einen Ende der Stabfeder 29 verbunden. Von dem andern Ende von 29 geht eine Uhrfeder 25 zu dem in Schneiden gelagerten Hebelwerk 26 und 27, das in 150facher Vergrößerung die Dehnungen der Messfeder [das Kraftmaass] auf den Zeichenstift 28 überträgt. Auch bei dieser Anordnung sind die Nebendehnungen in den Köpfen und Einspanngliedern von der Aufzeichnung ausgeschlossen. Nichtsdestoweniger dürfte der Kennedy-Apparat (547) den hier beschriebenen an Genauigkeit und Zuverlässigkeit übertreffen, weil bei ihm auf die aus der Konstruktion entspringenden Fehlerquellen mehr Rücksicht genommen wurde als bei dem Leunerschen.

**549.** Leuner hat seine Maschine auch noch einfacher in der Konstruktion gestaltet, indem er die Kraftanzeige der Stabfeder mittelst Fernrohr und Spiegel abliest, Tab. 11, Fig. 39—49. Auf die Querhäupter 5 und 7, in denen die Stabfeder 6 befestigt ist, sind Arme gesetzt, von denen der mit 5 verbundene den Träger für den Spiegel 10 aufnimmt, während an dem Arm 8 eine Uhrfeder 9 befestigt ist, die sich um die Rolle des Spiegels 10 schlingt und am andern Ende durch eine Spiralfeder gespannt wird. Die Dehnung der Stabfeder [Kraftanzeige] wird als Spiegeldrehung mittelst Fernrohr 15 am Maassstab abgelesen. Die hier angewendete Konstruktion, an sich sehr wohl verwendbar, lässt sich in mehrfacher Beziehung verbessern. Sie verstösst gegen die Forderungen, dass die Dehnungen an zwei gegenüberliegenden Fasern des Stabes zu messen sind und die Biegungen im Stab und Lagenänderungen der Instrumententheile im Raum unschädlich gemacht werden müssen. Die grosse Entfernung des Zugbandes 9 von der Stabachse muss zu Biegungen führen. Die Anbringung der Fixpunkte an den Querhäuptern 5 und 7 giebt auch zu Unklarheiten Veranlassung. Die Ablesung an einem Spiegel lässt die mit Spiegelapparaten sonst erreichbare Zuverlässigkeit der Messungen nicht zu (94b, 700). Die gleichen Einwände gelten natürlich auch für die Messung der Formänderungen am Probestab mit nur einem einseitig an den Einspannvorrichtungen angebrachten Spiegel. Die Einrichtung dieses Spiegels 11 ist die gleiche, wie bei Spiegel 10. Ich glaube, hier liesse sich mit einfacheren Mitteln Besseres erreichen. Jedenfalls wird es sich als nothwendig erweisen, die Maschine genau auf ihre Fehlerquellen zu untersuchen.

Man kann den in den Sätzen 546—549 beschriebenen Grundgedanken auch benutzen, um die Konstruktionsglieder vorhandener Maschinen als Federn für die Kraftaufzeichnung zu verwenden. Das geht in allen Fällen, in denen die Beanspruchung des Gliedes ganz klar und stets gleichartig verlaufend ist, wie das beispielsweise der Fall ist mit den Zugstangen, mit den Hebeln der Wage oder mit anderen rein auf Zug, Biegung oder Verdrehung beanspruchten Theilen. Diesen Gedanken habe ich eine Zeitlang bei der Werdermaschine benutzt. Wenn er geschickt gelöst wird, so kann er zu sehr einfachen Maschinen von grosser Kraftleistung führen.

Fremont hat von diesem Grundsatz Gebrauch gemacht, indem er, einen ähnlichen Gedanken, wie Hunt (217), verfolgend, die elastischen Formänderungen des Maschinengestelles benutzt und die zum Lochen von



Metallblechen erforderliche Arbeit durch einen Schaulinienzeichner aufzeichnen liess (*L 256*). Die Kräfte [Formänderungen des Maschinengestells] werden, unter Benutzung eines stark vergrößernden Hebelwerkes als Bewegung des Schreibstiftes, auf einer Tafel verzeichnet, die durch die Bewegungen des Lochstempels oder der Scheere verschoben wird. Man wird gegen diesen Vorgang die früher (*217*) bereits erhobenen Einwendungen geltend machen müssen, darf aber die Tragweite und den Nutzen der Fremontschen und Huntschen Anregungen deswegen nicht verkennen.

## d) Kraftmessung, hydraulisch.

### 1. Manometer.

**550.** Die einfachste Form der Kraftmessung ist die Messung der Pressung im hydraulischen Cylinder der Probirmaschinen. Sie kann durch Manometer der bekannten Formen geschehen, besonders durch Federmanometer, wenn hohe Pressungen zu messen sind oder auch durch Quecksilbermanometer, wenn die Pressungen klein sind. Es unterliegt keinem Zweifel, dass die Konstruktionen unserer Probirmaschinen sehr wesentlich vereinfacht werden könnten, wenn es gelänge, diese Messungsart so zu vervollkommen, dass die Fehler in der Kraftanzeige unter  $1\frac{0}{10}$  fallen.

Dass es nicht aussichtslos ist, diesen Zustand zu erreichen, habe ich bereits mehrfach nachgewiesen (*476*). Dazu ist es nöthig, dass entweder die Kolbenliderungen reibungslos gemacht werden [Amagat, Marié, Amsler], oder dass man die Reibung der Liderungen kennt [Marié, Cooper, Hick] und dafür Sorge trägt, dass sie aufgehoben [Amsler, Wicksteed] oder gleichbleibend erhalten wird. Ferner ist es nothwendig, dass man Manometer anwendet, die möglichst fehlerlos und gleichbleibend in ihrer Anzeige sind [Doppel-Federmanometer, Quecksilbermanometer]; die Federmanometer müssen aus diesem Grunde besonders den plötzlichen Druckschwankungen entzogen werden (*412*).

Die Manometer sind im Allgemeinen so bekannte Einrichtungen, dass es völlig genügen wird, hierauf nur insoweit einzugehen, als es für das Materialprüfungswesen von Interesse ist (*L 234*).

**551.** Für die unmittelbare Messung der Pressung im hydraulischen Cylinder kommen nur Hochdruckmanometer in Frage, also die Stahl-Röhrenfedern von Bourdon. Man kann recht zuverlässige und empfindliche Instrumente mit Bourdonfedern bis zu mehreren tausend Atmosphären Druck haben, sollte aber stets zwei Instrumente [Doppelmanometer, Kontrollmanometer] gleichzeitig neben einander benutzen, um jede Veränderung sofort sichtbar zu machen. Die Versuchsanstalt hat ihre Manometer neuerdings nicht mehr nach Atmosphären theilen, sondern mit Kreistheilung versehen lassen und fertigt für jedes Manometer nach den Prüfungsprotokollen Tabellen an, aus denen die Belastungen entnommen werden. Dies ist geschehen, weil die Kreistheilungen viel sauberer hergestellt werden, als die groben Eintheilungen, welche in den Manometerfabriken üblich sind; man kann also schärfere Ablesungen machen. In Zukunft sollen diese Kreistheilungen auf einem drehbaren Ring angebracht werden, damit man eine Nullpunktsverlegung anbringen kann, für den Fall, dass Veränderungen im Uebertragungswerk eintreten. Um solche Aenderungen



sofort erkennbar zu machen, sind die Nullpunktsanschlage schon jetzt bei vielen Instrumenten der Anstalt entfernt worden; jede Veränderung des Apparates giebt dann Veranlassung zur Nachprüfung des Instrumentes. Ausserdem tritt noch eine Kontrolle von Zeit zu Zeit ein.

Hier sei noch besonders darauf aufmerksam gemacht, dass die Physikalisch-technische Reichsanstalt in Charlottenburg für die Prüfung von Manometern vorzügliche Einrichtungen besitzt und Manometerprufungen auf Antrag gegen geringen Entgelt ausführt. Vor kurzem ist hierüber von Wiebe (*L 234*) berichtet worden. Der Verfasser giebt im Auszuge die ausserordentlich lehrreichen Erfahrungen, die in der Reichsanstalt bei den Prüfungen von Manometern gemacht wurden. Aus seinen Mittheilungen kann man entnehmen, dass die Sicherheit der Anzeige bei den Hochdruck-Feder-Manometern in der Regel weit innerhalb der Grenzen von 1% bleibt. Zu verschiedenen Zeiten wiederholt geprüfte Hochdruck-Manometer der Reichsanstalt verlangten bei 200 at Pressung folgende Korrekturen:

Prüfung	1	2	3	4
a	- 0,57	- 0,69	- 0,36	- 0,41 kg
b	- 0,05	- 0,18	+ 0,15	+ 0,05 „
c	+ 0,01	- 0,11	+ 0,03	+ 0,04 „

Die Schwankungen in den Angaben bei den wiederholten Prüfungen kann man für unsere praktischen Zwecke wohl als sehr klein ansehen. Uebrigens würde sich die Korrektur bei dem Manometer *a* erheblich verringern lassen, wenn es mit einer drehbaren Skala versehen gewesen wäre (*551*), weil die bei den Beobachtungsreihen ermittelten Korrekturen für alle Drucke negativ und nahezu gleich gross waren; sie würden durch eine Nullpunktsverlegung erheblich verbessert worden sein (*543 b*).

Den wahrscheinlichen Fehler einer Bestimmung schätzte Wiebe bei seinen Prüfungen auf  $\pm 0,05$  kg. Wärmeschwankungen haben bei seinen Versuchen Veränderungen in den Angaben des Manometers von + 0,02 kg für 1 Grad bis 100 at Druck verursacht.

Für die unmittelbare Kraftaufzeichnung kann man die zahlreichen vorhandenen, selbst aufschreibenden Manometer benutzen, und in der That haben verschiedene Formen hierfür Verwendung gefunden. Auf die eine oder die andere werde ich gelegentlich zurückkommen.

**552.** Federmanometer zur unmittelbaren Kraftanzeige sind häufig benutzt worden. Ich nenne hier eine der ältesten Probirmaschinen, diejenige von J. Whitworth & Co. in Manchester [1850]; ihr Schema ist in Fig. 391a gegeben. Auf die grossen Maschinen nach der Bauart Kellogg habe ich schon verwiesen (*473* und *474*).

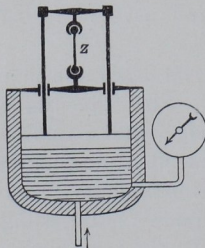


Fig. 391a.

**553.** Vielfach werden die Manometer und besonders die Quecksilbermanometer, erst nach einer mehr oder weniger grossen Pressungsverminderung eingeschaltet. Diese Verminderung wird entweder durch Einfügung von Hebelwerken oder von hydraulisch wirkenden Vorrichtungen erzielt.

Die hydraulischen Druckverminderer werden indessen nicht immer unmittelbar an die Presse angeschlossen, sondern man bringt sie oft mit dem Kraftmessapparat in Verbindung (*561a*). Ich will diese Vorkehrungen später gemeinsam mit den Messdosen u. s. w. besprechen, ohne Rücksicht darauf, ob die Pressung im hydraulischen Antrieb gemessen wird oder ob ein besonderer hydraulischer Kraftmesser benutzt wird. Ebenso werde ich die Besprechung der in Frage kommenden Einzelheiten im Bau von Quecksilbermanometern auch dort gelegentlich einschleppen. Hier sei nur noch



auf das aus Absatz 65f bereits Bekannte verwiesen und besonders hervorgehoben, dass der Einwand, der zuweilen gegen die Benutzung von Quecksilbermanometern wegen der Wärmeausdehnung erhoben wird, nicht gerechtfertigt erscheint, weil die Ausdehnung zu gering ist. Die Ausdehnungszahl für 1 C° beträgt:

$$3\alpha = 0,00018153,$$

also würde der Fehler in Procenten für einen Wärmeunterschied von 20 C° nur 0,36 betragen, während wir mehrfach 1% noch für zulässig erachteten. Wärmeschwankungen von 20 C° sind in unseren Versuchsräumen sehr selten. Die Fehler in den Uebertragungseinrichtungen, in den Theilungen und in der Ablesung dürften den Fehler wegen der Wärmeausdehnung meistens übertreffen, und letzteren kann man durch Eintheilung der Skala nach mittlerem Wärmezustand sehr klein machen.

Man darf bei den Quecksilbermanometern nicht ausser Acht lassen, dass die Ablesung bei einiger Länge der Säule leicht unbequem wird und dass die Ablesungsfehler schon aus diesen und aus anderen Gründen [Veränderlichkeit der Beleuchtung, Unruhe der Kuppe, ungleiche Ausbildung der Kuppe u. a. m.], an den verschiedenen Stellen eines langen Manometers verschieden ausfallen. Es fragt sich also immer wieder, ob nicht die handlicheren Federmanometer schliesslich doch den Vorzug verdienen, ganz besonders auch, wenn man erwägt, dass wegen der Beschleunigung der Masse dicke Quecksilbersäulen leicht über das Ziel hinauschiessen und den Stand zu hoch anzeigen, wenn man gezwungen ist, an der bewegten Quecksilbersäule abzulesen. Bei Maschinen mit Quecksilbermanometer wird man darauf achten müssen, dass die Geschwindigkeit beim Ansteigen nicht zu gross wird, wenn die Fehler aus der Massenbeschleunigung klein werden sollen.

## 2. Hydraulische Uebertrager und Messdosen.

554. Da es mir nicht darauf ankommt, eine systematische Darstellung der Formen zu geben, wie die Uebersetzung der Kraft vom Grossen ins Kleine oder umgekehrt ausgeführt zu werden pflegt, so will ich das, was ich zu sagen habe, an die Beschreibung solcher Konstruktionen anknüpfen, die bei Probirmaschinen vorkommen. Ich will dabei ohne grosse Auswahl die Reihenfolge nehmen, wie sie meinem Zweck entspricht.

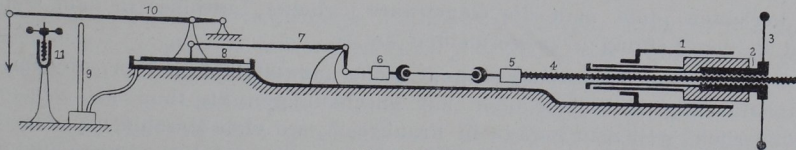


Fig. 392.

555. Bei der Maschine von Thomaset (*L 102*, II. 183, S. 23) ist die hydraulische Uebertragung in ihrer einfachsten Form angewendet; ich will sie, wie früher schon, kurz als Messdose bezeichnen. Das Schema der Maschine ist in Fig. 392, die Konstruktion auf Taf. 15, Fig. 3—6 gegeben.



Der Antrieb geschieht durch eine hydraulische Presse 1 mit Liderkolben, der auf Zug am Probekörper wirkt. Der Kolben trägt in seiner Längsachse eine lange Mutter 2, die durch Handkurbel 3 bewegt wird und deren Spindel 4 zur Anpassung des Raumes zwischen den Einspannungen 5 und 6 an die Probenlänge dient. Die Stücke 5 und 6 sind im Maschinengestell geführt. Die Kraft wird durch den Winkelhebel 7 auf die Messdose 8 übertragen. Der Dosendeckel kann mittelst Kontrolhebel 10 belastet werden, so dass die Kontrolle über die Richtigkeit der Angaben des Manometers 9 bei dieser Maschine zu jeder Zeit einfach und leicht ausgeführt werden kann. Schraube 11 dient zum Entlasten des Deckels.

Die Messdose hat bei der Maschine für 25 000 kg Kraftleistung eine Kolbenfläche  $f = 3000$  qcm; sie wirkt auf die Quecksilbersäule im Manometer 9, die bis auf 126 cm ansteigen muss und hierfür 9 cm Inhalt beansprucht. Auf die Gummiplatte der Messdose kommt also der sehr geringe Druck von höchstens 1,66 at. Die Hebelübersetzung muss demnach für 25 000 kg Kraftleistung betragen  $\frac{25\,000}{3000 \cdot 1,66} = \frac{5}{1}$ . Der Weg, den der Messdosendeckel zurücklegt, ist  $\frac{9}{3000} = 0,003$  cm; er ist also auch hier so klein, dass man eine grosse Empfindlichkeit der Messdosen wohl erwarten kann.

**555a.** Man hat aber oft Zweifel an der Zuverlässigkeit solcher Messdosen ausgesprochen, und es sind noch sehr wenige planmässig und ausführlich durchgeführte Reihen über den Genauigkeits- und Empfindlichkeitsgrad solcher Messdosen veröffentlicht worden, obwohl das grosse Interesse der Verfertiger derartiger Maschinen, wie der Benutzer, doch auf der Hand liegt. Selbst aus dem Lande, in welchem sie am frühesten vielfach benutzt und weit verbreitet zu sein scheinen, selbst aus Frankreich, hört man von berufener Seite Bedenken äussern. Die französische Commission d'essai spricht durch ihre Berichterstatter H. Lebasteur und P. Arnould (*L 102*, II, S. 356) etwa wie folgt:

„Eine grundsätzliche Unzutraglichkeit ist die Unbestimmtheit der Auswerthung der Kraft. Die Höhe der Quecksilbersäule kann genau gemessen werden; aber der Querschnitt der Platte oder vielmehr deren wirksame Oberfläche, ist unmessbar, weil man den Antheil des freien ringförmigen Theils der Gummihaut an der Uebertragung nicht kennt. Ueberdies kann dieser Antheil während eines Versuches wechseln, in Folge der Pressung, welche die Form des Gummis ändert. Es ist in gleicher Weise wichtig, zu berichten, dass man die Gegenwart jeglicher Luftblase in dem Gefäss und in den Leitungen zu vermeiden hat.“

Aus diesen Aeusserungen geht nicht unzweifelhaft hervor, ob man es mit Erfahrungsthatssachen oder mit Anschauungen zu thun hat. Das ist bedauerlich, weil man gerade in Frankreich, wo viele Maschinensysteme die Messdose benutzen, am ersten Gelegenheit hatte, die Verhältnisse und die Konstruktionsbedingungen genau zu prüfen. Dass dies nicht geschehen ist, scheint mir aber aus den Widersprüchen des obengenannten Berichtes und aus den grundsätzlichen Verschiedenheiten in Benutzung der Messdose hervorzugehen. Um diese Verhältnisse zu beleuchten, muss ich ein klein wenig auf die Sache eingehen; sie scheint mir bedeutungsvoll genug, um das zu rechtfertigen.



**556.** Einige Seiten später sprechen die beiden französischen Bericht-  
 erstatte über die Prüfung der Probirmaschinen durch hydraulische  
 Dynamometer der französischen Mittelmeerbahn und beschreiben  
 die in Fig. 8—14 Taf. 15 abgebildeten Instrumente. In diesen Instrumenten  
 ist die Gummiplatte durch ein dünnes Messingblech ersetzt. Die Konstruk-  
 tionsverhältnisse sind: Dicke des Bleches 0,02 cm; Querschnitt der Dose  
 44,17 qcm; höchste Pressung in der Dose  $p = 500$  at, entsprechend einer  
 Kraftleistung  $P = 20000$  kg. Die Pressung wird auf ein Manometer mit  
 Bourdonfeder übertragen, das eine Ablesung  $\Delta P$  bis auf 50 kg gestattet,  
 also bis auf  $\frac{50}{20000} = \frac{1}{400}$  der vollen Belastung.

Diese Einrichtung wird von den Berichterstatte in ganz ausserordent-  
 lichem Maasse gelobt. Sie soll sich in langem Betriebe gut bewährt haben  
 und sich besonders gut für die Prüfung von Probirmaschinen auf  
 ihre Richtigkeit eignen. Jedenfalls werde ich Gelegenheit nehmen,  
 diese Vorkehrung demnächst eingehend zu prüfen.

Im Konstruktionsgrundsatz kann es nach Voraufgehendem nicht liegen,  
 wenn die Dosen mit Gummihäuten nicht die gleiche Zuverlässigkeit zeigen.  
 Es liegt meines Erachtens auch nicht in der etwaigen Gegenwart von Luft-  
 blasen; sie sind leicht zu vermeiden, wenn man ausgekochtes Wasser be-  
 nutzt und die Dose so einrichtet, dass sie beim Füllen auf  $100^{\circ}$  C erhitzt  
 werden kann. Dann werden die Luftblasen leicht mit dem Wasserdampf  
 verdrängt. Auch in der Unbestimmtheit des zwischen Deckel und Dosenrand  
 frei bleibenden ringförmigen Theiles der Haut vermag ich an sich keine  
 grosse Fehlerquelle und Quelle der Veränderlichkeit zu entdecken, wenn  
 richtig konstruirt worden ist. Die Hauptfehler liegen in der Regel in der  
 falschen Anwendung der Gummihaut, indem man ihre Eigenschaften nicht  
 gehörig beachtet. Und diese Fehler sind, so weit aus den mir bekannt  
 gewordenen Zeichnungen ersichtlich, sowohl bei der Maschine von Mail-  
 lard (557) als auch bei der Maschine von Thomasset gemacht.

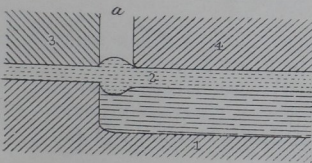


Fig. 393.

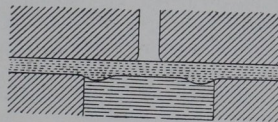


Fig. 394.

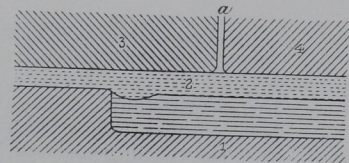


Fig. 394a.

Will man Gummi verwenden [dünne Metallbleche sind unzweifelhaft  
 zweckmässiger, weil sie hohen Drucken ( $p = 500$  at siehe oben) ausgesetzt  
 werden können], so sollte man sie nicht, wie in Fig. 393, sondern wie in  
 Fig. 394 gezeigt, einspannen. Durch den Spannring 3 wird der Gummi  
 immer zum Herausquellen gebracht, und dann setzt er sich leicht in den  
 vielleicht reichlich weiten Zwischenraum  $a$  (Fig. 393) und behindert die  
 freie Beweglichkeit des Deckels; wird die Pressung einigermassen beträcht-  
 lich, so kann er leicht als Keil in dem Ringraum wirken. In Fig. 394  
 und 394a ist die Wirkung der Einklemmung zwischen 1 und 2 unschäd-  
 lich gemacht; man thut gut, die dem Gummi zugekehrten Ränder von 3  
 und 4 ein klein wenig abzurunden und den Spalt  $a$  so eng zu machen,  
 als das freie Spiel des Deckels es gerade bedingt. Hierbei ist natürlich



vorausgesetzt, dass der Deckel in seine richtige Lage gebracht wird, so dass die Gummiseibe unter der niedrigsten Belastung ganz eben ist. Je grösser das Spiel des Deckels sein muss, je breiter muss Spalt  $a$  werden, und desto geringer ist die zulässige Höchstspannung  $p$  in der Dose.

Für meine Schmierölprobirmaschine (L 230) benutzte ich nach dem Vorgange von Napoli die in Fig. 395 in  $\frac{1}{10}$  n. Gr. abgebildete Konstruktion einer Messdose. Das Dosengehäuse 1 mit dem Deckel 2 kann mittelst der Schraube 6 in den Druckkopf der Oelprobirmaschine hineingeschraubt werden. Schraube 8 dient zum Festklemmen. Beim Niederschrauben drückt der lose geführte Stempel 5 auf die Lagerschale 10. Der erzeugte Druck wird durch den Stempel 5 auf den Teller 4 und von hier aus auf die durch die Gummiseibe 3 abgeschlossene Flüssigkeit übertragen. Der Flüssigkeitsdruck wird dann am Manometer 3 gemessen. Aus der Manometerablesung ergibt sich der auf 10 ausgeübte Gesamtdruck, der bis auf 2500 kg gesteigert werden kann.

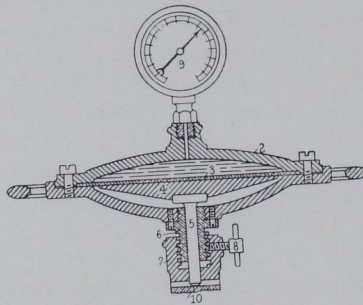


Fig. 395.

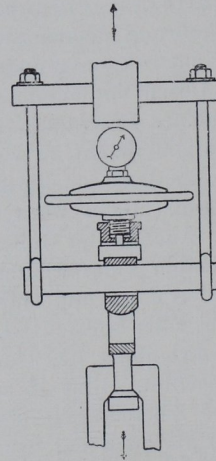


Fig. 396.

Von diesen Druckapparaten wurden zu verschiedenen Zeiten 5 Stück zum Theil wiederholt geprüft. Diese Prüfungen wurden, wie in Fig. 396 angedeutet, in der 50 Ton.-Martens-Maschine der Versuchsanstalt zu Charlottenburg ausgeführt, wobei die Ablesungen am Manometer mit der Lastanzeige der Maschine verglichen wurden. Ich theile hier die Ergebnisse dieser Prüfungen mit, weil sie von allgemeinem Interesse sein werden.

In Tab. 41 sind die Mittelwerthe aus den einzelnen Prüfungen von je 5 Reihen angegeben und darunter findet man die Anzahl der Abweichungen vom Mittel von den im Eingang der Tabelle angegebenen Grössenordnungen. Die Werthe der Tabelle sind dann benutzt, um die in der Fig. 397 Seite 382 mitgetheilten Schaulinien zu entwerfen.

Die Hauptreihen I aus Tab. 41, Liniengruppe A Fig. 397, beziehen sich auf verschiedene Gummiplatten, die mit dem gleichen Manometer in der gleichen Dose benutzt wurden. Die Linien zeigen im Allgemeinen parallelen, aber nicht vollkommen geradlinigen Verlauf. Daraus darf man ableiten, dass das Uebersetzungsverhältniss der Dose durch das Einbringen neuer Gummiplatten nicht wesentlich geändert sein kann, dass also auch die wirksame Dosenfläche, d. h. auch der Antheil der freibleibenden Ringfläche der Gummiseibe an der eigentlichen Druckfläche, nicht wesentlich verändert werden kann. Man würde durch parallele Verschiebung die Linien in Gruppe A wesentlich besser zur Uebereinstimmung bringen können. Die neue Gummiplatte hat eben, hauptsächlich wohl wegen des in Fig. 393 skizzirten Umstandes, eine Verschiebung des Anfangspunktes der Linien zur Folge, die Neigung wird wenig geändert. Die Ringbreite der freien Fläche war in allen



Fällen gleich und wird etwa 0,3 cm betragen haben; die Dicken der Gummiplatten wurden nicht gemessen; ich schätze sie aber auch auf etwa 0,3 cm.

Tabelle 41. Prüfung der Belastungsdosen von verschiedenen Schmierölprobirmaschinen, Bauart Martens.

Manometerablesungen für die übergeschriebenen Belastungen in kg.

Bei Gruppe I waren Dose und Manometer in allen Fällen dieselben; bei Gruppe II waren Dosen und Manometer gleicher Art.

Maschine No. und Bemerkungen	geprüft Datum	Belastungen in kg.									
		250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500
<b>I. Maschine der Versuchsanstalt.</b>											
a) (Chemn. Maschinenfabr.) neu	24./6. 87	0,652	1,200	1,808	2,375	2,938	3,495	4,070	4,660	5,208	5,723
b) neue Gummiplatte eingelegt	23./2. 91	582	156	750	342	888	464	042	650	178	714
c) desgl.	7./9. 92	532	134	764	366	944	528	138	762	332	906
d) desgl.	18./1. 93	616	190	770	356	904	478	068	662	230	774
<b>II. Masch. erbaut v. Ludw. Löwe.</b>											
Geprüft unter A No. 5130	Oct. 93	0,480	0,870	1,350	1,790	2,230	2,700	3,100	3,550	3,970	4,400
„ 5371	8./3. 94	450	880	280	790	140	560	990	410	820	220
„ desgl. 2. Prüf.	19./10. 94	440	850	290	750	150	580	000	410	820	220
Masch. No. 10855 „ 6910a	22./4. 95	366	810	254	672	052	436	810	198	578	952
„ 10856 „ 6910b	22./4. 95	390	776	228	652	050	492	886	348	758	170

Abweichungen in at. 10 <sup>-3</sup>		Häufigkeit der Abweichungen vom Mittelwerth der je 5 Versuchsreihen, aus denen die vorstehenden Mittelwerthe gebildet wurden.										Mittel at. 10 <sup>-4</sup>
von	bis											
über	+100	—	—	1	—	—	—	—	—	—	—	1
+ 80	+ 99	—	—	0	—	—	—	1	—	—	1	2
+ 60	+ 79	—	2	1	—	—	—	0	1	2	1	7
+ 50	+ 59	—	0	1	1	1	1	0	1	0	0	5
+ 40	+ 49	2	1	1	1	0	1	2	3	1	2	14
+ 30	+ 39	1	3	0	0	0	1	3	3	0	0	11
+ 20	+ 29	3	4	2	3	1	1	0	1	12	7	34
+ 10	+ 19	5	4	5	3	13	7	6	2	3	0	48
+ 0	+ 9	10	7	11	11	9	12	9	7	1	5	82
— 0	— 9	9	7	5	11	8	8	9	11	8	10	86
— 10	— 19	2	0	2	2	0	1	3	3	9	7	29
— 20	— 29	0	4	3	2	2	4	0	1	2	2	20
— 30	— 39	2	1	2	2	2	1	2	1	0	0	13
— 40	— 49	4	0	3	0	1	1	1	3	0	3	16
— 50	— 59	1	3	1	1	1	0	1	0	0	0	8
— 60	— 79	1	2	1	0	0	0	1	0	1	0	6
— 80	— 99	—	—	—	1	1	1	0	0	0	0	3
unter	—100	—	—	—	—	—	—	1	1	1	1	4

Ausser den Fehlern, die durch die Platten bedingt sind, haben aber auch die Fehler in der Theilung des Manometers einen Einfluss auf die Gestalt der Linien in Gruppe A (Fig. 357). Um diesen Einfluss zu untersuchen, habe ich aus den Versuchsreihen die Differenzenreihen gebildet und diese in Fig. 397 als Liniengruppe D eingetragen. Man sieht auf den ersten Blick, dass das Manometer nicht richtig getheilt sein kann, wenn man nicht den gesetzmässigen Verlauf der Linien auf Fehler in der Probirmaschine schieben will. Dies würde aber einen sehr geringen Wahrscheinlichkeitsgrad für sich haben, da die Maschine sich bei den Kontrollprüfungen stets als tadellos erwies. Die dicke Ausgleichslinie für die vier Beobachtungsreihen mit verschiedenen Gummiplatten dürfte also mit einem ziemlichen Grad von Wahrscheinlichkeit die Fehler des Manometers darstellen.



Würden diese Fehler durch Neueintheilung des Manometers beseitigt, so hätte man die Linien in Gruppe *A* durch Gerade, also nach der Gleichung

$$P = \pm a + bn$$

zu ersetzen, in welcher  $n$  der Ablesung am Manometer und  $b$  dem Uebersetzungsverhältniss der Dose entsprechen würde, während die Konstante  $a$  vom Zustand der Gummipatte abhängig, aber auch durch die Lage des Nullpunktes des Manometers beeinflusst wäre.<sup>1)</sup>

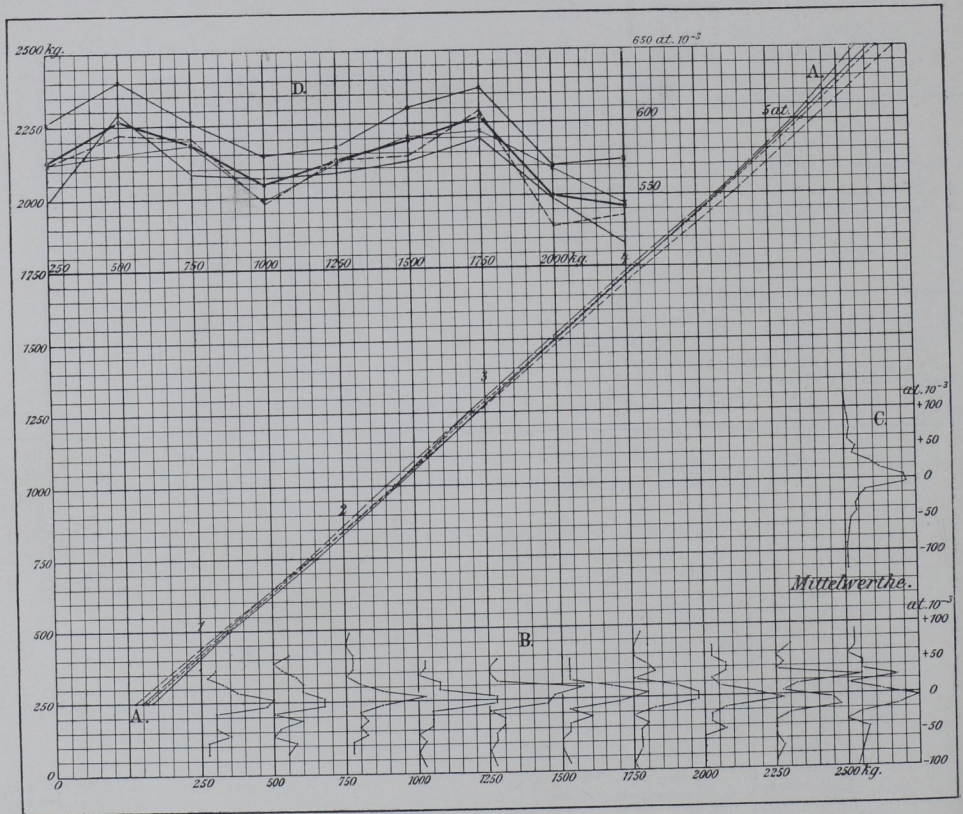


Fig. 397.

Von Interesse ist es, sich noch ein Bild von dem Genauigkeitsgrade zu bilden, mit dem etwa die Beobachtungen mittelst der Messdose behaftet sein mögen. Ohne langwierige Rechnungen giebt die Liniengruppe *B* Fig. 397 hierfür einigen Anhalt. Sie ist gewonnen, indem man aus allen vorliegenden Beobachtungen [Tab. 41, neun Sätze mit je fünf Reihen] die Abweichungen vom jeweiligen Mittelwerthe bildete, dann für die einzelnen Laststufen die Zahl bestimmter positiver oder negativer Abweichungen feststellte und aus diesen in Gruppe *B* die Häufigkeitslinien für die verschiedenen Fehlergrößen eintrug. Man sieht auf den ersten Blick, was ja nach Voraufgehendem auch erklärlich ist, dass die Fehler im Grossen und Ganzen durch die Höhe der Belastungen der Dose nicht merklich beeinflusst sind; die Linienzüge gleichen einander, und nur bei den hohen Belastungen [2250 u. 2500 kg] zeigen sich Unregelmässigkeiten. Dieser Befund lässt es anständig erscheinen, aus allen gefundenen Fehlergruppen Mittelwerthe zu bilden.

<sup>1)</sup> Hier würde also ein Manometer mit drehbarer Kreistheilung (551) von grossem Nutzen sein, weil dadurch der Werth  $a = 0$  gemacht werden könnte.



Die Mittelwerthe sind in Gruppe C Fig. 397 dargestellt. Man kann daraus ohne Rechnung den wahrscheinlichen Fehler der Beobachtungen durch Augenmaass schätzen. Es ist das diejenige Ordinate [Fehlergrösse], welche die Fläche der Häufigkeiten an der positiven oder an der negativen Seite in zwei gleich grosse Flächen zerschneiden würde. Der wahrscheinliche Fehler wäre also nach Maassgabe von Linie C Fig. 397 auf etwas weniger als  $30 \cdot 10^{-3}$  at, d. i. auf  $r = \pm 0,030$  at zu schätzen. Will man ihn in Procenten der Ablesungen  $n$  [d. h. also auch der gemessenen Belastungen  $P$ ] ausdrücken, so wird er natürlich mit wachsender Belastung abnehmen. z. B.

ist für $n =$	1	2	3	4	5 at
$r =$	3	1,5	1,0	0,75	0,6%

Für feine Messungen würde danach eine Dose der vorliegenden Konstruktion nicht ausreichend sein, wenn nicht eine Korrekturrechnung auf Grund vorausgegangener Bestimmung der Konstanten des Apparates benutzt werden kann.

Der Empfindlichkeitsgrad ist abhängig von Art und Feinheit der Eintheilung am Manometer; ist das Manometer in 0,1 at getheilt und kann man 0,01 at schätzen, so würde das bei einer mittleren Ablesung von 0,575 at für 250 kg eine Schätzung von  $P$  auf etwa  $\frac{250 \cdot 0,01}{0,575} = 4,4$  kg bedeuten. Als Empfindlichkeitsgrad der Dose

kann man aber auch denjenigen Belastungszuwachs  $\Delta P$  ansehen, welcher zu irgend einer Belastung  $P$  thatsächlich hinzugefügt werden muss, um den Zeiger des Manometers um eine Einheit der Theilung zu bewegen. Dieser Empfindlichkeitsgrad ist schwankend mit der Höhe der Belastung und verschieden bei der Belastung oder Entlastung; er kann nur durch Versuche bestimmt werden, die bei den hier beschriebenen Untersuchungen nicht ausgeführt wurden.

**557.** Kraftmessung mittelst Messdose ist auch bei der Maschine von Maillard (*L 102 II; 183 S. 17; 209*) benutzt worden. Das Schema dieser Maschine ist in Fig. 398, die Konstruktion auf Taf. 15 Fig. 23 dargestellt.

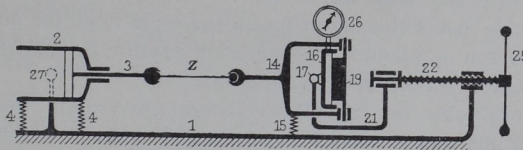


Fig. 398.

Der Antrieb ist hydraulisch, der Presscylinder 2 hat einen Liderkolben 3 und wirkt unmittelbar auf den Probekörper. Das Druckwasser wird in einem Kompressor nach Desgoffe erzeugt, bei dem ein Tauchkolben von etwa 70 qcm Querschnitt mittelst Schraube und Schneckenantrieb in den Cylinder getrieben wird; der verfügbare Hub ist 60 cm, die für die höchste Zugkraft der Maschine erforderliche Wasserpressung ist etwa 80 at; durch einen Hub werden 4,2 l Druckwasser geliefert. Der Cylinder 2 ist um die wagerechte Axe 27 drehbar, und die Einspanneinrichtungen 9 und 10 haben senkrechte Gelenkbolzen 8 und 12. Die einstellbaren Federn 4 halten den Cylinder in der Mittellage.

Die Kraftmessung geschieht durch die ebenfalls um eine wagerechte Axe 17 drehbare Messdose 16, die durch eine Gummischeibe mittelst des Führungsringes für den Dosendeckel 19 abgeschlossen wird. Das Gehäuse für die Einspannvorrichtung 14 greift an den Deckel 19 um die vertikale Axe drehbar an. Das Dosensystem wird durch Feder 15 in der Mittellage erhalten. Durch diese vielen Bewegungsmöglichkeiten will man verhüten, dass Biegungsspannungen im Probekörper erzeugt werden. Sie machen



aber die Konstruktion verwickelt, und es ist mindestens zweifelhaft, ob sie nicht eher das Gegentheil der Absicht erreichen. Ich würde es vorziehen, alle Theile einfach und sicher zu führen und den Ausgleich der Biegungsspannungen in der Einspannvorrichtung zu ermöglichen. Die in der Dose erzeugte Pressung kann nach den Abmessungen der Dose auf 80 at steigen; sie wurde bei der beschriebenen Maschine auf ein Galy-Cazalatsches Manometer (*L 234*) übertragen, dessen unteres Gefäss durch die mit einer Gummischeibe gedichtete kleine Fläche eines Differentialkolbens abgeschlossen wird. Die grosse in gleicher Weise gedichtete Fläche wirkt auf eine Quecksilbersäule von 0,4 cm Durchmesser, die bis zu 150 cm steigen kann. Nimmt man an, dass die Steighöhe von 150 cm der Höchstleistung von 25000 kg entspricht, so ergibt sich die Steighöhe für je 100 kg zu 0,6 cm; man wird also wohl Kräfte bis zu 10 kg ablesen können, vorausgesetzt, dass die Empfindlichkeit des Systems ausreicht. Die gesammte verdrängte Quecksilbermenge würde  $i = 18$  cm betragen. Die Uebersetzung im Manometer ergibt sich aus der grössten Steighöhe und dem Höchstdruck in der Messdose  $n = 80 : 150/76 = 40 : 1$ , die aus dem Messkolben verdrängte Wassermenge  $i_1$  ist also  $= 18/40 = 0,45$  cm. Bei 20,2 cm Dosendurchmesser ( $f = 320$  qcm) macht der Dosendeckel für die Höchstleistung der Maschine einen Weg von etwa  $0,45/320 = 0,0014$  cm. Man kann also wohl eine ziemlich grosse Empfindlichkeit des Systems erwarten, wenn die Gummischeibe nicht so dick genommen wird, dass sie durch den Klemmring Stauchungen erfährt, und wenn für reibungsfreies Spiel der bewegten Theile gesorgt wird. Einfacher freilich, als das angewendete Manometer und wahrscheinlich ebenso zuverlässig, würde ein doppeltes Federmanometer sein, das sich selbst kontrollirt (*551*). Man kann dessen Skala leicht etwa 200 mm lang machen und würde bei Ablesungen bis zu 0,25 mm noch bis auf  $25000/200.4$  etwa 30 kg schätzen können. Für sicher wirkende Rückschlagventile (*412*) wird man in beiden Fällen sorgen müssen.

Sollen Probestücke bis zu 60 cm Länge untersucht werden, so kann das Dosensystem mit dem Schlitten 21, mittelst Schraube 22 und Handrad 25, entsprechend verschoben werden.

**558.** E. Chauvin und Marin Darbel-Paris. (*L 102 II; 183*). Auch bei dieser Maschine geschieht die Kraftmessung vermöge einer mit Gummi umgedichteten Messdose, die aber umgekehrt beansprucht wird, als es gewöhnlich zu geschehen pflegt. Meistens konstruirt man derartig, dass die Kraftsteigerung im Probekörper eine Pressungssteigerung in der Dose hervorruft; hier wird eine Pressungsverminderung erzeugt. Die Belastung des Stabes  $z$  (Fig. 399) wird durch den Hebel  $H$  auf  $\frac{1}{5}$  vermindert, als Zugkraft auf den Deckel der Dose übertragen und durch die Pressungsverminderung am Vakuummeter abgelesen. Bei dieser Konstruktionsweise kommt man zu übermässigen Abmessungen der Messdose, weil die anwendbare Pressungsdifferenz der Dose für die Null- und Höchstbelastung klein ist.

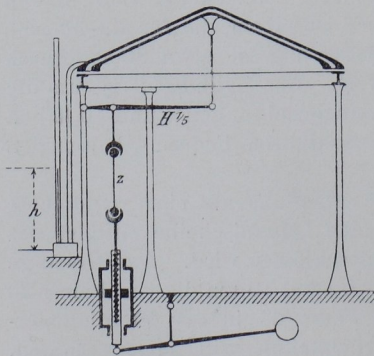


Fig. 399.



Pichler giebt in der Beschreibung einer 30 000 kg-Maschine [aus dem Jahre 1878]<sup>1)</sup> eine Zeichnung in  $\frac{1}{10}$  natürlicher Grösse, der ich entnahm, dass bei einem Dosendurchmesser von etwa 95 cm, d. h.  $f = 7000$  qcm, die Pressungsdifferenz werden musste:  $30000/5 \cdot 7000 = 0,86$  at. Ob die Dose sich unter diesen Verhältnissen wohl bewährt haben kann? Pichler sagt, dass die Maschinen für 15, 30, 60 und sogar bis 100 t Kraftleistung gebaut würden; mir sind spätere Beschreibungen und Angaben über das Verhalten der Maschine im Betriebe leider nicht bekannt geworden.

**559.** Ganz besonders hat Emery die Messdosen vervollkommenet und ausgebildet. Er und die Firma Wm. Sellers & Co. machen bei ihren Probirmaschinen ausgiebigen Gebrauch von der Messdose; wie unzweifelhaft feststeht, mit allerbestem Erfolge. Die Konstruktion der Emery-Maschine, wie sie von Sellers gebaut wird, ist in ihren Einzelheiten auf Taf. 18 dargestellt und in Abs. 623—635 beschrieben; andere Formen sind

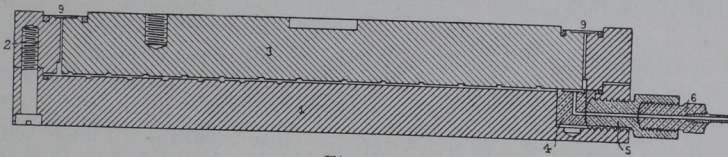


Fig. 400.

in den Fig. 344 (483), Fig. 356 (504) gegeben. Hier will ich als einfaches Beispiel für die Emerysche Konstruktionsform der Messdosen Fig. 400 u. 401 anführen, wie sie beispielsweise in den stehenden Emery-Maschinen

benutzt wurde. Die Dose ist aus zwei ganz dünnen weichen Messingblechen gebildet, die an den Rändern verlöthet und mit telst eines Ringes aus Löthmetall 10 in den Boden des Dosenträgers eingepresst sind. Dieser Boden und ebenso der Deckel sind mit ringförmigen und radialen Riefen versehen, so dass die Dosenbleche sich später in die Vertiefungen hineindrücken und in

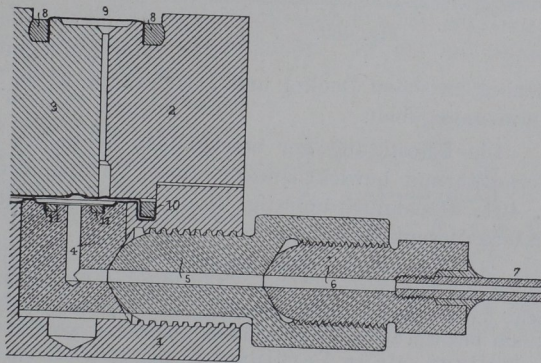


Fig. 401.

der Dose ein Kanalsystem bilden, welches bewirkt, dass die Flüssigkeit auch bei aufeinanderliegenden Blechen sich schnell in der ganzen Dose vertheilt. In der Quelle (L 219) wird mitgetheilt, dass die Flüssigkeitsschicht in der Regel nur 0,5 mm dick ist. Die grosse Dose steht mit einer kleineren von ähnlicher Konstruktion in Verbindung, welche auch den nach der Wage führenden Stempel trägt. Das Dosensystem tritt hier also an die

<sup>1)</sup> Zuverlässige Daten über neue Konstruktionen konnte ich nicht erlangen; der Bericht der Commission d'essai, Tome II S. 356, 1895 (L 102) geht sehr kurz über die Maschine hinweg.



Stelle der Kraftverkleinerung durch Hebelwerk, sein Uebersetzungsverhältniss ist durch das Verhältniss der wirksamen Flächen gegeben. Die Verbindungsröhre schliesst Emery in der in Fig. 401 gezeichneten Form an seine Dosen an. An die Dose ist mit Hilfe eines Ringes 11 aus Löthmaterial der Putzen 4 angelöthet, der in die Grundplatte des Dosendeckels passt. Das Rohr 7, aus nur 1,25 bis 1,5 mm lichter Weite, schliesst mit den Schrauben 5 und 6 durch einfache Kegeldichtungen an. Diese Rohrleitung zwischen beiden Dosen will man anstandslos bis auf 45 000 m führen können (??) Man erkennt das Streben Emerys, die Flüssigkeitsmenge und ihre Bewegung in den Leitungen so klein wie möglich zu machen, offenbar um die Wärmeeinwirkungen und die Reibungswiderstände klein zu halten.

Benutzt man die gegebenen Abmessungen und die eingestreuerten Bemerkungen (*L 219*), so kann man ableiten, dass in einer 50 000 kg-Maschine die innere Pressung, welche die Dose erfährt, etwa 60 at betragen mag.

Es wird angegeben, dass das Spiel der Dosendeckel sich bei einer solchen Maschine in der Hauptdose auf insgesamt 0,00006 mm beläuft, danach ist bei einer wirksamen Fläche von etwa 800 qcm die verdrängte Flüssigkeitsmenge auf 0,005 ccm zu schätzen und die Gesamtbewegung der Wassermenge in dem 1,25 mm weiten Leitungsrohr auf 0,4 cm. Ueber die in den Dosen benutzten Plattendicken habe ich leider keine Angaben finden können. Die Breite der freiliegenden Ringfläche des Dosen-

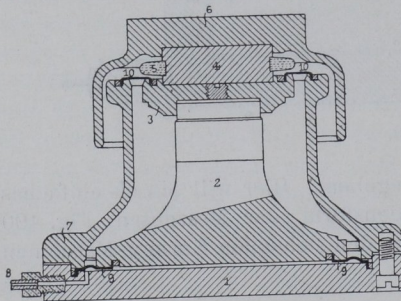


Fig. 402.

bleches zwischen Deckel und Dosenträger ist in den Zeichnungen auf etwa 2 mm angegeben.

Die Befestigung der beweglichen Deckel an den Dosenträgern und ihre Geradföhrung bewirkt Emery durch scheibenförmige Blattfedern 9 Fig. 400 u. 401, die ähnlich befestigt sind, wie die Dosenbleche. Fig. 402 zeigt eine andere Dosenkonstruktion.

a. Man erkennt aus dem soeben (554—559) Mitgetheilten und aus den Erfolgen der Emery-Maschinen, dass die Benutzung der Dosenübertragung wesentliche Vortheile zu bieten vermag, weil unzweifelhaft sehr einfache und geringen Raum beanspruchende Maschinen konstruirt werden können, namentlich wenn es gelingt, sie in Verbindung mit einfachen Federmanometern zu benutzen. Ich habe selbst seit Jahren an diesem Gedanken gearbeitet, ohne ihn bisher bei meiner starken Inanspruchnahme zur Reife bringen zu können. Da auch meine vielfachen Anregungen, die ich einzelnen Fabrikanten gab, nicht zum Ziele führten, will ich sie hier öffentlich wiederholen. Ich bin überzeugt davon, dass es gelingen wird, zuverlässige Maschinen mit weniger als 1% Fehler nach dem Grundsatz der Messdosen zu konstruiren, denn es ist kein Grund einzusehen, weswegen die richtig konstruirte und nicht übermässig beanspruchte Röhrenfeder nicht ebenso zuverlässig arbeiten sollte, wie die Spiralfeder im Indikator oder in den Papierprüfungsapparaten von Hartig, Wendler u. a.

b. Ich habe schon vor Jahren eine planmässige Untersuchung der Festigkeit und Empfindlichkeit dünner Metallbleche in solchen Messdosen begonnen, sie aber wegen Zeitmangel nicht zu Ende führen können. Bei diesen Untersuchungen habe ich gefunden, dass die anwendbaren Spannungen ziemlich hoch sind und dass die Empfindlichkeit auch bei ziemlich grossen Deckelbewegungen für die hier be-



sprochenen Zwecke noch genügend zu sein scheint. Von meinen Versuchsergebnissen will ich einige herausgreifen; die Ergänzungen hierzu werde ich nach Abschluss der Versuche veröffentlichen.

Die ersten Versuche wurden mit einer Messdose angestellt, die in die 100 t-Pohlmeyer-Maschine eingespannt und bis 790 at Pressung belastet werden konnte. Die Dosenweite war 93 mm, der Deckeldurchmesser 87 mm, so dass die Breite des freibleibenden Plattenringes 3 mm betrug. Platten von 137 mm Durchmesser aus verschiedenen Materialien und von verschiedener Dicke wurden in ebenem Zustande in die Dose gelegt und mit Wasserdruck bis zum Platzen in dem untenstehenden ringförmigen Wulst oder bis zum Höchstdruck von 790 at geprüft.

Kupferplatten von 0,10 mm Dicke zeigten schon bei 27 at bemerkbare bleibende Wulstbildung; und der Bruch trat bei 173 at ein. Bei 0,20 mm Dicke brachen sie bei 318 und 356 at; zwei Platten von 0,50 mm Dicke kamen nicht mehr zum Bruch, erhielten aber unter 790 at starke Wulste. Messingplatten von 0,18 mm Dicke gingen bei 460 und 540 at zu Bruche und hielten bei 0,23 mm Dicke schon 790 at ohne Bruch aus; sie erhielten dann starke Wulste. Stahlplatten von 0,19 mm Dicke hielten nur 255 at aus und zeigten bei 0,5 mm Dicke nach Beanspruchung auf 790 at nur flachen Wulst; ebenso ein Zinkblech von 0,92 mm Dicke. Hiernach scheint weiches Messingblech ein besonders geeignetes Material für Messdosen zu sein. Man sieht aus den Zahlen, welche grossen Kräfte man in den Dosen spielen lassen darf, und erkennt den hierin liegenden Vortheil für die Konstruktion von Probereinrichtungen. Hoffentlich wird man bei Fortführung der Versuche auch ausreichende Empfindlichkeit und Beständigkeit in der Lastanzeige feststellen können.

**560.** Amagat (*L 102*, II, S. 109, Taf. X) hat eine kleine Maschine zur Prüfung von Kupfercylindern auf Druckfestigkeit konstruirt, bei der die Messdose als Kolbenpresse ausgebildet ist. Der Antrieb wird durch die Schraube 7, Fig. 403, besorgt. Die Kraft wird auf den Kupferkörper durch den gehärteten, im Maschinengestell sauber geführten Stahlcylinder 6 übertragen und von da aus durch einen gleichen Cylinder 5 auf die Stützstange 4 und den Kolben 3 übergeführt. Der Kolben 3 von 330 mm Durchmesser ist in den Cylinder 1 schliessend eingeschliffen. Er hat auf seinem Umfang eingedrehte Nuten zur Aufnahme des Ricinusöls, das zwischen Kolben und Cylinder unter dem Kolben hervorquillt. Das Ricinusöl steht über einer Quecksilberschicht, die mit dem 4 m hohen offenen Quecksilbermanometer verbunden ist. Die Reibung zwischen Kolben und Cylinder ist aufgehoben durch die Drehbewegung, die dem Kolben durch die Handhabe 10, um 20 bis 30° schwingend, ertheilt wird. Man kann Kräfte bis zu 4500 kg messen; aber die Ablesung des 4 m hohen Quecksilbermanometers ist gerade keine bequeme Sache.

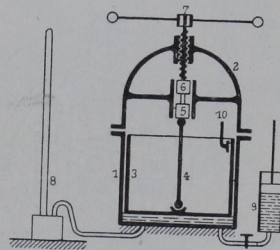


Fig. 403.

**561.** Amsler-Laffon [Taf. 14] hat auf ganz dem gleichen Grundsatz (453) seine Kraftmessung aufgebaut, nur benutzt er eine hydraulische Uebertragung der Pressung im Antriebskolben ins Kleine, um ein kürzeres Quecksilbermanometer für grössere Kraftleistung anwenden zu können; er misst die Kraftleistung durch die Pressung im Antriebcylinder, während Amagat eine besondere Messdose benutzt.

Die Konstruktion der Amslerschen Einrichtung ist in Fig. 333 S. 388 veranschaulicht. Die Pressung in dem Ricinusöl unter dem Kolben 27 wird durch den dünnen Kolben 26 auf den grösseren 3 übertragen. Der im Verhältniss zu den Kolbenquerschnitten verminderte Druck wirkt durch die



Leitung 4, 5 auf das Quecksilbermanometer, dessen Theilung auf der einen Seite Kilogramme und auf der anderen Spannungen, bezogen auf den Normal-Druckkörper von 7,1 cm Kantenlänge [Cement- und Mörtelprüfung], anzeigt. Die Kolben 3 und 26 werden durch Hebel 28 und Stange 30 vom Rädchen 35 aus in schwingende Drehbewegung gesetzt. Es ist also auch hier die Aufhebung der Reibung nach dem Amagatschen Grundsatz durchgeführt. Das Quecksilbermanometer ist mit einem

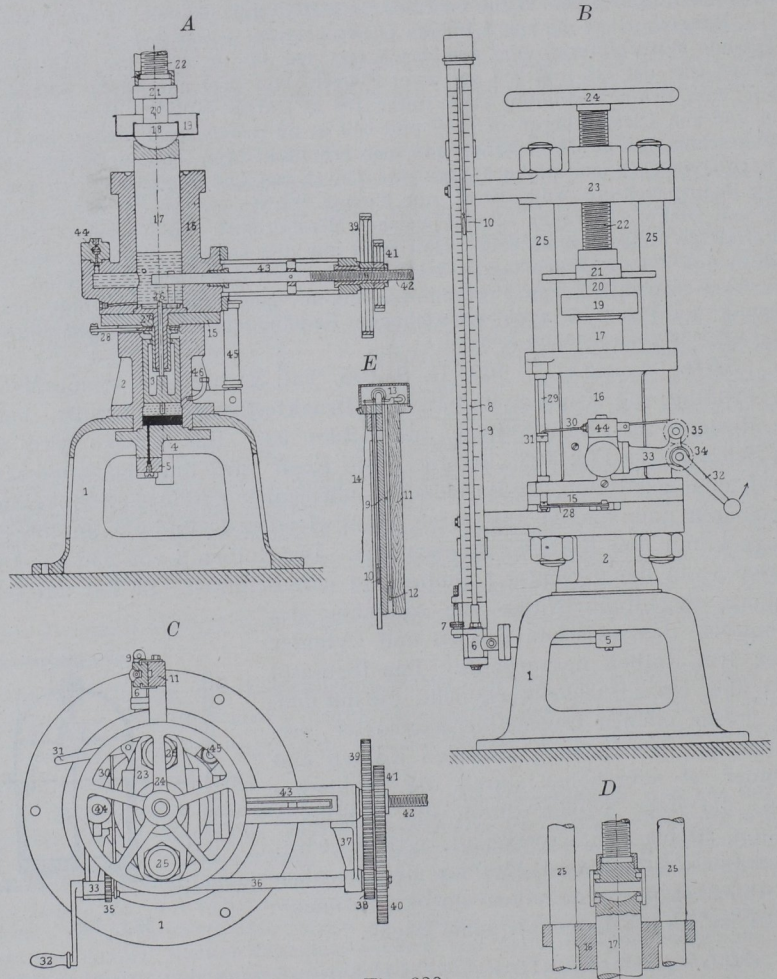


Fig. 333.

Schwimmer versehen, dessen Gewicht durch Gegengewicht fast ausgeglichen ist. Es läuft über eine ganz schwach gebremste Schnurrolle, die das Rückgehen des Schwimmers verhütet, so dass man die Höchststellung nach dem Versuch ablesen kann. Die Bewegungen dieser Schnurrolle benutzt Amsler zur Uebertragung der Kraftanzeige auf seinen Selbstzeichner (719).

Die Wiederauffüllung des sehr langsam zwischen Kolben- und Cylinderwandung ausfliessenden Oeles geschieht durch die Pumpe 45 oder das Röhrechen 46.



**561a.** Amsler-Laffon wendet seine Einrichtung für die Kraftverkleinerung auch in besonderer Aufstellung neben der eigentlichen Maschine an, wie es aus Taf. 14, Fig. 6 und 9 hervorgeht. Hier steht der Druckverkleinerer neben der Kapselpumpe auf dem gleichen Rahmen. Der Konstruktionsgedanke ist der gleiche, wie in der in Abs. 561, Fig. 333, beschriebenen Einrichtung, nur ist ausser den Kolben 3 und 5, Fig. 404, noch ein dritter Kolben 4 angewendet, der so eingerichtet ist, dass er für gewöhnlich mit seinem vorspringenden Rande sich in der Kammer des Gussstückes aufhängt, also ausser Wirkung kommt. Der durch Rohr 22 von der Presse kommende Druck überträgt sich durch den dünnen Kolben 5 auf den grossen Kolben 3 und wird, entsprechend dem Kolbenflächenverhältniss, verkleinert. Beide Kolben 3 und 5 werden durch die Hebelhülse 9 in schwingende Drehbewegung versetzt, die durch die lange Nase der Hülse, zunächst auf 3 und von hier aus auf den in einer Nute auf diesem Kolben 3 stehenden Kolben 5 übertragen wird. Soll das Uebersetzungsverhältniss in dieser Messdose ein geringeres werden, so braucht man nur mit der Oelpumpe 14 viel Oel in den Raum 11 zu pressen. Dadurch wird Kolben 3 soweit gehoben, dass sich Kolben 4 in die Nute von 3 einsetzt und zum freien Spiel kommt. Kolben 4 und 5 kommen also gemeinsam zur Wirkung wie ein Kolben, und das Uebersetzungsverhältniss ist demgemäss verringert. Im Uebrigen ist die Wirkungsweise wie bei der vorherbeschriebenen (561) Einrichtung. Die Schwingbewegung ist von der Pumpe aus eingeleitet. Auf dem Kolben 3 steht eine Stange 10, deren Ende die Kolbenstellung anzeigt, also erkennbar macht, ob der Kolben 4 in Wirksamkeit ist oder nicht. Man kann daher äusserlich am Druckverminderer sehen, welches Uebersetzungsverhältniss zur Zeit gerade in Benutzung ist. Ebenso ist dieser Zustand auch am Quecksilbermanometer kenntlich gemacht, so dass der Beobachter sofort sieht, an welcher der beiden Skalen er abzulesen hat. Für die 150 000 kg-Maschine der Firma ist z. B. die Hauptskala in 200 kg und die zweite Skala in 20 kg eingetheilt.

**562.** Auch Unwin hat die Messdose mit dem Quecksilbermanometer in einer sehr hübschen Weise, ähnlich wie Thomaset (Taf. 15, Fig. 3—6), verwendet, um eine Reihe von kleinen Maschinen zu konstruieren, die sich ausgezeichnet für Lehlaboratorien eignen. Leider muss ich es mir wegen mangelnden Entgegenkommens der Firma Bayley & Co. in Manchester, die diese Maschinen baut, versagen, näher auf sie einzugehen. Diese kleinen Maschinen sind für Zug-, Druck-, Dreh-, Scheerversuche u. s. w. eingerichtet.

**563.** Man kann bei Anwendung der Messdosen ausserordentlich

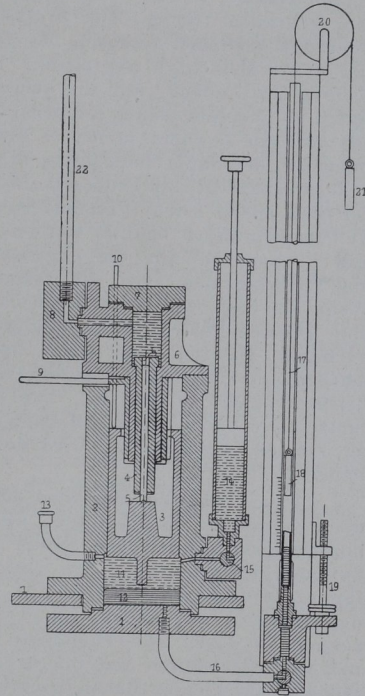


Fig. 404.



grosse Uebersetzungsverhältnisse erzielen, wie ich bei der Beschreibung meiner 50 000 kg-Maschine (*L 162*) ausführlich mittheilte. Obwohl aus den in Abs. 530 angegebenen Gründen diese Vorrichtung wieder ausser Betrieb gesetzt worden ist, will ich den auf die Dose und Schreibvorrichtung bezüglichen Theil hier zum Abdruck bringen, weil die gemachten Erfahrungen in mancher Beziehung lehrreich sind.

a. Soll die Maschine (Taf. 5 Fig. 1—4) den Versuch selbstthätig ausführen, so ist die rechte Seite ausser Wirkung zu setzen, indem alle Scheiben und Gewichte abgehoben werden und die Wage vollständig entlastet wird. Nachdem dann die Kopfschraube 58 in der Druckstange 56 der linken Seite soweit heraufgeschraubt ist, dass die Schneide des Wagebalkens in seiner Nulllage zum Aufliegen auf die Pfanne kommt, welche in dem Schraubenkopfe 58 enthalten ist, ist die Maschine zum Gebrauche fertig. Der Probestab 11 wird an seinen Ringmarken mit zwei federnden Klemmen versehen, welche mit Schneiden in die Ringmarken eingreifen und so die Messlänge abgrenzen. Die untere Klemme trägt eine Oese zum Befestigen des Fadens, und die obere Klemme hat ein Röllchen, über welches der Faden 89 [ein sehr feiner Kupferdraht] zu den Leitrollen an der linken Säule und von dort zur Zeichentrommel 84 geführt ist. Diese Leitrollen sind einstellbar an einem an der Säule befestigten Stabe angebracht. Dadurch, dass ein Theil des Fadens senkrecht zur Probestabaxe abgeleitet ist, sind die Bewegungen, welche der Stab ausser seiner Formänderung etwa erfährt [Rutschen in den Keilen, wenn Keileinspannungen benutzt werden], von der Aufzeichnung ausgeschlossen (534) und es kommen nur die gegenseitigen Bewegungen zwischen den Schneiden und Federklemmen, also die Stabdehnung in der Versuchslänge, zur Wirkung. Wenn der Stab, wie bei den Normalrundstäben, mit Köpfen versehen ist, können ohne grossen Fehler die Bewegungen des Kolbens unmittelbar zur Aufzeichnung gelangen, was immerhin etwas bequemer für die Versuchsausführung ist. Das Zeichenpapier ist mittelst federnder Messingschienen schnell und bequem auf die Zeichentrommel zu spannen. Die Trommel ist um ihre senkrechte Axe zwischen Spitzen leicht beweglich und kann eben so leicht herausgenommen werden. Durch ein kleines Gegengewicht wird der Kupferfaden in gleichmässiger Spannung erhalten.

Vom Probestabe aus wird die auf ihn ausgeübte Kraft durch die Wage auf die Druckstange 56 übertragen, welche ganz frei durch den Kontrolgewichtssatz 51 hindurchgeht und mit ihrer Spitze auf den Deckel 67 einer nach dem Emeryschen Systeme gebildeten Dose des Druckerzeugers, Fig. 8 und 9 Taf. 5, drückt. An ihrem oberen Ende ist die Stange, mittelst eines Lenkers 57, mit dem Querhaupte der Maschine verbunden (Fig. 1 und 2). Der bewegliche Deckel des Druckerzeugers ist durch zwei eingelegte dünne Metallplatten 62 und 64 gerade geführt und sein Spiel durch den übergreifenden Rand des äusseren Verschlussringes 60 auf ein sehr kleines Maass beschränkt. Der Deckel und der Boden des Gefässes sind kegelförmig gestaltet, so dass nach dem Umdrehen des ganzen Druckerzeugers, beim Einfüllen von Wasser, alle Luft durch das Loch am Boden entweichen kann. Vor dem Umkehren und nach geschehenem Füllen wird der Deckel durch drei Seitenschrauben unverrückbar festgestellt, welche in dem äusseren Verschlussringe angebracht sind und den inneren Verschlussring festklemmen können. Hierdurch wird beim Umkehren des Druckerzeugers das dünne Metallblech, welches den Abschluss der Dose zwischen Gefäss und Deckel bildet, auch dann geschont, wenn man zur Ausführung der Füllung die Geradföhrungen entfernte. Dies empfiehlt sich, um den ganzen Dosenkörper beim Füllen durch untergestellte Gasflammen anwärmen zu können. Das abschliessende Metallblech ist, zur Erzielung vollkommener Dichtigkeit, in den vorher verzinnten Nuten des Gefässes und des Deckels verlöthet worden, und zwar wurde zum Verlöthen des Deckels ein etwas schwerer fließendes Loth benutzt als zum Verlöthen des Gefässes. Um möglichst klare Wirkung zu haben, sind die Verschlussringe so eingerichtet, dass sie die Blechplatte hart an den Gefässrändern fassen und niederpressen. Bei der Füllung wurde zunächst bei umgekehrter Dose die Luft durch leichtes Bewegen des Deckels und fortwährende Erschütterung durch Klopfen ausgetrieben; das Wasser war vorher ausgekocht. Dann wurde der Körper so lange angewärmt, bis



aus dem mit der Bodenöffnung vorläufig verbundenen Gummirohre Dampf entwich; das andere Ende dieses Rohres wurde in ausgekochtes Wasser gestellt und nun der Körper abgekühlt. Dies Verfahren wurde mehrmals wiederholt, dann das endgiltig zu benutzende, vorher vollständig mit ausgekochtem Wasser gefüllte Rohr möglichst so aufgesetzt, dass keine neue Luft eindringen konnte, und nun das Anwärmen und Abkühlen, zuletzt nachdem man den Dosenkörper vorher umkehrte, so lange wiederholt, bis alle Luft entfernt war. Dieser Zustand muss durchaus erreicht werden, wenn man später proportionale Theilung für den Kraftmaassstab der Schaulinien erhalten will. Auf dem Dosendeckel ist ein Fühlhebel angebracht, welcher mit einer Uebersetzung von 1:50 den Stand des Dosendeckels anzeigt, und welcher ursprünglich als Schlüsselvorrichtung für den elektrischen Strom mit mangelhaftem Erfolge benutzt wurde.

b. Der auf die Dose des Druckerzeugers ausgeübte Druck des Probekörpers wird durch das Wasser auf ein feines Häutchen übertragen, welches in dem unteren Theile des Gehäuses 75, 76 für den elektrischen Schlüssel angebracht ist (Fig. 8 rechts) und den Wasserinhalt der Dose in sich vollkommen abschliesst. Rechts unter dieser kleinen Abschlussdose sieht man ein ganz feines Röhrchen, welches mit einem Abschlussventil versehen ist und mit einem hochstehenden Wassergefäss verbunden werden kann. Durch Heben oder Senken dieses Gefässes kann man nun den Deckel des Druckerzeugers mit Hülfe des erwähnten Fühlhebels in diejenige Lage bringen, in welcher er am besten spielt; alsdann wird das Ventil geschlossen. Grössere Aenderungen im Wärmezustande der Metall- und Wassermassen [z. B. Sommer und Winter] haben Lagenänderungen des Dosendeckels im Gefolge; man kann mit Hülfe des Abschlussventiles und der geschilderten Einrichtungen diese Lagenänderungen leicht beseitigen.

Der Druck des Probekörpers wird nun durch eine Hartgummistange auf die zweite obere, ganz gleich konstruirte Dose des elektrischen Schlüssels übertragen und wirkt von hier aus, mittelst einer zwischenliegenden Wasserschicht, auf das Quecksilber in dem unten an der linken Säule (Fig. 3) in Schlitten laufenden Quecksilbergefässe; die letzte Verbindung mit diesem Gefässe wird durch einen überspannten Gummischlauch hergestellt. Auf der Quecksilberoberfläche im Gefässe schwimmt eine Eisenplatte, um die Massenbeschleunigung bei Bewegung der Flüssigkeiten im Rohrsysteme auf die ganze Quecksilbermasse zu übertragen und damit einen möglichst ruhigen Quecksilberstand zu erzielen. Das Quecksilbergefäss bildet ein hydraulisches Wagesystem; es muss den Kraftäusserungen des Probestabes entsprechend gehoben oder gesenkt werden, um durch den hydrostatischen Druck im Druckerzeuger dem Drucke des Probekörpers das Gleichgewicht zu halten.

Um diese Bewegungen des Quecksilbergefässes selbstthätig durch den Probestab zu bewirken, ist der vorgenannte Hartgummistab zwischen den Häuten des kleinen Dosensystemes benutzt, indem seine sehr kleinen Bewegungen, in der durch Fig. 405 gezeichneten Weise, zum Öffnen und Schliessen eines schwachen elektrischen Stromes benutzt sind. Der in den Hartgummistab eingelassene Platinstift *a* bewirkt den Stromschluss, sobald er das Platinblättchen am Hebel *b* berührt. Der Hebel *b* ist durch die Feder *c* nur ganz schwach angespannt, so dass er sofort nachgibt, wenn der Hartgummistab seinen Weg weiter fortführt. Hierdurch entsteht jedesmal eine leichte reibende Bewegung zwischen den Berührungsflächen, und der Stromschluss wird daher um so sicherer. Die Schraube *d* dient zur Veränderung der Höhenlage des Berührungspunktes und gestattet diejenige Lage aufzusuchen, in welcher die beiden Abschlusshäutchen am empfindlichsten wirken. Um die Berührungsflächen möglichst zu schonen, wird stets mit ganz schwachem Strome gearbeitet. Ausserdem ist aber in den Stromkreis ein Kondensator eingeschaltet, welcher den Unterbrechungsfunken auf das kleinste Maass zurückführt.

Von dem Schlüssel aus geht der Strom zu einem Relais, durch dessen Anker ein starker elektrischer Strom geschickt ist. Dieser Strom wird nun zu den Elektromagneten zweier gemeinsam in einem Kasten untergebrachten Laufwerke 85, Fig. 3 Taf. 5, geführt; wenn der Strom im ersten Stromkreise geschlossen ist, so geht der

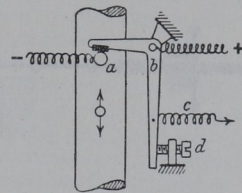


Fig. 405.



zweite starke Strom zum rechten Magneten  $M_2$  Fig. 406; wenn der erste Kreis geöffnet ist, so geht der starke Strom zum dritten Magneten  $M_1$ . Diese Magnete beherrschen die Bremsen für die Laufwerke  $U_1$  u.  $U_2$ , und die Folge ihres Spieles ist, dass im ersten Falle das linke, im zweiten Falle das rechte Laufwerk gebremst ist; das nicht gebremste Laufwerk kommt also in Thätigkeit. Nun wird das linke Werk durch ein schweres Gewicht  $P$ , das rechte aber durch das leichtere Eigengewicht des Quecksilbergefäßes  $Q$  nebst seiner Führungsstange getrieben. Deshalb wird, wenn der erste Stromkreis geschlossen ist, also der Probestab zu stark auf den Dosenendeckel drückt, das Quecksilbergefäß gehoben, bis der Quecksilberdruck das Uebergewicht bekommt und den ersten Stromkreis öffnet. Dann geht das Spiel des Relais ausserordentlich rasch vor sich, und das Quecksilbergefäß pendelt mit sehr geringem Spiel um seine Gleichgewichtslage, die dann von dem an der Führungsstange des

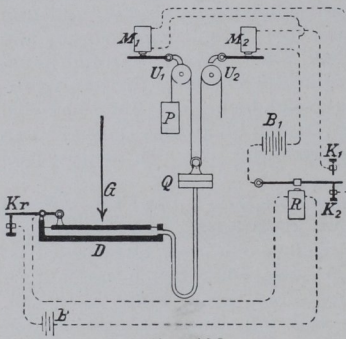


Fig. 406.

Gefäßes angebrachten Schreibstift auf die Zeichentrommel übertragen wird.

Die Gleichgewichtslage des Quecksilbergefäßes für die Nullbelastung kann man beliebig auswählen, indem man nach entsprechender Einstellung des Gefäßes die Verschlusschrauben an dem obersten Punkte der Rohrleitung 74 vom Schlüssel 75 zum Gefäß löst und entweder Wasser aus dem Rohr 74 abfließen lässt oder hinzufügt. Soweit dieses Rohr aus Metall besteht, ist es mit Baumwolle umwickelt und mit Leder überzogen, weil Wärmeänderungen dieses Theiles einen erheblichen Einfluss auf die Lage des Nullpunktes haben, da diese ja durch die Lage des Quecksilberspiegels im Gummirohre bedingt ist.

Die hier bereits aufgeführten Vorsichtsmaassregeln sind durchaus nicht alle vorbedacht, sondern zum Theil, wie die späterhin noch zu erwähnenden Umstände, erst nach vielen Versuchen ausfindig gemacht. Es ist deswegen wohl nicht unzumuthlich, die wichtigsten der gemachten Erfahrungen auch hier eingehend zu besprechen, weil sie vielleicht für andere Gelegenheiten verwertbar sein können. Ich will hier einer früher von mir (*L 115*) gegebenen Darstellung der Wandlungen folgen, welche der Apparat im Laufe der Zeit durchmachte, weil ich die Sachlage kaum kürzer und übersichtlicher vorführen könnte. Hierbei wird es genügen, sich an die in Fig. 406—408 gegebenen schematischen Darstellungen zu halten.

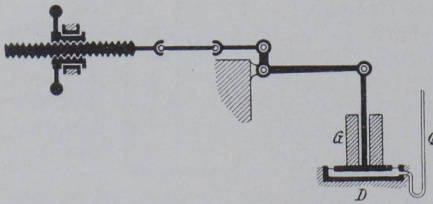


Fig. 407.

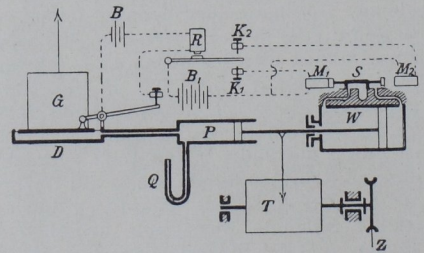


Fig. 408.

c. Die erste Erprobung des Systemes wurde an einer kleinen Maschine für 1000 kg Leistung gemacht; die Einrichtung ist in Fig. 407 gegeben. Die Zeichnung wird aus sich selbst verständlich sein. Das Gewicht  $G$  ist ein wenig schwerer, als es der grössten Kraftleistung der Maschine entspricht; es ist auf dem Dosenendeckel  $D$  angebracht. Der Doseninhalt steht mit der Quecksilbersäule  $Q$  in Verbindung, die das Gewicht gerade in der Schwebe erhält. Bei Anspannung des Probestabes wird ein Theil des Gewichtes von  $G$  auf diesen übertragen und der Dosenendeckel gehoben, bis der Quecksilberdruck dem Restgewicht entspricht.



d. Da es mühsam und nicht sehr zuverlässig war, während des ganzen Versuches die Quecksilberoberfläche abzulesen, so sollte der Apparat selbstzeichnend gemacht werden. Unter den möglichen Formen schien für den vorliegenden Fall die in Fig. 408 dargestellte am meisten geeignet zu sein.

Die Höhenveränderung der Quecksilbersäule wird hier nicht mehr durch die Inhaltsveränderung der Dose  $D$  erzielt, sondern durch die Inhaltsänderungen des Cylinders  $P$ , welche durch sehr kleine Bewegungen des Dosendeckels geregelt werden, die das Relais  $R$  beherrschen, durch welches mittelst der Magnete  $M_1$  und  $M_2$  der Steuerungsschieber  $S$  zum Pumpwerke  $W$  umgesteuert wird. Die Bewegungen der gemeinsamen Kolbenstangen von  $P$  und  $W$  geben ein Maass für die Höhe des Quecksilberdruckes, also auch für denjenigen Theil des Gewichtes  $G$ , welcher vom Probestabe getragen wird. Diese Bewegung der Kolbenstangen wird auf die Papiertrommel  $T$  gezeichnet. Die Drehungen der letzteren entsprechen den Stabdehnungen; sie werden vom Stabe selbst durch den Schnurzug  $Z$  besorgt.

e. Die dritte Form ist die für die hier beschriebene Maschine ursprünglich angewendete; sie ist in Fig. 406 schematisch gezeichnet, und es wird genügen hervorzuhoben, dass das Pumpwerk  $W$  durch die Laufwerke  $U_1$  und  $U_2$  ersetzt ist, deren Einrichtung ja aus Früherem bekannt ist.  $Q$  ist das Quecksilbergefäss,  $Kr$  der früher erwähnte Fühlhebel [vergl. Fig. 405] und  $R$  das Relais für die Magnete  $M_1$  und  $M_2$  der Laufwerkbremsen.

f. Allen drei hier genannten Konstruktionsformen ist ein Uebelstand gemeinsam, welcher sie für genaue Messungen unbrauchbar oder doch wenigstens sehr unbequem macht: die Beweglichkeit, welche dem Dosendeckel in mehr oder minder hohem Grade belassen worden ist. Am meisten störend wirkt dieser Umstand bei der Form Fig. 407. Denn hier muss der Deckel stets eine so grosse Bewegung machen, als es der Quecksilbersäule entspricht. Diese Bewegungen sind immerhin beträchtlich genug, um eine wesentliche Fehlerquelle zur Wirkung kommen zu lassen, nämlich die durch Formänderung bedingte Zustandsänderung des dünnen Abschlussbleches und die Wirkung der Reibung der Flüssigkeit in dem engen Verbindungsrohre zwischen Dose und Quecksilbergefäss. Nimmt man beispielsweise einen wirksamen Dosen-Dmr.  $D = 20$  cm, also etwa 300 qcm Querschnittsfläche an, so würde einem Belastungsunterschiede der Dose von 100 kg eine Quecksilbersäule von 25,3 cm entsprechen. Den Querschnitt der Quecksilbersäule wird man mit Rücksicht auf die Kapillarwirkung nicht kleiner als 0,5 qcm wählen, und daher wird die zur Erzeugung von 25,3 cm Fall der Quecksilbersäule in die Dose eintretende Wassermenge  $25,3 \times 0,5 = 12,7$  ccm betragen, was eine Bewegung des Dosendeckels um  $12,7/300 = 0,042$  cm verlangt. Diese Bewegung muss wegen der starren Dosenteile fast ganz von dem dünnen Metallblech ausgeführt werden. Die Breite des zur Wirkung kommenden ringförmigen Theiles dieser Platte kann man leicht so wählen, dass die erforderliche Beweglichkeit noch vorhanden ist, da wegen des geringen Flüssigkeitsdruckes (40 cm Quecksilber) das Blech sehr dünn sein darf. Ausser den vorhin berechneten beabsichtigten Bewegungen kommen aber noch die Folgen der Stösse beim Abreißen des Probestabes in Betracht und der Umstand, dass dem Dosendeckel bei der Form  $l$  in dem Augenblicke die Geradföhrung fehlt, in welchem die Schneide des Wagehebels die Pfanne der mit dem Deckel fest verbundenen Zugstange verlässt. Dann kann schiefe Belastung der Dose stattfinden, welche gemeinsam mit der gleichzeitigen Stosswirkung die dünne Blechplatte ungünstig beansprucht und Zustandsänderungen begünstigt. Wie erst bei den späteren Konstruktionsformen sicher erkannt wurde, äussern sich diese Zustandsänderungen vorwiegend in Nachwirkungserscheinungen, deren Grösse und Geschwindigkeit des Verlaufes von einer Reihe von Umständen bedingt und durch die Reibungswiderstände in den engen Röhren verdeckt wird. Beides veranlasst nämlich, dass die Kraftänderung durch den Stand des Quecksilbers nicht in dem Augenblick angezeigt wird, in welchem sie entsteht, sondern erst einige Zeit später. Man konnte dies bei dem Apparate Fig. 407 bequem nachweisen, da das Gewicht  $G$  aus mehreren leicht abhebbaren Scheiben bestand.

Die Nachwirkungen wegen der Reibung in den Leitungsrohren kann man auf ein geringes Maass zurückführen, wenn man die Gesamtlänge des Rohrsystems und die Rohrweite so wählt, dass nur ein geringer Höhenüberschuss der Quecksilbersäule erforderlich ist, um die für die Wirkung nöthige Flüssigkeits-



menge in dem Bruchtheil einer Sekunde durch das Rohrsystem zu bewegen. Praktisch brauchbare Verhältnisse werden sich für die Konstruktionsform Fig. 407 voraussichtlich schwer gewinnen lassen, wenn man die wahre Kraftanzeige in weniger als 1 Sek. erreichen will; dies wird ja aber auch nicht für alle Zwecke nothwendig sein.<sup>1)</sup> Es ist bei Benutzung der Form Fig. 407 noch Rücksicht darauf zu nehmen, dass die in Bewegung zu bringende Quecksilbermenge nicht zu gross ist, um nicht die Trägheit der Masse bei schnellen Kraftänderungen zu sehr zur Wirkung kommen zu lassen, was wiederum die Schnelligkeit der Anzeige beeinflussen würde. Am leichtesten wird man die vorbereiteten Uebelstände beseitigen können, wenn man die durch das Rohr zu bewegende Flüssigkeitsmenge auf das kleinste Maass zurückführt. Diese Forderung verlangt, dass man dem Dosendeckel nur möglichst geringes Spiel giebt, und hiermit sind dann unter Umständen zugleich auch die Zustandsänderungen im Abschlussbleche auf ein möglichst kleines Maass gebracht.

g. Die Formen Fig. 407 und 408 genügen dieser Forderung insofern, als die Arbeitsbewegungen des Dosendeckels, d. h. diejenigen Bewegungen, welche der Deckel beim Spiele des Apparates macht, auf ein sehr kleines Maass zurückgeführt sind. Benutzt man nämlich einen elektrischen Schlüssel *k* (Fig. 408 u. 406 oder Fig. 405), der die gegenseitigen Bewegungen zwischen Deckel und Gefäss in vergrössertem Maassstabe auf das Schlussende überträgt, und wählt man einen sehr schwachen Strom, womöglich unter Anwendung eines Kondensators, so kann man es leicht dahin bringen, dass der zum Stromschlusse erforderliche Weg des Dosendeckels sehr klein wird. Für den schwachen Strom genügt eine Bewegung der Schlusstellen von etwa 0,02 mm, um Unterbrechung oder Schluss zu bewirken. Nimmt man die oben bereits benutzten Verhältnisse und ein Uebersetzungsverhältniss des Schlüssels von 1/50 an, so würde der Dosendeckelweg nur  $0,002/50 = 0,0004$  cm betragen. In Wirklichkeit wird jedoch dieser Weg aus mehrfachen Gründen grösser ausfallen, weil erstens, wegen der Trägheit der Massen, die Einzelbewegungen alle über die jeweilige Gleichgewichtslage hinausgehen, zweitens weil elastische Formänderungen des Dosenkörpers eintreten, welche Inhaltsveränderung der Dose und unbeabsichtigte Bewegung des elektrischen Schlüssels hervorrufen; ferner entstehen Lageänderungen des Deckels gegen den Dosenkörper infolge etwaiger mangelhafter Geradföhrung des ersteren, und endlich Verzögerungen, welche durch die Wirkung der Ausgleichvorrichtungen [bei Form 408 der Wasserpumpe, bei Form 405 des Laufwerkes und deren Zwischenmechanismen] bedingt sind. Praktisch hat die Sache so gelegen, dass man bei Form 408 ohne eine wesentliche Aenderung des Erfolges das Uebersetzungsverhältniss des Schlüssels auf 1/1 zurückführen, also die Schliessvorrichtung an Körper und Deckel unmittelbar anbringen konnte.<sup>2)</sup> Hieraus geht hervor, dass man die wirklich vorhandenen Bewegungen des Deckels in dem benutzten Apparate sicher auf etwa 0,005 cm schätzen kann, ein Maass, das sich bei Neukonstruktionen und bei Berücksichtigung aller vorher besprochenen Umstände vielleicht noch vermindern lassen dürfte. Rechnet man aber hiermit, so findet man, dass zur Erzielung eines Bewegungswechsels im Deckel eine Flüssigkeitsmenge von  $300 \times 0,005 = 1,5$  cm, also von nur 1/8,5 des für Form *l* ermittelten Betrages durch das Verbindungsrohr zu bringen ist. Man wird also auch hier gut thun, das Rohr kurz und nicht zu eng zu machen.<sup>3)</sup> Diese Flüssigkeitsmenge lässt sich bei sehr sorgfältiger Uebersetzung aller Abmessungen und guter Justirung der Vorrichtungen allerdings wohl noch erheblich vermindern, sie wird aber für Form 408 und 405 immer den Hauptpunkt der Schwierigkeiten bilden, dem man nach meinen jetzigen Erfahrungen am besten durch völlige Absperrung des Flüssigkeitsinhaltes der Dose vom Quecksilbergefässe begegnet. Dies ist mit Erfolg bei dem letzten Stande der Einrichtungen für die hier beschriebene 50000 kg-Maschine [Maschine *G* der Versuchs-

<sup>1)</sup> Die Anwendung von Federmanometern wird bei Konstruktionen dieser Art besser am Platze sein.

<sup>2)</sup> Man beachte das in Absatz 528*b* Gesagte.

<sup>3)</sup> Man beachte, dass Emery Rohre von 1,25 bis 1,5 mm Lichtweite anwendet und dass man die Länge dieser Rohre gelegentlich sehr gross machen will. Eine genaue Nachprüfung dieses Gedankens wäre wohl am Platze (559).



anstalt] geschehen; die beiden in die Schlüsselvorrichtung [Fig. 8, Taf. 5] eingeschalteten Plättchen bilden diesen Abschluss. Das mittlere Flächenverhältniss dieser Plättchen zu der Dose ist etwa  $1/880$ , und das grösste mögliche Spiel der Plättchen ist  $0,08$  cm [die Schlussschrauben bedingen dieses Maass] bei etwa  $1,3$  qcm Querschnittsfläche. Die ganze für jeden Spielwechsel durch die Rohrleitung zu bewegendende Flüssigkeitsmenge ist aber erheblich geringer als  $0,08 \times 1,3 = 0,104$  ccm, da auch hier für die Schliessung des Kreises eine Bewegung des Schliesspunktes von nur  $0,002$  cm nöthig ist. Rechnet man für das Spiel den zehnfachen Betrag, so ist der Weg des Dosendeckels etwa  $10 \times 0,002/880 = 0,00002$  cm, und zwar kommt diese Rechnung der Bewegung des Deckels in Wirklichkeit sehr nahe, da alle Fehler, welche aus der Anordnung des Schlüssels an anderer Stelle und wegen mangelnder Führung des Deckels früher bestanden, bei der jetzigen Konstruktion ausgeschlossen sind.

h. Es ist wohl werth und besonders lehrreich, hier auch die Misserfolge zu besprechen, welche durch die beiden zuletzt genannten Umstände veranlasst worden sind. Man wird erkennen, wie ausserordentlich man sich oft bei Vernachlässigung der Formänderung der Maschinenteile seine Aufgabe erschweren kann.

Anfangs war ich der Meinung, dass ich dem Dosendeckel keine bessere Geradführung geben könnte, als es durch seine feste Verbindung mit der Druckstange und Führung der letzteren durch den an dem Querhaupte gelagerten Lenker 57 (Fig. 1 u. 3, Taf. 5) geschehen konnte, bis ich durch Zufall darauf aufmerksam wurde, dass diese Führung eine ausserordentlich bedenkliche war. Ich liess gelegentlich die Zeichentrommel durch das links neben ihr an der Säule angebrachte Uhrwerk 86, 87 treiben, um letzteres auf seine Zuverlässigkeit zu prüfen, und wollte den Zeichenstift 83 des Quecksilbergefässes benutzen, um Minutenmarken auf das Papier zu zeichnen. Gleichzeitig machte ein Assistent auf der Maschine einen Zerreiassversuch, und obwohl der Wagehebel 25 gar nicht in Berührung mit der Druckstange 56 war, fing der Apparat an, genau in derselben Weise zu arbeiten, wie wenn er absichtlich in Thätigkeit gesetzt wäre; er beschrieb eine Schaulinie, die fast aussah wie die bei einem Zerreiassversuch erhaltene. Dieser Umstand war dadurch veranlasst, dass Druckstange und Dose den Formänderungen der Maschine folgten und hierdurch Lageänderungen des Deckels gegen das Gefäss verursachten, welche den damals noch verwendeten Schlüssel zur Thätigkeit brachten. Man konnte sich zuerst diese Erscheinung nicht erklären, bis nach einigen Tagen der Zufall wieder zu Hülfe kam. Eine bei den Bemühungen zur Auffindung der Gründe der Erscheinung benutzte Wasserwage stand neben der linken Säule 2 auf dem Maschinenbett 1 und zeigte deutlich Biegungen während des Versuches an. Weitere Versuche ergaben, dass sich die obere gehobelte Bettfläche neben der linken Säule in der Hauptrichtung der Maschine bei 15 t Belastung des Probestabes um 25 Sek. neigte, während in der Nähe des Presscylinders die in gleicher Richtung aufgestellte Wasserwage durchaus keine Aenderung erkennen liess. In der zur ersten senkrechten Richtung betrogen die Neigungen, gemessen am Rande der Bettoberfläche, in der Mittelebene der linken Säule bei 15 t 6,3 Sek., in der Mittelebene des Cylinders bei 15 t 12,6 Sek., und zwar hatten die letzten beiden Biegungen entgegengesetzten Sinn.

Nach dieser Erfahrung wurde die feste Verbindung zwischen Deckel und Druckstange aufgegeben, die jetzige Form der Uebertragung gewählt und zugleich der Deckel mit der jetzigen Parallelführung versehen. Auch die Schlüssel-einrichtung am Rande des Gefässes wurde aufgegeben und versucht, diese Vorkehrung von den Formänderungen der Dosenscheibe unabhängig zu machen, indem man die Bewegungen zwischen Druckstange und dem Gestell für den Kontrollgewichtssatz benutzte. Hierbei war zur Uebertragung der Bewegung nach dem Schlüssel, der mit  $1/100$  Uebersetzungsverhältniss arbeitete, eine Stahlstange von etwa 130 mm Länge und 2 mm Dicke benutzt. Diese Stange wurde wieder ein Quell der Verdriesslichkeiten. Denn so wie nur durch Öffnen von Thür und Fenster Luftzug erzeugt wurde, bekam die Schaulinie Zacken, welche nicht dem Wesen des Materiales entsprachen. Die geringsten Wärmeschwankungen gingen schnell auf die Uebertragungsstange über und veranlassten Veränderungen der Gleichgewichtslage des Dosendeckels, welche eine Veränderung der Höhenlage des Quecksilbergefässes bedingten. Erst als der elektrische Schlüssel in der jetzigen



Weise allein von der Bewegung der Flüssigkeit im Rohrsystem abhängig gemacht wurde, erhielt man wirklich befriedigende Ergebnisse.

i. Aber die Erkenntnis, dass namentlich die Menge der in Bewegung gesetzten Flüssigkeit die wesentlichsten Bedingungen für die gute Wirkung giebt, war Veranlassung, den Gegenstand nicht ruhen zu lassen. Es sind noch weitere Versuche gemacht, die Bewegungen zu verringern, welche von dem in Fig. 409 dargestellten Grundgedanken ausgingen. Um den wirksamen Querschnitt des Schlüsseldöschens auf das kleinste Maass zurückzuführen und zugleich die Bewegungshindernisse zu beseitigen, welche die beiden Häutchen durch etwaige einseitige Spannungen immer noch geben, ist an deren Stelle ein Gummisäckchen *c* angebracht, welches ein kleines mit Quecksilber gefülltes Glaskügelchen *a* abschliesst. Das Säckchen ist in das Rohr *g* eingeschlossen, welches zur Dose führt. Das Quecksilber tritt bei wachsendem Druck in *g* in Form einer Kuppe durch die etwa 2 qmm im Querschnitt haltende Oeffnung in das Gefäss *b* über, bis es den Platinstift *e* berührt. In *b* befindet sich eine nichtleitende Flüssigkeit; der Strom ist also erst geschlossen, wenn die metallische Berührung stattfindet. Ein zweites Säckchen *d* schliesst die nichtleitende Flüssigkeit gegen das zum Schreibwerke führende Rohr *h* ab. Nimmt man an, dass die Bewegungen der Quecksilberkuppe zur Erzeugung des Spieles etwa 0,05 cm betragen, so ist die zu verdrängende Flüssigkeitsmasse  $0,05 \times 0,02 = 0,001$  ccm und der entsprechende Dosendeckelweg  $0,001/880 = 0,000001$  cm. Die Bewegungen des am Wagebalken hängenden Probeabstandes würden von dieser Grösse nur  $1/250$  betragen, wenn es möglich wäre,

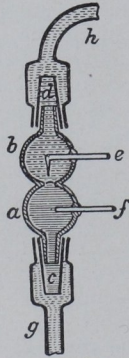


Fig. 409.

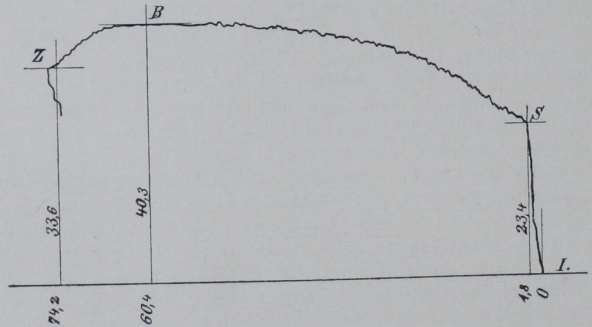


Fig. 410.

ein vollkommen starres Maschinengestell zu erzeugen; in Wirklichkeit kommen noch elastische Formänderungen des Gestelles in Frage. Treten plötzlich grössere Kraftschwankungen ein, wie z. B. beim Abreissen des Probestabes, so vermag das Laufwerk ihnen nicht so schnell zu folgen, und die beiden Plättchen, bzw. Gummisäckchen, müssen den Kraftüberschuss aufnehmen und sozusagen Abschlussventile bilden; es tritt also der gleiche Fall ein wie bei einem Wagebalken, wenn er sich an den etwa vorhandenen unteren oder oberen Anschlag anlegt und den überschüssigen Teil seines Momentes an das Maschinengestell abgiebt. Hierbei wird eine Verschiebung des Inhaltes der Gummisäckchen entstehen, welche schätzungsweise einer Inhaltsänderung von etwa 0,5 ccm, also einer Bewegung des Dosendeckels von etwa 0,000005 cm entspricht, die das grösste Spiel der Dose darstellt; sie würde durch eine Dehnung des Probestabes um etwa 2 Zehn-Milliontel Millimeter ausgeglichen werden können. Der Stab würde sich also bei einer plötzlichen Unterbrechung des Versuches durch Stillstehen der Maschine schon durch eine ausserordentlich geringe Nachstreckung selbst entlasten können, wenn nicht die elastischen Formänderungen des Maschinengestelles ihn, gleichsam als Feder wirkend, anspannten und einen grösseren Weg zu ihrer Unwirksammachung erheischen.

Gerade diese ausserordentlich günstige Inanspruchnahme des Probestabes, welche es ihm ermöglicht, für jede Versuchsgeschwindigkeit die Belastung seiner Widerstandsfähigkeit anzupassen, haben mich zu zähem Festhalten an der Ver-



wirklich des von mir verfolgten Grundgedankens veranlasst und werden Ursache sein, der gleichen Richtung noch weiter zu folgen, indem ich Konstruktionsformen aufsuchen werde, welche die Formänderungsarbeit des Maschinengestelles auf das kleinste Maass zurückzuführen gestatten.<sup>1)</sup>

Auf einen Umstand, welcher das Aussehen der von der Maschine gezeichneten Schaulinien beeinflusst, habe ich noch aufmerksam zu machen, das sind die Ungenauigkeiten in den zur Uebertragung der Bewegungen auf das Quecksilbergefäß gebrauchten Ketten. Hierdurch bekommen die Linien immer ein etwas zackiges Aussehen, wenn auch das Spiel des Quecksilbergefäßes um seine Gleichgewichtslage sonst so klein ist, dass man die hiervon herrührenden Bewegungen des Zeichenstiftes kaum mit blossen Auge bemerkt [vergl. Fig. 410]. Diese Gründe waren Veranlassung, an Stelle des Uhrwerkes einen von der Wasserleitung betriebenen Pumpcylinder zu entwerfen, dessen Kolben die auf- und abgehenden Bewegungen unmittelbar auf das Quecksilbergefäß überträgt. [Diese Vorkehrung hat sich indessen beim Gebrauch, wegen der Unreinigkeiten im Betriebswasser, wenig bewährt.] Gleichzeitig soll auch versucht werden, durch Verdoppelung des in Fig. 409 gezeichneten Schlüssels das Relais entbehrlich zu machen und, das Pendeln um die Gleichgewichtslage vermeidend, die Belastungsvorrichtung zur Ruhe kommen zu lassen, sobald der Stab sich im Gleichgewichtszustande befindet. Das Wesen dieser neuen Einrichtung ist in Fig. 411 schematisch dargestellt; es wird ohne weiteres verständlich sein, wenn hier noch bemerkt wird, dass die elektromagnetische Steuervorrichtung für die Pumpe *W* nur in Wirkung kommt, wenn im Schlüssel *k*<sub>1</sub> oder *k*<sub>2</sub> metallische Berührung stattfindet; sobald Stromunterbrechung eintritt, zieht die eine oder die andere der Gegenfedern *F*<sub>1</sub> oder *F*<sub>2</sub> das vom Anker beherrschte entlastete Ventil *S* der Steuerung in seine Mittelstellung, so dass beide Zufusswege abgeschlossen oder wenigstens gleich weit geöffnet sind. Das Spiel der beiden Schlüssel kann mit Hülfe der Nachstellvorrichtung *R* leicht so geregelt werden, dass die geringste Kraftänderung bei *k*<sub>1</sub> oder *k*<sub>2</sub> Stromschluss bewirkt.

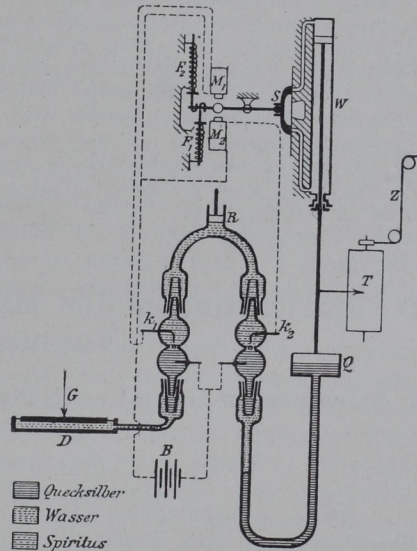


Fig. 411.

*k.* Wie aus dem Voraufgehenden sich ergibt, sind mehrere Ursachen vorhanden, welche veranlassen, dass die inneren Widerstände und die Uebersetzungsverhältnisse langsamen Schwankungen unterworfen sind, und es war deswegen von vornherein Bedacht auf die Möglichkeit einer bequemen und schnellen Kontrolle der Angaben des Schaulinienzeichners genommen. Hierzu dient in erster Reihe der Kontrollgewichtssatz, mit welchem unmittelbar vor und nach jedem Versuche die jedem Belastungsgewicht entsprechenden Schaulinienhöhen durch den Apparat aufgezeichnet werden. Die Einrichtung des Kontrollgewichtssatzes ist die gleiche, wie beim Hauptgewichtssatz. Der Belastungswerth der erreichten Höhenordinate kann ausserdem während des Versuches an jeder Stelle der Schaulinie sofort festgestellt werden, indem man mit Hülfe des Gewichtssatzes die rechte Seite der Maschine so lange belastet, bis sich die linke Schneide von der Druckstange abhebt. Der Schreibapparat geht auf Null, und das Gewicht auf der

<sup>1)</sup> Ich will aber an dieser Stelle nochmals wiederholen, dass es für Maschinen, die der täglichen Praxis dienen sollen, gänzlich verkehrt sein würde, allzuverwickelte Konstruktionen anzuwenden. Das Einfachste ist das Beste, und es ist ausreichend, wenn eine Genauigkeit von 1% erreicht wird.



rechten Seite giebt den Höhenwerth der Ordinate. Hierbei bleibt der Probestab durchaus in seinem Belastungszustande.

Die jetzige Einrichtung [wie sie unter Absatz *e* und *g* beschrieben ist] hat sich, bis auf die geschilderten kleinen Mängel, bei Versuchen über die Festigkeit erhitzten Eisens vorzüglich bewährt; vergl. *L 1*, 1890, H. 4, woselbst auch die bei der Kontrolle des Apparates gefundenen Ergebnisse mitgetheilt sind. Die kleinen durch die Unregelmässigkeiten im Laufwerke hervorgerufenen Zacken stören wenig und lassen immer noch ein ausreichend scharfes Ablesen der Schaulinienhöhen zu. Die Ordinaten sind in ausreichendem Maasse proportional den Belastungen.

Mit Hülfe der hier beschriebenen selbstthätigen Belastungsvorrichtungen kann man schliesslich die Kraftaufzeichnung an einem beliebigen Ort, also auch bei grossen Maschinen in der Nähe des Probestabes, vornehmen, wie denn das System mannigfacher Abänderung fähig ist. Aber auch hier wird zu versuchen sein, ob man nicht mit Hilfe von Federmanometern zu einfacheren Mitteln so zum Ziele kommen kann, dass der Kraftanzeiger jeden beliebigen Platz neben der Maschine einnehmen kann.

*l.* Um aus Zweckmässigkeitsgründen an dieser Stelle die Beschreibung der Maschine zu erschöpfen, sind zum Schlusse noch kurz zwei Einrichtungen zu erwähnen, und zwar das an der linken Säule untergebrachte Uhrwerk, welches ursprünglich zur selbstthätigen Regelung der Kolbengeschwindigkeit vorgesehen war, sich für diesen Zweck aber als entbehrlich erwies und nun gelegentlich zum gleichmässigen Antriebe der Zeichentrommel benutzt wird, und die beiden Löwischen Gasgebläse. Von diesen Gebläsen ist nur dasjenige der rechten Seite gezeichnet. Sie dienen zur Erwärmung der Probestäbe in einem in die Maschine eingehängten Ofen (Fig. 18, Taf. 5), wenn die Stäbe bei hohen Wärmegraden (295—308) zerrissen werden sollen (*L 1—1890*, H. 4).

## D. Einrichtungen der Maschinen für verschiedene Versuchsarten.

### 1. Maschinenbau-Actien-Gesellschaft Nürnberg, vorm. Klett & Co. in Nürnberg.

(Taf. 3—5) (*L 239*).

**564.** Allgemeines. Die Maschinenfabrik Nürnberg baut die Maschinen nach der Bauart Werder und Martens. Die Werdersche Maschine hat sich über die Grenzen Deutschlands hinaus verbreitet; die Maschine von Martens ist bisher nur einmal für die Versuchsanstalt in Charlottenburg gebaut worden, obwohl sie sich hier in 15jährigem Betriebe in jeder Beziehung bewährt hat. Die allgemeinen Einrichtungen der Maschinen sind zum grössten Theil bereits aus den Absätzen 452, 483, 489, 495 und 497 bekannt.

**565.** Aufbau. Die Werdermaschine ist liegend angeordnet und für die Ausführung von Zug-, Druck-, Biege-, Knick-, Dreh-, Scheer-Lochversuchen eingerichtet; sie wird namentlich für 100 000 kg Kraftleistung gebaut (Taf. 3) und ist in dieser Ausführung ganz besonders durch Bauschingers zahlreiche und hervorragende Arbeiten bekannt geworden. Eine kleinere Maschine von etwas abweichender Form baut die Firma nach dem Plane Taf. 4, Fig. 6—15. Die grosse Maschine hat hydraulischen Antrieb (453), die kleine Kraftbetrieb mit Schraube 20—26, Fig. 6—8, der von der Waage aus mit den Handhaben, Stangen und Hebeln 27—34 gesteuert werden kann. Während bei der grossen Maschine der Kraftmesser