Zug F_1 in der Stange BC, von der Betrachtung ausgehend, daß die beiden Stangen, welche die Hülsenlast tragen, von dieser nur auf Zug beansprucht werden. Die Kräfte, welche auf die Stange ABM einwirken, das ist der Zug F_1, das Gewicht des Pendels F_2, sowie die Kraft F, welche auf diesem Wege bestimmt werden soll, sind im Gleichgewichte; da F_1 und F_2 bekannt sind, ergibt sich aus der Momentengleichung mit A als Drehungspunkt die Kraft F.

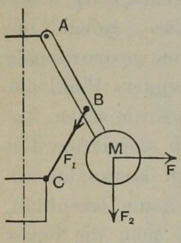

Fig. 146.

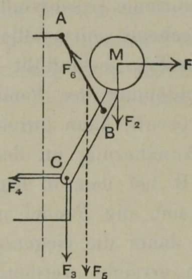

Fig. 147.

Ist das Pendel hingegen mit der unteren Stange, wie in Prölls Regulator Fig. 145 verbunden, dann läßt sich die Gegenkraft F auf folgende Weise bestimmen. Die Kräfte, welche für das statische Gleichgewicht des Gliedes CBM unter Bezug auf Fig. 147 in betracht kommen, sind: das halbe Gewicht F_3 der Hülsenlast als vertikale Komponente des Zuges im Punkte C; die horizontale Komponente F_4 des Zuges im Punkte C; die Spannung F_6 in der Aufhängestange AB; das Gewicht F_2 der Pendel M; endlich die zu bestimmende Gegenkraft F. Die beiden vertikalen Kräfte F_2 und F_3 setzen sich in die Kraft F_5 zusammen; nachdem F und F_4 horizontal wirken, muß diese vertikale Kraft F_5 durch die Vertikalkomponente des Zuges F_6 der Stange AB vollständig ausbalanciert sein. Man findet daher F_6 aus dem rechtwinkligen Kräftedreieck Fig. 148, dessen Hypotenuse parallel zur Richtung von AB zu ziehen und dessen vertikale Kathete durch die Kraft F_5 ihrer Länge nach gegeben ist. Ist auf diese Weise F_6 ermittelt, dann bestimmt sich F, die gesuchte Gegenkraft, als einzige noch unbekannte Kraft, welche nicht auf den Drehungspunkt C wirkt, durch Aufstellung der auf C bezogenen Momentengleichung.

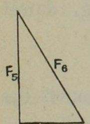

Fig. 148.

162. Einfluß der Reibung. Energie des Regulators. Die Gleichgewichtsverhältnisse eines Regulators werden durch den Einfluß der Reibung etwas verschoben. Man kann diesen Einfluß als eine Kraft f von bestimmter Größe auffassen, welche auf jedes Pendel radial, bei steigender Tendenz desselben in der Richtung der Gegenkraft, bei sinkendem Pendel jedoch in entgegengesetzter Richtung wirkt. Die Gegenkraft nimmt daher im ersteren Falle den Wert $F + f$, im anderen Falle den Wert $F - f$ an.

Entspricht somit der Gegenkraft F allein die Geschwindigkeit n (Zahl der sekundlichen Umdrehungen der Pendel), dann würde, falls keine Reibung zu überwinden wäre, die geringste Geschwindigkeitszunahme eine Änderung der Konfiguration zur Folge haben; unter dem Einflusse der Reibung ändern die Pendel jedoch erst dann ihre Lage, bis die Geschwindigkeit um den Betrag Δn zugenommen hat, welcher der Gleichung entspricht

$$n + \Delta n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{F+f}{Mr}}.$$

Sinkt andererseits die Geschwindigkeit unter den normalen Wert n, welcher einer bestimmten Konfiguration entspricht, dann verhindert die Reibung das Fallen der Pendel, bis eine Verminderung der Geschwindigkeit um den Betrag $\Delta' n$ eingetreten ist, entsprechend der Gleichung

$$n - \Delta' n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{F-f}{Mr}}.$$

Die Konfiguration eines Regulators bleibt daher so lange unverändert, d. h. die Pendel desselben rühren sich so lange nicht aus der einmal angenommenen Lage, bis die Geschwindigkeit um Δn über die normale Geschwindigkeit n zugenommen, beziehungsweise um $\Delta' n$ unter dieselbe gesunken ist. Der Regulator bleibt daher innerhalb der Geschwindigkeitsgrenzen $n + \Delta n$ und $n - \Delta' n$ hinsichtlich seiner Konfiguration vollkommen in Ruhe.

Aus diesen beiden Gleichungen ergibt sich unter der Voraussetzung, daß Δn im Vergleiche mit n, wie es die Praxis verlangt, klein ist, der annähernd richtige Wert von Δn

$$\frac{\Delta n}{n} = \frac{f}{2F}.$$

Diese Veränderungen der Geschwindigkeit zufolge der Reibung sind unabhängig von den Geschwindigkeitsänderungen, welche der Regulator zufolge seines stabilen Gleichgewichts zuläßt (§ 157) und bringen es mit sich, daß ein an und für sich isochronischer Regulator nicht imstande ist, die Geschwindigkeit konstant zu erhalten.

Um den Einfluß der Reibung innerhalb mäßiger Grenzen zu erhalten, ist es nach obiger Gleichung notwendig, F im Verhältnisse zu f möglichst groß zu machen. Der Reibungswiderstand rührt teils von der Eigenreibung des Regulators in den Gelenken her, hauptsächlich aber von den Bewegungswiderständen des Regulierorganes, dessen jeweilige Lage der Regulator beherrscht, beziehungsweise des Stellzeuges bei Steuerungen mit vom Regulator betätigter Füllung. Wenn daher der vom Regulator zu überwindende Reibungswiderstand beträchtlich ist, dann muß der Regulator selbst ein großes Energievermögen besitzen, d. h. mit anderen Worten, so angeordnet sein, daß er eine bedeutende Gegenkraft hervorruft. Bei einfachen Pendelregulatoren ist der einzig mögliche Weg dies zu erreichen, die Vergrößerung des Pendelgewichtes selbst. Belastete Regulatoren haben diesen gegenüber den Vorteil großer Kraftentwicklung mit verhältnismäßig kleinen rotierenden Massen. Die Erhöhung der Gegenkraft eines Regulators, sei es durch Schwerkraft, zusätzliche Belastung oder Federkraft, bringt stets eine Erhöhung seiner Energie, d. i. der Kraft in der Richtung der Hülsenverschiebung, hervor. Belastete Regulatoren sind daher auch bei gleicher rotierender Masse energischer und kräftiger, um diesen Ausdruck zu gebrauchen, weil sie mit höherer Geschwindigkeit laufen, daher eine größere Gegenkraft notwendig machen.

163. Graphische Darstellung der Gegenkraft. Untersuchungen über die Empfindlichkeit und Energie der Regulatoren werden durch die Benützung graphischer Methoden der Darstellung der Gegenkraft sehr erleichtert; eine solche Methode (nach Hartnell*) soll nachstehend erörtert werden.

Hat man F für verschiedene Pendelstellungen bestimmt, dann zeichne man eine Kurve $P_1 P_2$ Fig. 149, deren Abscissen den Halbmessern r der Pendelbahnen und deren Ordinaten den zugehörenden Werten von F entsprechen. Um nun jene Konfiguration zu finden, die einem gegebenen Werte der Geschwindigkeit n entspricht, ziehe man durch O eine Linie OS unter einem solchen Winkel gegen die Abscissenachse, daß

$$\operatorname{tang} XOS = 4\pi^2 n^2 M.$$

Unter Zugrundelegung derselben Maßeinheiten stellt die Abscisse OX den r-Wert, die Ordinate SX den F-Wert des Punktes S dar; wenn daher die Linie OS die Kurve der F-Werte des zu untersuchenden Regulators im Punkte P schneidet, dann ist für diesen Punkt

$$PA = F = OA \operatorname{tang} AOP = 4\pi^2 n^2 r M;$$

der Durchschnittspunkt P bestimmt daher den Halbmesser r jener Kreisbahn, welche die Pendel bei der gegebenen Geschwindigkeit n beschreiben. In gleicher Weise wird die Tangente des Neigungswinkels irgend einer anderen durch O gezogenen, die F-Kurve durchschneidenden Geraden OP_1 oder OP_2 gegen die X-Achse proportional dem Quadrate der Geschwindigkeit jener Kreisbahn sein, welche dem Halbmesser OA_1 beziehungsweise OA_2 entspricht. Wenn daher OA_1 den Halbmesser der kleinsten, OA_2 jenen der größten Pendelbahn darstellt, entsprechend den

*) *Proc. Inst. Mech. Eng.* 1882.