Einleitung.

Maschinen. Von verschiedenen Schriftstellern ist der allgemeine Begriff der Maschinen sehr verschieden definirt worden*), wobei bemerkt werden muß, daß die meisten der angegebenen Definitionen nur gewisse Eigenschaften und Zwecke der Maschinen angeben, ohne ganz allgemein das Wesen aller Maschinen zu treffen. Von dem Standpunkte der theoretischen Kinematik aus erklärt Reuleaux eine Maschine als die Verbindung widerstandsfähiger Körper, welche so eingerichtet ist, daß mittelst ihrer mechanische Naturkräfte genöthigt werden können, unter bestimmten Bewegungen zu wirken (s. a. Th. III, 1, §. 28). §. 1.

Der Zweck aller Maschinen besteht immer darin, bestimmte mechanische Arbeiten mit Hülfe von Naturkräften zu verrichten. Sie sind von den Bauwerken insofern verschieden, als diese den Zweck haben, zwischen den einwirkenden äußeren Kräften den Zustand des statischen Gleichgewichts herzustellen.

Instrumente oder Werkzeuge sind von den Maschinen hinsichtlich ihrer Wirkungsweise nicht wesentlich verschieden, meist pflegt man diesen Namen denjenigen Hülfsmitteln zu geben, welche zur Verrichtung kleinerer Arbeiten direct durch Menschenhand Anwendung finden. Kinematisch hat man das Werkzeug als ein Glied zu betrachten, welches mit dem zu bearbeitenden Körper oder dem Werkstücke zusammen ein kinematisches Elementenpaar bildet (s. Th. III. 1).

Bei jeder Maschine hat man daher die Kraft von der Last oder dem Widerstande zu unterscheiden, wobei unter der Kraft die Ursache der Bewegung und unter der Last das der Bewegung entgegen tretende Hinderniß zu verstehen ist, in dessen Ueberwindung der Zweck der Maschine besteht.

---

*) S. u. A. die Zusammenstellung in Reuleaux, Theoretische Kinematik. S. 592.

Die Körper, deren Kräfte zur Bewegung der Maschinen verwendet werden, heißen Beweger, Motoren, welche letztere Bezeichnung oft auch auf die Maschinen selbst angewendet wird, denen diese Körper Bewegung ertheilen. So bezeichnet man häufig die verschiedenen, durch Wasser in Bewegung gesetzten Maschinen mit dem Namen der „hydraulischen Motoren“. Die für die Maschinen vorzüglich in Betracht kommenden Kräfte sind die Muskelkraft belebter Wesen, die Schwerkraft, die Trägheit bewegter Massen, die Expansivkraft von luftförmigen Stoffen und die Elasticität der Körper. Als Last tritt bei den Maschinen der Widerstand auf, welcher sich entweder einer Ortsveränderung von Massen oder einer Formänderung von Körpern entgegensetzt.

Man pflegt daher in der Praxis die Maschinen ihrem Zwecke nach einzutheilen in Kraft- oder Umtriebsmaschinen, zur Aufnahme der treibenden Kraft, Arbeits- oder Werkzeugmaschinen zur Verrichtung der nützlichen Arbeit und Zwischenmaschinen, d. h. diejenigen Theile, welche die Uebermittelung der Bewegung zwischen der treibenden Kraftmaschine und der widerstehenden Arbeitsmaschine bewirken. Bei einer gewöhnlichen Mahlmühle z. B. ist das Wasserrad die Umtriebsmaschine, der armirte umlaufende Mühlstein die Arbeitsmaschine und das Räderwerk zwischen beiden die Zwischenmaschine (das Zwischengeschirr). Hier sollen nur die Kraftmaschinen (Motoren) näher besprochen werden, indem die Behandlung der Zwischenmaschinen und der beiden Gruppen von Arbeitsmaschinen dem dritten Theile vorbehalten bleibt.

Anmerkung. Zuweilen fallen die Zwischenmaschinen gänzlich fort, wenn die Kraftmaschine an sich bereits diejenige Bewegung hat, die dem Werkzeuge der Arbeitsmaschine ertheilt werden muß, in welchem Falle die Kraftmaschine direkt mit der Arbeitsmaschine verbunden wird, wie dies z. B. durch die directe Bezeichnung Dampfpumpe, Dampfhammer, Dampfgatter 2c. angedeutet ist.

§. 2. **Leistung.** Die Wirkung, Leistung oder der Effect einer Maschine wird durch die in einer Minute oder Secunde verrichtete Arbeit (s. Thl. I) oder durch das Product aus der Kraft und dem in der Zeiteinheit zurückgelegten Wege gemessen. Ist P die Kraft und s der in jeder Secunde wirklich zurückgelegte oder einer Secunde entsprechende Weg, so hat man demnach als Maß der Leistung einer Maschine: $L = Ps$ Meterkilogramm.

Es ist sehr gewöhnlich, sich noch einer größeren Einheit von 75 Meterkilogramm oder 478 Fußpfund pro Secunde zum Messen der Maschinenleistungen zu bedienen, und diese Einheit eine Pferdekraft zu nennen. In England rechnet man 550 Fußpfund, in Preußen früher 480 Fußpfund und in Oesterreich 430 Fußpfund pr. Pferdekraft.

Man hat ferner Nutz-, Neben- und Totalleistung einer Maschine von einander zu unterscheiden. Nutzleistung ist diejenige, deren Ueberwindung die Maschine bezweckt und welche auch wirklich verrichtet wird; Nebenleistung ist diejenige Wirkung, welche die Maschine durch die Reibung, Steifigkeit, Stöße u. s. w. ohne Nutzen consumirt; Roh- oder Totalleistung ist die Summe beider oder das dem Motor innewohnende bezw. ihm entnommene Arbeitsvermögen. Eine Maschine ist in dynamischer Hinsicht um so vollkommener, je kleiner ihre Nebenleistung in Hinsicht auf die Nutz- oder Totalleistung, oder je größer ihre Nutzleistung in Hinsicht auf die Totalleistung ist, je weniger Wirkung also durch die Maschine beim Uebertragen vom Motor auf den Widerstand verloren geht. Man bedient sich deshalb des Verhältnisses der Nutzleistung zur Totalleistung als Maß zur Beurtheilung der Vollkommenheit einer Maschine, und nennt dieses die relative Leistung oder den Wirkungsgrad auch wohl das Güteverhältniß einer Maschine. Ist L die Total-, L_1 die Nutz- und L_2 die Nebenleistung, so hat man den Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{L_1}{L} = \frac{L - L_2}{L}.$$

Eine Maschine ist hiernach um so vollkommener oder um so zweckmäßiger eingerichtet, je mehr sich ihr Wirkungsgrad der Einheit nähert. Da sich die Nebenhindernisse, z. B. die Reibung, der Luftwiderstand u. s. w., nie ganz beseitigen lassen, so ist es allerdings nie möglich, den Wirkungsgrad einer Maschine auf Eins zu bringen.

Beispiel. Ein Pochwerk besteht aus 20 Stempeln, wovon jeder 120 kg schwer ist und in jeder Minute 40 Mal 0,3 m hoch gehoben wird; die Umtriebsmaschine desselben besteht in einem Wasserrade, welches ein Wasserquantum von 8 cbm pr. Minute bei 6 m Gefälle aufnimmt. Man sucht die Wirkungsverhältnisse dieser Maschine. Die Nutzleistung pr. Secunde ist:

$$L_1 = \frac{20 \,.\, 40 \,.\, 120 \,.\, 0{,}3}{60} = 480 \text{ mkg} = 6{,}4 \text{ Pferdekräfte},$$

die Totalleistung aber, da in jeder Secunde $\frac{8}{60}$ cbm Wasser von 6 m Höhe herabsinken:

$$L = \frac{8 \,.\, 1000 \,.\, 6}{60} = 800 \text{ mkg} = 10{,}67 \text{ Pferdekräfte},$$

daher ist die Nebenleistung:

$$L_2 = L - L_1 = 10{,}67 - 6{,}4 = 4{,}27 \text{ Pferdekräfte}$$

und der Wirkungsgrad der ganzen Maschinenanlage:

$$\eta = \frac{480}{800} = 0{,}6.$$

Anmerkung. Ueber die Arbeitseinheit „Pferdekraft“ s. eine Abhandlung des Herrn Reuleaux im Civilingenieur, Band. III.

§. 3. **Nutz- und Nebenlast.** Auch die Last einer Maschine ist in Nutz- und Nebenlast zu unterscheiden; da aber die Kraft, Nutz- und Nebenlast in der Regel an verschiedenen Punkten angreifen, so läßt sich die Kraft nicht unmittelbar der Summe aus der Nutz- und Nebenlast gleichsetzen, sondern es ist eine entsprechende Reduction mit Hülfe der gleichzeitigen Wege der verschiedenen Angriffspunkte oder mittelst der Hebelarme der Kräfte anzunehmen.

Legt die Kraft P den Weg s zurück, während die Nutzlast Q den Weg s_1 und die Nebenlast W den Weg s_2 macht, so hat man nach dem Princip der virtuellen Geschwindigkeiten (Th. I) die mechanischen Arbeiten gleich zu setzen, erhält also:

$$Ps = Qs_1 + Ws_2, \text{ daher } P = \frac{s_1}{s} Q + \frac{s_2}{s} W.$$

Man nennt den Punkt einer Maschine, in welchem die Kraft (P) angreift oder angreifend gedacht werden kann, den Kraftpunkt, und den Punkt, in welchem die Last (Q und W) unmittelbar wirkt, den Lastpunkt, und erhält in

$$\frac{s_1}{s} Q$$

die auf den Kraftpunkt reducirte Nutz-, sowie in

$$\frac{s_2}{s} W$$

die ebendahin reducirte Nebenlast; es ist also die Kraft gleich der Summe aus der auf den Kraftpunkt reducirten Nutz- und der ebendahin reducirten Nebenlast. Auch folgt

$$Q = \frac{s}{s_1} P - \frac{s_2}{s_1} W,$$

d. i. die Nutzlast ist die Differenz von der auf den Lastpunkt reducirten Kraft und von der ebendahin reducirten Nebenlast.

Hiernach läßt sich auch der Wirkungsgrad einer Maschine:

$$\eta = \frac{Qs_1}{Ps} = \frac{s_1}{s} Q : P = Q : \frac{s}{s_1} P,$$

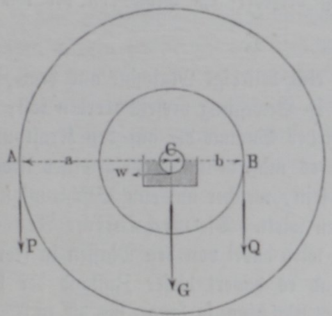
d. i. dem Quotienten aus der auf den Kraftpunkt reducirten Nutzlast und der Kraft oder dem Quotienten aus der Nutzlast und der auf den Lastpunkt reducirten Kraft gleichsetzen.

Anmerkung. Diese Beziehungen gelten nur für den hier stillschweigend vorausgesetzten Zustand der Bewegung, für welchen Aenderungen in den Geschwindigkeiten der Massen nicht auftreten, oder wenn dies der Fall ist, wenn der

Zuwachs an lebendiger Kraft aller Maschinentheile während der betrachteten Bewegung Null ist (s. Th. I, Princip der lebendigen Kräfte).

Bei den Maschinen kommen sehr häufig gewisse Zusammensetzungen von Rädern, sogenannte Vorgelege vor, deren Wirkung wie diejenige der Radwellen (s. Th. I) betrachtet werden kann. Es sei etwa auf der Axe C, Fig. 1, ein Rad AC vom Halbmesser a angebracht, an dessen Umfange eine treibende Kraft P wirksam sein möge, und es soll an dem Rade BC vom Halbmesser b ein gewisser Widerstand Q überwunden werden, so hat man die auf den Lastpunkt B reducirte Kraft

Fig. 1.



$$Q_0 = P \frac{a}{b}.$$

Da nun aber an dem Zapfen C vom Halbmesser r noch ein Reibungswiderstand

$$W = \varphi (P + Q + G)$$

wirksam ist, wenn φ den Reibungscoefficienten und G das Gewicht der Radwelle bedeutet, so erhält man die Momentengleichung zu:

$$Pa = Qb + Wr = Qb + \varphi (P + Q + G) r,$$

woraus die wirklich überwundene Nutzlast

$$Q = \frac{P (a - \varphi r) - G \varphi r}{b + \varphi r}$$

folgt.

Der Wirkungsgrad dieser einfachen Vorrichtung bestimmt sich daher zu

$$\eta = \frac{Q}{Q_0} = \frac{b}{b + \varphi r} \left(1 - \varphi \frac{r}{a} - \varphi \frac{G}{P} \frac{r}{a}\right)$$

(s. hierüber ein Näheres Th. III, 1)

Beispiel. Wenn bei einer 300 kg schweren Radwelle ABC die Durchmesser der Räder $AC = 0{,}5$ m und $BC = 0{,}2$ m gewählt sind, so hat man für eine an A angreifende Kraft $P = 1000$ kg die auf den Lastpunkt B reducirte Kraft

$$Q_0 = 1000 \frac{0{,}5}{0{,}2} = 2500 \text{ kg}.$$

Wählt man nun einen Zapfendurchmesser von 50 mm, also $r = 0{,}025$ m, so erhält man unter Annahme eines Reibungscoefficienten $\varphi = 0{,}1$ die wirkliche Nutzlast zu

$$Q = \frac{1000\,(0{,}5 - 0{,}1\,.\,0{,}025) - 300\,.\,0{,}1\,.\,0{,}025}{0{,}2 + 0{,}1\,.\,0{,}025} = \frac{496{,}75}{0{,}2025} = 2453 \text{ kg}$$

daher hat man den Wirkungsgrad dieser betrachteten Vorrichtung

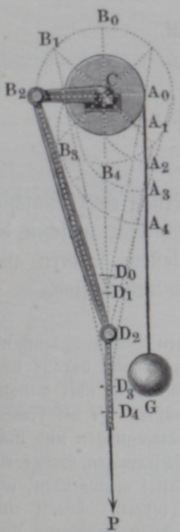
$$\eta = \frac{2453}{2500} = 0{,}981,$$

d. h. die Nebenlast der Zapfenreibung verzehrt 1,9 Proc. von der totalen Leistung der Kraft P.

§. 4. **Trägheit der Massen.** Wenn eine beliebige Maschine aus dem Zustande der Ruhe durch eine Kraft P in Bewegung versetzt werden soll, so genügt es nicht, daß diese Kraft gleich der Summe der auf den Kraftpunkt reducirten Nutz- und Nebenlasten sei; es muß vielmehr ein gewisser Ueberschuß an treibender Kraft vorhanden sein, welcher auf eine Beschleunigung der in der Maschine erhaltenen Massen wirkt. Die mechanische Arbeit, welche dieser Kraftüberschuß verrichtet, wird dabei von den Massen in Form lebendiger Kraft aufgespeichert, und es dauert dieser Zustand der beschleunigten Bewegung, der Anlauf der Maschine, so lange, bis die in Folge der erlangten Geschwindigkeit vergrößerten Nutz- und Nebenhindernisse zu einem Betrage angewachsen sind, dem die treibende Kraft P gerade das Gleichgewicht hält. Von diesem Augenblicke an hört jede weitere Beschleunigung der Maschine auf, es findet zwischen den treibenden und widerstehenden Kräften ein gewisser Gleichgewichtszustand während der Bewegung statt, welchen man als den Beharrungszustand der Maschine bezeichnet, und welcher bei den folgenden Betrachtungen immer stillschweigend vorausgesetzt sein soll, falls nicht das Gegentheil bemerkt wird. Dieser Beharrungszustand ist nach dem Vorstehenden dadurch gekennzeichnet, daß alle Theile der Maschine nach gewissen Zeitabschnitten oder Perioden sich genau in dem nämlichen Bewegungszustande befinden, d. h. die lebendige Kraft der Massen ist am Anfange und Ende jeder solchen Periode dieselbe geblieben, und die mechanische Arbeit, welche während dieser Periode von der bewegenden Kraft P verrichtet wurde, ist vollständig zur Ueberwindung der Nutz- und Nebenhindernisse verbraucht worden. Hiermit ist keineswegs gesagt, daß während des Beharrungszustandes einer Maschine alle Theile unveränderliche Geschwindigkeiten hätten; dieser letztere Zustand, welcher als der gleichförmige Beharrungszustand bezeichnet wird, findet vielmehr nur ausnahmsweise dann statt, wenn die Intensität der treibenden Kraft sowohl wie der Widerstand fortwährend unveränderlich ist. Ein Wasserrad z. B., welches gleichmäßig mit Wasser beaufschlagt wird und einen Mahlgang betreibt, welchem ebenfalls gleichmäßig das Getreide zugeführt wird, kann annähernd als im gleichförmigen Beharrungszustande befindlich angesehen werden.

Die meisten Maschinen dagegen bewegen sich in einem ungleichförmigen Beharrungszustande, d. h. einem solchen, bei welchem innerhalb der besagten Perioden die einzelnen Maschinentheile veränderliche Geschwindigkeiten annehmen. Die Ursachen eines solchen Bewegungszustandes sind hauptsächlich in der Veränderlichkeit der Kraft, der Last oder der Masse der Maschine, sowie in derjenigen Veränderlichkeit zu suchen, welche durch den geometrischen Zusammenhang der Maschinen zwischen den gleichzeitigen Wegen des Kraft- und Lastpunktes bedingt wird. Bei einer Dampfmaschine z. B. ist die Kraft veränderlich, wenn der Dampf mit Expansion wirkt, wenn also der Dampfzufluß während der Kolbenbewegung aufgehoben wird, und bei einem Hammerwerke sind Kraft und Masse veränderlich, weil der Hammer während des Zurückfallens mit der Maschine außer Verbindung ist; beide Maschinen können daher nur einen ungleichförmigen Beharrungszustand annehmen; sind nun noch diese Maschinen mit einander verbunden, wird also das Hammerwerk durch die Expansionsdampfmaschine in Bewegung gesetzt, so ist dieser Zustand aus drei Ursachen zugleich ein ungleichförmiger. Wird ein Gewicht G, Fig. 2, mittelst eines Rades CA_0 und einer Kurbel CB_2 durch eine Dampfmaschine mit constantem Dampfdrucke gehoben, so nimmt die Maschine ebenfalls einen ungleichförmigen Beharrungszustand an, weil, wenn man von dem Lastpunkte A_0 und dem Kraftpunkte D_0 ausgeht, gleichen Wegen A_0A_1, A_1A_2, A_2A_3, A_3A_4 der Last sehr ungleiche Wege D_0D_1, D_1D_2, D_2D_3, D_3D_4 der Kraft entsprechen, das Wegeverhältniß während einer halben Umdrehung also ein veränderliches ist.

Fig. 2.



Bei einem gleichförmigen Beharrungszustande sind die trägen Massen der Maschine ohne Einfluß auf den Gang und die Wirkung der Maschine, weil sie nur anfangs, so lange noch ein Geschwindigkeitszuwachs statt hat, Arbeit in sich aufnehmen, später aber, bei unveränderlicher Geschwindigkeit, weder Arbeit aufnehmen noch ausgeben. Befindet sich hingegen eine Maschine in einem ungleichförmigen Beharrungszustande, so haben die trägen Massen einen wesentlichen Einfluß auf den Gang der Maschine, weil sie beim Zunehmen an Geschwindigkeit Arbeit in sich aufnehmen und beim Abnehmen derselben wieder Arbeit ausgeben. Ist M die Summe aller auf den Kraft- oder Lastpunkt reducirten Massen der Maschine, v_1 die Minimal- und v_2 die Maximalgeschwindigkeit des Kraft- oder Lastpunktes, so hat man die

Arbeit, welche die trägen Massen in dem Theile der Periode, in welchem v_1 in v_2 übergeht, consumiren, und welche dieselben in dem Theile der Periode, in welchem v_2 wieder in v_1 sich umändert, wieder ausgeben,

$$A = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} M.$$

Es wird also hiernach durch die Trägheit der Massen in jeder Periode die Nebenleistung um diese Arbeit vergrößert und auch um so viel vermindert, und es ist daher die Totalleistung für die ganze Periode oder die mittlere Leistung überhaupt dieselbe, als wenn die trägen Massen nicht vorhanden wären; es gilt also die allgemeine Formel einer Maschine

$$Ps = Qs_1 + Ws_2$$

auch beim ungleichförmigen Gange, insofern man für s, s_1, s_2 die Wege einer vollständigen Periode, und für P, Q, W die Mittelwerthe von Kraft, Nutz- und Nebenlast innerhalb einer Periode substituirt. Für den beschleunigten Bewegungszustand hat man:

$$Ps = Qs_1 + Ws_2 + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} M,$$

daher:

$$v_2 - v_1 = \frac{Ps - (Qs_1 + Ws_2)}{\frac{v_2 + v_1}{2} M}.$$

Diese Formel zeigt, daß die Geschwindigkeitsveränderung einer Maschine nicht allein um so kleiner ausfällt, je kleiner die Differenz zwischen der Arbeit der Kraft und der Summe der Arbeiten der Lasten, sondern auch je größer die Massen und Geschwindigkeiten der Maschinentheile sind.

Anmerkung. Wenn hiernach die Massen nur auf den Bewegungszustand, nicht aber auf die Wirkung einer Maschine Einfluß äußern, so folgt daraus noch nicht, daß es gleichgültig ist, ob die Theile einer Maschine mehr oder weniger Masse besitzen. Veränderungen in Geschwindigkeiten vergrößern oft die Nebenhindernisse, wie z. B. die Reibung, veranlassen störende Schwingungen und nicht selten Stöße, auch liefern manche Maschinen beim ungleichförmigen Gange ein schlechteres Product u. s. w., weshalb es oft nöthig ist, Mittel anzuwenden, um die Ungleichförmigkeit im Gange einer Maschine zu verhindern. Wenn eine Maschine oder ein Maschinentheil abwechselnd aus der Ruhe in Bewegung und aus der Bewegung in Ruhe übergehen muß, so ist nicht ein gleichförmiger, sondern ein solcher Bewegungszustand zu erzielen, daß die Geschwindigkeit abwechselnd von Null stetig bis zu einem gewissen Maximalwerthe zu-, und von diesem wieder bis Null stetig abnimmt, da plötzliche Geschwindigkeitsveränderungen Schwingungen und Stöße verursachen, welche nicht allein mit Arbeitsverlusten (s. Th. I) verbunden sind, sondern auch ein starkes Abführen der Maschinen herbeiführen. Hierüber kann jedoch erst in der Folge gehandelt werden.

Messung der Leistung. Um die Wirkung einer Maschine oder Kraft anzugeben, bedarf es nach dem Vorstehenden der Ermittelung der Kraftgröße und des Weges pro Secunde, d. h. der Geschwindigkeit ihres Angriffspunktes, indem die mechanische Arbeit für jede Secunde gleich dem Producte aus der Kraft und dem Wege ist. Zur Bestimmung dieser Größen für einen vorhandenen Motor hat man verschiedene Meßinstrumente, welche der Hauptsache nach hier besprochen werden sollen. §. 5.

Zur Bestimmung der Kraftintensität dienen Kraftmesser oder Dynamometer, das sind im Allgemeinen Gewichts- oder Federwagen verschiedener Anordnung. Die Länge des in bestimmter Zeit zurückgelegten Weges des Kraftpunktes kann man, wenn letzterer in gerader Linie fortschreitet, in bekannter Weise durch Maßstäbe oder Meßbänder ꝛc. bestimmen, während man bei einer rotirenden Bewegung die Umdrehungszahl der Axe bestimmt, aus welcher in Verbindung mit dem zugehörigen Hebelsarme der Weg leicht gefunden wird. Hat man außerdem auch die Zeit t festgesetzt, während welcher der Weg s zurückgelegt wurde, so ist auch die Geschwindigkeit $v = \frac{s}{t}$ bestimmt. Doch giebt es auch solche Instrumente, welche direct die Geschwindigkeit v angeben.

Ist die Kraft P ermittelt, so findet man die mechanische Arbeit, welche auf dem beobachteten Wege s verrichtet wurde, zu

$$A = Ps$$

und die Leistung pro Secunde zu

$$L = P\frac{s}{t}.$$

Außerdem hat man auch solche Dynamometer ausgeführt, welche direct die Arbeit $A = Ps$ angeben, wie dies im Folgenden besprochen werden soll.

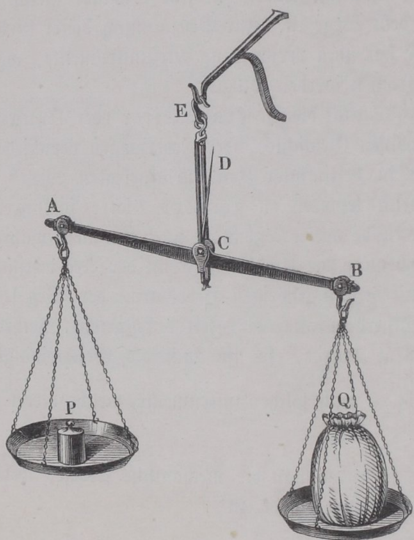
Die einfachsten Dynamometer stimmen im Wesentlichen mit den gewöhnlichen Gewichts- und Federwagen überein, und mögen dieselben zunächst hier angeführt werden.

Die gleicharmige Wage. Die gemeine oder gleicharmige Gewichtswage ist im Wesentlichen ein gleicharmiger Hebel AB, Fig. 3 (a. f. S.), an welchem die abzuwägende Last Q mit einem gleichgroßen Gewichte P ins Gleichgewicht gesetzt wird. Man unterscheidet an ihr den Wagebalken AB, die Zunge CD, die Scheere CE, die durch ein dreiseitiges Prisma gebildete Axe C und die mittelst Schnüre, Ketten u. s. w. aufgehängten, zur Aufnahme der Gewichte bestimmten Wagschalen. §. 6.

Von einer solchen Wage fordert man, daß sie, und zwar nur dann einspiele, d. h. der Wagebalken eine horizontale, also die Zunge eine verticale

Lage annehme, oder mit der Richtung der Scheere zusammenfalle, wenn das Gewicht in der einen Wagschale genau so groß ist wie das Gewicht des Körpers in der anderen.

Fig. 3.



Außerdem soll eine Wage auch noch **Empfindlichkeit** und **Stabilität** besitzen, d. h. sie soll eine Neigung annehmen, wenn auf der einen Seite der vorher im Einspielen befindlichen Wage ein kleines Gewicht zugelegt wird, und soll in den horizontalen Stand zurückkehren, wenn die Gleichheit der Gewichte wieder hergestellt oder die Zulage wieder weggenommen wird.

Damit eine Wage bei gleichen Auflagen zu beiden Seiten einspiele, müssen die Hebelarme derselben vollkommen gleich sein. Ist a die Länge des einen, b die des anderen Armes, P das Gewicht an dem einen und Q das Gewicht an dem anderen Arme, so hat man beim Einspielen

$$Pa = Qb;$$

vertauscht man aber die Gewichte, bringt man P an den anderen Arm und Q an den ersten, so hat man auch:

$$Pb = Qa,$$

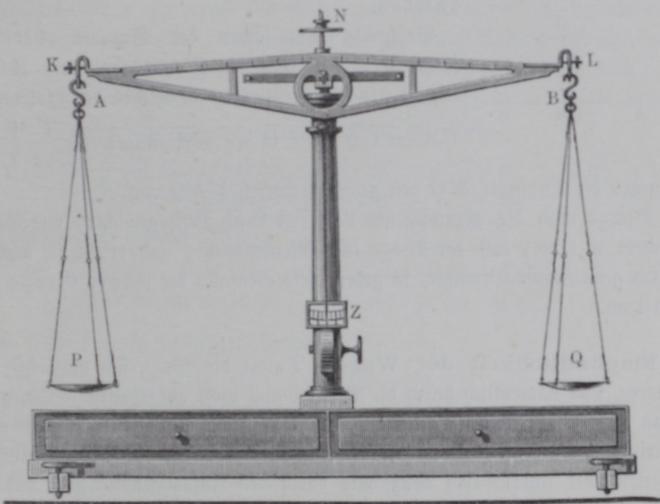
falls hierbei wieder ein Einspielen statt hat. Aus beiden Gleichungen folgt

$$\frac{a}{b} = \frac{b}{a}; \text{ d. h. } a = b.$$

Wenn also durch das Vertauschen der Gewichte das Gleichgewicht nicht gestört wird, so ist dies ein Beweis von der Richtigkeit der Wage. Diese Prüfung läßt sich aber auch auf folgende Weise bewerkstelligen. Bringt man hinter einander zwei Gewichte P und P mit einem dritten Q in der zweiten Wagschale ins Gleichgewicht, so sind dieselben unter sich gleich; legt man daher nach Wegnahme dieses dritten Gewichtes die beiden ersten auf, so hat man für den Gleichgewichtszustand $Pa = Pb$, und also auch $a = b$.

Es liefert also auch das Einspielen der Wage beim Auflegen von zwei gleichen Gewichten den Beweis der Richtigkeit der Wage unmittelbar. Kleine

Fig. 4.



Unrichtigkeiten kann man durch angeschraubte Gegengewichtchen K, L beseitigen, wie die feinere Wage (Fig. 4) vor Augen führt.

Giebt eine Wage für einen und denselben Körper die Gewichte P und Q an, je nachdem man denselben in der einen oder in der anderen Wagschale wiegt, so hat man für den wahren Werth X des Gewichtes:

$$Xa = Pb \text{ und } Xb = Qa,$$

daher:

$$X^2 \cdot ab = PQ \cdot ab,$$

also:

$$X^2 = PQ \text{ und } X = \sqrt{PQ}.$$

Es ist also das **geometrische Mittel aus beiden Angaben das wahre Gewicht des Körpers.**

Auch läßt sich

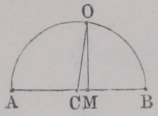
$$X = \sqrt{P(P + Q - P)} = P\sqrt{1 + \frac{Q - P}{P}},$$

annähernd

$$X = P\left(1 + \frac{Q - P}{2P}\right) = \frac{P + Q}{2}$$

setzen, wenn, wie gewöhnlich, die Abweichung $Q - P$ nicht groß ist; man kann also auch einfacher das arithmetische Mittel aus beiden Angaben als das wahre Gewicht des Körpers ansehen.

Fig. 5.

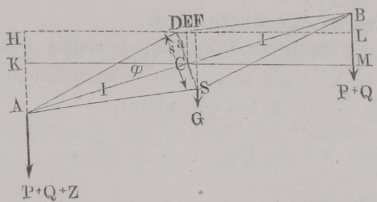


Beschreibt man über der Summe AB von $AM = P$ und $BM = Q$ einen Halbkreis AOB, Fig. 5, so repräsentirt in demselben der Halbmesser $CA = CB = CO$ den Näherungswerth $\frac{P + Q}{2}$, dagegen die Ordinate MO den genauen Werth $\sqrt{PQ}$ von X.

Bringt man die abzuwiegende Last erst durch Hülfsgewichte, wie Sand, Schrot u. s. w., auf der Wage ins Gleichgewicht, und ersetzt sie nachher durch gewöhnliche Gewichte, so geben diese ebenfalls die wahre Größe der Last an.

§. 7. **Empfindlichkeit der Wage.** Damit die Wage sich möglichst frei bewege, und namentlich durch die Axenreibung nicht aufgehalten werde, giebt man ihr eine dreikantige Stahlaxe und läßt diese auf harten Metall- oder Steinlagern ruhen. Damit ferner die Richtung der Mittelkraft der belasteten oder unbelasteten Wagschale durch den Aufhängepunkt gehe und die Reibung eine Abweichung hiervon nicht hervorbringe, also der Hebelarm der Schale unveränderlich bleibe, ist es nöthig, die Schalen ebenfalls an schneidigen Axen aufzuhängen. Wie nun auch eine solche Wage belastet ist, immer läßt sich annehmen, daß die angehängten und aufgelegten Gewichte in den Aufhängepunkten selbst angreifen,

Fig. 6.



und ebenso der Angriffspunkt der Mittelkraft in der die beiden Aufhängepunkte verbindenden geraden Linie liege. Da nach Th. I, ein aufgehangener Körper nur dann Stabilität besitzt, wenn sein Schwerpunkt unter dem Aufhängepunkte liegt, so folgt sogleich, daß die Drehaxe D, Fig. 6, einer Wage stets über den Schwerpunkt S des leeren Wagebalkens, und auch nicht unter die Linie AB durch die Aufhängepunkte zu legen ist. Der Allgemeinheit wegen wollen wir daher in Folgendem die Axe D über, und den Schwerpunkt S unter AB liegend annehmen.

Der Ausschlag oder die Abweichung des Wagebalkens von der Horizontalen bestimmt die Empfindlichkeit einer Wage; es ist daher seine Abhängigkeit von der Zulage oder Differenz der Gewichte in beiden Wagschalen kennen zu lernen. Setzen wir in dieser Absicht die Armlänge $CA = CB$ des Wagebalkens $= l$, den Abstand CD des Drehpunktes D von der Linie AB durch die Aufhängepunkte $= a$, den Abstand SD des Schwerpunktes vom Drehpunkte $= s$, setzen wir ferner den Ausschlagswinkel $= \varphi$, das Gewicht des leeren Wagebalkens $= G$, das Gewicht auf der einen Seite $= P$ und das auf der anderen $= P + Z$, also die Zulage $= Z$, und endlich noch das Gewicht einer Wagschale sammt Aufhängeketten und Haken $= Q$, so haben wir das statische Moment auf der einen Seite der Wage:

$$(P + Q + Z) \,.\, DH = (P + Q + Z)\,(CK - DE)$$
$$= (P + Q + Z)\,(l \cos \varphi - a \sin \varphi),$$

und das auf der anderen Seite:

$$(P + Q) \,.\, DL + G \,.\, DF = (P + Q)\,(CM + DE) + G \,.\, DF$$
$$= (P + Q)\,(l \cos \varphi + a \sin \varphi) + G s \sin \varphi;$$

es ist daher für den Gleichgewichtszustand:

$$(P + Q + Z)\,(l \cos \varphi - a \sin \varphi)$$
$$= (P + Q)\,(l \cos \varphi + a \sin \varphi) + G s \sin \varphi,$$

oder, wenn man $tang\,\varphi$ einführt und transformirt:

$$([2\,(P + Q) + Z]\,a + G s)\, tang\,\varphi = Z l,$$

also die Tangente des gesuchten Ausschlagwinkels:

$$tang\,\varphi = \frac{Z l}{[2\,(P + Q) + Z]\,a + G s}.$$

Dieser Ausdruck sagt, daß der Ausschlag, und also auch die Empfindlichkeit, mit der Länge des Wagebalkens, sowie mit der Zulage gleichmäßig wächst, daß dagegen die Empfindlichkeit abnimmt, wenn die Gewichte P, Q, G und die Abstände a und s größer werden. Es ist daher eine schwere Wage weniger empfindlich als eine leichte unter übrigens gleichen Umständen, und es nimmt auch die Empfindlichkeit immer mehr und mehr ab, je größer die abzuwiegenden Gewichte sind. Um endlich die Empfindlichkeit einer Wage zu erhöhen, soll man die Aufhängelinie AB und den Schwerpunkt S des Wagebalkens dem Drehungspunkte D nahe bringen.

Wären a und $s =$ Null, fielen also D und S in AB, so hätte man:

$$tang\,\varphi = \frac{Z l}{0} = \infty, \text{ also } \varphi = 90^0;$$

es würde also die geringste Zulage eine Drehung des Wagebalkens um 90^0 bewirken. Auch wäre in diesem Falle für $Z = 0$, $tang\,\varphi = \frac{0}{0}$, d. h. es könnte die Wage bei jeder Lage in Ruhe bleiben, wenn gleiche Gewichte aufgelegt wären, die Wage wäre also im indifferenten Gleichgewicht und deshalb unbrauchbar. Macht man bloß $a = 0$, legt man also den Drehpunkt in die Linie AB durch die Aufhängepunkte, so hat man:

$$tang\,\varphi = \frac{Zl}{Gs},$$

es ist also in diesem Falle die Empfindlichkeit gar nicht von den angehängten und aufgelegten Gewichten abhängig, daher die Wage besonders brauchbar. Man kann durch ein angeschraubtes Gegengewicht N, wie Fig. 4 vor Augen führt, die Empfindlichkeit reguliren.

§. 8. **Stabilität und Schwingungen einer Wage.** Die Stabilität oder das statische Moment S, mit welchem eine gleichbelastete Wage in die Gleichgewichtslage zurückkehrt, wenn sie vorher einen Ausschlag φ hatte, ist bestimmt durch die Formel:

$$S = 2(P + Q)DE + G.DF = [2(P + Q)a + Gs]\sin\varphi.$$

Es wächst also das Maß $[2(P + Q)a + Gs]$ der Stabilität mit den Gewichten P, Q und G und mit den Abständen a und s, ist aber von der Länge des Wagebalkens unabhängig.

Eine schwingende Wage läßt sich mit einem Pendel vergleichen, und deren Schwingungsdauer auch nach der Theorie des letzteren berechnen. Es ist

$$2(P + Q)a$$

das statische und

$$2(P + Q)\,\overline{AD^2} = 2(P + Q)(l^2 + a^2)$$

das Trägheitsmoment der belasteten Wagschalen, ferner Gs das statische Moment des leeren Wagebalkens; setzt man noch das Trägheitsmoment desselben $= Gk^2$, so hat man die Länge des mathematischen Pendels, welches mit der Wage isochron schwingt (s. Thl. I):

$$r = \frac{2(P + Q)(l^2 + a^2) + Gk^2}{2(P + Q)a + Gs},$$

und daher die Schwingungszeit der Wage:

$$t = \pi\sqrt{\frac{2(P + Q)(l^2 + a^2) + Gk^2}{g[2(P + Q)a + Gs]}};$$

wofür man, wenn a sehr klein oder gar Null ist, setzen kann:

$$t = \pi\sqrt{\frac{2(P + Q)l^2 + Gk^2}{gGs}}.$$

Man ersieht hieraus, daß die Schwingungsdauer wächst, je größer P, Q und l, je kleiner aber a und s ist. Bei gleichen Gewichten schwingt hiernach auch eine Wage um so langsamer, je empfindlicher sie ist. Es ist also das Abwägen an empfindlichen Wagen aufhältiger als bei weniger scharfen Wagen. Aus diesem Grunde ist es denn auch nützlich, empfindliche Wagen mit Scalen (wie bei Z, Fig. 4) zu versehen. Um die Angaben dieser Scalen beurtheilen zu können, setzen wir in dem Nenner der Formel

$$tang\,\varphi = \frac{Zl}{[2(P+Q)+Z]\,a + Gs},\ Z = 0,$$

und schreiben φ statt $tang\,\varphi$, so daß wir

$$\varphi = \frac{Zl}{2(P+Q)\,a + Gs}$$

erhalten. Führen wir dann statt Z, Z_1 und statt φ, φ_1 ein, so erhalten wir:

$$\varphi_1 = \frac{Z_1 l}{2(P+Q)\,a + Gs},$$

daher:

$$\varphi : \varphi_1 = Z : Z_1.$$

Bei kleinen Zulagen verhalten sich also die Ausschlagwinkel wie die Zulagen selbst. Es ist hiernach auch:

$$\varphi : \varphi_1 - \varphi = Z : Z_1 - Z;$$

und daher:

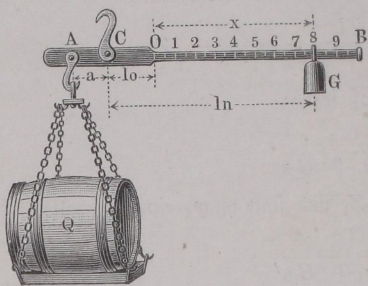
$$Z = \frac{\varphi}{\varphi_1 - \varphi}\,(Z_1 - Z).$$

Man findet also die einem Ausschlage φ entsprechende Zulage, indem man zusieht, wie viel der Ausschlag vergrößert wird, wenn man die Zulage um ein bestimmtes Gewicht vergrößert, und nun diese Vergrößerung $(Z_1 - Z)$ durch das Verhältniß des ersten Ausschlages zur nachherigen Vergrößerung desselben multiplicirt.

Anmerkung. Die gleicharmigen Wagen kommen in sehr verschiedenen Größen und in sehr verschiedenen Graden der Güte vor. Die gewöhnlichste Wage ist die im Handel vorkommende Krämerwage, wie sie Fig. 3 vor Augen führt; am feinsten sind aber die Probier- und solche Wagen, welche zu physikalischen und chemischen Zwecken bestimmt sind, wie deren eine in Fig. 4 abgebildet ist. An ihnen wiegt man höchstens 0,5 kg schwere Gegenstände ab, und sie geben gleichwohl noch $^1/_{50}$ Gran oder $^1/_{3000}$ Quentchen, also $^1/_{384000}$ von dem größten Gewichte an. Die feinsten Wagen zeigen sogar noch den millionsten Theil der Last an, doch wiegt man damit nur höchstens wenige Lothe schwere Gegenstände ab. Wenn man dem Wagbalken eine Eintheilung giebt, und an demselben ein feines Drahthäkchen hängt, so kann man durch Verschiebung desselben auch ohne ganz feine Gewichte die Schärfe in der Angabe einer guten Wage vergrößern. Uebrigens lassen sich auch große Wagen, womit man centnerschwere Gegenstände abwiegt, in sehr hohem Grade empfindlich construiren, namentlich wenn man dieselben leicht, ihre Balken aus Holz u. s. w. verfertigt. S. Lardner's und Kater's Lehrbuch der Mechanik.

§. 9. Ungleicharmige Wagen. Der ungleicharmigen Gewichtswagen (Schnellwagen) giebt es dreierlei, nämlich die Schnellwage mit Laufgewicht, die Schnellwage mit verjüngtem Gewichte und die Schnellwage mit festem Gewichte. Die Schnellwage mit Laufgewicht (Fig. 7) ist ein ungleicharmiger Hebel AB, an dessen kürzerem Arme CA eine Schale und an dessen längerem eingetheilten Arme CB ein verschiebbares Gewicht (Laufgewicht) hängt, welches mit dem in der Schale liegenden Körper Q ins Gleichgewicht gesetzt wird.

Fig. 7.



Ist l_0 der Hebelarm CO des Laufgewichtes G, wenn dasselbe die leere Wage zum Einspielen bringt, so hat man das statische Moment, mit welchem die leere Wagschale niederzieht:

$$X_0 = G l_0.$$

Ist dagegen l_n der Hebelarm CG, wenn das Laufgewicht G der belasteten Wage das Gleichgewicht hält, so hat man für deren statisches Moment:

$$X_n = G l_n;$$

und es folgt daher durch Subtraction das Moment der aufgelegten Last Q:

$$X_n - X_0 = G\,(l_n - l_0) = G\,.\,OG.$$

Bezeichnet nun noch a den Hebelarm CA der Last und x die Entfernung OG des Laufgewichtes von dem Punkte O, wo dasselbe die leere Wage zum Einspielen bringt, so hat man:

$$Qa = Gx,$$

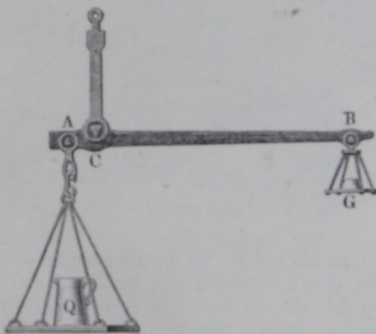
daher die Last selbst:

$$Q = \frac{G}{a}\,x.$$

Es ist also die Last oder das Gewicht Q der aufgelegten Waare der Entfernung x oder dem Wege des Laufgewichtes vom Punkte O aus proportional. Dem doppelten x entspricht ein doppeltes Q, dem dreifachen x ein dreifaches Q u. s. w.; es ist daher die Scala OB eine gleichtheilige und ihr Anfang im Punkte O. Die Einheit der nöthigen Eintheilung ergiebt sich, wenn man feststellt, welches Gewicht Q_n aufzulegen ist, um dem am Ende B niederziehenden Laufgewichte G das Gleichgewicht zu halten; es giebt dann Q_n die Anzahl der Theile und daher $\frac{OB}{Q_n}$ die Einheit der Eintheilung oder

Scala OB an. Ist z. B. das Laufgewicht auf B, wenn die Last $Q = 100$ Kilogramm beträgt, so hat man OB in 100 gleiche Theile zu theilen, und daher die Einheit der Scala $= \frac{OB}{100}$. Hat man bei einer anderen Last Q das Gewicht auf $x = 80$ stellen müssen, um die Wage zum Einspielen zu bringen, so ist auch $Q = 80$ Kilogramm; steht ebenso das Laufgewicht auf 53, so ist die Last Q, 53 Kilogramm schwer u. s. w.

Fig. 8.



Bei der Schnellwage mit verjüngtem Gewichte (Fig. 8) hängt die Last an einem kurzen Arme $CA = a$, und das Gewicht an einem langen Arme $CB = b$. Das Verhältniß $\frac{CB}{CA} = \frac{b}{a}$ der Armlängen ist gewöhnlich ein sehr einfaches, z. B. $^{10}/_{1}$, in welchem Falle die Wage eine Decimalwage heißt. Hat man die leere Wage durch ein besonderes, übrigens nicht in Betracht zu ziehendes Gewicht (Tarirgewicht) zum Einspielen gebracht, so ist für das Gewicht Q des aufgelegten Gegenstandes:

$$Qa = Gb,$$

daher:

$$Q = \frac{b}{a}\,G.$$

Es wird also das Gewicht der Waare gefunden, wenn man das verjüngte Gewicht mit einer unveränderlichen Zahl, z. B. bei der Decimalwage, mit 10, multiplicirt, oder das letztere $\frac{b}{a}$ mal, z. B. zehnmal so schwer setzt, als es wirklich ist.

Die Schnellwage mit festem Gewichte (dänische Wage), Fig. 9 (a. f. S.), hat eine veränderliche Drehaxe C, welche mit einer Handhabe festgehalten wird, während man den Wagebalken über sie wegschiebt und das Gleichgewicht zwischen der angehängten Last Q und dem festen Knopfe G am anderen Ende herzustellen sucht. Ihre Eintheilung ist eine ungleichtheilige, wie in der Anmerkung gezeigt wird.

Anmerkung. Um die Eintheilung der dänischen Wage (Fig. 10, a. f. S.) zu finden, ziehe man durch den Schwerpunkt S und durch den Aufhängepunkt B derselben zwei Parallellinien, trage auf diese, von S und B aus, gleiche Theile auf und ziehe von dem ersten Theilpunkte (I) jeder Parallellinie aus nach den

Theilpunkten I, II, III u. s. w. der anderen gerade Linien; diese Verbindungslinien schneiden die Axenlinie BS des Wagebalkens in den gesuchten Theilpunkten. Der Theilpunkt (1) in der Linie I÷I liegt in der Mitte zwischen B und S, bei Unterstützung desselben ist daher im Gleichgewichtszustande das Gewicht Q der Waare dem Gewicht G der ganzen Wage gleich; der Theilpunkt (2) in der

Fig. 9.

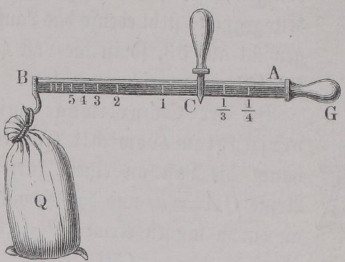
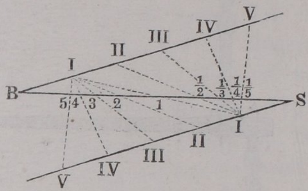


Fig. 10.



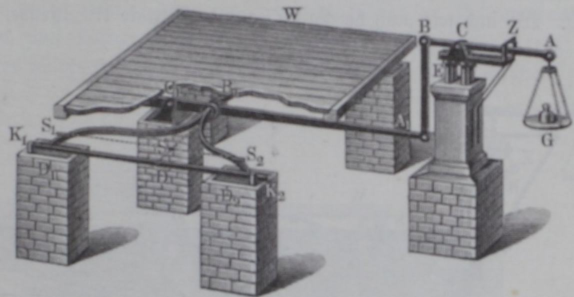
Linie I÷II steht von S doppelt so weit ab als von B; bei Unterstützung desselben ist daher im Zustande des Gleichgewichts, $Q = 2\,G$, ebenso steht der Theilpunkt (3) in der I÷III von S dreimal so viel ab als von B; es ist daher derselbe zu unterstützen, wenn $Q = 3\,G$ beträgt u. s. w. Ebenso läßt sich leicht einsehen, daß bei Unterstützung der Theilpunkte $\frac{1}{2}$, $\frac{1}{3}$ u. s. w. im Gleichgewichtszustande die Last Q, gleich $\frac{1}{2}\,G$, $\frac{1}{3}\,G$ u. s. w. ist. Man ersieht hieraus, daß die Theilpunkte für größere Lasten näher und für kleinere weiter von einander abstehen, daß also auch diese Wage einen sehr veränderlichen Grad von Empfindlichkeit besitzt.

§. 10. **Brückenwagen.** Zusammengesetzte Gewichtswagen bestehen aus zwei, drei oder noch mehr Hebeln oder Wagebalken. Es gehören hierher die Brücken-, Straßen- und Mauthwagen, die Tafelwagen u. s. w. Sie dienen meist zum Abwiegen größerer Körper und sind deshalb in der Regel verjüngte Wagen. Die Wagschale für die Last wird hier durch eine große Tafel (Brücke) ersetzt, und es ist dieselbe so zu unterstützen und mit den Hebeln zu verbinden, daß das Auf- und Abnehmen des abzuwiegenden Körpers mit Bequemlichkeit vorgenommen werden kann, und die Angabe der Wage von der Stellung und dem Orte des Körpers auf der Brücke nicht abhängt.

Eine vorzügliche Brückenwage ist die in Fig. 11 abgebildete Wage von Schwilgue in Straßburg. Diese Brückenwage besteht aus einem doppelarmigen Hebel ACB, aus einem einfachen einarmigen Hebel $A_1 B_1 C_1$ und aus zwei gabelförmigen einarmigen Hebeln $B_1 S_1 D S_2$ u. s. w. Die Drehaxen dieser Hebel sind C, C_1 und D_1, D_2. Die Brücke W ist nur zum Theil abgebildet, und von den beiden gabelförmigen Hebeln ist nur der eine sichtbar. Für gewöhnlich ruht die Brücke auf den vier Bolzen K_1, K_2 u. s. w., während des Abwiegens aber wird dieselbe durch die vier Schneiden S_1,

S_2 u. s. w., welche auf den gabelförmigen Hebeln sitzen, unterstützt. Um dies zu ermöglichen, ist das Gestell E der Wage AB beweglich und durch eine Kurbel mittelst gezahnter Räder u. s. w. (hier nicht sichtbar) auf und

Fig. 11.



nieder stellbar. Das Geschäft des Abwägens besteht in dem Auflegen der Last (Auffahren des Lastwagens), in dem Emporheben des Gestelles EC, in dem Auflegen von Gewichten in die Wagschale G und, nach bewirktem Einspielen der Wage, in dem Wiederniederlassen des Gestelles und der Brücke.

Gewöhnlich ist das Hebelarmverhältniß $\frac{CA}{CB} = 2$,

das Hebelarmverhältniß $\frac{C_1 A_1}{C_1 B_1} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 5$,

und das Armverhältniß $\frac{DB_1}{DS} \cdot \cdot \cdot \cdot \cdot = 10$;

ist demnach die leere Wage tarirt, so hat man die Kraft in B oder A_1:

$$K_1 = 2\,G;$$

die Kraft in B_1:

$$K_2 = 5\,K_1 = 10\,G,$$

und endlich die Kraft in S:

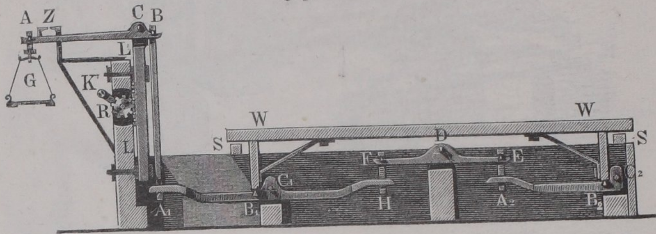
$$Q = 10\,K_2 = 100\,G;$$

es ist also beim Einspielen die aufgebrachte Last 100 mal so groß als das aufgelegte Gewicht G; und die Wage eine Centesimal- oder 100 fach verjüngende Wage.

Eine andere, von W. Becker in Straßburg construirte Brückenwage ist in Fig. 12 (a. f. S.) abgebildet. Die Brücke W dieser Wage ruht mittelst vier Säulen in B_1, B_2 u. s. w. auf den gabelförmigen einarmigen Hebeln $A_1 B_1 C_1$, $A_2 B_2 C_2$, von denen der letztere durch einen gleicharmigen Hebel EDF mit einer Verlängerung $C_1 H$ des ersteren verbunden ist. Vor dem

Abwägen ruht die Brücke auf den Lagern S, S, wenn aber die Last aufliegt, wird das Gestell LL der Wage AB, sowie auch das ganze Hebelsystem mittelst einer Kurbel K, eines gezahnten Rades R u. s. w. emporgehoben, und nun so viel Gewicht G in die Wagschale gelegt, als zum Aequilibriren nöthig ist. Wo und wie auch die Last Q auf der Brücke W aufruhe, immer

Fig. 12.



ist die Summe der Kräfte in B_1, B_2 u. s. w. der Last gleich. Nun ist aber das Verhältniß $\frac{C_2 A_2}{C_2 B_2}$ der Armlängen dem Verhältnisse $\frac{C_1 A_1}{C_1 B_1} = \frac{a_1}{b_1}$ gleich, auch die Armlänge $DE =$ der Armlänge DF, sowie $C_1 H = C_1 A_1$; es kommt daher auf Eins hinaus, ob ein Theil der Last Q von B_2 oder unmittelbar von B_1 aufgenommen werde, oder die Gleichgewichtsverhältnisse des Hebels $C_1 B_1 A_1$ sind dieselben, ob die ganze Last Q in B_1 unmittelbar, oder nur ein Theil in B_1, der andere Theil aber in B_2 aufruhe und erst mittelst der Hebel $C_2 B_2 A_2$, EDF und $C_1 H$ auf $C_1 B_1 A_1$ wirke. Ist nun noch $\frac{a}{b}$ das Armverhältniß $\frac{CA}{CB}$ der oberen Wage ACB, so hat man die Kraft in der Zugstange BA_1:

$$K = \frac{a}{b} G,$$

und daher die Größe der Belastung der vorher tarirten Brücke:

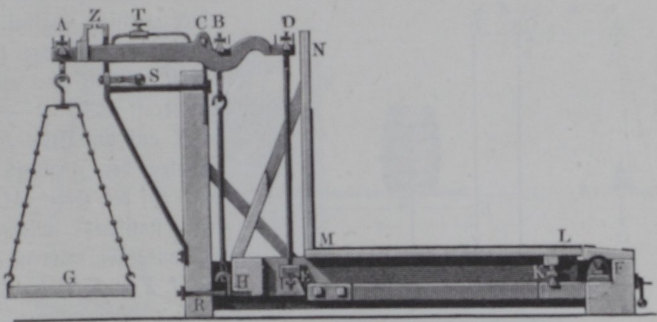
$$Q = \frac{a_1}{b_1} K = \frac{a_1}{b_1} \frac{a}{b} G.$$

Gewöhnlich ist $\frac{a}{b} = \frac{a_1}{b_1} = {}^{10}/_1$, daher $Q = 100\,G$, und die Wage eine Centesimalwage.

Anmerkung. Die Straßen- oder Mauthwagen erfordern nur schmale Brücken, wenn man die Lastwagen erst mit den Vorder- und dann mit den Hinterrädern auffährt. Das Gewicht des ganzen Wagens ist hier die Summe der Abwägungsresultate, wie auch die Last auf die beiden Radaxen vertheilt sei.

Tragbare Brückenwagen. In technischen Werkstätten, Fabriken §. 11. und Manufacturen findet man die in sehr verschiedenen Größen ausgeführten tragbaren Brückenwagen von Quintenz angewendet. Eine solche, in Fig. 13 abgebildete Wage besteht aus drei Hebeln ACD, EF und HK. An dem ersten Hebel hängen die Wagschale G für die Bestimmungsgewichte und noch zwei Stangen DE und BH herab; die Stange DE trägt den um den festen Punkt F drehbaren Hebel EKF, und die zweite Stange BH trägt

Fig. 13.

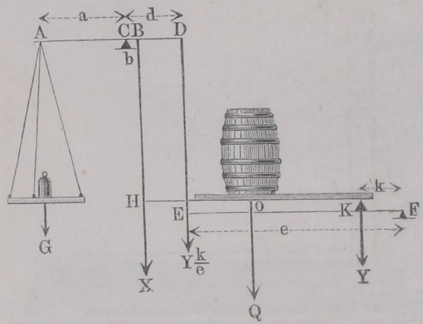


den Hebel HK, dessen Drehungsaxe K auf dem Hebel EF aufsitzt. Um den beiden letzten Hebeln eine sichere Lage zu verschaffen, sind dieselben gabelförmig gestaltet, und die Drehaxen F und K derselben durch je zwei Schneiden gebildet. Auf dem Hebel HK sitzt die trapezoidale Brücke ML, welche zur Aufnahme der abzuwiegenden Last bestimmt und noch mit einer Rückwand MN versehen ist, um die verletzlichen Theile der Wage vor Beschädigung zu schützen. Vor und nach dem Abwägen ruht der durch einen Rahmen gebildete Hebel HK auf drei Stiften, wovon in der Durchschnittszeichnung nur der eine (R) sichtbar ist, der Wagebalken AD aber wird durch eine mit einer Handhabe ausgerüstete hebelförmige Arretirung S unterstützt. Hat man die Waare aufgebracht, so legt man die Arretirung nieder und setzt nun so viel Gewicht auf G, bis AD zum Einspielen kommt. Nach diesem wird die Arretirung wieder gehoben, so daß sich HK wieder auf die drei Bolzen aufsetzt und die Last, ohne die Wage zu beschädigen, abgenommen werden kann. Den horizontalen Stand von AD erkennt man an dem Zeiger Z, und die leere Wage tarirt man durch ein verschiebbares Gewicht T oder durch eine besondere Zulage bei G.

Wie bei allen Wagen, so ist es auch bei dieser Brückenwage nöthig, daß ihre Angabe nicht von der Lage und der Stellung des abzuwiegenden Körpers auf der Brücke abhänge; damit aber dieser Bedingung Genüge geleistet werde, ist es erforderlich, daß das Verhältniß $\frac{FK}{FE} = \frac{k}{e}$ der Arme des Hebels EKF, Fig. 14, gleich sei dem Hebelarmverhältniß $\frac{CB}{CD} = \frac{b}{d}$ des Wagebalkens AD.

Bezeichnet man die Hebelsarme CA mit a, CB mit b, CD mit d, FK mit k und FE mit e, so gelten folgende Beziehungen. Die an irgend einer Stelle O auf die Brücke gesetzte Last Q wirkt mit einer gewissen Zugkraft X durch die Zugstange HB auf B und mit einer anderen Kraft $Y = Q - X$ in K auf den Hebel FE. Infolge der Zugkraft X wird auf den Hebel ACB ein statisches Moment Xb ausgeübt, während der Druck Y in K einen Zug $Y\frac{k}{e}$ in D erzeugt, somit

Fig. 14.



ein statisches Moment $Y\frac{k}{e}d$ auf den Hebel ACD ausübt. Letzterer ist daher dem Momente

$$Xb + Y\frac{k}{e}d = b\left(X + Y\frac{k}{e}\frac{d}{b}\right)$$

ausgesetzt. Dieser Werth geht unter der oben gemachten Voraussetzung $\frac{k}{e} = \frac{b}{d}$ über in $b\,(X + Y) = bQ$, d. h. unter dieser Voraussetzung wirkt die Kraft Y genau so auf den Hebel CD, als wenn dieselbe direkt in B angriffe. Man hat daher hier, wie bei der einfachen Wage:

$$Ga = (X + Y)\,b = Qb,$$

und daher das gesuchte Gewicht:

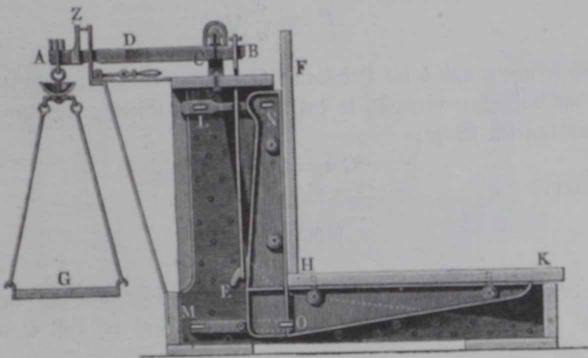
$$Q = \frac{a}{b}\,G,$$

z. B. $= 10\,G$, wenn die Armlänge CB in der Armlänge CA, 10 mal enthalten ist. Diese Wage prüft man, indem man untersucht, ob ein nach und nach in mehreren, und zumal in den Eckpunkten der Brücke aufgelegtes

Gewicht Q stets einem $\frac{a}{b}$ (10) mal so kleinen Gewichte G in der Wagschale das Gleichgewicht hält.

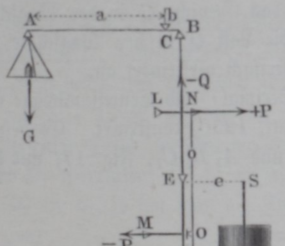
Eine andere eigenthümliche Brückenwage ist die von George in Paris, s. Bulletin de la Société d'Encouragement, Avril 1844, oder Dingler's Polyt. Journal, Bd. 93. Die wesentliche Einrichtung einer solchen Wage ist folgende. ACB, Fig. 15, ist eine Decimalwage mit der Wagschale G und dem Zeiger Z, welche rechts von D in zwei Arme ausläuft,

Fig. 15.



wovon jeder mittelst einer Schneide C auf dem Gestelle aufruht und mittelst einer anderen Schneide B eine Zugstange BE erfaßt, woran die Brücke FHK hängt. Damit sich die letztere nicht um den Aufhängepunkt E drehe und umschlage, ist das Wagegestell mit zwei Paar horizontalen Schneiden L, M, sowie der Rahmen, welcher die Brücke trägt, mit zwei Paar Schneiden wie N, O ausgerüstet, und sind je zwei dieser Schneiden durch Querstangen LN, MO dergestalt mit einander verbunden, daß die Componenten der aus der excentrischen Belastung der Brücke hervorgegangenen Kräftepaare von N auf L durch Zug und von O auf M durch Druck übertragen werden.

Fig. 16.



Denkt man sich im Aufhängepunkte E der Brücke HK, Fig. 16, zwei gleiche Verticalkräfte $+ Q$, $- Q$ angebracht, so bildet die eine $(- Q)$ mit der Belastung Q der Brücke ein Kräftepaar, welches von dem Gestelle mittelst der Querstangen aufgenommen wird, während die andere Kraft $(+Q)$ mittelst der Zugstange BE auf den Wagebalken ACB wirkt. Ist e der Abstand ES des Aufhängepunktes E von der Last Q und o der Abstand NO der Schneiden N und O oder L und M von einander, so hat man der Theorie der Kräftepaare zufolge (s. Th. I) für die Kräfte $+P$, $-P$, mit welchen die Brücke auf die festen Schneiden L, M wirkt,

$$Po = Qe,$$

und daher

$$P = \frac{e}{o}\, Q.$$

Sind ferner a und b die Hebelarme CA und CB des Wagebalkens, und ist G das aufgelegte Gewicht, so hat man für den Gleichgewichtszustand der übrigens tarirten Wage:

$$Ga = Qb,$$

und daher:

$$G = \frac{b}{a}\, Q.$$

Es hängt also nur die Horizontalkraft $\pm P$, nicht aber das aufgelegte Gewicht G von der Entfernung e oder von der Lage der Last Q auf der Brücke ab.

Zu den einfacheren Wagen mit verjüngten Gewichten gehört die sogenannte schwedische Schiffswage. Dieselbe besteht in der Hauptsache aus zwei übereinander hängenden ungleicharmigen Wagebalken, welche so mit einander verbunden sind, daß die Kraft des unteren Balkens als Last des oberen wirkt. Sind folglich bei beiden Balken die Lastarme 10 mal in den Kraftarmen enthalten, so giebt die Kraft oder das Gewicht G in der Wagschale des langen Armes des oberen Balkens die Last Q in der Wagschale des kürzeren Armes vom unteren Balken hundertfach verkleinert an.

Nach demselben Principe ist auch die Decimal- und Centesimalwage von Joseph Beranger (s. Polyt. Centralblatt, 1850) construirt. Es besteht dieselbe ebenfalls aus zwei Balken ACB und $A_1 B_1 C_1$, Fig. 17, mit den Armverhältnissen:

$$\frac{CA}{CB} = \frac{C_1 A_1}{C_1 B_1} = 10.$$

Die Scheeren CD, $C_1 D_1$ derselben sind mit einem dritten Balken DD_1 verbunden, welcher mittelst zwei Oesen E und E_1 an das Gestell FK angehangen wird. Während der obere Wagebalken nur die kleine, zur Aufnahme der Gewichte dienende Wagschale G trägt, sind an den unteren

Wagebalken zwei Wagschalen W und W_1 zur Aufnahme der Last oder des abzuwiegenden Körpers angebracht. Je nachdem man nun diese Last Q in die eine oder in die andere Wagschale legt und mit G ins Gleichgewicht setzt, erhält man die Größe von Q gleich dem zehn- oder hundertfachen Gewichte G.

Eine englische auf Rädern ruhende Brücken- oder Tafelwage ist der Hauptsache nach in Fig. 18 abgebildet. Die Brücke oder Tafel EF zur Aufnahme der Last Q bildet hier den Deckel eines Kastens, worin der

Fig. 17.

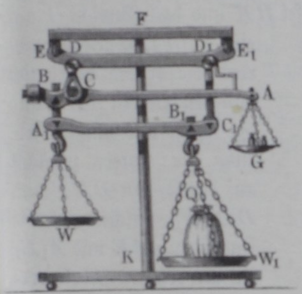
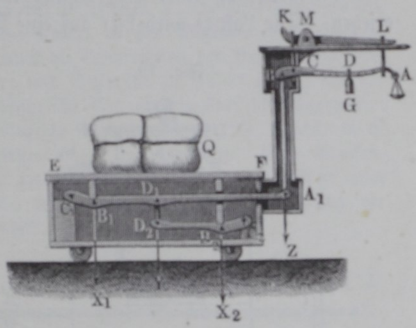


Fig. 18.



Hebelmechanismus der Wage eingeschlossen ist und ruht mittelst vier Füßen auf den Schneiden B_1, B_2 u. s. w. der um C_1 und C_2 drehbaren Hebel oder Wagebalken $C_1 B_1 D_1$ und $C_2 B_2 D_2$, welche unter sich durch eine Hängestange $D_1 D_2$ und mit dem Wagebalken ABC durch eine andere Stange BA_1 verbunden sind.

Die Scheere CK des letzteren Wagebalkens hängt an einem um M drehbaren Hebel KL, dessen Ende L niedergedrückt wird, um C und hiermit auch EF zu heben und die Wage ins Spiel zu setzen.

Ist derjenige Druck, welchen die Doppelschneide B_1 erleidet, gleich X_1, ferner derjenige Druck, welchen die Doppelschneide B_2 aufnimmt, gleich X_2, und sind die Hebelarme $C_1 A_1 = a_1$, $C_1 B_1 = C_2 B_2 = b_1$ und $C_1 D_1 = C_2 D_2 = d_1$, so hat man die Zugkraft in $D_1 D_2$:

$$Y = \frac{b_1 X_2}{d_1}$$

und die in BA_1:

$$Z = \frac{b_1 X_1}{a_1} + \frac{d_1 Y}{a_1} = \frac{b_1 X_1 + b_1 X_2}{a_1} = \frac{b_1 (X_1 + X_2)}{a_1} = \frac{b_1 Q}{a_1}.$$

Bezeichnet endlich a den veränderlichen Arm CD des Laufgewichtes G, und b den Arm CB der Zugkraft Z, so hat man, unter der Voraussetzung, daß die leere Wage durch ein besonderes Gewicht A tarirt ist:

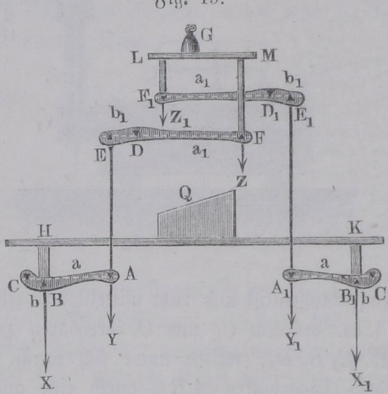
$$Ga = Zb = \frac{b_1 b\, Q}{a_1},$$

und daher die Last:

$$Q = \frac{a a_1}{b b_1}\, G.$$

Die Einrichtung einer Tafelwage nach Kuppler ist aus Fig. 19 zu ersehen. Die Last Q wird hier auf eine Tafel HK und das Gewicht G auf eine Tafel LM gelegt; während die erstere vorzüglich von den Hebeln ABC und $A_1 B_1 C_1$ unterstützt wird, ruht die letztere zunächst auf den Hebeln DEF und $D_1 E_1 F_1$, welche durch die Zugstangen AE und $A_1 E_1$ mit den ersteren Hebeln verbunden sind. Bezeichnet man die Arme $CA = C_1 A_1$ durch a, die Arme $CB = C_1 B_1$ durch b, ferner die Arme $DF = D_1 F_1$ durch a_1 sowie die Arme $DE = D_1 E_1$ durch b_1, und setzt man die aus Q hervorgehenden Drücke auf B und B_1 gleich X und X_1, so hat man die hieraus resultirenden Kräfte in den Zugstangen AE und $A_1 E_1$:

Fig. 19.



$$Y = \frac{b}{a}\, X \quad \text{und} \quad Y_1 = \frac{b}{a}\, X_1,$$

und die das Gewicht G aufnehmenden Kräfte in den Füßen FM und $F_1 L$ der Tafel LM:

$$Z = \frac{b_1}{a_1}\, Y = \frac{b b_1}{a a_1}\, X \text{ und } Z_1 = \frac{b_1}{a_1}\, Y_1 = \frac{b b_1}{a a_1}\, X_1,$$

so daß nun

$$G = Z + Z_1 = \frac{b b_1}{a a_1}\,(X + X_1) = \frac{b b_1}{a a_1}\, Q,$$

sowie umgekehrt

$$Q = \frac{a a_1}{b b_1} G,$$

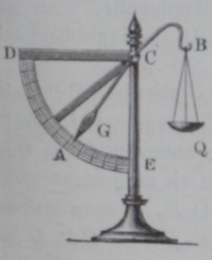
z. B. für

$$\frac{a_1}{b_1} = \frac{a}{b} = 10,\ Q = 100\ G \text{ folgt.}$$

Anmerkung. Ueber die Brückenwagen wird ausführlich gehandelt in Hülsse's Allgemeiner Maschinenencyclopädie, Bd. II, Art. Brückenwagen; nächstdem auch in Gerstner's Mechanik, Bd. I. Ueber Hofmann's Tafelwagen, welche ebenfalls hierher zu zählen sind, ist in Poggendorff's Annalen 1845 und in Dingler's Polyt. Journal, Bd. 97, nachzusehen. Es gehören hierher auch die Wagen von Kuppler und Baumann, welche im Baierischen Kunst- und Gewerbeblatt, Jahrgang 1845 und dem oben citirten Artikel in der Allgemeinen Maschinenencyclopädie abgehandelt werden. S. auch die Beschreibung der Brückenwage zum Wägen belasteter Wagen von Däntzer und Schmidt in Bd. 27 (1861) des polytechnischen Centralblattes. Eine ausführliche Abhandlung über die Wagen von Burg enthält auch Prechtl's Technologische Encyclopädie Bd. 20. Nächstdem ist Rühlmann's allgemeine Maschinenlehre Bd. I zu empfehlen. Eine Brückenwage eigenthümlicher Construction, von Herrn Prof. Schönemann, wird in einer besonderen Monographie, Wien 1855, beschrieben. Die Parallelbewegung der Brückenwagen ist in Th. III, 1 behandelt.

Zeigerwage. Die Zeigerwage ist ein ungleicharmiger Hebel ACB, Fig. 20, welcher das Gewicht Q der angehängten Waare mittelst eines über einer festen Scala DE weggehenden Zeigers CA angiebt, indem sich das an dem Zeiger befestigte Gewicht G mit Q ins Gleichgewicht setzt. Um die Theorie dieser Wage zu entwickeln, denken wir uns zunächst den einfachen Fall, daß die Zeigerlinie CD durch den Aufhängepunkt B der Wagschale, Fig. 21 (a. f. S.), gehe. Ist die leere Wage im Gleichgewicht, also ihr Schwerpunkt S_0 senkrecht unter der Drehaxe C, so stehe der Zeiger in CD_0, und es befinde sich der Aufhängepunkt der Last in B_0. Legt man aber eine Last Q hinzu, so komme B_0 nach B, D_0 nach D und S_0 nach S, es erhalte also die Last Q den Hebelarm CK und das Gewicht G der leeren Wage den Hebelarm CH. Es ist für den neuen Gleichgewichtszustand: §. 12.

Fig. 20.



$$Q \,.\, CK = G \,.\, CH.$$

Fällt man $D_0 N$ winkelrecht gegen CD, so erhält man in $CD_0 N$ und SCH zwei ähnliche Dreiecke, weshalb sich

$$\frac{CH}{CS} = \frac{D_0 N}{CD_0}, \text{ also } CH = \frac{CS \,.\, D_0 N}{CD_0}$$

setzen läßt. Da nun auch die Dreiecke $D_0 P N$ und $C B K$ einander ähnlich sind, so hat man auch:

$$\frac{CK}{CB} = \frac{D_0 N}{D_0 P}, \text{ also } CK = \frac{CB \,.\, D_0 N}{D_0 P},$$

und daher mit diesen Werthen:

$$Q \frac{CB \,.\, D_0 N}{D_0 P} = G \frac{CS \,.\, D_0 N}{C D_0},$$

d. i.:

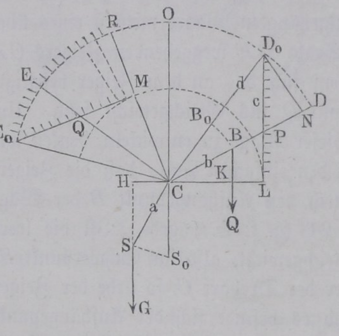
$$Q = \frac{CS}{CB} \cdot \frac{D_0 P}{C D_0} G;$$

oder, wenn man $CS = a$, $CB = b$, $CD_0 = CD = d$ und $D_0 P = x$ setzt:

$$Q = \frac{a}{b} \frac{x}{d} G.$$

Es wächst also Q mit dem Abschnitte $D_0 P = x$ der Zunge auf der Verticalen $D_0 L$, und es läßt sich daher $D_0 L$ als eine gleichtheilige Scala gebrauchen. Hat man durch Auflegen einer bekannten Last den entsprechenden Theilpunkt P auf dieser Scala gefunden, so erhält man folglich andere Theilpunkte, wenn man den Raum $D_0 P$ in gleiche Theile theilt.

Fig. 21.



Geht die Zeigerlinie $C D_0$ nicht durch den Aufhängepunkt B, sondern hat sie eine andere Richtung $C E_0$, so findet man die entsprechende gleichtheilige Scala $E_0 M$, wenn man das rechtwinkelige Dreieck $C D_0 L$ als $C E_0 M$ über $C E_0$ legt. Um endlich eine anders gerichtete oder kreisförmige Scala $E_0 R$ zu erhalten, zieht man aus dem Drehpunkt C gerade Linien durch die Theilpunkte der $E_0 M$ bis zum Kreise, welchen die Zeigerspitze durchläuft.

Anmerkung. Es giebt noch andere Zeigerwagen, z. B. die Zeigerwage von Du Mont, die Zeigerwage von Braby u. s. w.; auch gehört hierher Weber's Kettenwage, sowie Steinheil's Brückenwage mit Zeiger, welche nicht mittelst Schneiden unterstützt, sondern an Fäden oder Bändern aufgehangen ist. Bei diesen Wagen bildet die Scala mit dem Gewichte ein Ganzes, und es dient ein die

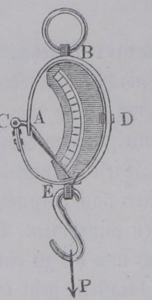
Wagschale tragendes Loth als Zeiger. Die Zeigerwagen kommen im praktischen Leben als Garn-, Sortir-, Papier-, Briefwagen u. s. w. vor. Siehe den Artikel „Wage" im Band 20 von Prechtl's Technologische Encyklopädie, sowie im Band 10 von Gehler's Physikalischem Wörterbuche.

Federwage. Federwagen oder Federdynamometer bestehen aus gehärteten Stahlfedern, auf welche die zu messenden Gewichte oder Kräfte wirken, und aus Zeigern, welche auf Scalen hinlaufen, wo sie die von den Kräften hervorgebrachten Formänderungen anzeigen und dadurch die Größe der Kräfte mittelbar angeben. Diese Stahlfedern müssen vollkommen elastisch sein, d. h. sie müssen nach Wegnahme der Kraft ihre erste Gestalt wieder vollkommen annehmen. Aus diesem Grunde darf man die Federwagen auch nur bis zu einem gewissen, ihrer Stärke entsprechenden Grade belasten; geht man damit über die Elasticitätsgrenze hinaus, so verlieren sie ihre vollkommene Elasticität und werden dadurch ganz unbrauchbar. Die zu diesen Wagen verwendeten Federn sind von sehr verschiedenen Formen. Zuweilen sind diese schraubenförmig gewunden, und in ein cylindrisches Gehäuse eingeschlossen, so daß sie durch ihre Verlängerung oder Verkürzung in der Axenrichtung dieses Cylinders die Größe der in eben dieser Richtung wirkenden Kraft anzeigen. Eine solche Federwage, wie sie in Frankreich gebraucht wird, ist in Fig. 22 abgebildet. Das eingetheilte Stäbchen AB endigt sich oben in einem Ringe C zum Aufhängen und unten in einem Kolben B, und ist mit einer, in der Figur durchschnitten dargestellten Schraubenfeder umgeben, welche nebst dem Kolben B von dem cylindrischen Gehäuse DE umschlossen wird. Das letztere hat oben eine rectanguläre Oeffnung für das eingetheilte Stäbchen und trägt unten einen Haken H, woran der abzuwiegende Körper gehangen wird. Da hier das Gewicht des in H hängenden Körpers mittelst der Feder auf den festen Kolben B des Stäbchens AB wirkt, so wird sich natürlich diese Feder um so mehr zusammendrücken, folglich das Gehäuse DE um so tiefer herabsinken und ein um so größerer Theil AD der Scala sichtbar werden, je größer dieses Gewicht ist. §. 13.

Fig. 22.

Bei anderen Federwagen bildet die Stahlfeder einen offenen Ring $ABDEC$, Fig. 23 (a. f. S.), und es ist der Zeiger CZ durch ein Scharnier mit einem Ende C derselben verbunden, sowie durch das geschlitzte andere Ende A gesteckt. Wird der bei B befindliche Ring festgehalten, während eine Kraft P an dem Haken E zieht, so gehen die Enden A und C in der Richtung der Kraft aus einander und es steigt der Zeiger CZ bis zu einer gewissen Stelle an der bei D auf der Feder befestigten Scala in die Höhe. Hat man vorher durch bekannte angehängte Gewichte die Eintheilung der Scala bestimmt, so läßt sich nun an dieser Scala die Größe der unbekannten und auf die Wage wirkenden Kraft P bestimmen.

Fig. 23.



In Fig. 24 ist die hintere Ansicht einer französischen Federwage derselben Art abgebildet. Die Feder ABC ist hier bei A auf der hinteren Seite eines kreisrunden Zifferblattes befestigt, sowie mit einem Haken D und Ringe E zum Aufhängen verbunden, und trägt mit dem freien Ende C eine Hakenverbindung FH, an welche die abzuwiegende Waare gehangen wird. Auch ist an dieses Federende C ein gezahnter Arm CK angeschlossen, welcher mit seinen Zähnen in ein Zahnrädchen L eingreift, auf dessen Axe der (in der Figur nur zum Theil sichtbare) Zeiger Z sitzt. Dieser gezahnte Arm läßt sich in der Führung MNO verschieben, welche mit A und dem Zifferblatte fest verbunden ist, und auch die Axenlager des Weisers und Zahnrades L trägt. Es ist leicht einzusehen, wie durch die in H angreifende Last der Arm CK abwärts gezogen und dadurch das Zahnrädchen sammt dem Zeiger LZ in Bewegung gesetzt wird, so daß der letztere durch seinen Stand auf dem Zifferblatte die Größe der Last angeben kann. Eine ähnliche Einrichtung zeigen auch die namentlich als Küchenwagen vielfach gebrauchten Tafelfederwagen, bei denen ein zur Aufnahme der Wage dienender kreisförmiger Teller auf einer Schraubenfeder ähnlich der in Fig. 22 ruht.

Fig. 24.

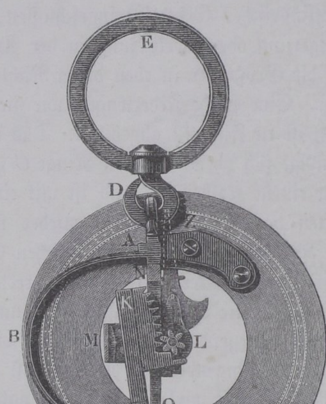
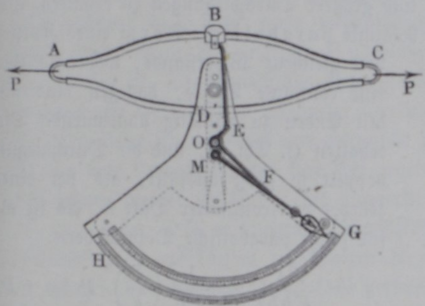


Fig. 25 zeigt einen Kraftmesser oder Dynamometer von Regnier; $ABCD$ ist die einen geschlossenen Ring bildende Stahlfeder, die entweder durch Kräfte in A und C ausgezogen oder durch Kräfte in B und D zusammengedrückt wird; $DEGH$ ist ein mit zwei Kreisscalen versehener und bei DE mit der Feder fest verbundener Sector, ferner MG ein um M drehbarer und auf den Scalen hinlaufender Doppelzeiger, und EOF ist ein Winkelhebel, welcher bei der Einwirkung der Kräfte und der Annäherung der Punkte B und D durch eine Stange BE um O gedreht wird, und den Zeiger MG mit Hülfe des Armes OF in Bewegung setzt. Damit der Zeiger nach Einwirkung der Kraft seinen Stand behält und dieser bequem abgelesen werden kann, wird der Zeiger auf seiner unteren Seite mit einem sich auf der Zeigerebene reibenden Tuchläppchen versehen. Die eine Scala dient für eine Zugkraft in A und C, die andere für einen Druck in B und D.

Fig. 25.



Federdynamometer. Die vollkommensten und für maschinelle Zwecke brauchbarsten Federdynamometer hat der General Morin bei seinen Versuchen über Reibung u. s. w. angewendet, und in der besonderen Abhandlung (Description des appareils chronométriques à style et des appareils dynamométriques. Metz 1838) beschrieben. Diese Dynamometer sind aus zwei gleichen Stahlfedern AB und CD zusammengesetzt, und geben die Größe der in der Mitte M der einen Feder angreifenden Kraft P durch die bewirkte Vergrößerung der Entfernung MN zwischen beiden Federmitten an. Um nun die Größe einer Kraft, z. B. die Zugkraft der Pferde vor einem Wagen, zu finden, wird die Feder CD in der Mitte N durch einen Bolzen mit dem Wagen fest verbunden, und die Zugkette der Pferde mittelst der Oehse U in M angeschlossen, und es läßt sich durch einen Zeiger in M an einer mit N verbundenen Scala der die Kraft P messende relative Weg von M beobachten. Sind die Federn parallelepipedisch geformt und von der Länge l, Breite b und Dicke h, so hat man nach Th. I die der Kraft entsprechende Bogenhöhe: §. 14.

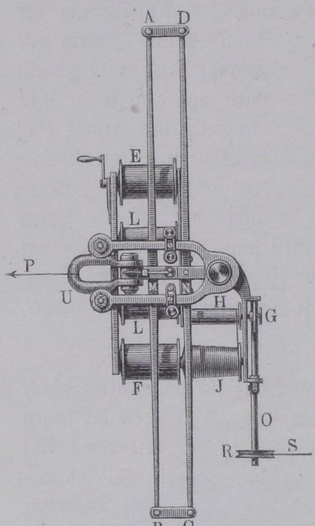
$$a = {}^1/_{48}\,\frac{Pl^3}{WE} = {}^1/_4\,\frac{Pl^3}{Ebh^3};$$

es wächst folglich die Bogenhöhe wie die Kraft und es läßt sich also bei diesem Dynamometer eine gleichtheilige Scala anwenden. Da hier die Ausbiegung s von zwei Federn angegeben wird, so hat man dieselbe doppelt so groß als die einfache Bogenhöhe, d. i.:

$$s = {}^1/_2 \frac{Pl^3}{Ebh^3}.$$

Um Material zu ersparen und größere Durchbiegungen zu erhalten, giebt man lieber diesen Federn die bekannte parabolische Form eines Körpers von gleichem Widerstande, wobei sie zwar eine constante Breite, dagegen eine nach den Enden zu allmälig abnehmende Dicke erhalten (s. Thl. I), und die Durchbiegung doppelt so groß ausfällt, als bei einem Körper von constanter Dicke h. Es ist also für solche parabolische Doppelfedern:

Fig. 26.



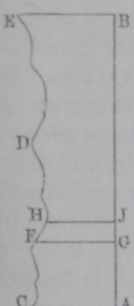
$$s = \frac{Pl^3}{Ebh^3} = \frac{1}{Eb}\left(\frac{l}{h}\right)^3 P = \nu P,$$

wenn ν eine Erfahrungszahl bezeichnet.

Wenn man vor der Anwendung eines solchen Instrumentes ein bekanntes Gewicht angehängt und die bewirkte Ausbiegung s beobachtet hat, so läßt sich das Verhältniß ν zwischen Ausbiegung und Kraft berechnen, und dieselbe zur Anfertigung der Scala benutzen. Bei Anwendung des besten Stahles hat sich gezeigt, daß die Bogenhöhe bis ${}^1/_{10}$ der Länge ausfallen kann, ehe das Verhältniß zwischen Kraft und Weg ein anderes und die Elasticitätsgrenze überschritten wird.

Würde die auf die Feder ausgeübte Zugkraft fortwährend den nämlichen Werth P behalten, so hätte man die von dem Motor auf einem gewissen Wege s verrichtete Arbeit einfach als das Product Ps gefunden. Nun wirkt die Zugkraft der Pferde aber niemals in unveränderter Größe, vielmehr ist dieselbe sehr veränderlich entsprechend den wechselnden Widerständen, welche das Gefährt findet. Zu einer einigermaßen sicheren Bestimmung der geleisteten Arbeit ist es daher nöthig, den mittleren oder durchschnittlichen Werth der Kraft P zu kennen. Zu diesem Zwecke hat man vielfach den Apparaten eine solche Einrichtung gegeben, vermöge deren von ihnen eine Zeichnung entworfen wird, aus welcher die Größe der Kraft P für jeden Augenblick zu ersehen ist. Alle diese sogenannten Registrirapparate beruhen darauf, daß mit dem Zeiger, dessen Ausschlag die Größe der ausgeübten Kraft zu erkennen giebt, ein Schreibstift verbunden wird, welcher auf einem unter ihm fortbewegten Papierstreifen eine Linie zeichnet. Dieser Papierstreifen erhält seine fortschreitende Bewegung in einer Richtung senkrecht zu derjenigen, in welcher der Zeiger oder Stift bei schwankender Zugkraft schwingt. Hieraus ergiebt sich, daß der Schreibstift auf dem Papierstreifen eine gerade, mit dessen Bewegungsrichtung parallele Linie zeichnet, sobald die Zugkraft P, also auch der Ausschlag der Feder einen constanten Werth hat, während diese Linie einen wellenförmigen oder zickzackartigen Verlauf zeigen muß, wenn die Zugkraft P allmäligen oder plötzlichen Aenderungen unterworfen ist. Die Einrichtung dieses Zeichenapparates ist bei dem Morindynamometer (Fig. 26) zu erkennen. Der auf einer kleinen Rolle E befindliche Papierstreifen wird auf eine ebensolche Rolle F aufgewickelt, sobald der letzteren eine Umdrehung um ihre Axe gegeben wird. Zwei kleinere Rollen LL dienen hierbei zur Stütze des Papierstreifens, auf welchem der bei M mit der Feder AB verbundene Schreibstift eine Linie zeichnet. Selbstverständlich ist das Gestell der Walzen E, F und L mit der anderen, fest am Wagen angebrachten Feder DC verbunden. Die langsame Bewegung des Papierstreifens wird hierbei automatisch von der Bewegung des Wagens abgeleitet, dessen eine in der Figur nicht weiter angegebene Axe mit einer Schnurscheibe versehen ist, deren Schnur S die Rolle R auf der Axe O in Umdrehung setzt, proportional mit der fortschreitenden Bewegung des Wagens. Eine auf der Axe O befindliche Schraube ohne Ende dreht nun sehr langsam durch das Schneckenrad G die Rolle H, welche einen auf J aufgewickelten Faden an sich zieht und auf diese Weise die Bewegung der mit J auf derselben Axe festen Rolle F und des Papierstreifens bewirkt.

Fig. 27.



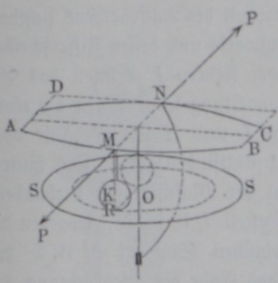
Die von dem Schreibstifte auf dem Papierstreifen zurückgelassene Linie giebt ein Mittel zur genauen Bestimmung der während der betreffenden Zeit von dem Motor verrichteten Arbeit. Es sei etwa CDE (Fig. 27) eine solche von dem Stifte während einer gewissen Zeit beschriebene Linie und AB sei die Nulllinie, d. h. diejenige, welche der Stift beschreibt, wenn bei der Zugkraft gleich Null der Streifen bewegt wird. Dann ist der Inhalt der Fläche $ACDEB$ ein Maß für die verrichtete Arbeit, wie leicht daraus folgt, daß die Ordinaten wie AC, GF den jedesmaligen Zugkräften P und die Abscissen AG, AJ den zurückgelegten Wegen proportional sind. So ist z. B. während der Zeit, in welcher der Stift das Stück FH gezeichnet hat, der Streifen also um GJ fortgezogen ist, eine Arbeit verrichtet, welche man erhält, wenn man die Kraft P, die dem Ausschlage GF nach der Scala des Dynamometers entspricht, mit dem Wege s multiplicirt, den der ganze Apparat zurücklegen muß, um eine

Bewegung des Streifens im Betrage GJ zu veranlassen. Das Trapez $GFHJ$ giebt daher in seinem Inhalte das Maß für die gedachte Arbeit an, und zwar stellt jedes Quadratmillimeter dieser Fläche eine mechanische Arbeit von pl Meterkilogrammen vor, wenn 1 Millimeter der Kräftescala einer Zugkraft von p Kilogrammen und 1 Millimeter Streifenbewegung einem Fortschreiten des Wagens um l Meter entspricht. Es ist auch klar, daß man die durchschnittliche Zugkraft für den gedachten Versuch erhält, wenn man die gefundene Leistung durch den Weg dividirt, d. h. wenn man die Fläche $ACDEB$ in ein Rechteck von der Basis AB verwandelt, so ergiebt die Höhe desselben nach der Kräftescala den durchschnittlichen Druck.

Unerläßlich ist hier die Bedingung, daß die Bewegung des Papierstreifens stets mit der des Wagens proportional geschehe, daß also nirgend ein Gleiten des den Betrieb des Streifens vermittelnden Wagenrades stattfinde, eine Bedingung, welche bei der Unebenheit der Fahrstraße nicht immer zu erfüllen ist. Dieser Uebelstand wird zwar vermieden, wenn man, wie dies bei dem Burg'schen Dynamographen der Fall ist, die Bewegung des Papiers durch ein Uhrwerk veranlaßt, indessen ist in diesem Falle die Größe der umschriebenen Fläche nicht mehr ein Maß der geleisteten Arbeit, insofern als die Wege des Papiers jetzt mit den verflossenen Zeiten, nicht aber mit den Weglängen des Motors proportional sind. In diesem Falle wird auch der Streifen bewegt und vom Stifte eine Linie gezeichnet, wenn der Apparat ganz festgehalten wird, also eine mechanische Arbeit vom Motor gar nicht geleistet wird.

Morin und Poncelet sind in der Construction der Dynamometer noch weiter gegangen, derart nämlich, daß sie durch sinnreiche Einrichtungen die verrichtete Arbeit, d. h. das Product aus Kraft und Weg durch den Apparat selbst feststellen und durch ein Zählwerk angeben lassen. Solche Apparate, bei welchen also die bei den Registrirapparaten erforderliche Flächenbestimmung der gezeichneten Curve wegfällt, bezeichnet man wohl mit dem Namen der totalisirenden Dynamometer. Das Princip, auf welchem diese Apparate beruhen, läßt sich folgendermaßen erläutern. Mit dem festen Theil der Feder denke man eine drehbare tellerförmige ebene Scheibe SS, Fig. 28, verbunden, deren Axe durch die zu messende Kraft in Umdrehung gesetzt wird, und zwar so, daß die Drehungswinkel proportional mit den Wegen des Kraftangriffspunktes sind. Ferner sei mit dem beweglichen Theile M der Feder ein Arm MK verbunden, welcher am freien Ende K ein kleines Frictionsrad R trägt, das mit leichtem Drucke gegen die Scheibe S gepreßt wird. Da die Axe dieses Rädchens R eine radiale Stellung zur Scheibe S hat, so wird eine Umdrehung der letzteren vermöge der Friction das Röllchen R zu $\frac{r}{\varrho}$ Umdrehungen veranlaßen, wenn ϱ den Halbmesser des Rädchens R und r den Abstand desselben von der Mitte O des Tellers S bezeichnet. Nun ist die Anordnung so getroffen, daß im spannungslosen Zustande der Dynamometerfeder, d. h. für $P = 0$, das Rädchen R genau über der Mitte O der Scheibe S steht, jener Abstand r also ebenfalls Null ist. Wenn nun für 1 Kilogramm Zugkraft der Ausschlag des Punktes M durch α ausgedrückt ist, so hat man bei einer Zugkraft P diesen Ausschlag

Fig. 28.



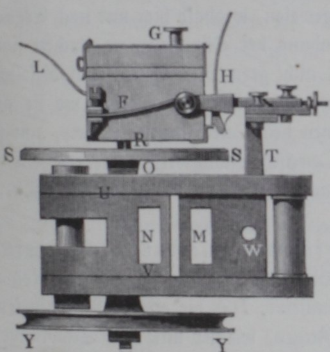
$$OR = r = P\alpha.$$

Wenn ferner die Bewegungsübersetzung für die Scheibe S so gewählt worden ist, daß die letztere um den Winkel ω sich dreht, sobald der Angriffspunkt der Kraft P einen Weg gleich 1 Meter durchläuft, so macht diese Scheibe bei einem sehr kleinen Wege gleich s dieses Kraftangriffspunktes offenbar $s\omega$ Umdrehungen, und dem Rädchen R wird daher eine Umdrehung

$$u = s\omega \frac{r}{\varrho} = s\omega \frac{P\alpha}{\varrho} = \frac{\omega\alpha}{\varrho} Ps$$

mitgetheilt. Da ω, α und ϱ constante Größen des Apparates sind, welche ein für allemal festgestellt werden, so erkennt man aus dieser Gleichung, daß die Umdrehung u des Rädchens R ein Maß abgiebt, für die Größe der Arbeit, welche die Kraft P während des kleinen Wegelementes s ihres Angriffspunktes verrichtet hat. Da diese Betrachtung in derselben Weise für alle aufeinanderfolgenden Wegelemente des Kraftangriffspunktes gilt, so wird man auch für eine beliebig große Bewegung desselben die verrichtete Arbeit durch die Anzahl der Umdrehungen ausgedrückt finden, welche während und in Folge dieser Bewegung der Rolle R mitgetheilt werden. Zur Feststellung dieser Arbeit

Fig. 29.



ist es daher nur nöthig, die Axe des Rädchens R auf eine Zählvorrichtung wirken zu lassen, auf deren Scala man die vollführten Umdrehungen von R

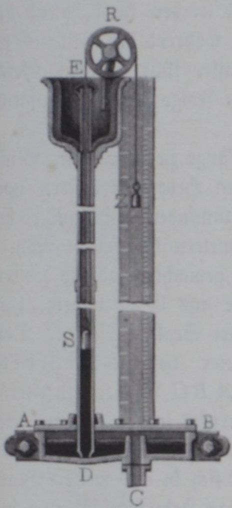
abliest. Es ist hierbei natürlich erforderlich, durch eine gewisse Rauhigkeit der Flächen von S und R ein Gleiten möglichst zu verhindern.

Die speciellere Einrichtung des Apparats ist aus Fig. 29 (a. v. S.) zu ersehen. SS ist wieder der mittelst einer Schnurscheibe Y ꝛc. mit der Axe OX umzudrehende Teller und bei R ist der untere Theil des Laufrädchens sichtbar, welches sammt dem mit ihm verbundenen Zählwerke und dessen Zifferscheiben in dem Gehäuse FG eingeschlossen ist. Zwei Federn F drücken das Gehäuse mit dem Laufrädchen während der Beobachtung sanft gegen die ebene Scheibe S, wogegen man mittelst der Haken L und H das Gehäuse vom Teller abheben kann, wenn ein Zählen nicht stattfinden soll. Die hintere Hauptfeder des Dynamometers trägt das mit der Maschine fest verbundene und die Axe OX des Tellers aufnehmende Gestell UV in N, wogegen die vordere Hauptfeder in M auf den verschieblichen Support MWT des Zählapparats wirkt. Um den Beginn und das Ende der Beobachtung am Zählwerke festzustellen, genügt ein Druck auf den Knopf G, wodurch mittelst eines einfachen Mechanismus auf jeder der vorhandenen Zifferscheiben ein Punkt markirt wird. Man hat in neuerer Zeit vielfach Gebrauch von solchen und anderen Totaliseurs gemacht.

§. 15. **Manometer.** Zu den Dynamometern, welche die Größe von Druckkräften und zwar von Flüssigkeiten messen, kann man auch die Manometer rechnen, welche hauptsächlich an den Dampfkesseln vorkommen. Diese Instrumente lassen sich eintheilen in Flüssigkeitsmanometer und Metall- oder Federmanometer, je nachdem eine Flüssigkeit (Quecksilber) oder eine metallische Feder zur Angabe des Druckes bestimmt wird. Die ersteren sind entweder offene Quecksilber- oder geschlossene Luftmanometer. Von beiden ist schon in Th. I die Rede gewesen, weshalb hier nur noch Ergänzungen, betreffend die besondere Anwendung bei Dämpfen, zu machen sind. Man verwendet zu diesen Instrumenten nicht gern Glasröhren, weil dieselben sehr zerbrechlich sind und weil sie bei der Dunkelheit des Ortes, wo sie gewöhnlich stehen, kein bequemes Erkennen des Quecksilbers zulassen, um so mehr, da sie durch Absätze aus dem Quecksilber leicht trübe werden. Dagegen bedient man sich gewöhnlich eiserner Röhren und läßt den Quecksilberstand durch Schwimmer angeben.

Die Durchschnittszeichnung eines Gefäßmanometers mit Schwimmer giebt Fig. 30. Es ist AB das eiserne Quecksilbergefäß, C die Röhre, wodurch es mit dem Dampfkessel communicirt, DE die eiserne Manometerröhre, S der Schwimmer und Z der Zeiger, welcher mit dem Schwimmer durch eine über der Leitrolle R liegende Schnur verbunden ist und den Quecksilberstand in der Röhre DE auf einer Scala anzeigt. Diese Scala ist hierbei in gleiche Theile zu theilen und zwar entspricht jeder Atmosphäre eine Länge der Scala von 0,760 Meter. Wenn, wie dies meistens der Fall ist, der Querschnitt des Gefäßes AB viel größer ist als der der Röhre DE, so kann man das Quecksilberniveau in AB mit genügender Genauigkeit als constant ansehen.

Fig. 30.



Gebräuchlicher als die Gefäßmanometer sind die Hebermanometer. Ein solches ist durch Fig. 31 (a. f. S.) dargestellt. ABC ist die heberförmige Röhre, welche sich auf der einen Seite an das mit Wasser gefüllte Gefäß Aa anschließt, auf der anderen Seite in die freie Luft ausmündet, übrigens aber bis a und b mit Quecksilber gefüllt ist. Der Dampf wird durch die Röhre DA über das Wasser in Aa geführt, und indem er dieses niederdrückt, wird das Quecksilber im Schenkel aB zum Sinken und das im Schenkel BC zum Steigen genöthigt. Der Stand des letzteren läßt sich aber an einer Scala mittelst eines Zeigers Z beobachten, der durch eine, über einer kleinen Rolle R liegende seidene Schnur mit einem kleinen metallenen Schwimmer in der Quecksilbersäule verbunden ist.

Um die Eintheilung der Scala zu bestimmen sei mit p der Dampfüberdruck in Atmosphären bezeichnet, welcher in A auf das Wasser wirkt, und es möge mit h die Höhe der kleinen Wassersäule Aa bezeichnet sein. Wenn nun der Quecksilberspiegel im rechten Rohrschenkel um die Länge x unter a heruntertritt, so steigt er im linken Schenkel bei gleicher Weite der Röhren ebenfalls um x über b, so daß das Gewicht einer Quecksilbersäule von der Höhe $2x$ durch den Ueberdruck des Dampfes und das Gewicht der Wassersäule von der Höhe $h + x$ in Aa im Gleichgewichte gehalten wird. Bezeichnet daher $\gamma = 13,6$ des specifische Gewicht des Quecksilbers und setzt man eine Atmosphäre einer Quecksilbersäule von 0,760 Meter gleich, so hat man:

$$2x\gamma = p \,.\, 0,760 \,.\, \gamma + (h + x),$$

woraus man erhält:

$$x = \frac{0,760\, p\gamma + h}{2\gamma - 1} = \frac{10,336\, p + h}{26,2} = 0,395\, p + 0,038\, h.$$

Setzt man hierin nach einander $p = 1, 2, 3, 4 \ldots$ Atmosphären, so erhält man die Theile der Scala, auf welcher je eine Länge von 395 mm einer Atmosphäre entspricht.

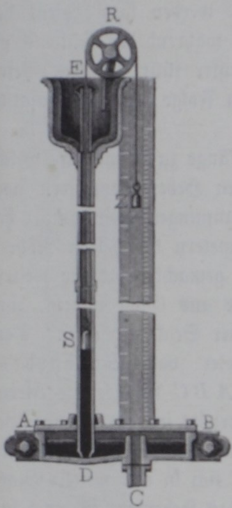
abliest. Es ist hierbei natürlich erforderlich, durch eine gewisse Rauhigkeit der Flächen von S und R ein Gleiten möglichst zu verhindern.

Die speciellere Einrichtung des Apparats ist aus Fig. 29 (a. v. S.) zu ersehen. SS ist wieder der mittelst einer Schnurscheibe Y ꝛc. mit der Axe OX umzudrehende Teller und bei R ist der untere Theil des Laufrädchens sichtbar, welches sammt dem mit ihm verbundenen Zählwerke und dessen Zifferscheiben in dem Gehäuse FG eingeschlossen ist. Zwei Federn F drücken das Gehäuse mit dem Laufrädchen während der Beobachtung sanft gegen die ebene Scheibe S, wogegen man mittelst der Haken L und H das Gehäuse vom Teller abheben kann, wenn ein Zählen nicht stattfinden soll. Die hintere Hauptfeder des Dynamometers trägt das mit der Maschine fest verbundene und die Axe OX des Tellers aufnehmende Gestell UV in N, wogegen die vordere Hauptfeder in M auf den verschieblichen Support MWT des Zählapparats wirkt. Um den Beginn und das Ende der Beobachtung am Zählwerke festzustellen, genügt ein Druck auf den Knopf G, wodurch mittelst eines einfachen Mechanismus auf jeder der vorhandenen Zifferscheiben ein Punkt markirt wird. Man hat in neuerer Zeit vielfach Gebrauch von solchen und anderen Totaliseurs gemacht.

§. 15. **Manometer.** Zu den Dynamometern, welche die Größe von Druckkräften und zwar von Flüssigkeiten messen, kann man auch die Manometer rechnen, welche hauptsächlich an den Dampfkesseln vorkommen. Diese Instrumente lassen sich eintheilen in Flüssigkeitsmanometer und Metall- oder Federmanometer, je nachdem eine Flüssigkeit (Quecksilber) oder eine metallische Feder zur Angabe des Druckes bestimmt wird. Die ersteren sind entweder offene Quecksilber- oder geschlossene Luftmanometer. Von beiden ist schon in Th. I die Rede gewesen, weshalb hier nur noch Ergänzungen, betreffend die besondere Anwendung bei Dämpfen, zu machen sind. Man verwendet zu diesen Instrumenten nicht gern Glasröhren, weil dieselben sehr zerbrechlich sind und weil sie bei der Dunkelheit des Ortes, wo sie gewöhnlich stehen, kein bequemes Erkennen des Quecksilbers zulassen, um so mehr, da sie durch Absätze aus dem Quecksilber leicht trübe werden. Dagegen bedient man sich gewöhnlich eiserner Röhren und läßt den Quecksilberstand durch Schwimmer angeben.

Die Durchschnittszeichnung eines Gefäßmanometers mit Schwimmer giebt Fig. 30. Es ist AB das eiserne Quecksilbergefäß, C die Röhre, wodurch es mit dem Dampfkessel communicirt, DE die eiserne Manometerröhre, S der Schwimmer und Z der Zeiger, welcher mit dem Schwimmer durch eine über der Leitrolle R liegende Schnur verbunden ist und den Quecksilberstand in der Röhre DE auf einer Scala anzeigt. Diese Scala ist hierbei in gleiche Theile zu theilen und zwar entspricht jeder Atmosphäre eine Länge der Scala von 0,760 Meter. Wenn, wie dies meistens der Fall ist, der Querschnitt des Gefäßes AB viel größer ist als der der Röhre DE, so kann man das Quecksilberniveau in AB mit genügender Genauigkeit als constant ansehen.

Fig. 30.



Gebräuchlicher als die Gefäßmanometer sind die Hebermanometer. Ein solches ist durch Fig. 31 (a. f. S.) dargestellt. ABC ist die heberförmige Röhre, welche sich auf der einen Seite an das mit Wasser gefüllte Gefäß Aa anschließt, auf der anderen Seite in die freie Luft ausmündet, übrigens aber bis a und b mit Quecksilber gefüllt ist. Der Dampf wird durch die Röhre DA über das Wasser in Aa geführt, und indem er dieses niederdrückt, wird das Quecksilber im Schenkel aB zum Sinken und das im Schenkel BC zum Steigen genöthigt. Der Stand des letzteren läßt sich aber an einer Scala mittelst eines Zeigers Z beobachten, der durch eine, über einer kleinen Rolle R liegende seidene Schnur mit einem kleinen metallenen Schwimmer in der Quecksilbersäule verbunden ist.

Um die Eintheilung der Scala zu bestimmen sei mit p der Dampfüberdruck in Atmosphären bezeichnet, welcher in A auf das Wasser wirkt, und es möge mit h die Höhe der kleinen Wassersäule Aa bezeichnet sein. Wenn nun der Quecksilberspiegel im rechten Rohrschenkel um die Länge x unter a heruntertritt, so steigt er im linken Schenkel bei gleicher Weite der Röhren ebenfalls um x über b, so daß das Gewicht einer Quecksilbersäule von der Höhe $2x$ durch den Ueberdruck des Dampfes und das Gewicht der Wassersäule von der Höhe $h + x$ in Aa im Gleichgewichte gehalten wird. Bezeichnet daher $\gamma = 13,6$ des specifische Gewicht des Quecksilbers und setzt man eine Atmosphäre einer Quecksilbersäule von 0,760 Meter gleich, so hat man:

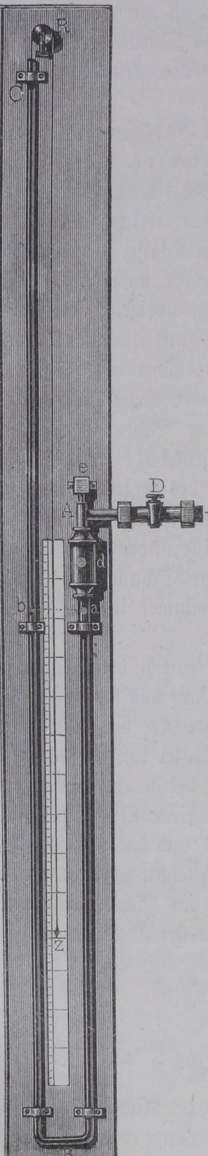
$$2x\gamma = p \,.\, 0,760 \,.\, \gamma + (h + x),$$

woraus man erhält:

$$x = \frac{0,760\, p\gamma + h}{2\gamma - 1} = \frac{10,336\, p + h}{26,2} = 0,395\, p + 0,038\, h.$$

Setzt man hierin nach einander $p = 1, 2, 3, 4 \ldots$ Atmosphären, so erhält man die Theile der Scala, auf welcher je eine Länge von 395 mm einer Atmosphäre entspricht.

Fig. 31.



Die Füllung des Instrumentes mit Quecksilber erfolgt durch die vermittelst eines Stöpsels verschließbare Oeffnung e im Kopfe des ersten Schenkels. Damit diese Flüssigkeit in der richtigen Menge eingebracht werden kann, dient das kleine Loch a, welches während des Füllens geöffnet wird. Mit Wasser füllt sich das Gefäß Aa bald von selbst in Folge der Condensation des Dampfes.

Um die unbequeme Länge zu vermeiden, welche die Scala auch bei den Hebermanometern noch für größere Dampfspannungen annimmt, hat man bei diesen Manometern die beiden Röhren von verschiedener Weite gemacht, und die weitere Röhre, indem man sie aus Glas bildete, zum direkten Ablesen mit einer Scala versehen. Derart ist das Manometer von Desbordes, Fig. 32, eingerichtet. ABC ist hier das eiserne Heberrohr, welches einerseits in ein weiteres Gefäß E endigt, in das der Dampf durch H zutritt, während der Schenkel C sich in eine weitere Glasröhre DD fortsetzt. Das Heberrohr ist etwa bis $\alpha\beta$ mit Quecksilber gefüllt. Wenn durch den Dampfüberdruck in E das Niveau des Quecksilbers in A um eine gewisse Länge x unter $\alpha\beta$ gepreßt wird, so steigt der Spiegel in der weiteren Röhre DD um die Größe $x\dfrac{f}{F} = xn$, unter f und F die Querschnitte der beiden Röhren A und D verstanden. Die dadurch erzeugte Höhendifferenz des Quecksilbers ist daher durch $x\,(1 + n)$ dargestellt, und man erhält, wenn von dem Gewichte des Wassers in A abgesehen wird, die Scalenlänge von DD für jede Atmosphäre zu $x = \dfrac{0{,}760}{1+n}$ Millimeter, z. B. entspricht, wenn DD den dreifachen Durchmesser, also den neunfachen Querschnitt von A hat, jeder Atmosphäre eine Scalenlänge von $\dfrac{760}{10} = 76$ mm.

Bei diesem Manometer ist noch die sehr zweck-

Fig. 32.

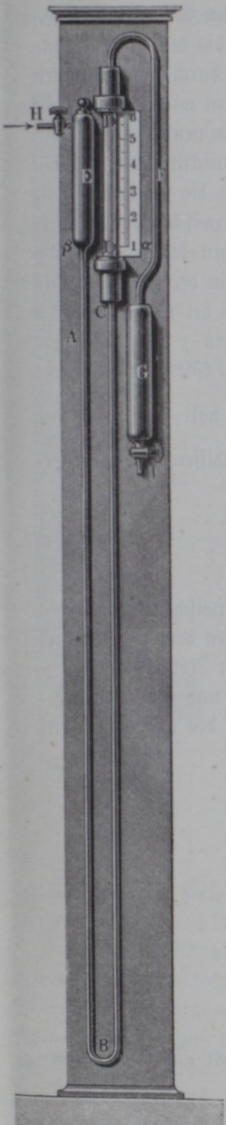
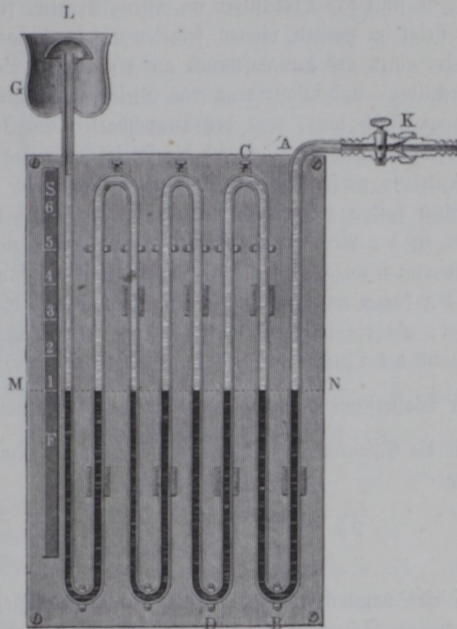


Fig. 33.



mäßige Anordnung der Röhre *F* mit dem Auffangebehälter *G* zu erwähnen, welche dazu dient, das Quecksilber in *G* aufzufangen, wenn dasselbe durch das Rohr *D* hinausgetrieben wird, wie dies öfter stattfindet, sei es in Folge zu starken Dampfdruckes oder auch schon einer Stoßwirkung, wie sie bei einem plötzlichen Oeffnen des Dampfhahns einzutreten pflegt.

Um für größere Dampfspannungen die ganze Höhe der offenen Quecksilbermanometer zu verringern, hat man noch verschiedene Constructionen vorgeschlagen. Hierher gehört zunächst das Differentialmanometer, Fig. 33. Dasselbe besteht aus einer Anzahl von parallelen, unter sich abwechselnd oben und unten zu einem Systeme verbundenen Röhren, von welchen die unteren Enden bis zur Linie *MN* mit Quecksilber, die oberen Hälften aber mit Wasser gefüllt sind. Wird nun das eine Ende *K* mit dem

Dampfe, das andere Ende L aber mit der Luft in Communication gesetzt, so sinkt das Quecksilber im ersten, dritten, fünften Schenkel u. s. w., und steigt im zweiten, vierten, sechsten u. s. w. so weit, bis dem Dampfdrucke auf der einen und dem Luftdrucke auf der anderen Seite durch den vereinigten Quecksilber- und Wasserdruck das Gleichgewicht gehalten wird. Sind alle Röhren gleich weit, was der Brauchbarkeit des Instrumentes wegen auch gefordert werden muß, so ist die Steighöhe x des Quecksilbers im ersten Schenkel so groß, wie die Senkung im anderen, also die Niveaudifferenz zwischen beiden gleich $2x$, und ebenso groß auch die zwischen dem Quecksilber in der vierten und dritten Röhre, ferner zwischen der sechsten und fünften u. s. w. Dagegen fällt hierbei die Wassersäule in der zweiten Röhre um $2x$ kürzer aus, als die in der ersten, ebenso die in der vierten um $2x$ kürzer, als die in der dritten u. s. w. Bezeichnet nun γ das specifische Gewicht des Quecksilbers, so folgt die Höhe einer Quecksilbersäule, welche einer Wassersäule von der Höhe $2x$ das Gleichgewicht hält, zu $\frac{2x}{\gamma}$, und daher die Spannung, welche das Eintreten der Niveaudifferenz $2x$ hervorbringt:

$$= 2x - \frac{2x}{\gamma} = \left(1 - \frac{1}{\gamma}\right) 2x = \frac{2(\gamma - 1)}{\gamma} x.$$

Diese Spannung wird aber durch den Niveauabstand zwischen dem vierten und dritten Schenkel verdoppelt, ferner durch den zwischen dem sechsten und fünften verdreifacht u. s. w. Ist nun n die Anzahl der Röhrenschenkel, p die Dampfspannung am Anfange des ersten Schenkels und b der durch die Höhe einer Quecksilbersäule gemessene Luftdruck am Ende des anderen Schenkels, so hat man:

$$p = b + \frac{n}{2} \frac{2(\gamma - 1)}{\gamma} x,$$

d. i.

$$p = b + \frac{n(\gamma - 1)}{\gamma} x = b + 0{,}9266\, nx;$$

sowie

$$x = \frac{\gamma(p - b)}{(\gamma - 1)n} = 1{,}079 \frac{p - b}{n}$$

oder, wenn man p in Atmosphären zu 0,760 m ausdrückt und $b = 1$ annimmt:

$$x = 0{,}760 \, . \, 1{,}079 \frac{p - 1}{n} = 0{,}820 \frac{p - 1}{n} \text{ Meter}.$$

Das Endstück FL der Schlangenröhre ist von Glas und mit einer entsprechenden Scala versehen. Dieses Manometer, worüber ein Näheres im Bulletin de la société d'encour. 1845, sowie in den Annales des mines Th. VII. 1845 nachgelesen werden kann, hat sich in der Praxis nicht eingebürgert. Gleiches gilt von dem Kolbenmanometer von Galy-Cazalat, Fig. 34. Hierbei wirkt der Dampfdruck auf den kleinen Kolben dd, während das Quecksilber auf den mit dd durch einen Stiel fest verbundenen größeren Kolben ff drückt. Offenbar wird hierdurch an der Scala der Röhre CE eine Atmosphäre durch $\frac{f}{F}$ 0,760 m ausgedrückt sein, unter f und F die Querschnittsflächen der Kolben dd und ff verstanden.

Fig. 35.

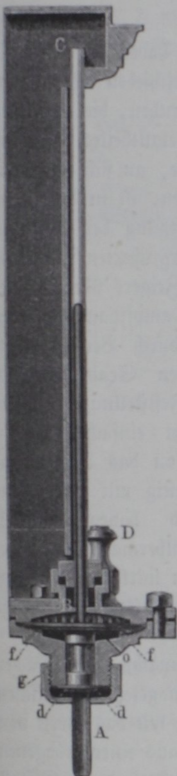
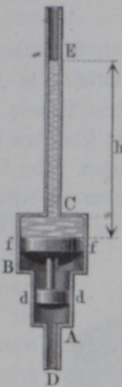


Fig. 34.

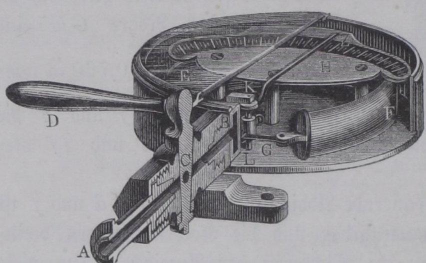


Die dauernde Abdichtung der Kolben d und f ist hier unausführbar und die Kolbenreibungen beeinträchtigen die Sicherheit der Anzeigen. Um diese Uebelstände zu umgehen, hat Journeux bei seinem Manometer, Fig. 35, die beiden Kolben d und f mit Gummischeiben bedeckt, welche den dichten Abschluß bewirken. Durch die kleine Oeffnung o ist hierbei der atmosphärischen Luft der Zutritt zu den inneren Flächen der Kolben gestattet. Die Scala wird hierbei nicht unwesentlich durch die Elasticitätsverhältnisse der Gummischeiben beeinflußt. Diese Manometer waren in früherer Zeit, ehe man die Metallmanometer in der heutigen Vollkommenheit darstellen konnte, häufiger in Gebrauch.

Die geschlossenen oder Luftmanometer, welche bereits in Th. I besprochen wurden, dürften wohl kaum noch eine nennenswerthe Anwendung bei Dampfkesseln finden, da ihre Angaben in Folge der Oxydation des Quecksilbers, sowie wegen der wechselnden Temperatur und Feuchtigkeit der Luft unsicher sind, und die Intervalle der Scala um so kleiner werden, je höher die Spannungen sind. Die Versuche, den letzteren Uebelstand durch eine hyperboloidische Form der Glasröhre (s. Dingler's Journal Bd. 93) oder durch Einschaltung kleiner Luftreservoire in die Glasröhre zu heben, haben keinen Eingang gefunden, ebensowenig wie das complicirte Luftmanometer von Hofmann in Breslau (s. Verhandl. d. Vereins z. Beförd. des Gewerbfl. in Preußen 1849). Alle diese Constructionen haben den Metallmanometern gegenüber sich nicht erhalten können.

§. 16. **Federmanometer.** Eine ausgedehnte Anwendung haben die Metall- oder Federmanometer gefunden, welche, so verschieden ihre Construction auch sein mag, sämmtlich auf dem Princip beruhen, die durch den Dampfdruck erzeugte Formänderung eines federnden Metalltheiles als Maß für die Größe des Dampfdruckes zu benutzen. Um diese, an sich meist nur geringe Formveränderung sicher und bequem zu erkennen, ist in der Regel ein Mechanismus vorhanden, welcher die kleine Bewegung der Feder in den vergrößerten Ausschlag eines Zeigers übersetzt, der die Dampfspannung auf einer durch Versuche festgestellten Scala angiebt. Diese Feststellung der Scala geschieht einfach dadurch, daß man das Instrument gleichzeitig mit einem hinreichend hohen offenen Quecksilbermanometer verschieden starken Pressungen aussetzt, welche am einfachsten durch eine kleine Compressionspumpe erzeugt werden können.

Fig. 36.



Die verschiedenen Federmanometer unterscheiden sich zunächst von einander in der Form und Beanspruchung des dem Dampfdrucke ausgesetzten elastischen Theils. Das Metallmanometer von Bourdon besteht, wie das zuerst von Schinz construirte Manometer, der Hauptsache nach aus einer gebogenen Messingröhre BEF, Fig. 36, von elliptischem Querschnitte, deren Gestalt sich mit dem Drucke der in ihr eingeschlossenen Flüssigkeit ändert. Das eine unbewegliche Ende B dieser Röhre steht mit der Dampfröhre AB in Verbindung, während das andere Ende F verschlossen und frei beweglich ist. Durch das Verbindungsstängelchen G wird die Bewegung dieses Rohrendes auf die kleine Axe KL fortgepflanzt, welche bei ihrer Drehung vermittelst des auf ihr befindlichen Zeigers Z den Ausschlag oder Dampfdruck auf der bogenförmigen Scala anzeigt.

Die Wirkung des Dampfdrucks auf die Röhre hat man sich, wie folgt, zu erklären. Da in Folge des inneren Drucks der elliptische Querschnitt der Röhre sich dem kreisförmigen zu nähern strebt, so geht die Breite DF,

Fig. 37, hierdurch in $D_1 F_1$ über, wobei die Seiten DE und FG irgend eines Röhrenelementes nach $D_1 E_1$ und $F_1 G_1$ gelangen. Da diese Seiten ihre Länge nicht merklich ändern, so erkennt man, daß der Querschnitt EG in die Lage $E_1 G_1$ gelangt und der Krümmungshalbmesser $CA = CB$ in $C_1 A = C_1 B$ übergeht, also um CC_1 größer wird.

Da hierbei die Scala nur einen verhältnißmäßig kleinen Bogen einnimmt, so hat Bourdon zur Vergrößerung des Zeigerausschlags auch die durch

Fig. 37.

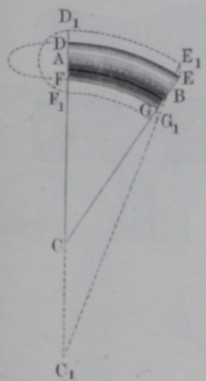


Fig. 38.

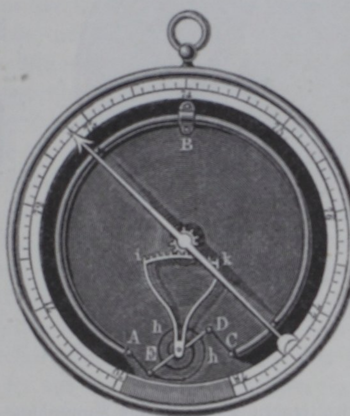


Fig. 38 dargestellte Anordnung getroffen. Hierbei ist das Rohr ABC in der Mitte B befestigt, während die beiden frei beweglichen Enden A und C mittelst der Zugstängelchen AE und CD den Zahnsector ik in Schwingung versetzen, in Folge deren der Zeiger Z eine ganze Umdrehung macht. Die kleine Spiralfeder h dient, um die Bewegung des Zeigers von dem todten Gange, d. h. dem Zwischenraume zwischen den Zähnen und Zapfen unabhängig zu machen.

Bei dem Manometer von Schäffer und Budenberg hat die Feder die Form einer kreisförmigen gewellten dünnen Platte a, Fig. 39 (a. f. S.), welche zwischen die beiden Flanschen des Gehäuses geschraubt ist. Der durch A hinzutretende Dampf drückt gegen eine unter die Feder gelegte Gummischeibe, die gleichzeitig zur Dichtung dient, und die Feder a überträgt die ihr ertheilte Durchbiegung in ersichtlicher Weise durch das Stängelchen e, den Zahnrechen c und das Getriebe d auf den Zeiger Z.

Bei dem Manometer von Gäbler und Beitshaus ist die Feder durch ein linsenförmig gestaltetes Paar zweier gewellter Plättchen a, Fig. 40 (a. f. S.), gebildet. Der bei D zutretende Dampf strebt diese Platten zusammen zu drücken, und schiebt dabei den Stift *b* aufwärts, wodurch wieder ein Zeigermechanismus in Thätigkeit gesetzt wird.

Nach den Vorschriften des deutschen Reichskanzleramts vom 29. Mai 1871 für die Anlegung von Dampfkesseln wird zur Prüfung der Dampfkessel seitens

Fig. 39.

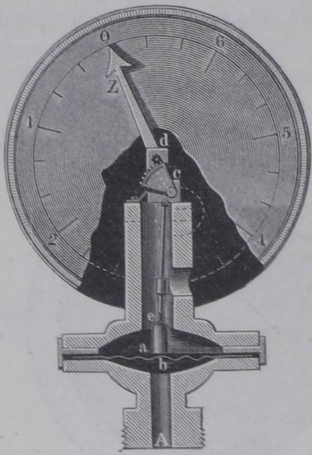
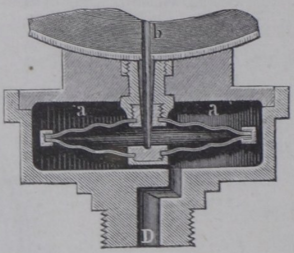
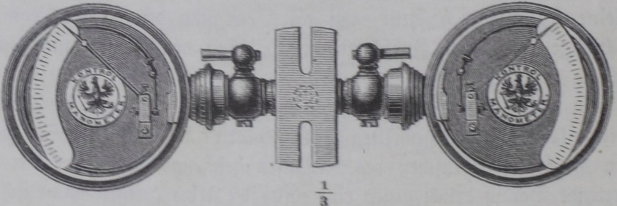


Fig. 40.



der controlirenden Beamten die Anwendung eines Controlmanometers von der durch Fig. 41 dargestellten Einrichtung vorgeschrieben. Dieses Instrument besteht aus zwei ganz gleichen Bourdon'schen Federmanometern, deren Röhren von Silber sind, und deren Scalen bis zu 24 Atmosphären

Fig. 41.



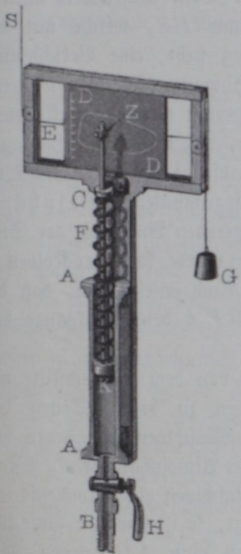
$\frac{1}{3}$

gehen. Es beruht diese Anordnung auf der Annahme, daß bei einem etwaigen Unrichtigwerden des Instruments die beiden Federn höchst wahrscheinlich nicht denselben Fehler zeigen werden, und daher aus der Uebereinstimmung der beiden Zeigerangaben auf die correkte Beschaffenheit des Instrumentes geschlossen werden darf.

Die Federmanometer werden in neuerer Zeit als sehr sichere und zuverlässige Instrumente ausgeführt, und haben sich dieserhalb und wegen ihrer bequemen Anbringung fast allgemein eingeführt. Da die Beschaffenheit der Metallfedern mit der Zeit Aenderungen ausgesetzt sein kann, so empfiehlt es sich, von Zeit zu Zeit die Richtigkeit der Federmanometer durch Vergleichung mit einem Controlmanometer zu prüfen.

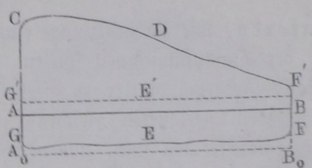
Indicatoren. Unter den Indicatoren, wie sie heutzutage eine so große Rolle für den Bau und Betrieb der Dampfmaschinen spielen, hat man ebenfalls Federmanometer zu verstehen, welche mit einem geeigneten Zeichen- oder Registrirapparate versehen sind, um von den veränderlichen Spannungen des in dem Cylinder einer Dampfmaschine wirkenden Dampfes während der Verschiebung des Dampfskolbens ein genaues Bild zu geben. §. 17.

Fig. 42.



Der Indicator in seiner ursprünglichen Gestalt, wie er bereits von Watt beim Bau seiner Dampfmaschinen angewandt wurde, ist durch Fig. 42 veranschaulicht. Die Einrichtung desselben ist folgende: *AA* ist ein genau ausgebohrter Cylinder von etwa 40 mm Durchmesser und 0,3 m Hub, in welchem ein genau eingeschliffener Kolben *K* mit seiner in *C* geführten Stange leicht beweglich ist. Eine die Kolbenstange umgebende Schraubenfeder *F*, welche einerseits am Kolben *K*, andererseits an dem Gestelle *C* befestigt ist, wird bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens *K* zusammengedrückt und bei dessen Niedergang ausgezogen, bis sie durch ihre Elasticität der ausgeübten Druck- oder Zugkraft das Gleichgewicht hält. Denkt man sich nun den Apparat mit dem Ende *B* auf den Deckel des betreffenden Dampfcylinders gesetzt, und durch Oeffnen des Hahns *H* den Raum unter *K* mit dem Dampfcylinder in Communication gebracht, so wird das Kölbchen *K* aufwärts geschoben, wenn in dem Cylinder Dampf von höherer als der atmosphärischen Pressung vorhanden ist, wie dies bei dem Vorwärtsgange des Kolbens der Fall ist. Wenn dagegen beim Rückgange des letzteren in Folge der Condensation des Dampfes in *A* unterhalb *K* ein Vacuum sich einstellt, so wird *K* durch den Atmosphärendruck oberhalb abwärts bewegt und die Feder *F* ausgedehnt. Der mit der Stange von *K* verbundene Zeiger Z giebt durch seinen Ausschlag oberhalb und unterhalb derjenigen Stellung, in welcher er sich befindet, wenn zu beiden Seiten von K der atmosphärische Druck vorherrscht, einen Maßstab für die Größe der auf das Kölbchen K ausgeübten Druck- oder Zugkraft. Da diese Kraft zumal bei Expansionsmaschinen während des ganzen Kolbenweges sehr veränderlich ist, so zeigt schon diese ursprüngliche Ausführung einen Zeichenapparat folgender Einrichtung. Der Zeiger Z ist durch einen Schreibstift ersetzt, welcher leicht gegen eine horizontal verschiebliche Tafel DD gedrückt ist. Dieser Tafel wird mittelst der Schnur ES, welche mit der Kolbenstange der Dampfmaschine in Verbindung steht, eine Verschiebung nach links ertheilt, sobald der Kolben einen Hingang vollführt, während beim Rückgange des Kolbens durch das Gegengewicht G eine Rückführung der Tafel bewirkt wird. Es ist leicht ersichtlich, daß bei diesem Vorgange der Schreibstift auf der Tafel eine in sich zurücklaufende Curve $GCDFEG$, Fig. 43, beschreibt, welche zu beiden Seiten der sogenannten **atmosphärischen Linie** AB gelegen ist, d. h. derjenigen geraden Linie, die der Stift bei einer Hin- und Rückschiebung der Tafel zeichnen würde, falls der Kolben K beiderseits mit der Atmosphäre communicirte. Auch ersieht man, daß die Curve $ACDB$ beim Hingange und diejenige BEA beim Rückgange des Dampfkolbens beschrieben wird.

Fig. 43.



Es ist übrigens leicht zu erkennen, das die von dem Schreibstifte gezeichnete Curve nur bei Condensationsmaschinen zu beiden Seiten der atmosphärischen Linie entsteht, d. h. bei solchen Maschinen, bei denen der Gegendruck auf die Kolbenfläche kleiner ist, als der Atmosphärendruck. Wenn dagegen dieser Gegendruck, wie dies bei allen Maschinen ohne Condensation der Fall ist, den atmosphärischen Druck übersteigt, so ist auch die Linie für den Kolbenrückgang oberhalb der atmosphärischen Linie AB gelegen, wie die punktirte Linie E' andeutet. Noch ist zu bemerken, daß man außer der atmosphärischen Linie AB in jedem Indicatordiagramme noch die sogenannte **Nulllinie** A_0B_0 unterscheidet, eine zur atmosphärischen Linie AB im Abstande $AA_0 = BB_0$ entsprechend einer Atmosphäre parallel gezogene Gerade, welche der Schreibstift beschreiben würde, falls unterhalb des Indicatorkolbens ein absolutes Vacuum vorhanden wäre. Die Bewegung der Tafel oder des dieselbe ersetzenden Papierstreifens ist immer derart von dem Dampfkolben der Dampfmaschine abzuleiten, daß die Wege dieser beiden Organe stets mit einander proportional sind.

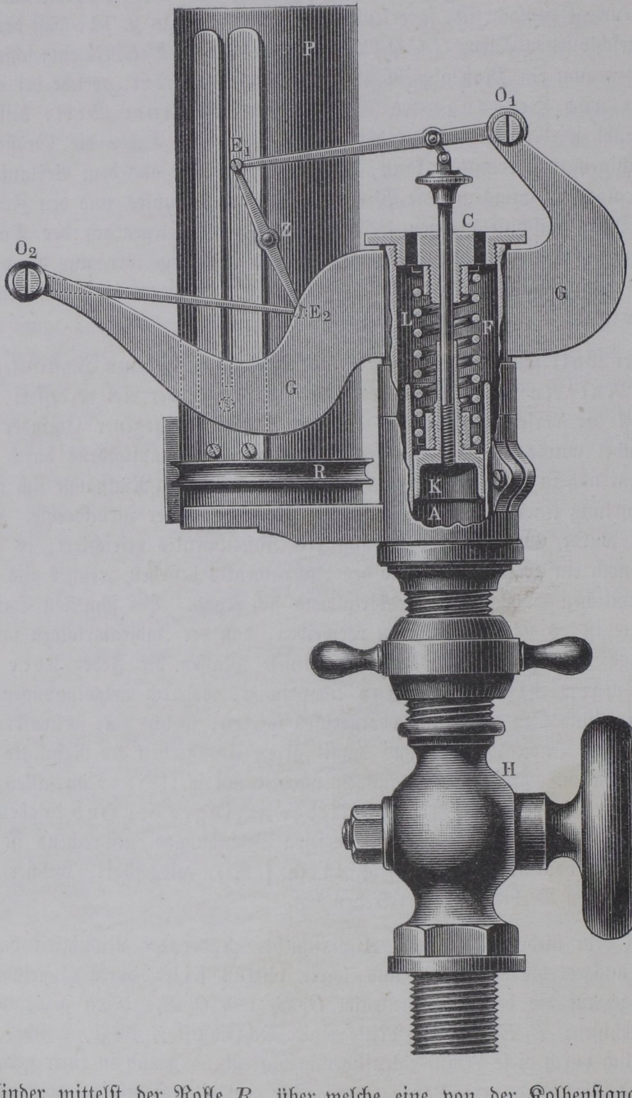
Da der Ausschlag des Stiftes ober- oder unterhalb der atmosphärischen

Linie proportional mit der Druckkraft auf den Kolben K des Indicators, also auch proportional mit dem Dampfdrucke auf den Kolben der Dampfmaschine ist, und da ferner die Verschiebung der Tafel proportional dem Kolbenwege gemacht ist, so erkennt man ähnlich wie in §. 14, daß der von der geschlossenen Curve $GCDFEG$, bezw. $G'CDF'E'G'$ eingeschlossene Flächenraum ein Maß abgiebt für die mechanische Arbeit, welche bei einem Hin- und Hergange des Dampfkolbens von einer Seite desselben ausgeübt wird. In welcher Art man aus dieser Curve die Größe der Maschinenarbeit ermitteln kann, und welche Schlüsse aus dem Verlaufe des Indicatordiagramms auf die Wirkungsweise des Dampfes und den Zustand der Dampfmaschine gezogen werden können, soll gelegentlich der Dampfmaschine eingehender besprochen werden, und es genüge hier, nur die neuerdings hauptsächlich in Anwendung gekommenen Indicatorconstructionen anzuführen.

Der Watt'sche Indicator wurde zunächst von verschiedenen Constructeuren, wie Mac-Naught, Combes, Garnier, in der Art verbessert, daß anstatt der verschieblichen Tafel ein mit Papier überzogener Cylinder angewendet wurde, welcher bei dem Hingange des Dampfkolbens durch eine Schnur nahezu eine Umdrehung vollführte, und bei dem Rückgange sich unter Einwirkung einer innerlich angebrachten Uhrfeder wieder zurückdrehte. Hierdurch wurde zwar die Handhabung des Instrumentes erleichtert, es blieb aber noch ein großer Uebelstand des Instrumentes bestehen, welcher aus dem beträchtlichen Hube des Indicatorkolbens sich ergab. Bei schnellen Dampfzutritte ist es nämlich nicht zu vermeiden, daß der Indicatorkolben sammt Stange vermöge der in ihm enthaltenen Massen die Feder über die Gleichgewichtslage hinaus comprimirt, wodurch Schwingungen des Kolbens und Schreibstiftes hervorgerufen werden, welche eine wellenförmige Gestalt der Indicatorcurve und damit große Unsicherheit der Resultate zur Folge haben. Diese Schwingungen werden um so kleiner ausfallen, je leichter die beweglichen Theile, je geringer der Hub derselben und je stärker die Feder ist. Diesen Bedingungen entsprechend ist der Indicator von Richards, Fig. 44 (a. f. S.), ausgeführt, welcher sich einer großen Verbreitung zu erfreuen hat.

In dem niedrigen Cylinder A verschiebt sich der der Leichtigkeit halber hohl ausgedrehte Kolben K und wirkt mittelst seiner durch C geführten Stange auf die beiden Gegenlenker $O_1 E_1$ und $O_2 E_2$, deren gemeinsame Hängeschiene $E_1 E_2$ in der Mitte einen Schreibstift Z trägt, welcher bekanntlich durch diese Lemniscatenführung hinreichend genau in einer geraden Linie geführt wird, deren Länge vermöge der gewählten Hebelübersetzung gleich dem vierfachen Schube des Indicatorkölbchens ist. Der Stift Z beschreibt auf dem mit Papier umgebenen Cylinder *P* die betreffende Curve, wenn dieser

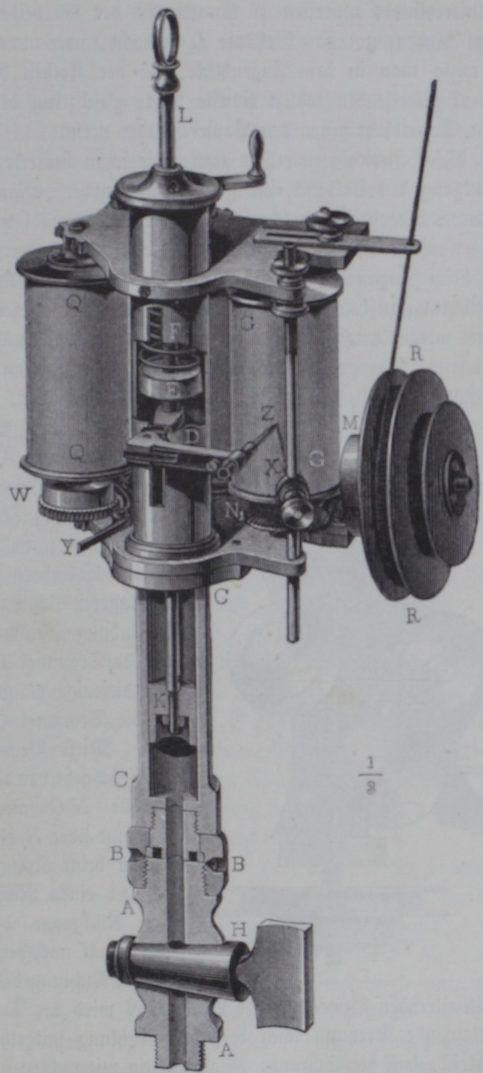
Fig. 44.



Cylinder mittelst der Rolle *R*, über welche eine von der Kolbenstange bewegte Schnur gelegt ist, nahezu um eine volle Umdrehung bewegt wird.

Die Retourdrehung des Cylinders beim Kolbenrückgange wird, wie schon

Fig. 45.

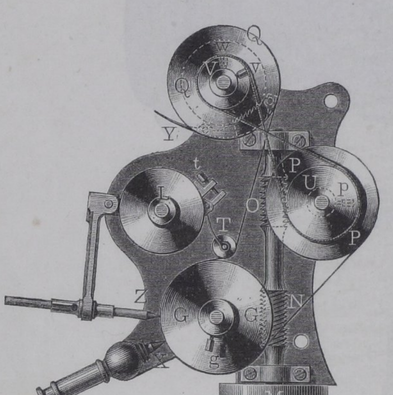


bemerkt, durch eine im Innern des Papiercylinders angebrachte Spiralfeder bewirkt. Die Art, wie der Kolben *K* durch eine in dem Gehäuse *L* unter=

gebrachte kurze und verhältnißmäßig starke Schraubenfeder F gepreßt wird, ist aus der Figur ersichtlich. Um den Schreibstift Z mit mäßigem Drucke gegen den Papiercylinder anpressen zu können, ist der die beiden Arme G bildende Bügel drehbar um das Gehäuse L gemacht, und man erhält ein Diagramm, wenn man in dem Augenblicke, wo der Kolben der Dampfmaschine in dem betreffenden todten Punkte steht, gleichzeitig den Hahn H öffnet und den Schreibstift gegen den Papiercylinder preßt.

Mit Hülfe dieser Indicatoren erhält man, wie schon bemerkt, für jeden Hin- und Rückgang des Kolbens eine geschlossene Curve. Man hat auch solche Indicatoren ausgeführt, welche für eine beliebige Anzahl von Kolbenläufen eine fortlaufende Curve zeichnen, für welchen Fall der betreffende Papierstreifen beim Hingange und beim Rückgange des Dampfkolbens immer in derselben Richtung zu bewegen ist. Eine solche Einrichtung zeigt der von Clair in Paris ausgeführte Dampfindicator, Fig. 45 (a. v. S.) und 46. Der Kolben K mit seiner Stange L, sowie die Feder F, welche gegen den Bund E der Kolbenstange drückt, ist aus der Zeichnung sogleich klar, ebenso wie der Schreibstift Z, welcher, auf einem besonderen Arme D der Kolbenstange angebracht, an deren Bewegung Theil nimmt. Anstatt eines mit Papier überzogenen Cylinders wird hier ein längerer Papierstreifen zur Anwendung gebracht, welcher, auf der Trommel P befestigt, über diejenige G geführt und auf die Trommel Q gewickelt wird. Diese Bewegung des Streifens geht von der Schraubenwelle NO aus, welche durch eine über R geschlungene Schnur beim Kolbenhingange nach der einen Richtung und beim Rückgange durch eine Feder in M nach der entgegengesetzten Richtung bewegt wird.

Fig. 46.



Trotz dieser alternirenden Bewegung der Welle RN wird der Trommel G doch eine fortlaufende Drehung nach derselben Richtung mitgetheilt, was dadurch erreicht ist, daß die Schraube N gleichzeitig mit rechten und linken, sich kreuzenden Gewinden versehen und die Trommel G mit zwei entsprechenden Schraubenrädern N_1 ausgerüstet ist. Die zur Aufwickelung des

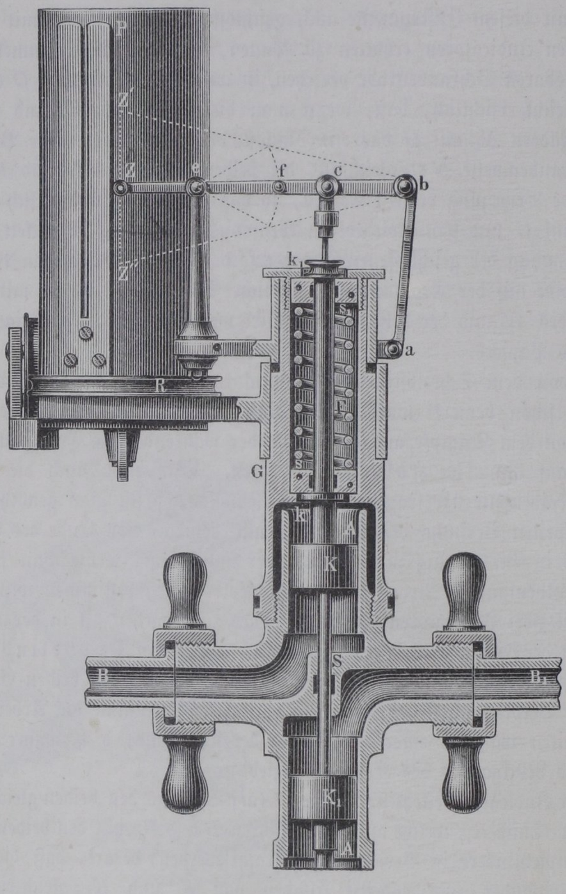
Papierstreifens auf Q erforderliche Umdrehung wird dieser Trommel Q durch die gekreuzte Schnur zwischen den Scheiben U und V ertheilt. Die Spannrolle T läßt mittelst der Feder t eine Regulirung der Papierspannung zu, der feste Zeichenstift X dient dazu, die Basis oder Nulllinie auf das Papier zu zeichnen.

Um mit diesem Instrumente auch geschlossene Curven, wie mit den gewöhnlichen Indicatoren erhalten zu können, ist auch die Trommel P mit einem lösbaren Schraubenrade versehen, in welches die Schraube O eingreift. Es ist leicht ersichtlich, daß, wenn man dieses Rad einrückt und von den beiden Rädern N_1 auf G das eine auslöst, durch die alternirende Bewegung der Schraubenwelle NO gleichfalls die beiden Trommeln G und P in abwechselnde Bewegung versetzt werden, so daß der Papierstreifen sich zunächst von P auf G und dann wieder um ebensoviel von G auf P wickelt, wie es zur Erzeugung der geschlossenen Curve erforderlich ist. Bei diesem Vorgange bewirkt eine auf der Trommel Q befindliche Spiralfeder, welche mittelst des Sperrrades W und der Klinke Y regulirt werden kann, die gehörige Spannung des Papiers.

Die von dem Schreibstifte des Indicators gezeichnete geschlossene Curve ist, wie schon bemerkt wurde, ein Maß für diejenige mechanische Arbeit, welche von dem Dampfe ausgeübt wird, der während eines Hin- und Rückganges auf die eine Kolbenseite wirkt. Will man auch die auf die andere Kolbenseite übertragene Arbeit bestimmen, so ist man genöthigt, bei einem zweiten Versuche den Indicator mit dem anderen Ende des Dampfcylinders in Verbindung zu bringen, oder man muß, wenn man für denselben Kolbenlauf die Arbeiten für beide Kolbenseiten bestimmen will, gleichzeitig mit zwei Indicatoren operiren. Dies zu umgehen, ist in der neuesten Zeit von der Firma Schäffer und Budenberg ein Doppelindicator ausgeführt, welcher, mit zwei Kolben versehen, die mit den beiden Cylinderseiten in Verbindung stehen, in einem einzigen Diagramme die Arbeit beider Kolbenseiten während einer Umdrehung der Maschine, d. h. während eines Hin- und Rückganges des Kolbens angiebt.

Dieser Indicator besteht nach Fig. 47 (a. f. S.) aus den beiden gleichgroßen Kölbchen K und K_1, welche durch die Röhren B und B_1 mit den beiden Seiten des Dampfcylinders in Verbindung gebracht werden, derart, daß die beiden inneren einander zugewendeten Flächen von K und K_1 gleichzeitig den Dampfspannungen zu beiden Seiten des Dampfkolbens unterworfen, während die nach außen gerichteten Flächen von K und K_1 dem Atmosphärendrucke ausgesetzt sind. Hieraus geht ohne Weiteres hervor, daß die Feder F jederzeit einem Drucke unterworfen ist, welcher dem Ueberdrucke proportional ist, der auf die eine Kolbenseite wirkt. Wenn daher im spannungslosen Zustande die Kolben und der Schreibstift Z ihre mittlere Lage einnehmen, wie in der Figur dargestellt ist, so erkennt man, daß der Stift Z sich hebt nach Z', wenn der Dampfkolben in der einen Richtung sich bewegt, wogegen bei dem Rückgange desselben in Folge der dann entgegengesetzten

Fig. 47.



Richtung des Dampfüberdrucks der Schreibstift Z unter die mittlere Lage etwa nach Z'' herabgeht. In welcher Weise die Verschiebung der Kolbenstange durch Vermittelung des in dieser Weise zuerst von Thompson bei seinen Indicatoren zur Anwendung gebrachten Ellipsenlenkers (s. Th. III. 1) $abcef$ eine vergrößerte geradlinige Bewegung des Schreibstiftes Z veranlaßt, ist aus der Figur ersichtlich, ebenso wie die Anordnung des Papier=

cylinders P, welcher durch die Schnurrolle R und eine Spiralfeder im Inneren bewegt wird, wie bei dem Richards'schen Indicator. Die Schraubenfeder F ist bei diesem Instrumente übrigens so angeordnet, daß sie sowohl beim Aufwärtsgange wie beim Niedergehen der Kolben zusammengedrückt und nicht ausgedehnt wird. Dies ist dadurch erreicht worden, daß die Feder F zwischen die beiden im Federhause G verschieblichen Scheiben s und s_1 gesetzt ist, von denen die eine oder die andere durch den vorstehenden Bund k oder k_1 der Kolbenstange nach innen geschoben wird. Die beiden Röhren B und B_1 sind einzeln durch Hähne abschließbar, und wenn man das eine Rohr z. B. B_1 abschließt, so kommt der betreffende Kolben K_1 außer Thätigkeit, und der Apparat liefert wie jeder gewöhnliche einfache Indicator ein Diagramm, welches die Wirkung des Dampfes gegen die eine Kolbenfläche darstellt. Man kann daher die beiden Einzeldiagramme für die beiden Kolbenseiten und das Gesammtdiagramm auf denselben Papierstreifen zeichnen lassen, und erhält dadurch ein anschauliches Bild von der Wirksamkeit des Apparats. In Fig. 48 sind diese drei Diagramme gezeichnet. Hierin bedeutet AB die dem Atmosphärendrucke entsprechende Basis oder atmosphärische Linie, und die beiden punktirten Diagramme $a_1 b_1 c_1 d_1 e_1 f_1$ und $a_2 b_2 c_2 d_2 e_2 f_2$ entsprechen den beiden Kolbenseiten für einen Hin- und Rückgang des Kolbens. Das combinirte Diagramm $abde$ wird beschrieben, wenn

Fig. 48.

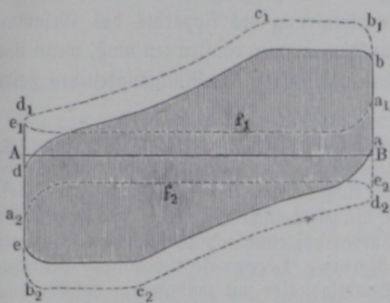
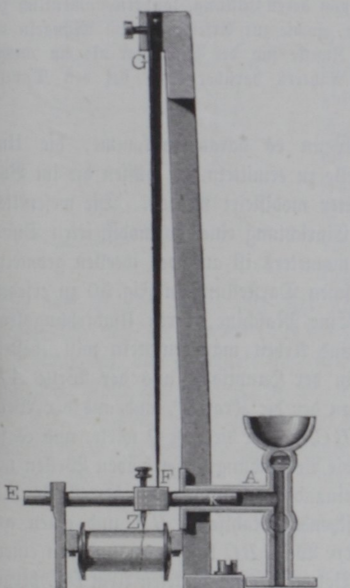


Fig. 49.



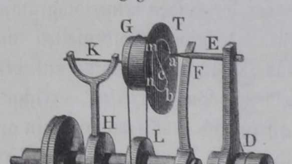
beide Cylinderseiten mit dem Indicator in Verbindung stehen, und die von diesem Diagramme umschlossene, in der Figur durch Schraffirung hervorgehobene Fläche ist daher ein Maß für die ganze von dem Kolben aufgenommene Arbeit während eines Hin- und Hergangs. Es bedarf kaum der Bemerkung, daß bei richtiger Functionirung des Apparats das Gesammtdiagramm sich aus den beiden Einzeldiagrammen construiren muß, wenn man die Ordinaten der Hingangs-, sowie diejenigen der Rückgangscurven beider Einzeldiagramme algebraisch addirt.

Anmerkung. Man hat auch bei den Indicatoren statt der Spiralfeder nach Poncelet Federschienen angewendet. Die wesentlichste Einrichtung eines solchen Indicators führt Fig. 49 vor Augen. Hier ist der Cylinder A horizontal angeordnet und mit dem Kolben K die parabolische Feder FG und der Zeichenstift Z verbunden, welcher seine Curven auf einen um zwei Trommeln gelegten Papierstreifen aufzeichnet (vergl. Morin, Leçons de mécanique pratique, 1. partie 1855). Einen anderen Dampfindicator mit zwei Federn hat Welkner construirt (s. dessen Schrift, „die Locomotive" Göttingen 1859). Ueber den Doppelindicator von Schäffer und Budenberg ist eine Schrift dieser Firma: „Ueber Indicatoren 1882" nachzulesen.

Der Indicator hat in neuerer Zeit eine ausgedehnte Anwendung bei Dampfmaschinen, nicht nur zur Bestimmung von deren Leistung, sondern namentlich zur Beurtheilung von deren Wirkungsweise, sowie zur Erkennung von Mängeln der Steuerung ꝛc. gefunden, zu welchem Zwecke sich der Indicator als ein ausgezeichnetes Hülfsmittel erwiesen hat. Näheres darüber wird bei den Dampfmaschinen angeführt werden.

§. 18. **Rotationsdynamometer.** Wenn es darauf ankommt, die Umdrehungskraft einer umlaufenden Welle zu ermitteln, so müssen die im Vorstehenden beschriebenenen Dynamometer modificirt werden. Die wesentliche Einrichtung eines so modificirten Dynamometers ist aus der ideellen geometrischen Darstellung in Fig. 50 zu ersehen. Eine Maschine, deren Umdrehungskraft und Arbeit man ermitteln will, bestehe in der Hauptsache aus der Welle AB, an der die Kraft P, und aus der Welle BC, an der die Last Q wirke, und es sei die Verbindung dieser beiden Wellen mit einander durch eine auf der Welle AB sitzende Stahlfeder BF und einen auf der Welle BC befestigten und mit einem Bolzen E ausgerüsteten Arm DE hergestellt. Wenn man nun an einer etwa am Bolzen E angebrachten Scala die Seitenbiegung der Feder BF abliest, so erhält man dadurch ein Maß der Kraft R, womit die beiden Wellen

Fig. 50.



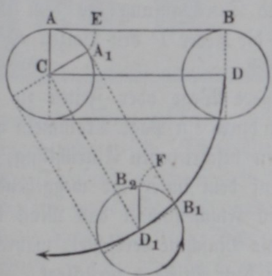
auf einander wirken, und ist noch der Abstand a des Bolzens E von der gemeinschaftlichen Axenrichtung AC beider Wellen sowie die Umdrehungszahl n der Welle bekannt, so läßt sich nun auch die Arbeit der Kraft P oder Q durch die Formel

$$L = \frac{n \pi a}{30} R$$

berechnen.

Da von der gedachten Scala immer nur ein Einzel- und nicht der Mittelwerth der Kraft R angegeben wird, so ersetzt man dieselbe durch einen Totalisirungsapparat (s. §. 14), welcher das Maß der Arbeit der Kraft R angiebt. Ein solcher Totaliseur besteht zunächst in einer Welle oder Trommel G, welche sich nicht allein mit der Welle AB gemeinschaftlich, sondern auch noch um ihre eigene Axe K umdreht, und es ist zu diesem Zwecke die Axe K auf einem Arme HK gelagert, welcher auf der Welle AB festsitzt. Damit sich diese Trommel G auch um ihre eigene Axe drehe, ist sie noch mit einer Scheibe L, welche zwar auf der Welle AB aufsitzt, jedoch mit dieser nicht fest verbunden ist und durch einen Arm M an jeder Umdrehung verhindert wird, durch eine Schnur ohne Ende verbunden. In Folge der Umdrehung der Axe K um AB dreht sich dann auch die Rolle G um K. Es stelle in Fig. 51 AC die feste und BD die um C drehbare, mit AC durch eine Schnur ohne Ende verbundene Rolle von beliebiger Größe vor. Gelangt diese Rolle BD nach $B_1 D_1$, wobei ihre Axe D den Winkel DCD_1 zurücklegt, so wickelt sich von der Schnur AB ein Stück AE als Bogen AA_1 auf die feste Rolle auf, und es wickelt sich ein anderes $B_1 B_2 = B_1 F$ von der umlaufenden Rolle ab. Da $A_1 B_1 = AB$ ist, so muß auch $B_1 B_2 = B_1 F = AE = AA_1$ sein. Wären nun die Halbmesser der Rollen $CA = r_1$ und $DB = r_2$, sowie die gleichzeitigen Drehungswinkel $ACA_1 = DCD_1 = \varphi_1$ und $B_1 D_1 B_2 = \varphi_2$, so hätte man:

Fig. 51.



$$AA_1 = r_1 \varphi_1 \text{ und } B_1 B_2 = r_2 \varphi_2,$$

und daher das Verhältniß zwischen den Winkelgeschwindigkeiten der Drehungen um D und C:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{r_1}{r_2}.$$

Wäre z. B. $r_2 = r_1$, so hätte man dieses Verhältniß:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = 1,$$

dann würde sich also die Rolle genau einmal um ihre Axe D drehen, während die letztere selbst einmal um C läuft; wäre dagegen $r_2 = 2 r_1$, so hätte man:

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{1}{2},$$

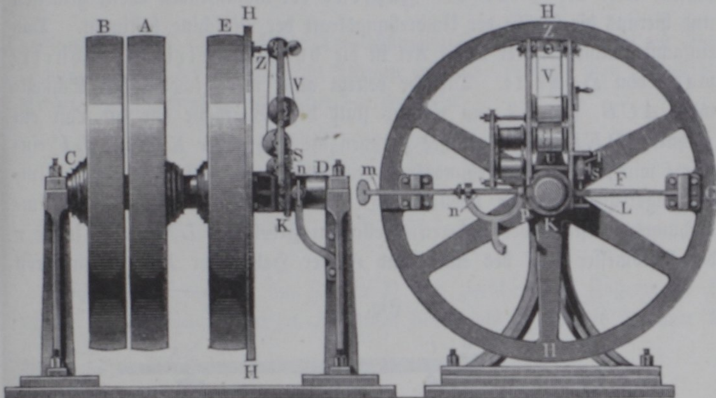
und es würde folglich die Rolle BD zweimal um C laufen, während sie sich um ihre eigene Axe D einmal umdreht.

Den einfachsten Totaliseur erhält man nun, wenn man die Rolle G, Fig. 50, mit einem Teller T versieht, und denselben mit Papier überzieht, auf welches dann der Stift a, in welchen der Bolzen E ausläuft, eine Curve $amnb$ zeichnet. Nimmt man dann aus den verschiedenen Abständen $ca, cm, cn, cb \ldots$ dieses Bogens von dem Mittelpunkte c des Tellers, das Mittel, so erhält man dadurch auch das Maß von dem mittleren Werthe der Kraft R, mit welcher während Durchlaufung des dem Umdrehungswinkel acb entsprechenden Weges, die Feder F den Bolzen E im Kreise herumführt.

Um die Arbeit einer Maschine für größere Wege oder Zeiten zu ermitteln, ersetzt man den Teller T, Fig. 50, durch ein Paar Trommeln mit einem Papierstreifen ohne Ende von der oben beschriebenen Einrichtung, so daß dann die Spitze a des Bolzens E auf dem unter ihr weggehenden Streifen eine Curve beschreibt, durch deren Flächeninhalt das Maß der mechanischen Arbeit bestimmt wird, welche die Maschine verrichtet, während der Papierstreifen einen gewissen Weg unter dem Stifte a zurücklegt. Die Einrichtung eines solchen Rotationsdynamometers nach Morin ist aus zwei Ansichten I und II, Fig. 52, zu ersehen und besteht wesentlich in Folgendem.

Auf der horizontalen Welle CD sitzen eine feste Riemenscheibe A und zwei lose Riemenscheiben B und E, und es wird durch die erstere die Kraft der Umtriebsmaschine auf die Welle CD, sowie durch die Rolle E von der genannten Welle auf die Arbeitsmaschine übertragen, deren Kraft und Leistung man durch das Dynamometer ermitteln will. So lange der Riemen auf B liegt und E nicht mit der Welle in fester Verbindung steht, findet natürlich weder eine Umdrehung der Welle, noch eine Bewegung der Arbeitsmaschine statt. Um das erstere zu bewirken, hat man dagegen den Riemen von B nach A zu rücken. Die feste Verbindung der Rolle E mit der Welle CD erfolgt durch zwei aus dem Obigen bekannte dynamometrische Federn, wie FG, welche einerseits mit der Welle CD fest verbunden sind und mit dem freien Ende bei G einen an der Scheibe E festsitzenden Ring HGH ergreifen. In Folge dieser federnden Verbindung zwischen der Welle CD und der Scheibe H wird ein auf einem Arme der letzteren befindlicher Stift Z gegen den über Rollen geführten Papierstreifen V einen je nach der Größe der Kraft veränderlichen Ausschlag annehmen und die

Fig. 52.



entsprechende Curve zeichnen, wenn dem Papierstreifen V die gehörige Bewegung gegeben wird. Diese Bewegung wird dem Streifen durch Drehung der Axe U ertheilt, welche vermittelst des Schneckenrades T durch die Schraube S langsam umgedreht wird, indem nämlich die Axe dieser Schraube ihre Drehung durch zwei kleine Räder L und K erhält, von denen K concentrisch zur Welle CD ist, aber durch eine Nase p und eine Zugstange mn während der Messung an jeder Drehung verhindert wird. Die beiden Rädchen K und L sind wegen ihrer zu einander senkrechten Axen natürlich mit schrägen Zähnen versehen, und der ganze Apparat, welcher den Papierstreifen enthält, ist fest mit der Welle CD verbunden, an deren Umdrehung er Theil nimmt.

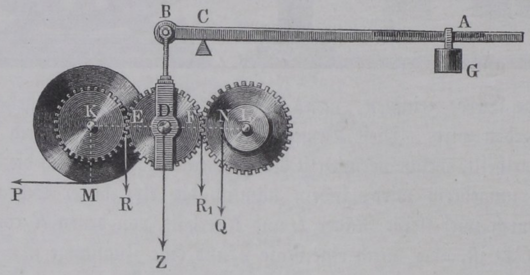
Statt des im Vorstehenden beschriebenen Zeichenapparates kann man sich auch zur Ausmittelung der Umdrehungskraft einer Maschine eines Zählapparates bedienen, wobei der Stift Z durch ein Laufrädchen mit einem Zeigermechanismus und der Papierstreifen V durch einen mittelst des Räderwerkes $KL\ldots$ umzudrehenden Teller ersetzt wird (vergl. §. 14, Fig. 28).

Wenn sich die Bewegung des Papierstreifens oder des Tellers nicht unmittelbar von der Maschine ableiten läßt, so kann man auch diese Theile des Instrumentes durch ein besonderes Uhrwerk, welches ungefähr die Einrichtung eines Bratenwenders oder des Schlagwerkes einer Uhr hat, in Bewegung setzen. Das Instrument giebt aber dann nicht ein Product aus

Kraft und Weg, sondern ein Product aus Kraft und Zeit an; um daher die mittlere Kraft zu finden, muß man dieses Product durch die Zeit dividiren, und um die Arbeit der Maschine zu bestimmen, ist der letzte Quotient noch mit dem Wege zu multipliciren.

§. 19. **Dynamometrische Zapfenlager.** Bei einem anderen Dynamometersysteme wird der Druck des Zapfens der umlaufenden Welle gemessen und hieraus die Größe der Umdrehungskraft der Maschine bestimmt. Das einfachste Dynamometer dieser Art ist die dynamometrische Schnellwage von Hachette. Dieselbe besteht aus einer gewöhnlichen Schnellwage ACB, Fig. 53, an welcher statt der Wagschale für die Last ein Zahnrad DEF hängt, welches zwischen die Zahnräder KE und LF eingesetzt wird, deren Umdrehungskraft ermittelt werden soll. Ist P die Umdrehungskraft der einen Welle am Hebelarme $KM = a$ und Q der Umdrehungswiderstand der anderen Welle am Hebelarme $LN = b$, sowie r der Halbmesser KE des einen und r_1 der Halbmesser LF des anderen

Fig. 53.



Zahnrades, so hat man die Kräfte, mit welchen beide Räder auf das eingeschaltete Zahnrad in E und F vertical abwärts drücken:

$$R = \frac{Pa}{r} \text{ und } R_1 = \frac{Qb}{r_1}.$$

Da dieselben an gleichen Armen DE und DF wirken, so ist auch

$$R = R_1,$$

und daher die Last oder Zugkraft der Wage ACB in B:

$$Z = R + R_1 = 2R,$$

sowie umgekehrt, der Druck R zwischen den Zähnen oder Zahnrädern:

$$R = \frac{Z}{2}.$$

Hat man die Wage durch Verschiebung des Laufgewichtes G mit der Zugkraft $Z = 2R$ ins Gleichgewicht gebracht, so ist dadurch auch Z und R, sowie

$$P = \frac{r}{a} R = \frac{r}{a} \frac{Z}{2},$$

und
$$Q = \frac{r_1}{b} R = \frac{r_1}{b} \frac{Z}{2}$$

bestimmt, und ist nun noch die Umdrehungszahl n der Kraft- oder die Umdrehungszahl n_1 der Lastwelle pr. Minute bekannt, so kann man endlich die Arbeit der Maschine mittelst einer der Formeln

$$L = \frac{\pi n a}{30} P = \frac{\pi n r}{30} \frac{Z}{2}$$

und
$$L = \frac{\pi n_1 b Q}{30} = \frac{\pi n_1 r_1}{30} \frac{Z}{2}$$

berechnen.

Wegen der Reibungen am Zapfen D und zwischen den Zähnen bei E und F fällt, genau genommen, R_1 etwas kleiner als R aus, es ist daher R etwas größer als $\frac{Z}{2}$, und die nach der Formel

$$L = \frac{\pi n r}{30} \frac{Z}{2}$$

berechnete Leistung der Kraft etwas zu klein.

In der Regel wird man

$$R = \frac{Z}{2} (1 + \mu)$$

und
$$R_1 = \frac{Z}{2} (1 - \mu)$$

setzen können, wo μ eine von den Verhältnissen der Wage abhängige Erfahrungszahl ist. Hiernach hat man:

$$P = (1 + \mu) \frac{r}{a} \frac{Z}{2},$$

sowie:
$$Q = (1 - \mu) \frac{r_1}{b} \frac{Z}{2},$$

und daher:
$$\frac{P}{Q} = \frac{1 + \mu}{1 - \mu} \frac{r}{r_1} \frac{b}{a},$$

sowie umgekehrt:
$$\mu = \frac{P a r_1 - Q b r}{P a r_1 + Q b r}.$$

Wenn man durch einen Vorversuch zwei Kräfte P und Q ermittelt, welche einander an diesem Mechanismus das Gleichgewicht halten, so kann man hieraus die Erfahrungszahl μ berechnen und nun mit Hülfe derselben in anderen Fällen die Kraft

$$P = (1 + \mu)\,\frac{r}{a}\,\frac{Z}{2},$$

sowie die Arbeit

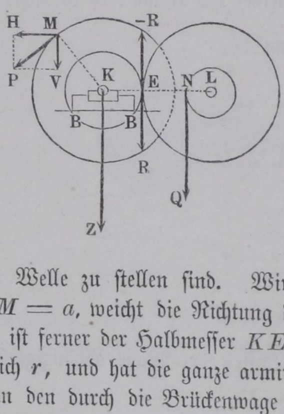
$$L = (1 + \mu)\,\frac{\pi n r}{30}\,\frac{Z}{2} = (1 + \mu)\,\frac{\pi n r}{60}\,Z$$

bestimmen.

Das Dynamometer von Schinz (s. Polytechnisches Centralblatt, 1848) ist von der dynamometrischen Schnellwage wesentlich nicht verschieden. Ebenso Rittinger's verbessertes Dynamometer (s. die österrreichische Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, 1855).

Das dynamometrische Zapfenlager (s. Rittinger's Abhandlung in der österreichischen Zeitschrift für Berg- und Hüttenwesen, 1856) beruht auf demselben Principe wie die dynamometrische Schnellwage; nur wird hier kein drittes Zahnrad eingeschaltet, sondern sogleich der verticale Zapfendruck der einen oder anderen Welle ermittelt und hieraus die Umdrehungskraft derselben berechnet. Zur Bestimmung dieses Zapfendrucks Z der Welle MKE, Fig. 54, kann man sich am besten einer Brückenwage bedienen, auf deren Brücke BB die beiden Zapfenlager K der Welle zu stellen sind. Wirkt die Kraft dieser Welle am Hebelarm $KM = a$, weicht die Richtung derselben um den Winkel α vom Horizonte ab, ist ferner der Halbmesser KE des auf dieser Welle sitzenden Zahnrades gleich r, und hat die ganze armirte Welle KEM das Gewicht G, so hat man den durch die Brückenwage zu bestimmenden verticalen Componenten des Zapfendruckes:

Fig. 54.



$$Z = G + P\sin\alpha + \frac{a}{r}\,P = G + \left(\sin\alpha + \frac{a}{r}\right)P,$$

so daß nun die Umdrehungskraft

$$P = \frac{Z - G}{\sin\alpha + \dfrac{a}{r}}$$

folgt.

Die Bestimmung dieser Kraft fällt natürlich um so schärfer aus, je kleiner das Gewicht G der Welle ist.

Differentialdynamometer. Wenn die Wellen K und L, Fig. 53, deren Umdrehungskraft die dynamometrische Schnellwage angeben soll, nicht neben, sondern hinter einander liegen, so daß ihre Axen in eine Linie fallen, wie Fig. 55 darstellt, so müssen die Zahnräder KE und LF eine kegelförmige Gestalt erhalten, also sogenannte conische Räder sein, wogegen alles übrige, wie z. B. die Wage ACB, woran das Mittelrad EF hängt, unverändert bleiben kann. Ist auch hier Z der von der Wage angegebene Zapfendruck des Rades EF, so läßt sich der Zähnedruck bei E wieder §. 20.

$$R = (1 + \mu) \frac{Z}{2},$$

und folglich die am Hebelarme a wirkende Umdrehungskraft

$$P = (1 + \mu) \frac{r}{a} \frac{Z}{2},$$

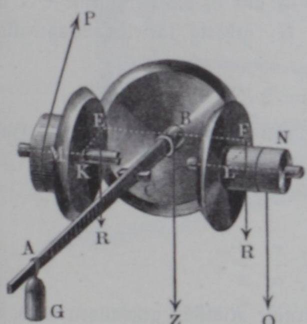
sowie die Arbeit der Welle

$$L = (1 + \mu) \frac{\pi n r}{60} Z$$

setzen, insofern wieder r den Halbmesser KE des auf KM sitzenden Zahnrades, sowie n die Umdrehungszahl der Welle MK bezeichnet.

Dieses Dynamometer wird dadurch noch vervollkommnet, daß man Hebel oder Wagebalken ACB mit zwei conischen Rädern ausrüstet, so daß das Zahnrad KE der Kraftwelle durch beide Räder auf das Zahnrad LF der Lastwelle wirken kann. Die allgemeine Einrichtung eines solchen Dynamometers ist aus dem Grundrisse desselben in Fig. 56 zu ersehen. Mit der Krafttrommel M ist das conische Zahnrad EE_1 und mit der Lasttrommel N das conische Zahnrad FF_1 fest verbunden; beide Räder sitzen lose auf der festen Welle XX_1 und stehen durch die conischen Zahnräder EF und E_1F_1 mit einander in Verbindung. Durch die Kraft P und die Last Q und mittelst der Räder EE_1 und FF_1 wird das Zahnrad EF bei E und F abwärts und dagegen das Zahnrad E_1F_1 bei E_1 und F_1 aufwärts gedrückt.

Fig. 55.



Der abgebildete Rädermechanismus heißt ein Differentialgetriebe, weshalb dieses Dynamometer auch den Namen Differentialdynamometer erhalten hat.

Ist R die Größe des Druckes zwischen den Zähnen an jeder dieser vier Stellen, so besteht daher die Wirkung der Räder EE_1 und FF_1 auf den Hebel ACB aus einem abwärts gerichteten Verticaldruck

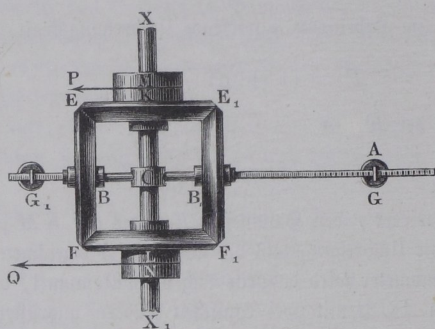
$$Z = 2R \text{ in der Axe } B \text{ des Rades } EF$$

und aus einem aufwärts gerichteten Verticaldruck

$$Z = -\,2R \text{ in der Axe } B_1 \text{ des Rades } E_1F_1.$$

Beide Drucke bilden nun ein Kräftepaar, welchem durch das Laufgewicht G im Punkte A des Hebels und durch den Widerstand $(-\,G)$ der Welle

Fig. 56.



XX_1 in C, wo dieselben mittelst einer Hülse vom Hebel umschlossen wird, das Gleichgewicht zu halten ist. Sind a_1 und b_1 die Hebelarme CA und $CB = CB_1$ des durch ein Gewicht G_1 gehörig tarirten Wagebalkens ACB, so hat man:

$$Ga_1 = Zb_1 + Zb_1 = 2\,Zb_1 = 4\,Rb_1;$$

bezeichnet ferner, wie seither, a den Hebelarm der Kraft P und r den Halbmesser eines Zahnrades EE_1 und FF_1, so ist auch:

$$Pa = Rr + Rr = 2\,Rr,$$

und daher:

$$P = \frac{r}{a}\,2\,R = \frac{a_1}{b_1}\,\frac{r}{a}\,\frac{G}{2},$$

wobei natürlich nicht auf die Nebenhindernisse Rücksicht genommen wird.

Mit Rücksicht auf die Nebenhindernisse läßt sich

$$P = (1 + \mu)\,\frac{a_1}{b_1}\,\frac{r}{a}\,\frac{G}{2},$$

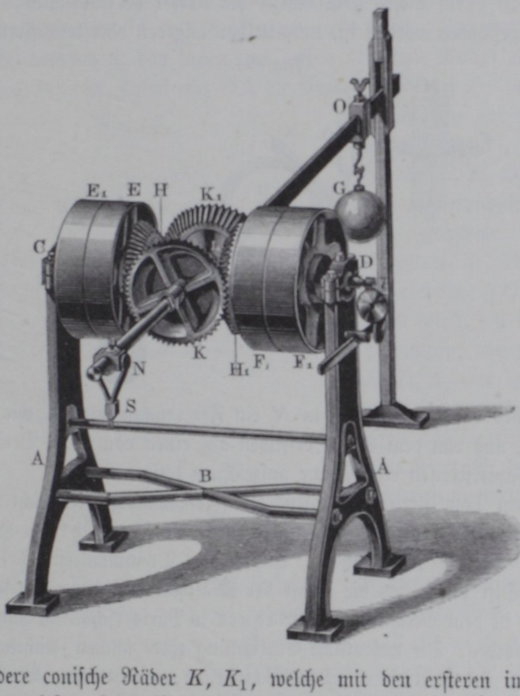
sowie die mechanische Arbeit

$$L = (1 + \mu)\,\frac{a_1}{b_1}\,\frac{\pi n r}{60}\,G$$

setzen.

Nach demselben Principe sind die Dynamometer von Batchelder (siehe Dingler's Polytechn. Journal, 1844) construirt, deren wesentliche Einrichtung aus der Abbildung aus Fig. 57 zu entnehmen ist. Zwei durch schmiedeeiserne Stangen B zusammengehaltene gußeiserne Ständer A, A unterstützen die Zapfenlager C, D der horizontalen Welle CD, welche zwei Paar gleich große Riemenscheiben E, E_1 und F, F_1, sowie die conischen Räder H, H_1 trägt. Das Rad H ist mit E, sowie das Rad H_1 mit F fest verbunden, und während die erstere Verbindung fest auf der Welle CD sitzt, ist die letztere, sowie die Rolle E_1 und die Rolle F_1, lose auf derselben.

Fig. 57.

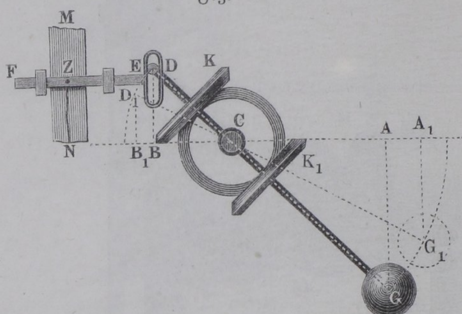


Zwei andere conische Räder K, K_1, welche mit den ersteren im Eingriff stehen, sitzen lose auf der Welle LM, deren Verlängerung LO den Wagebalken mit dem Laufgewichte G bildet. In der Mitte zwischen den beiden Rädern K und K_1 bildet die Welle LM eine Hülse, durch welche die Welle CD hindurchgeht, und an dem Ende N der ersteren Welle ist ein Haken angebracht, an welchen das diese Welle äquilibrirende Tarirgewicht angehangen wird. Endlich ist Z ein die Anzahl der Umdrehungen angebender Zählapparat, welcher durch das schraubenförmig geschnittene Ende D der

Welle CD in Bewegung gesetzt wird. Vor dem Versuche liegt der Riemen, welcher mit der Kraftmaschine in Verbindung steht, auf der losen Rolle E_1, und derjenige Riemen, welcher die Lastmaschine betreibt, auf der losen Rolle F_1; bei Beginn des Versuches werden aber die Riemen auf die Scheiben E und F geschoben, welche mittelst der Zahnräder in Verbindung stehen, so daß dadurch die Kraftmaschine in den Stand gesetzt wird, die angehängte Arbeitsmaschine in Bewegung zu setzen. Wird hierbei durch gehörige Verschiebung des Laufgewichts G der Arm LO in horizontaler Lage erhalten, so erhält man in G das zur Bestimmung der Kraft der Maschine erforderliche Element.

Will man durch dieses Instrument die Arbeit der Maschine, in welche dasselbe eingeschoben worden ist, unmittelbar angeben oder totalisiren, so kann

Fig. 58.

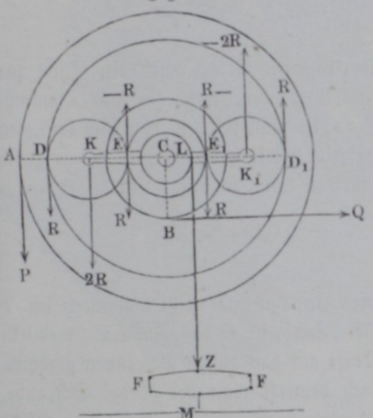


man statt des Laufgewichtes G in N ein Federdynamometer, wie Fig. 25, anschließen, und von dem Stifte desselben auf einen von Z in Bewegung zu setzenden Papierstreifen eine Curve aufzeichnen lassen.

Zu diesem Totalisiren ist übrigens ein Federdynamometer nicht unbedingt nöthig; man kann auch den Zeichenstift durch das Gewicht am Hebel LO selbst in Bewegung setzen lassen. Ein solches Dynamometer, bei welchem der Zeichenstift durch das die Kraft der Maschine bestimmende Gewicht bewegt wird, ist dem Mechaniker J. Wagner in Paris (schon im Jahre 1837) patentirt worden. Die wesentliche Einrichtung eines solchen Zeichenapparates ist aus Fig. 58 zu ersehen. Der Wagebalken, welcher eine Verlängerung der Umdrehungsaxe der conischen Räder K, K_1 bildet, ist um C drehbar und hat eine geneigte Lage CG, ferner ist an dem anderen Ende der gedachten Drehungsaxe ein Frictionsrädchen D angebracht, welches von dem schleifenförmigen Kopfe E einer Stange EF, woran der Zeichenstift Z befestigt ist, ergriffen wird. Wenn nun unter dem letzteren der Papierstreifen MN mittelst der Maschine oder eines chronometrischen Apparates fortbewegt wird, so zeichnet dieser Stift die Arbeitscurve der Maschine auf. Aendert sich die Kraft, so nimmt der Arm CG eine andere Neigung an, wobei der Hebelarm CA in CA_1 übergeht und sich um eine gewisse Größe AA_1 ändert, welche nicht allein der Veränderung der Kraft, sondern auch der Projection BB_1 von dem Wege DD_1 des Hebelendes D in der Richtung von CA, proportional ist, so daß folglich auch die Verschiebung der Stange EF sammt Stift Z mit der Aenderung der Kraft gleichmäßig zu- und abnimmt.

Hartig's Dynamometer. Das vorzüglichste Dynamometer für Arbeitsmaschinen ist das von Professor E. Hartig in Dresden angegebene und von demselben bei seinen zahlreichen Messungen zur Bestimmung der Betriebskraft der verschiedensten Arbeitsmaschinen angewandte. Das Princip dieses Instrumentes ist aus Folgendem zu ersehen. Lose auf der Welle C (Fig. 59) drehbar ist das innen und außen verzahnte Rad CAD befindlich, auf dessen äußeren Zahnkranz CA die Umdrehungskraft P übertragen wird, §. 21.

Fig. 59.



während der innere Zahnkranz CD bei D und D_1 in zwei gleiche Zahnräder DE, D_1E_1 eingreift, welche gemeinschaftlich auf ein drittes Zahnrad EE_1 wirken. Das letztere ist, ebenso wie die Riemenscheibe BC, an welcher die Last wirkt, fest mit der Welle C verbunden, wogegen die Räder DE, D_1E_1 mit ihren Axen auf einem Hebel KCK_1 sitzen, welcher sich frei um C drehen läßt. Mit dem letzteren ist eine Rolle CL verbunden, um welche ein Riemen liegt, der an das bei M befestigte Federdynamometer FF angeschlossen ist. Es läßt sich leicht einsehen, daß hier der Umdrehungskraft P durch zwei Kräfte R, $-R$ bei D und D_1 das Gleichgewicht gehalten wird, daß aus den letzteren wieder ein Kräftepaar, $-R$, R bei E und E_1 entsteht, welches sich mit der Last Q ins Gleichgewicht setzt, und daß in Folge dessen in den Axpunkten K und K_1, die Kräfte $2R$ und $-2R$ wirken und das Federdynamometer mit einer gewissen Kraft Z spannen. Ist a der Hebelarm CA der Kraft, b der Hebelarm CB der Last, r der Halbmesser $CD = CD_1$ des größeren, r_1 der Halbmesser $CE = CE_1$ des kleineren, also $\frac{r - r_1}{2}$ der Halbmesser $KD = K_1D_1$ eines der beiden Zwischenräder, und c der Hebelarm CL der Federkraft Z, so hat man:

$$Pa = 2\,Rr;\ Qb = 2\,Rr_1 \text{ und } Zc = 2\,R\,(r + r_1);$$

daher:

$$\frac{P}{Q} = \frac{r}{r_1}\,\frac{b}{a}$$

und

$$\frac{P}{Z} = \frac{r}{r + r_1}\,\frac{c}{a}.$$

Bezeichnet man noch mit n die Anzahl der Umdrehungen des Rades CA pro Minute, so erhält man die in der Secunde auf den Apparat übertragene mechanische Arbeit:

$$L = \frac{n\pi a}{30}\,P = \frac{n\pi}{30}\,\frac{r}{r + r_1}\,Zc,$$

oder wenn, wie bei dem Hartig'schen Instrumente, die drei Räder DE, EE_1 und D_1E_1 von gleicher Größe sind, also für $r = 3\,r_1$:

$$L = \frac{n\pi}{120}\,Zc.$$

Von dieser auf das Rad AC übertragenen Arbeit wird ein Theil zur Ueberwindung der Reibungswiderstände verwendet, welche in dem Dynamometer selbst hervorgerufen werden. Hartig fand bei dem von ihm benutzten Apparate, daß die auf die Arbeitsmaschine wirklich übertragene Kraft gleich 0,893 jener oben berechneten gesetzt werden kann, so daß dafür

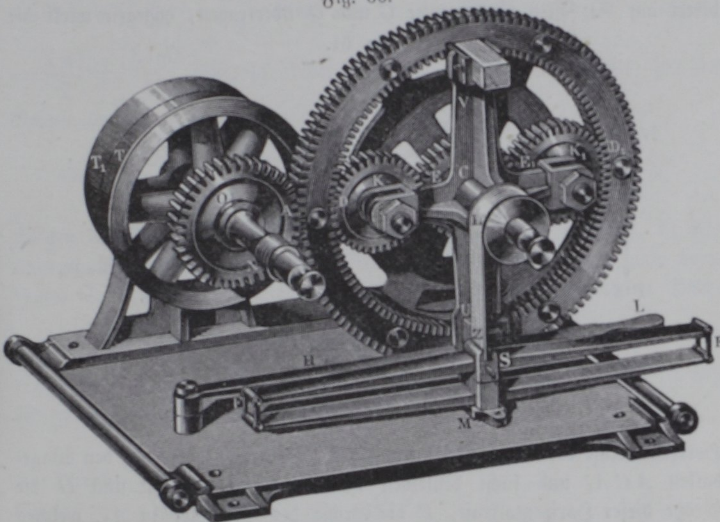
$$L = 0{,}893\,\frac{n\pi}{120}\,Zc = 0{,}02337\,nZc$$

zu setzen war.

In der Abbildung, Fig. 60, dieses Instrumentes sieht man noch bei T und T_1 die feste und lose Riemenscheibe, sowie in O das Zahnrad, wodurch die von der letzteren aufgenommene Kraft auf das außen und innen gezahnte Rad ADD_1 übertragen wird. Auch bemerkt man bei N die Schraube, womit der (nicht abgebildete) Zähl- oder Zeichenapparat in Bewegung gesetzt wird. Die Arme KC und K_1C_1, welche die in die Verzahnungen DD_1 und EE_1 eingreifenden Zahnräder DK, D_1K_1 tragen, bilden mit zwei anderen Armen U und V, sowie mit der auf der Welle des Rades EE_1 lose sitzenden Trommel CL ein Ganzes. Letztere ist durch den Riemen LZ mit den dynamometrischen Federn FF verbunden, deren eine den Stift S trägt, welcher auf dem vorbeilaufenden Papierstreifen eine Curve aufzeichnet. Durch den in das Armende U eingreifenden Hebel HL kann die Thätigkeit des Instrumentes nach Belieben hervorgerufen und aufgehoben werden. Um das übermäßige Anspannen der Federn zu verhindern, ist das Ende des Armes CV mit einem starken Holzdaumen versehen, welcher sich bei einer gewissen Stellung des Kreuzes KUK_1V gegen ein festes Hinderniß stemmt.

Die auf der Welle C befindliche, in der Figur weggelassene Riemenscheibe (CB der Fig. 59), auf welche der Riemen der Arbeitsmaschine läuft, ist mit T von gleicher Größe und liegt mit ihr auch in derselben Flucht. Dieser Umstand erleichtert die Einschaltung des Dynamometers zwischen einer vorhandenen Arbeitsmaschine und ihrer Betriebswelle außerordentlich, indem hierdurch jede seitliche Verschiebung der vorhandenen Betriebsscheiben auf ihren Wellen erspart bleibt. Da ferner das Zahnrad O nur $^1/_3$ soviel Zähne erhalten hat, als der äußere Zahnkranz CA, so erkennt man leicht, daß auch die Welle von T mit derjenigen C gleiche Umdrehungsgeschwindig-

Fig. 60.



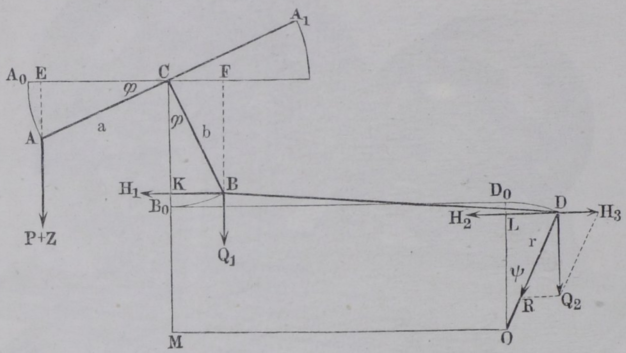
keit hat, denn bei der gewählten Anwendung $r = 3\, r_1$, wonach die drei Räder DE, EE_1 und D_1E_1 gleiche Größe haben, macht das mittlere Rad EE_1 genau dreimal so viel Umdrehungen als der Zahnkranz DD, folglich ebenso viel, wie das Zahnrad O und die Scheibe T.

Anmerkung. Näheres über das Hartig'sche Dynamometer s. in Polyt. Centralblatt, 1857. Ferner Grothe, Allgem. polyt. Ztschrft. 1874, sowie über die Versuche Hartig's im Civilingenieur. Bentall's Dynamometer mit Spiralfedern sind in Dingler's Journal Bd. 167 (1863), vom Herrn M. Eyth beschrieben.

Horizontal-Dynamometer. Zum Messen horizontaler Kräfte von §. 22.
mäßiger Größe läßt sich das vom Professor Schönemann erfundene Horizontal-Dynamometer mit Vortheil anwenden. Dessen wesentliche

Einrichtung besteht in Folgendem: ACA_1 (Fig. 61) ist ein gewöhnlicher, um C drehbarer Wagebalken und BD ist die zur Aufnahme der zu messenden Kraft dienende Tafel- oder Wagschale, welche mit dem einen Ende B auf dem Ende eines mit dem Wagbalken fest verbundenen Armes CB und mit dem anderen Ende D auf dem Kopfe eines um O drehbaren Tragarmes OD ruht. Natürlich müssen die Stützpunkte A, B, C, D und O in sogenannten Schneiden bestehen. Beim Einspielen der Wage hat die Tafel BD die horizontale Lage B_0D_0 und sind die Arme CB und OD in den verticalen Stellungen CB_0 und OD_0. Bei diesem Stande werden die verticalen Kräfte und Gewichte der Wage mittelst der Arme B_0C und D_0O direct auf die festen Stützpunkte C und O übertragen, dagegen wirkt die

Fig. 61.



Horizontalkraft der Tafel BD mittelst des Hebelarmes CB_0 auf den Wagebalken ACA_1 und sucht denselben um C zu drehen. Ist nun H die Größe dieser Horizontalkraft, P die Größe des Gewichtes in A_0, welches dieser Kraft das Gleichgewicht hält, und sind b und a die Hebelarme CB_0 und CA_0 dieser Kräfte, so hat man $Pa = Hb$, und daher einfach die Horizontalkraft der Tafel B_0D_0:

$$H = \frac{a}{b} P.$$

Die Zulage Z zu P bewirkt einen Ausschlag $A_0CA = \varphi$ des Wagebalkens, welcher unter der Voraussetzung, daß er nur wenige Grade beträgt, wie folgt, zu bestimmen ist. Die sämmtlichen Kräfte und Gewichte der armirten Brücke oder Tafel BD kann man auf bekannte Weise auf zwei Verticalkräfte Q_1 und Q_2 und zwei Horizontalkräfte H_1 und H_2 zurückführen, welche in B und D ihre Angriffspunkte haben. Ferner läßt sich der horizontale Ausschub LD des Stützpunktes D gleich dem horizontalen Ausschub KB des Stützpunktes B setzen; bezeichnet man die Armlänge $OD_0 = OD$

durch r und den Drehungswinkel $D_0 O D$, welcher dem Ausschlag $B_0 C B = A_0 C A = \varphi$ entspricht, durch ψ, so hat man folglich

$$r \sin \psi = b \sin \varphi,$$

daher

$$\sin \psi = \frac{b}{r} \sin \varphi,$$

auch annähernd

$$\psi = \frac{b}{r} \varphi.$$

Da beim Ausschlagen der Wage B_0 um $B_0 K = b\,(1 - \cos \varphi) = 2\, b \sin^2 \frac{\varphi}{2} = \frac{b\, \varphi^2}{2}$ steigt und D_0 um $D_0 L = r\,(1 - \cos \psi) = \frac{r\, \psi^2}{2} = \frac{b^2 \varphi^2}{2r}$ fällt, so ist bei der Länge $BD = l$ der Tafel, für den Neigungswinkel μ derselben:

$$\sin \mu = \frac{B_0 K + D_0 L}{BD} = \frac{b r \varphi^2 + b^2 \varphi^2}{2 r l} = \frac{(b + r)\, b}{2 r l} \varphi^2.$$

Wegen des Factors φ^2 läßt sich daher annähernd $\mu = 0$ setzen, ist also anzunehmen, daß die Tafel während eines kleinen Ausschlages φ nahe horizontal bleibt. Von der Verticalkraft Q_2 des Punktes D nimmt der Stützpunkt O den Componenten $R = \frac{Q_2}{\cos \psi}$ auf, während sich der horizontale Component $H_3 = Q_2 \operatorname{tang} \psi$ mit der Horizontalkraft H_2 vereinigt, so daß die ganze Horizontalkraft in D:

$$H_2 - H_3 = H_2 - Q_2 \operatorname{tang} \psi$$

annähernd

$$= H_2 - \frac{Q_2 b \sin \varphi}{r}$$

übrig bleibt.

Da nun BD annähernd horizontal ist, so kann man auch annehmen, daß diese Kraft von BD aufgenommen und bis B fortgepflanzt werde. Diesem zu Folge wirkt in B am Hebelarm $CK = CB \cos B_0 CB = b \cos \varphi$ die gesammte Horizontalkraft $H_1 + H_2 - H_3 = H_1 + H_2 - \frac{Q_2 b \sin \varphi}{r}$, sowie am Hebelarm $CF = b \sin \varphi$ die Verticalkraft Q_1 der am Hebelarm $CE = a \cos \varphi$ wirkenden Kraft des Wagebalkens $A C A_1$ entgegen, und es ist nun zu setzen:

$$(P + Z)\, a \cos \varphi = \left(H_1 + H_2 - Q_2 \frac{b \sin \varphi}{r}\right) b \cos \varphi + Q_1 b \sin \varphi,$$

oder

$$(P + Z)\,a = (H_1 + H_2)\,b + Q_1 b \; tang\,\varphi - \frac{Q_2 b^2}{r} \sin \varphi$$

annähernd
$$= (H_1 + H_2)\,b + \left(Q_1 - \frac{b}{r} Q_2\right) b\,\varphi.$$

Nun ist aber für $\varphi = 0$:
$$Pa = (H_1 + H_2)\,b = Hb,$$

daher hat man
$$Za = \left(Q_1 - \frac{b}{r} Q_2\right) b\,\varphi,$$

und den gesuchten Ausschlag
$$\varphi = \frac{Za}{\left(Q_1 - \frac{b}{r} Q_2\right) b}.$$

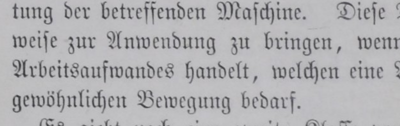
Es wächst also hier wie bei der gemeinen Wage der Ausschlag direct wie die Zulage, wie die Armlänge a u. s. w.

Anmerkung. Die Monographie: Das Horizontal-Dynamometer und seine Anwendung auf die Mechanik von Th. Schönemann, Berlin 1864 giebt eine ausführliche Theorie und Beschreibung dieses Instrumentes, und behandelt auch mehrfache Anwendungen desselben. Vorstehendes ist nur ein kurzer möglichst populär gehaltener Abriß der Theorie desselben.

§. 23. **Brems-Dynamometer.** Alle bisher angeführten Dynamometer messen die ausgeübte Kraft oder Arbeitsleistung einer Maschinenanordnung direct dadurch, daß sie zwischen den Motor und die von ihm zu betreibende Arbeitsmaschine eingeschaltet werden, also während der gewöhnlichen Arbeitsverrichtung der betreffenden Maschine. Diese Dynamometer sind daher vorzugsweise zur Anwendung zu bringen, wenn es sich um die Ermittelung des Arbeitsaufwandes handelt, welchen eine Arbeitsmaschine während ihrer gewöhnlichen Bewegung bedarf.

Es giebt noch eine zweite Klasse von Dynamometern, welche nur für Kraftmaschinen und zwar in der Regel nur für solche mit rotirender Bewegung angewendet werden, wenn es sich darum handelt, diejenigen Leistungen zu ermitteln, welche diese Kraftmaschinen bei gewissen Geschwindigkeiten oder unter sonstigen Betriebsverhältnissen überhaupt auszuüben im Stande sind. Hierbei wird der Kraftmaschine bei der Messung ein künstlicher Widerstand entgegengesetzt, in der Regel eine Reibungsarbeit, seltener eine zu hebende Last, welcher Widerstand soweit gesteigert wird, daß er gerade von

Fig. 62.



dem Motor im Beharrungszustande überwunden wird. Hierher gehört zunächst das Brems-Dynamometer oder der Prony'sche Zaum.

In seiner einfachsten Gestalt besteht dieses Instrument aus einem Balken AB, Fig. 62 (a. v. S.), mit einer Wagschale AG, und aus zwei hölzernen Bremsstücken D und EF, welche durch Schraubenbolzen EH und FK auf die umlaufende Welle C stark aufgedrückt werden. Soll mit Hülfe dieser Vorrichtung die Kraft der Welle C bei einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit oder Umdrehungszahl gefunden werden, so legt man so viel Gewicht G auf die Wagschale und zieht die Schraubenmuttern H und K so stark an, daß nicht allein die Welle die verlangte Umdrehungszahl annimmt, sondern auch der Hebel oder Balken AB horizontal und frei, d. i. ohne auf einem der beiden Böcke L und R zu ruhen, schweben bleibt. Dann wird die ganze Arbeit der Maschine von der Reibung zwischen den Bremsbacken und dem Wellenumfange consumirt, und es ist daher die Arbeit derselben der gesuchten Leistung gleich zu setzen. Da nun noch der Hebel frei hängt, so hält nur die in der Umdrehungsrichtung wirkende Reibung F dem aufgelegten Gewichte das Gleichgewicht, und es läßt sich jene Reibung aus diesem Gewichte leicht finden. Setzt man den Hebelarm CM des Gewichtes G in Hinsicht auf die Wellenaxe gleich a, so ist das statische Moment des Gewichtes und also auch das Reibungsmoment oder auch die Reibung, wenn man sie am Halbmesser Eins wirksam annimmt, gleich Ga; bezeichnet daher noch ω die Winkelgeschwindigkeit der Welle, so hat man ihre mechanische Arbeit (pr. Secunde):

$$L = Pv = Ga\omega = \omega a G.$$

Ist n die Umdrehungszahl der Welle pr. Minute, so läßt sich

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30},$$

daher die gesuchte Arbeit

$$L = \frac{\pi n a}{30} G$$

setzen.

Uebrigens hat man unter G nicht allein das aufgelegte Gewicht, sondern auch noch das auf den Aufhängepunkt der Wagschale reducirte Gewicht des aufgesetzten Apparates zu verstehen. Um das letztere zu ermitteln, legt man den Apparat mit D auf eine scharfe Schneide und hängt denselben bei A mittelst einer Schnur an einer Wage auf.

Damit ein Bremsdynamometer wie eine gewöhnliche Gewichtswage Stabilität besitze, soll man den Aufhängepunkt A des Gewichtes G oder der Wagschale in einer Schneide bestehen lassen, und denselben nicht, wie in Fig. 63 (a. f. S.), über, sondern, wie in Fig. 64, unter die Axe C der Welle legen. Wenn bei der letzteren Anordnung das Gewicht G sinkt und steigt, und dabei der Aufhängepunkt A nach D oder E kommt, so nimmt der Hebelarm CB ab oder zu, so daß hierdurch eine natürliche Ausgleichung bewirkt wird, und der Hebel CA von selbst ins Gleichgewicht kommt. Bei der ersteren Anordnung (Fig. 63) findet dagegen mit der Zu- oder Abnahme von G auch eine Zu- oder Abnahme vom Hebelarme $CB = a$ statt, und es kann sich daher der Hebel CA nicht von selbst ins Gleichgewicht stellen.

Um den Zapfendruck nicht zu vergrößern, kann man zwei Bremsdynamometer AB, A_1B_1, Fig. 65, anwenden, oder den einfachen Brems durch eine Kraft $G_1 = G$ in B_1 unterstützen.

Zweckmäßiger ist das in Fig. 66 abgebildete Bremsdynamometer mit einem gußeisernen Bremsringe DEF, der durch drei Paar Schrauben

Fig. 63.

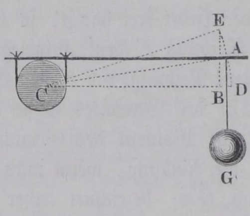
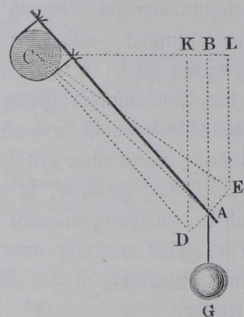


Fig. 64.



S, T, U auf jede Welle, wenn sie nicht sehr stark ist, aufgeschraubt werden kann. Bei diesem Apparate ist auch das untere Holzstück durch ein eisernes Band ersetzt, das die Hälfte des zu diesem Zwecke rinnenförmig ausge-

Fig. 65.

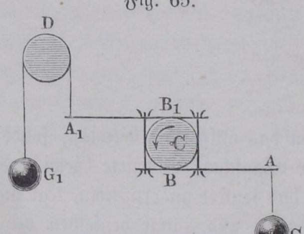
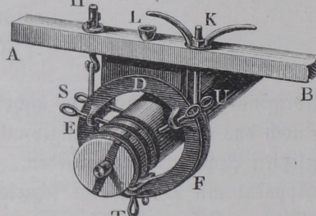


Fig. 66.



nommenen Bremsringes umgiebt. Uebrigens endigt dieses Band in zwei durch den Balken AB gehenden Bolzen und läßt sich durch eine oder zwei Schraubenmuttern, wie z. B. K, beliebig stark an den Bremsring andrücken. Um das Verkohlen des Holzes oder die allzugroße Erwärmung des Eisens zu verhindern, wird den Reibungsflächen durch das Loch L und mittelst eines

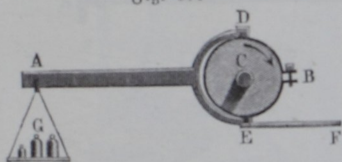
Trichters Oel oder Wasser zugeführt. Diese Apparate sind in Deutschland unter dem Namen „Egen's Bremsdynamometer" bekannt.

Beispiel. Um die Leistung eines Wasserrades zu finden, hat man auf die Welle desselben ein Bremsdynamometer aufgesetzt, und während der vollkommenen Regulirung des Aufschlagwassers bei der vorgeschriebenen Umdrehungszahl $n = 6$ pr. Minute gefunden: Aufgelegtes Gewicht nebst dem reducirten Gewichte vom Instrumente, $G = 300$ kg, Armlänge von diesem Gewichte, $a = 3{,}5$ m. Hieraus berechnet sich nun die effective Leistung dieses Wasserrades bei der verlangten Geschwindigkeit:

$$L = \frac{\pi \,.\, 6 \,.\, 3{,}5}{30}\, 300 = 659{,}7 \text{ mkg} = 8{,}8 \text{ Pferdekräfte.}$$

Man hat in der neueren Zeit sehr mannigfaltige mehr oder weniger vollkommene und zum Theil sehr complicirte Bremsdynamometer in Anwendung gebracht. Hier sei jedoch nur von den einfachsten Vorrichtungen dieser Art die Rede. Fig. 67 repräsentirt ein von Armstrong angewendetes Dynamometer. Dieses besteht aus einem eisernen Ringe, welcher durch eine Schraube B scharf auf die umschlossene Welle C aufgedrückt wird, und aus einem Hebel ADE, welcher auf der einen Seite eine Wagschale zur Aufnahme von Gewichten G trägt, und auf der anderen Seite in eine Gabel ausläuft, welche zwei aus dem Ringe hervorragende Nasen ergreift. Um dieses Instrument bequem handhaben zu können, ist der eine Schenkel der Gabel noch um ein Stück EF verlängert. Die Ausführung und Berechnung der Versuche mit diesem Instrumente weichen von denen mit dem einfachen Bremsdynamometer nicht ab.

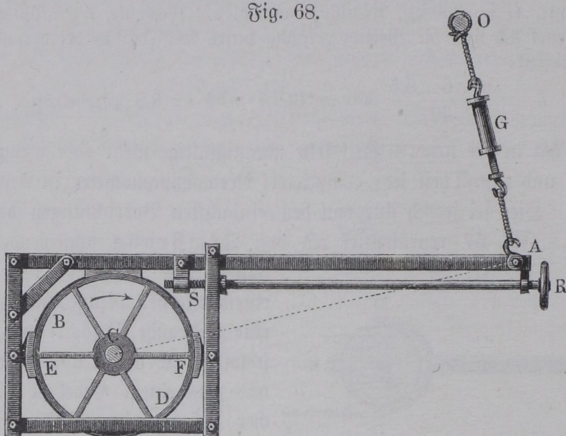
Fig. 67.



Ein kleines aus Walzeisenstäben von 70 mm Breite und 25 mm Dicke zusammengesetztes Dynamometer, Fig. 68 (a. f. S.), hat der Herr Oberinspector Tauberth zur Bestimmung der Leistung einer Dampfmaschine von fünf Pferdekräften angewendet. Dieses Dynamometer wurde auf die Riemenscheibe BD aufgelegt, welche auf der 0,110 m dicken Welle C saß, und das Aufdrücken der Bremsbacken E, F auf der Scheibe BC erfolgte durch Umdrehen der Schraube S mittelst der Handhabe R. Die Kraft wurde durch eine Federwage, wie Fig. 22, gemessen, wobei dann CA, ca. 3 m maß (siehe „Civilingenieur" Band III, 1856).

Wenn man die Kraft durch ein Federdynamometer mißt, so kann man auch durch Anwendung eines Zeichen- oder Zählapparates die Arbeit der Maschine mittelst des Brems-Dynamometers totalisiren oder unmittelbar angeben. Nach Navier's Vorschlag bestimmt man die Kraft einer umlaufenden Welle auch dadurch, daß man ein eisernes Band um dieselbe legt, das eine Ende desselben an ein Federdynamometer anschließt, das andere Ende aber durch Gewichte so stark spannt und dadurch am Umfange der Welle so viel Reibung erzeugt, bis die Welle eine verlangte Umdrehungsgeschwindigkeit annimmt. Die Differenz zwischen diesem Gewichte Q und der von dem Federdynamometer angegebenen Kraft P ist jedenfalls der

Fig. 68.

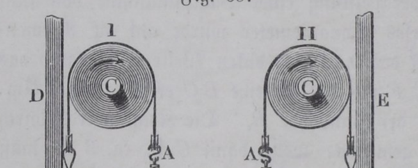


Reibung F zwischen der Welle und dem Bande gleich; ist nun noch der Umfang der Welle gleich p und macht die Welle während des Versuches n Umdrehungen pr. Minute, so erhält man die Leistung der Welle:

$$L = F\,\frac{np}{60} = \frac{np}{60}\,(Q - P).$$

In Ermangelung eines Federdynamometers reicht der einfache Gurt, Fig. 69, zu diesem Zwecke noch aus, wenn man den Versuch doppelt macht, und dabei das eine Ende B des Gurtes bald auf der einen Seite der Welle, bald auf der anderen Seite an einem festen Gegenstande, z. B. an den Säulen D und E befestigt. Hier bekommt man durch den einen Versuch

Fig. 69.

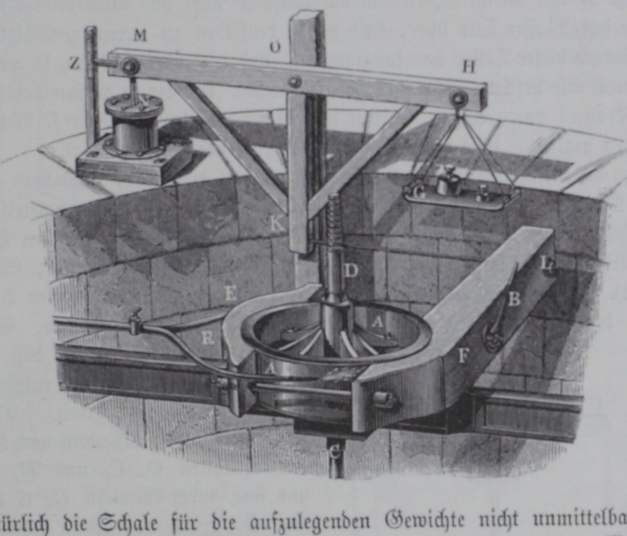


$$Q = P + F,$$

durch den anderen aber P, weil in dem einen Falle die in der Umdrehungsrichtung der Welle wirkende Reibung F dem Gewichte auf der am Ende A hängenden Wagschale entgegen-wirkt, und in dem anderen ihm zu Hülfe kommt. Uebrigens ist bei dieser zuerst vom Verfasser in Anwendung gebrachten Vorrichtung die Bestimmung der Leistung die obige. Diese Vorichtung läßt sich, weil die Kraft immer nur an einem kleinen Hebelarme wirkt, nur zur Bestimmung kleiner Leistungen anwenden. Um Leistungen stärkerer Maschinen zu finden, hat der Verfasser statt der Wagschale in *A* den Lastpunkt einer einfachen Decimalwage angeschlossen, und dadurch die Spannung des Gurtes verzehnfacht. Damit durch Auflegen dieses Gurtdynamometers der Zapfendruck nicht zu sehr vergrößert werde, und sich dasselbe auch bei größeren Kräften anwenden lasse, kann man auch den Gurt ganz um die Welle schlingen, und das eine Ende nach oben, das andere aber nach unten richten.

Kommt es darauf an, die Umdrehungskraft einer stehenden Welle, z. B. die einer Turbine, durch ein Bremsdynamometer auszumitteln, so kann man

Fig. 70.

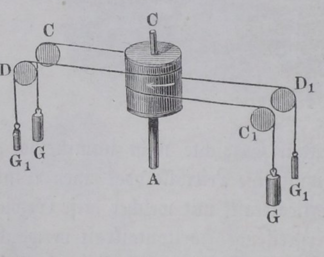


natürlich die Schale für die aufzulegenden Gewichte nicht unmittelbar an den Bremshebel hängen, sondern man muß eine Leitrolle oder einen Winkelhebel zwischen einsetzen, wodurch die Verticalkraft, mit welcher diese Gewichte niederziehen, in eine den Bremsarm ergreifende Horizontalkraft verwandelt wird. Eine monodimetrische Projection eines solchen Bremsdynamometers für eine stehende Welle führt Fig. 70 vor Augen. Dieses Dynamometer hat Francis bei seinen hydraulischen Versuchen (Lowell hydraulic experiments) zur Bestimmung der Leistung einer Turbine von 75 Pferdekräften angewendet. (S. die deutsche Bearbeitung der Schrift über diesen

Gegenstand im „Civilingenieur“ Band II.) Es ist AA das gußeiserne Frictions- oder Bremsrad von 1,65 m Durchmesser und 0,67 m Höhe, welches statt des Vorgelegerades auf die Turbinenwelle CD aufgesteckt und mit derselben fest verbunden ist. Die mit Eisen beschlagenen Bremsbacken E, F werden durch zwei Schraubenbolzen von 12 qcm Querschnitt mittelst des Hebels B auf das Bremsrad AA aufgepreßt, und es ist das Ende des längeren Bremsbackens F durch eine eiserne Zugstange KL mit dem Winkelhebel KOH verbunden, an dessen horizontalem Arme OH die Wagschale G zur Aufnahme der Gewichte hängt. Um die großen Schwankungen des Dynamometers u. s. w. zu verhindern, ist an einem dritten Arme OM des Winkelhebels KOH ein hydraulischer Moderator, und, um die Abweichung des Armes HM von der horizontalen Lage anzugeben, ein an einer Scala auf- und niedergehender Zeiger Z angebracht. Der Moderator besteht in der Hauptsache aus einem Teller, welcher in dem mit Wasser angefüllten Gefäße N mit wenig Spielraum am Umfange auf- und niederbewegt wird, wobei das Wasser bald über, bald unter denselben zu treten genöthigt ist. Da sonach dieser Teller nur langsam auf- und niedersteigen kann, so werden hierdurch alle heftigen Schwankungen vermieden. Um der zu großen Erhitzung des Kranzes vorzubeugen, werden mittelst der gegabelten Röhre R Wasserstrahlen gegen die freie Außenfläche des Bremsrades AA geführt.

Um die Leistungen kleiner Maschinenkräfte zu ermitteln, kann man auch eine Methode anwenden, welcher sich der Verfasser bei dynamometrischen Messungen an Modellrädern bedient hat (s. meine Versuche über den Stoß des Wassers, berichtet vom Prof. Zeuner im „Civilingenieur“, Bd. I, 1854). Um eine Trommel B, Fig. 71, welche auf der umlaufenden Welle AC, deren Kraft man messen will, sitzt, werden zwei Riemen, Seile oder Schnüre so gelegt, daß die beiden Enden der letzteren entgegengesetzte Richtungen haben. Diese Seilenden laufen außerdem noch über die Leitrollen C, C_1 und D, D_1 und sind durch Gewichte G, G und G_1, G_1 gespannt. Wenn nun die Gewichte G und G_1 einer Schnur in Vereinigung mit der Reibung derselben am Umfange der Trommel einander das Gleichgewicht halten, so ist folglich die ganze Umdrehungskraft der Trommel:

Fig. 71.



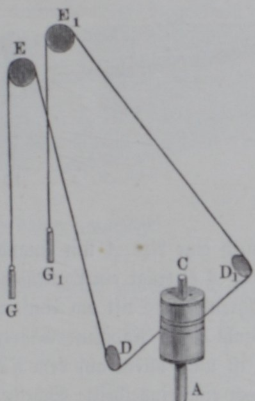
$$P = 2(G - G_1),$$

wobei natürlich G das größere, der Umdrehungsbewegung entgegengesetzt ziehende, und G_1 das kleinere, in der Richtung der Umdrehung wirkende Gewicht bezeichnet.

Anmerkung 1. Man kann auch die Drehungskraft einer Welle unmittelbar durch Gewichte bestimmen, die man an das Ende eines Seiles oder einer Schnur hängt, welche sich auf die umlaufene Welle aufwickelt. Bei meinen dynamometrischen Versuchen an Modellrädern (s. Weisbach's Versuche über die Leistung eines einfachen Reactionsrades, Freiberg, 1851) habe ich, um den Seitendruck durch die messende Kraft so viel wie möglich herabzuziehen, von der umlaufenden Welle AC, Fig. 72, zwei gleiche Gewichte G, G_1 auf einmal heben und zu diesem Zwecke die Schnüre, an welchen diese Gewichte hängen, mittelst der Rollen D, E und D_1, E_1 auf entgegengesetzten Seiten und in entgegengesetzten Richtungen auf die Trommel B aufwickeln lassen.

Eigentlich ist auch das Dynamometer, womit man die Axenkraft der Schraubendampfschiffe bestimmt, hierher zu rechnen; es stemmt sich hier die Welle der Wasserschraube gegen einen Hebel, dessen längerer Arm mit einem schraubenförmigen Federdynamometer und einem Zeichenapparat verbunden ist, welcher die Arbeit der Kraft auf den Mantel eines umlaufenden Cylinders verzeichnet (siehe The indicator and dynamometer etc., London 1847).

Fig. 72.

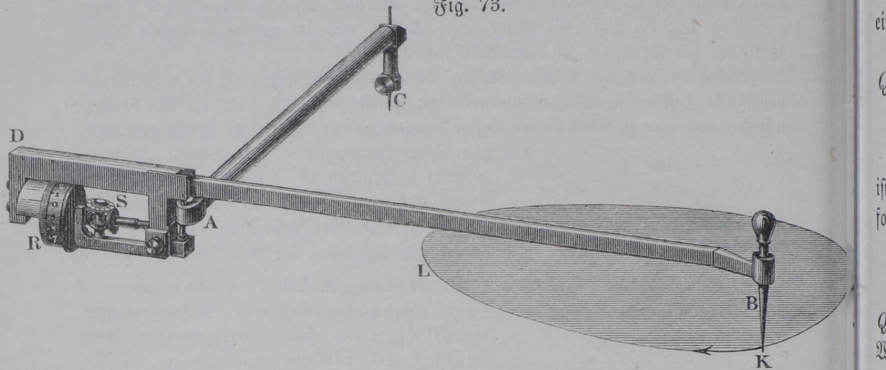


Anmerkung 2. Ueber die verschiedenen Dynamometer zum Messen der Maschinenkräfte handelt Egen in seinen Untersuchungen über den Effect einiger Wasserwerke u. s. w.; nächstdem Hülsse im Artikel „Bremsdynamometer" in der allgemeinen Maschinenencyclopädie. Die Literatur über diesen Gegenstand findet man in diesen beiden Abhandlungen vollständig angegeben. Wir haben hier nur noch die neuesten Aufsätze im 88., 92. und 110. Bande von Dingler's Journal anzuführen. Besonders zeichnen sich die sich selbst regulirenden Dynamometer nach Poncelet, Saint-Leger u. s. w. aus, welche durch angebrachtes Räderwerk die Schrauben von selbst anziehen oder lösen, je nachdem der Hebel zu sinken oder zu steigen anfängt. Ueber Federdynamometer ist auch nachzusehen: Notions fondamentales de Mécanique, par Morin, Paris 1855; sowie über Dynamometer überhaupt: Prechtl's Technologische Encyclopädie, ferner Hachette: Traité élémentaire des machines. Besondere Abhandlungen über diesen Gegenstand sind oben an den betreffenden Stellen citirt worden. Ueber die Dynamometer mit Registrirapparat von Moison, Noury und Matter s. Civilingenieur, Bd. VIII, 1862.

Planimeter. Bei Anwendung des Zeichenapparates zu dynamometrischen Versuchen kann man die Bestimmung der Flächenräume, wodurch die mechanische Arbeit einer Maschine ausgedrückt wird, anstatt durch Rechnung etwa nach der Simpson'schen Regel, auch durch ein sogenanntes Planimeter bewirken. Unter den verschiedenen Planimetern von Ernst, Wetli, Hansen, Oppikofer und Amsler ist das letztere oder sogenannte Polarplanimeter von Amsler eines der einfachsten, wenn auch vielleicht weniger §. 24.

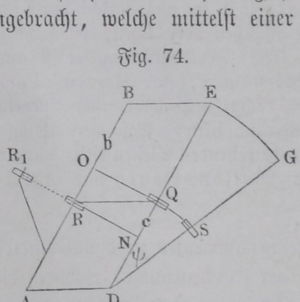
scharfen. Eine monodimetrische Abbildung dieses Planimeters führt Fig. 73 vor Augen. Es ist C eine Nadel, welche fest in den Tisch hineingestoßen wird, und um welches sich das Instrument dreht, während man mit dem Stifte B am Umfange der Figur KLM, deren Inhalt durch das Instrument bestimmt werden soll, hinfährt. Die beiden Arme AC und AB, welche

Fig. 73.



die Spitze C und den Stift B tragen, sind durch eine Axe A mit einander vereinigt, und die Verlängerung AD des Armes AB trägt ein Laufrädchen R, welches sich auf dem Papiere fortwälzt, während der Stift am Umfange der Figur hingeführt wird. Um die Umdrehungszahl dieses Rädchens während dieser Umschreibung der Figur ablesen zu können, ist nicht allein auf dem Rädchen R selbst eine Eintheilung, sondern auch noch eine eingetheilte Scheibe S angebracht, welche mittelst einer Schraube ohne Ende von der Welle des Laufrädchens R so umgedreht wird, daß sie erst bei zehn Umdrehungen des ersteren eine vollständige Umdrehung macht.

Fig. 74.



Wie der Inhalt der vom Stifte B umschriebenen ebenen Figur von der Umdrehungszahl des auf der Ebene dieser Figur fortrollenden Rädchens abhängt, läßt sich elementar auf folgende Weise darthun. Wenn eine Gerade $AB = b$, Fig. 74, parallel mit sich selbst fortgeführt wird, und dadurch in die Lage DE kommt, so beschreibt ein auf ihr sitzendes Rädchen R einen Weg $RQ = AD = BE$, welcher aus den Wegen RN und RO zusammengesetzt ist, wovon der erstere auf AB rechtwinkelig steht und der andere die Richtung von AB und DE hat. Ver=

möge des Fortrollens auf der Ebene von $ABDE$ dreht sich der Umfang dieses Rädchens um $RN = \varphi_1 r$, wo φ_1 den Umdrehungsbogen, und r den Radius des Rädchens bezeichnet. Nun ist aber $AB.RN = b\varphi_1 r = \varphi_1 b r$ der Inhalt P des Parallelogrammes AE, folglich auch

$$\varphi_1 = \frac{P}{b\,r}$$

ein Maß dieses Inhaltes.

Dreht sich ferner DE noch um D, so durchläuft das Rädchen einen Bogen QS, und es beschreibt hierbei diese Linie den Sector DEG, dessen Inhalt

$$S = \frac{DE.EG}{2} = \tfrac{1}{2}\, DE^2 . \psi = \tfrac{1}{2}\, \psi b^2$$

ist, wenn ψ das Bogenmaß des Centriwinkels EDG bezeichnet. Es ist folglich der Inhalt der ganzen Figur $ABEGD$:

$$F_1 = P + S = \varphi_1 b r + \tfrac{1}{2}\, \psi b^2.$$

Ist φ_2 der Umdrehungswinkel des Rädchens beim Durchlaufen des Bogens QS, so hat man den Umdrehungswinkel beim Durchlaufen des gesammten Weges $RQ + QS$:

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2$$

und daher umgekehrt:

$$\varphi_1 = \varphi - \varphi_2,$$

oder da, wenn der Abstand $AR = DQ = DS$ mit c bezeichnet wird,

$$QS = \psi c = \varphi_2 r,$$

also

$$\varphi_2 = \frac{c}{r}\, \psi$$

ist,

$$\varphi_1 = \varphi - \frac{c}{r}\, \psi$$

und

$$F_1 = \left(\varphi - \frac{c}{r}\, \psi\right) b r + \tfrac{1}{2}\, \psi b^2 = \varphi r b + \frac{\psi}{2}\, (b^2 - 2\, b c),$$

oder:

$$F_1 = b s_1 + \frac{\psi}{2}\, (b^2 - 2\, b c),$$

wenn $s_1 = \varphi r$ den ganzen Umdrehungsbogen des Rädchens bezeichnet.

Sind die Wege $AD = BE$ und EG unendlich klein, so ist $ABEGD$ nur das Element einer endlichen Figur $ABNM$, Fig. 75 (a. f. S.), welche von AB bei beliebiger Verrückung auf der Ebene des Papiers beschrieben wird, und es ist in der Formel

$$F_1 = b s_1 + \frac{\psi}{2}\, (b^2 - 2\, b c)$$

statt ψ der Bogen des ganzen Winkels BON einzusetzen, welche die Richtungen der beiden Grenzlagen AB und MN der erzeugenden Linie mit einander einschließen, wenn F_1 den Inhalt der ganzen Figur $ABQNM$ angeben soll. Bewegt man die Linie MN rückwärts nach AB, so beschreibt sie irgend eine Fläche

$$F_2 = b s_2 + \frac{\psi}{2} (b^2 - 2bc),$$

wo s_2 den in umgekehrter Richtung zu messenden Umdrehungsbogen des Rädchens bezeichnet; und bleibt hierbei der untere Endpunkt der Erzeugungs-

Fig. 75.

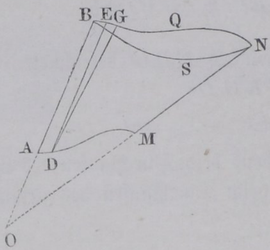
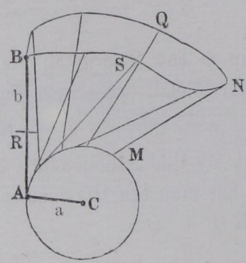


Fig. 76.



linie auf dem ersten Bogen AM, so liegt zwischen den Wegen BQN und NSB eine Fläche, deren Inhalt F die Differenz von F_1 und F_2 ist, und folglich einfach durch

$$F = F_1 - F_2 = b(s_1 - s_2) = bs$$

ausgedrückt wird, wobei s die von der Eintheilung des Rädchens angegebene Differenz der Umdrehungsbögen s_1 und s_2 oder den algebraischen Umdrehungsbogen bei der Umschreibung der Figur $BQNSB$ bezeichnet.

Bei dem Amsler'schen Planimeter beschreibt der Endpunkt A der Linie oder des Lineales AB einen Kreisbogen AM, Fig. 76; übrigens ist auch hier der Flächenraum der Figur $BQNS$, deren Umfang der Stift B durchläuft, dem Umdrehungsbogen s des Rädchens R proportional und

$$\text{I.} \quad F = bs.$$

Diese Formeln gelten auch dann noch, wenn das Rädchen nicht auf der Stange AB selbst, sondern wie R_1, Fig. 74, neben derselben angebracht ist, nur hat man dann unter c nicht die Entfernung AR_1, sondern die Projection AR derselben auf AB zu verstehen.

Die letzte Formel setzt voraus, daß der Punkt A bei Umschreibung der Figur einen und denselben Kreisbogen AM hin und zurück durchläuft; geht aber dieser Punkt hierbei stetig im Kreise herum, wie die Fig. 77 und Fig. 78 vor Augen führen, so ist noch die Fläche πa^2 des Kreises CAM, dessen Halbmesser CA durch a bezeichnet wird, in Betracht zu ziehen.

Es ist deshalb in dem Falle von Fig. 77, wo C außerhalb der Figur $BQNS$ liegt,

$$F = \pi a^2 + bs,$$

und im zweiten Falle, Fig. 78, wo C von der Figur BQS umschlossen

Fig. 77.

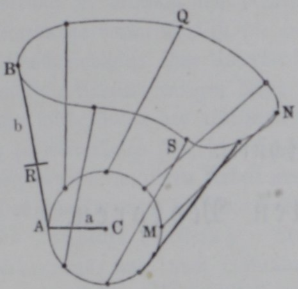
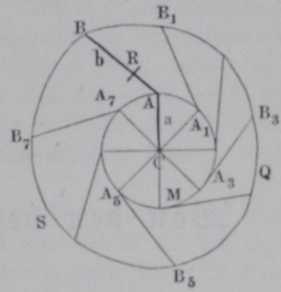


Fig. 78.



wird, und AB nach und nach eine vollständige Umdrehung macht, also $\psi = 2\pi$ ist,

$$F = \pi a^2 + \pi\,(b^2 - 2\,bc) + bs$$
$$= \pi\,(a^2 + b^2 - 2\,bc) + bs.$$

Der Fall in Fig. 77 setzt voraus, daß $b > 2\,a$, also $a < \frac{1}{2}\,b$ sei. Ist daher, wie gewöhnlich, $a > \frac{1}{2}\,b$, so kommt derselbe gar nicht vor. Wenn im zweiten Falle die Fläche BQS vom Kreise AM umschlossen wird, so ist bs negativ, und daher:

$$F = \pi\,(a^2 + b^2 - 2\,bc) - bs.$$

Anmerkung. Es ist nachzulesen: Die Planimeter von Ernst, Wetli und Hansen, von Bauernfeind, München 1853, sowie die unter folgendem Titel erschienene Schrift: Mechanische Bestimmung des Flächeninhaltes u. s. w. ebener Figuren, von Amsler, Schaffhausen 1856.