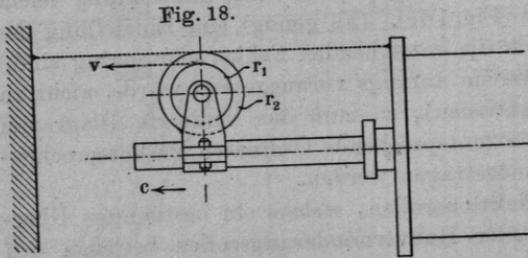


Bei Anwendung der Differenzialrolle (Fig. 18) ist die Kolbenstange nach hinten verlängert; an dieselbe wird mit Hilfe einer Schelle ein Rollenpaar angeschlossen. Über die größere Rolle ist fest eine an beiden Enden nach entgegengesetzten Richtungen hin befestigte Schnur (kraftschlüssig) gelegt, so daß ein Gleiten derselben ausgeschlossen ist. Der Rollenmittelpunkt bewegt sich dann wie der Kolben hin und her. Zwischen den Geschwindigkeiten v , c , den Rollenhalbmessern r_1 , r_2 und den Wegen s (einer horizontal am oberen Umfange des kleinen Rades ablaufenden Schnur) und S (des Kolbens) besteht folgende Beziehung:



folgende Beziehung:

$$\frac{v}{c} = \frac{r_2 - r_1}{r_2} = \frac{s}{S};$$

daraus ergibt sich also die Hubverminderung.

Die Bewegung des Papierzylinders geschieht auch noch durch andere Mittel (wie Zahnstangen usw.), welche jedoch teils sehr teuer, teils unpraktisch sind. Die meisten Indikatoren liefern eine Diagrammlänge von 120 bis 130 mm; demnach werden dann ungefähr die Hubübersetzungen gewählt. Die neueren Indikatoren haben einen etwas kleineren Hub (100 mm), da der Widerstand der Massenträgheit vermindert und die Bewegung dabei erleichtert wird. Die Genauigkeit wird durch die längeren Abszissen nicht vergrößert. Es genügt eine Hublänge von 80 mm; bei schnell laufenden Maschinen schadet es nicht, auf 60 bis 50 mm herunterzugehen.

VI. Bestimmung der Nutzleistung einer Dampfmaschine.

Um zu dem Werte der Nutzleistung einer Dampfmaschine zu gelangen, müssen sämtliche Reibungswiderstände der bewegten Maschinenteile, wozu ev. noch die Widerstände der Speisepumpe bzw. der Luft- und Kaltwasserpumpe hinzugerechnet werden, berücksichtigt werden. Die Widerstände beim Leergang der Maschine sind als konstante Zahlen anzusehen; dieselben werden ermittelt, indem man beim Leergang der Maschine mit der normalen Tourenzahl Indikatordiagramme aufnimmt. Bezeichnet man den aus dem Leerlaufdiagramm gewonnenen mittleren Druck hinter dem Kolben mit p_h , denselben des auspuffenden Dampfes vor dem Kolben mit p_v , mit n die Umdrehungszahl, mit s den Hub in Meter, mit O die Kolbenfläche in Quadratmeter, so ist die Leistung des Leerganges:

$$(36) \dots \dots A_l = 4,444 \cdot n \cdot s \cdot O \cdot (p_h - p_v) \text{ PS.}$$

Die Reibungsarbeit wächst mit der Belastung. Bezeichnet man mit N_e die Nutzleistung, so läßt sich die Reibungsarbeit durch $A_l + \eta' \cdot N_e$

ausdrücken, worin η' einen gewissen zusätzlichen Reibungskoeffizienten bedeutet; der Wert von η' hängt vom Zustande der Maschine ab. Die genaue Ermittlung dieses Wertes kann nur durch direkte Bestimmung der Nutzleistung der Maschine durch Bremsversuche und der indizierten Leistung geschehen. Man erhält sodann für η' :

$$(37) \dots \eta' = \frac{N_i - N_e - A_l}{N_e} = \frac{N_i - A_l}{N_e} - 1.$$

In jedem Bremsdynamometer wird die mechanische Arbeitsleistung in Wärme umgesetzt; dieselbe wird nicht nutzbar verbraucht und muß demnach, um Überhitzung zu vermeiden, durch Luft oder Wasser abgeleitet werden. — Es sei F die luftberührte Oberfläche, k der Wärme-koeffizient (d. h. die Wärmemenge, welche in der Stunde pro 1° Temperaturdifferenz und Quadratmeter Flächeneinheit ausgestrahlt wird); setzt man weiter 424 kgm gleich einer Kalorie, so ist die pro Stunde erzeugte Wärmemenge:

$$(38) \dots Q_1 = \frac{N_e \cdot 75 \cdot 3600}{424} = 636 \cdot N_e \text{ Kal.}$$

Die Brems Scheibe strahlt an Wärme aus:

$$(39) \dots Q_2 = F \cdot k \cdot (t - t_l),$$

wobei t_l die Temperatur der Luft, t diejenige an der Brems Scheibe ($t - t_l$ höchstens = 100° zulässig). Da die ausgestrahlte Wärme (im stationären Zustande) gleich der zugeführten ist, so ist $Q_1 = Q_2$ zu setzen, d. h.:

$$636 \cdot N_e = F \cdot k \cdot (t - t_l), \text{ oder für } k = 60$$

$$(40) \dots F = 0,106 \cdot N_e.$$

Die luftberührte Oberfläche F muß demnach mindestens $0,1 \cdot N$ sein. Häufig ist es notwendig, Wasserkühlung anzubringen; es wird dann der Wärmeleitungs-koeffizient größer. Die erforderliche Wassermenge beträgt pro Stunde im Liter:

$$(41) \dots W_k = \frac{636 \cdot N_e}{t_2 - t_1},$$

worin $t_2 - t_1$ der Temperaturunterschied des zu- und abfließenden Wassers ist. Setzt man $t_2 - t_1 = 50^\circ$, so ist $W_k = \sim 13 \text{ kg}$ pro Pferd und Stunde.

Bei allen Bremsdynamometern gelten obige Beziehungen. Ich will hier, soweit es in den Rahmen des Buches paßt, kurz auf die wichtigsten Bremsdynamometer eingehen. Der älteste derartige Apparat ist der Pronysche Zaum. Derselbe besteht aus zwei Bremsbacken, welche, die Brems Scheibe umfassend, mittels Schrauben gegeneinander gepreßt werden, und von denen der eine mit einem Hebelarm versehen ist. Dieser wird an seinem Ende mit Gewichten belastet. Beträgt das Gewicht des Hebelarmes, reduziert auf seinen Endpunkt, $G_1 \text{ kg}$ und das aufgelegte Gewicht bei horizontaler Lage des Hebels $G_2 \text{ kg}$ und ist die Länge des

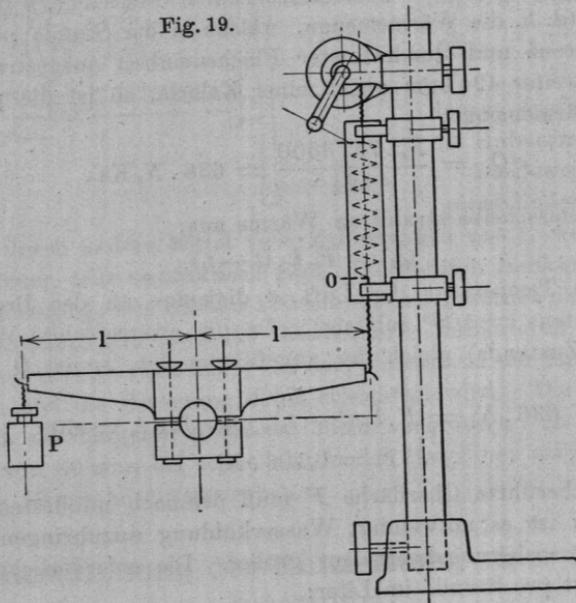
Hebels l in Meter, so besteht bei der Tourenzahl n für die Nutzleistung N_e in Pferdestärken folgende Gleichgewichtsbedingung:

$$(42) \dots \dots \dots N_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot n}{60 \cdot 75} (G_1 + G_2).$$

Ist dieser Gleichgewichtszustand eingetreten, so ist das Reibungsmoment gleich dem Dreh- oder Belastungsmoment.

Von mancherlei Verbesserungen der Bremsdynamometer verdient diejenige von Poncelet erwähnt zu werden. Bei dieser ist das Ende des Bremshebels durch eine Federwage gestützt und diese mit einer Registriervorrichtung verbunden, welche die Größe des Drehmomentes auf-

Fig. 19.



zeichnet. (Für Turbine und Wasserrad — bei ruhigem Gange — ist diese Einrichtung sehr gut verwendbar.)

Infolge des großen Gewichtes und notwendigen Raumes ist der Pronysche Zaum trotz seiner vielen Vorzüge oftmals nicht verwendbar. In solchen Fällen verwendet man mit Vorteil bis zu etwa 15 Pferd Maschinenkraft Banddynamometer von Navier, Hartig usw., deren Grundgedanke mit demjenigen des Pronyschen Zaumes übereinstimmt. Bei denselben wird das Drehmoment durch Federkraft gemessen und entsprechend registriert. (Man darf sich nicht verhehlen, daß die Messung durch Federkraft manche Fehler nicht ausschließt.)

Eine Vereinigung von Gewichts- und Federwagenmessung zeigt die praktische, von Wettler angegebene Bremsvorrichtung¹⁾. Dieselbe

¹⁾ Siehe Elektrotechn. Zeitschr. 1898, Heft 39.

wurde zuerst bei Elektromotoren angewandt. Eine aus Holz gefertigte Bremse (s. Fig. 19) von etwa 50 cm Hebelarmlänge trägt an dem einen Hebel das Gewicht P , das um etwa 1 kg leichter ist, als dem jeweiligen Drehmoment des Versuches entspricht. Das andere Hebelende wirkt ziehend auf eine in einem Messingrohr geführte Feder von etwa 2 kg größter Spannung. Durch Einstellung der Feder wird immer die horizontale Lage der Bremshebel gesichert. Zu dem Zwecke ist an dem oberen Ende der Feder eine Schnur angebracht, die mittels einer Kurbel auf eine Rolle gewickelt wird. Die Hemmung der Rolle erfolgt durch ein Bremsband. Das Messingrohr ist geschlitzt und mit einer Skala versehen. Die Enden der Feder tragen Zeiger; der untere muß auf 0 einspielen, was der wagerechten Lage der Bremsvorrichtung entspricht; der Ausschlag des oberen Zeigers wird notiert und sein Gewichtswert G der Kurve entnommen, die man zuvor durch einfache Eichung der Feder festgestellt hat. Das Drehmoment ist dann $M = (P + G) \cdot l$.

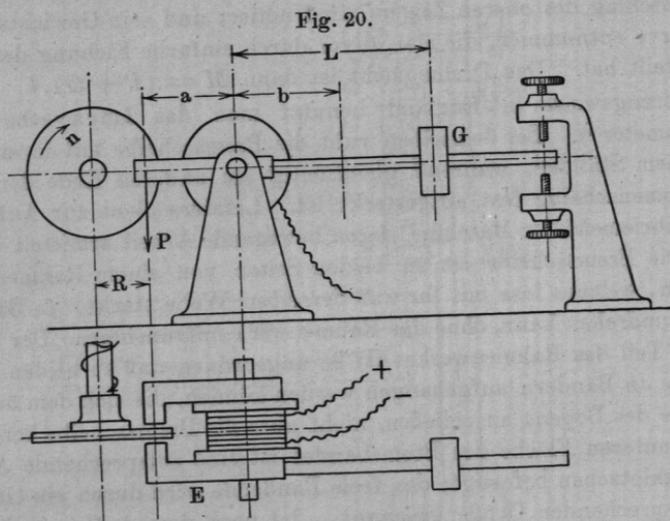
Vorzugsweise in England benutzt man das Imraysche Banddynamometer¹⁾. Bei demselben ruht die Bremsscheibe mit ihrer Welle auf einem Ständer, während gleichzeitig am anderen Ende der Welle eine Riemenscheibe fest aufgesteckt ist. Letztere dient zur Aufnahme des Treibriemens der Maschine, deren bewegende Arbeit ermittelt werden soll. Die Bremsscheibe ist zu beiden Seiten von einem Rahmenwerke umgeben, welches lose mit ihr auf derselben Welle steckt, so daß sich erstere umdrehen kann, ohne das Rahmenwerk mitzunehmen. Der bogenförmige Teil des Rahmenwerkes ist so angeordnet, daß zu beiden Seiten Gewichte an Bändern aufgehängt werden können, die sich dem äußeren Umfange des Bogens anschließen, nicht aber die Bremsscheibe berühren. An der unteren Fläche des Bremsbandes ist eine entsprechende Anzahl von Holzklötzchen befestigt; das freie Bandende wird durch ein Gewicht von entsprechender Größe gespannt. Ist nach dem Auflegen des Betriebsriemens auf die Riemenscheibe der Beharrungszustand eingetreten, d. h. macht die Welle in derselben Zeit immer gleich viel Umläufe, und zwar so viel, als die Betriebsmaschine beim vorteilhaftesten Arbeiten sonst zu machen hat, was durch richtiges Abmessen der Gewichtsgrößen zu erreichen ist, so halten die Gewichte der Reibung zwischen den Berührungsflächen das Gleichgewicht, und mit Ausnahme kleiner Schwankungen ändern die Gewichte und das Rahmenwerk ihre Lage nicht. — Imray bewirkte durch den Apparat das Herbeiführen einer selbständigen Ausgleichung für den Fall, daß sich die Reibung während eines und desselben Versuches ändert.

Andere Regulierungsmittel für denselben Zweck, wobei man unterhalb der Bremsscheibe liegende Hebelwerke in Anwendung brachte, zeigen uns die Bremsapparate von Appoldt und Balk²⁾. — Ein sehr

¹⁾ Siehe Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre.

²⁾ Siehe englische Patent-Specifications, Nr. 1452.

empfehlenswertes Bremsbanddynamometer stellt die Konstruktion von Prof. Ernst Brauer dar. Das Bremsband ist mit dem inneren Ende an demjenigen Hebelpunkte angebracht, welcher zugleich die Aufhängestelle für das Gewicht bildet; das andere Ende ist in geringer Entfernung davon befestigt, während ein dritter Punkt, der Tangentialpunkt des Bandes, mit dem Hebelende durch eine Feder und einen Flaschenzug in Verbindung steht. Das freie Ende des Flaschenzugseiles kann man entweder in die Hand nehmen, oder über eine feste Rolle in solcher Richtung führen, daß die Verlängerung des Seilendes durch die Achse der Bremscheibe geht. Durch die Art der Konstruktion ist es erreicht, ohne Veränderung des Beharrungsvermögens die Beweglichkeit des Bandes auf einen kleinen Schwingungsbogen zu beschränken. Falls bei



zu großer Reibung das Bremsgewicht über die mittlere Lage gehoben wird, so erfährt die nach dem Fundament führende Schnur eine der Feder entgegenwirkende Spannung, und es erfolgt bei der großen Hebelübersetzung eine entsprechende Verminderung der Spannung des Bremsbandes. Die Spannung der Schnur ist gegenüber dem Bremsgewichte zu vernachlässigen. Die freie Beweglichkeit des Bandes wird mittels zweier Bänder, welche vom untersten Punkte des ersteren zum Fundament führen und dort befestigt sind, auf einen kurzen Bogen beschränkt; selbstredend wird der Gleichgewichtszustand durch dieses Sicherheitsmittel nicht beeinflusst.

Ein elektrisches Bremsdynamometer, die Wirbelstrombremse, für kleinere Motoren ist von Prof. A. Gran in Wien¹⁾ eingeführt worden (s. Fig. 20). Ihre Wirkungsweise ist folgende: Auf die Welle des Elektromotors ist eine Kupferscheibe aufgesteckt. Zur Bremsung wird ein

¹⁾ Siehe Elektrotechn. Zeitschr. 1900, Heft 14.

Elektromagnet E verwendet; dieser ist auf der Achse eines Wagebalkens befestigt, auf dem das Laufgewicht G sitzt. Die Kraft P des Elektromagneten, mit der er auf die Scheibe wirkt, ist:

$$P = \frac{L - b}{a} \cdot G.$$

Hierin ist b der Abstand des Laufgewichts, bei welchem in nicht erregtem Zustande des Magneten und bei Ruhe das System im Gleichgewicht ist. Die Bremsarbeit ist:

$$N_e = P \cdot \frac{2 R \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 75} \text{ in Pferdestärken.}$$

Der Wirkungsgrad η z. B. für einen Gleichstrommotor ist danach:

$$\eta = \frac{P \cdot 2 \cdot R \cdot \pi \cdot n \cdot 0,736}{e \cdot i \cdot 60 \cdot 75},$$

worin $e \cdot i$ die dem Motor zugeführte elektrische Energie ist. Durch Regulieren der Erregung des Elektromagneten ändert man die Bremskraft P . Auf diese Weise kann man außerdem leicht bei jeder Belastung den Wirkungsgrad des Motors bestimmen. Der Vorteil bei dieser Art der Bremsung ist, daß, wenn nur der Erregerstrom des Elektromagneten konstant bleibt, die bremsende Kraft sich nicht ändert, was bei mechanischer Bremsung nicht völlig zu erreichen ist.

Ich komme jetzt auf die Dynamometer zur direkten Arbeitsmessung während des Betriebes, d. h. auf die sog. Einschalt- oder Transmissions-Dynamometer, zu sprechen. Das Prinzip dieser liegt wieder darin, daß die unbekanntes Kräfte der Maschine ins Gleichgewicht gebracht werden mit bekannten Kräften; diese sind entweder Schwerkraft oder Federkraft; erstere nur bei konstanten, letztere auch bei variablen Kräften. Das Einschaltdynamometer mißt die Übertragungskraft auf dem Wege der Kraftleitung. Da die Energie auf dem Wege der Kraftleitung abfällt, muß genau die Stelle angegeben werden, woselbst das Dynamometer bei der Kraftmessung eingeschaltet war.

Um die Größe der Kraft einer rotierenden, horizontal gelagerten Welle zu bestimmen, muß der Zapfendruck ermittelt werden. Eine derartige Einrichtung zeigt das Dynamometer von Hachette (Fig. 21), welches sich zum Messen an Arbeitsmaschinen, Elektromotoren usw. eignet. Die beiden äußeren Zahnräder sind fest gelagert; das mittlere ist beweglich. Auf das Rad A arbeitet der Riemen der Kraftmaschine. Durch Vermittelung von B überträgt die Arbeit sich auf das Rad C , das die Arbeitsmaschine treibt. A und C bewegen sich in gleichem Drehsinn. B empfängt von beiden Seiten und in gleicher Richtung denselben Druck M , den einen fördernd wirkend, den anderen als Reaktionsdruck. Sobald Beharrungszustand eingetreten ist, vereinigen sich die beiden Drucke M zu einer Resultierenden $2M$, die auf den Zapfen wirkt. Durch ein geeignetes Gewicht Q wird jeweils der Gleichgewichts-

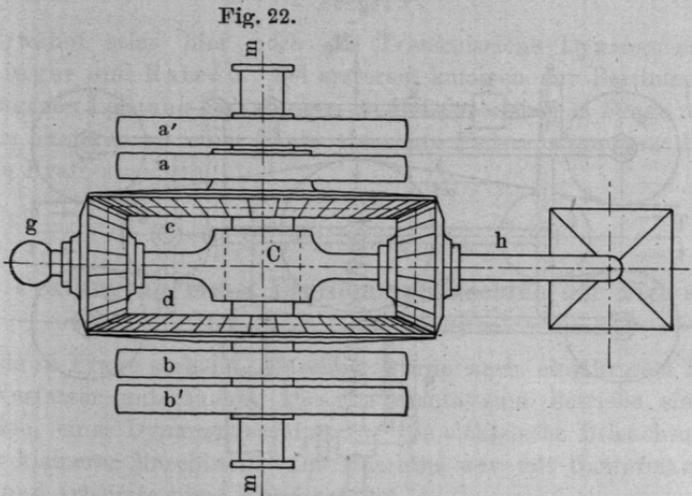
maschine verbunden, b mit der Kraftmaschine. Ist Hebel h dauernd in horizontaler Lage, was durch richtige Abmessung der Gewichte erreicht wird, dann wird die Arbeit vollkommen übertragen und drückt sich die Leistung N_e aus durch:

$$N_e = \frac{W \cdot l \cdot \pi \cdot n}{75 \cdot 60},$$

worin W das Gewicht, l den Hebelarm und n die Umdrehungszahl bedeuten.

Ein entsprechend modifizierter und verbesserter Apparat ist von Rieter in Winterthur konstruiert.

Eins der vorzüglichsten Dynamometer ist das mit Registrierapparat versehene von Hartig konstruierte¹⁾. Bei demselben bewegen sich zwei Zahnräder zwischen konzentrischen Rädern, von denen das eine große



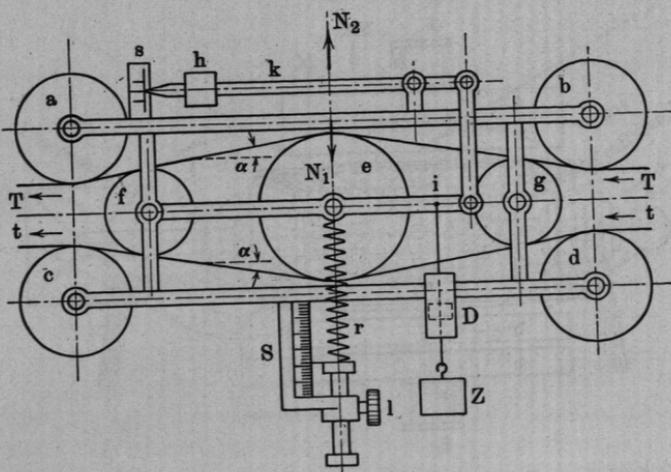
Innenverzahnung, das andere kleine Außenverzahnung hat. Die beiden ersteren sind durch einen Zentralarm miteinander verbunden. Das Hohlrad hat auch nach außen Verzahnung, welche in ein weiteres Zahnrad eingreift. Auf der Nabe des Zentralarmes sitzt weiter nach vorn ein Zahnrad, das in eine Zahnstange eingreift. Letztere ist an einem nach der Form gleicher Festigkeit konstruierten Federpaar befestigt. Das kleinere der oben genannten beiden konzentrischen Räder treibt (mittels einer Riemenscheibe) auf die Arbeitsmaschine; das mit dem größeren (Hohlrad) in Eingriff befindliche Rad empfängt (ebenso) die Leistung von der Kraftmaschine. Die Neigung des Zentralarmes und somit die Anspannung der Feder ist ein Maß für die übertragene Umfangskraft.

Ein weiteres, hauptsächlich für rasch laufende Wellen sehr geeignetes Dynamometer ist dasjenige von Hefner v. Alteneck (s. Fig. 23). Dasselbe wird direkt am Treibriemen der Dampfmaschine angebracht

¹⁾ Siehe M. Rühlmann, Allgemeine Maschinenlehre.

und gestattet, aus der Differenz der Spannungen der beiden Riemenhälften die übertragene Kraft zu berechnen. Die beiden Hälften des Treibriemens laufen zwischen den Rollen *a*, *b*, *c*, *d* hindurch, welche dazu dienen, die beiden Riemenhälften beim Ein- und Austritt aus dem Apparat einander zu nähern, wogegen die Mittelrolle *e* den Zweck hat, die Riemenhälften auseinanderzuhalten, während die Rollen *f* und *g* die Gleichheit der Winkel (α) zwischen den beiden Riemenhälften bezwecken sollen. Das Gewicht der Rolle *e* wird durch das Gewicht bei *h* ausgeglichen vermittelst des Hebels *k* in Verbindung mit dem Rahmen *i*. Sobald der am Gewichtshebel befindliche Zeiger auf einen bestimmten Punkt einer bei *s* befindlichen Skala einspielt, hat der Apparat die richtige Lage, und alsdann ist die Kraft, welche die Rolle *e* aus ihrer Mittelrolle herauszudrücken bestrebt ist, der Spannungsdifferenz der beiden

Fig. 23.



Riemenhälften proportional. Die Feder *r*, deren Spannung an der Skala *S* angezeigt wird, gestattet, mit der Stellschraube *l* die Mittelrolle in die der Marke *s* entsprechende Stellung zurückzuführen, und zugleich gibt die Federspannung die Spannungsdifferenz der beiden Riemenhälften an. Durch das bei *Z* befindliche Gewicht wird die Wirkung der Feder unterstützt, und ist dieses natürlich in der Rechnung mit zu berücksichtigen. Bei *D* ist eine Dämpfung angebracht. Reduziert man die Wirkung der Feder und des Gewichtes auf gleichen Hebelarm, so erhält man die vom Seile übertragene Kraft in Kilogramm; dieselbe ergibt, mit der in Metersekunden angegebenen Umfangsgeschwindigkeit multipliziert, die zum Betriebe der Maschine dienende Leistung in Meterkilogrammsekunden. Je größer diese Kraft ist, desto mehr wird die Feder gespannt. Es bestehen folgende Relationen:

$$N_1 = 2 \cdot T \sin \alpha, \quad N_2 = 2 \cdot t \cdot \sin \alpha$$

$$N_1 - N_2 = 2 \cdot (T - t) \cdot \sin \alpha.$$

$T - t$ (s. Fig. 23) stellt die übertragene Kraft P dar, $N_1 - N_2$ ist der vertikale Druck auf die Achse der Rolle e infolge des Riemenzuges. Bezeichnet F die an derselben Achse wirkende äußere Gegenkraft, so gilt:

$$F = 2 \cdot P \cdot \sin \alpha.$$

F ist die Differenz aus der in der Feder wirkenden Kraft und dem auf den Angriffspunkt der Feder reduzierten Gewicht von Z . Weiter ist:

$$P = \frac{F}{2 \cdot \sin \alpha},$$

und da $\frac{1}{2 \cdot \sin \alpha}$ für den Apparat eine Konstante ist, die wir a nennen wollen, so folgt:

$$P = a \cdot F.$$

Erwähnt seien hier noch die Transmissions-Dynamometer von Fischinger und Rateau. Bei ersterem kommen zur Bestimmung der übertragenen Leistung Belastungen an Hebelgetrieben in Frage, während bei dem letzteren an einer Skala ablesbare Federspannungen die übertragene Kraft angeben.

Erstes Beispiel.

Prüfung an einer Ventildampfmaschine der Firma Beck & Rosenbaum.

Die in Frage stehende Maschine wurde nach einjährigem Betriebe vom Verfasser untersucht. Dieselbe diente zum Betriebe einer Eismaschine, einer Dynamomaschine für die elektrische Beleuchtung und einiger kleinerer Maschinen. Die Maschine war mit Dampfmantel versehen und arbeitete ohne Kondensation.

a) Die Zylinderdaten sind:

Zylinderdurchmesser	375 mm,
Kolbenhub	750 "

Durchmesser der zu beiden Seiten durchgehenden Kolbenstange 50 mm, schädlicher Raum zu beiden Seiten je 4,2 Proz.

Die Untersuchung sollte sich auf folgende Fragen erstrecken:

1. Wie groß ist die mittlere indizierte Leistung?
2. Wie groß ist der dabei stattfindende Speisewasserverbrauch pro Stunde und indizierte Pferdestärke?
3. Wie groß ist der indizierte Dampfverbrauch pro Stunde und Pferdestärke?
4. Wie groß ist der Dampfverlust in Prozenten des Dampfverbrauches?
5. Auf Bestimmung des Dampfverbrauches nach der Krause'schen Formel und den Regnault'schen und Fliegnerschen Angaben