

VI. ABSCHNITT.

Die Regulatoren.

§ 46.

Allgemeine Erklärungen und Bezeichnungen.

Nach der Einleitung besitzt jede der in diesem Buche zu behandelnden Dampfmaschinen zwei Reguliervorrichtungen. Die eine ist das Schwungrad, die andere der Regulator. Das erstere regelt die Geschwindigkeit der Maschine während einer Umdrehung, schränkt also die Schwankungen in der Geschwindigkeit des Kurbelzapfens und der Kurbelwelle, wie sie namentlich durch die Veränderlichkeit des treibenden Dampf- bzw. Tangentialdruckes während der erwähnten Zeit hervorgerufen werden, in die zulässigen Grenzen ein. Der Regulator dagegen sorgt dafür, dass die während der einzelnen Umdrehungen auftretende mittlere Geschwindigkeit oder, was dasselbe sagt, die Umdrehungszahl der Maschine während einer Minute nicht zu starke Schwankungen erleidet; er regelt also die Geschwindigkeit während mehrerer Umdrehungen.

Solange nämlich bei einer Maschine der während einer Umdrehung herrschende mittlere Wert der Triebkraft gleich dem entsprechenden Werte des Widerstandes bleibt, wird in den aufeinander folgenden Umdrehungen die mittlere Umfangsgeschwindigkeit v im Kurbelkreise und somit auch die aus Gleichung 22 sich ergebende Umdrehungszahl in der Minute

$$n = \frac{30v}{\pi R}$$

konstant bleiben. Ändert sich aber der Mittelwert des Widerstandes, ohne dass die mittlere Triebkraft eine entsprechende Änderung erfährt, so wird die mittlere Umfangsgeschwindigkeit v und die Umdrehungszahl n nicht konstant bleiben, sondern ab- oder zunehmen. **Aufgabe** des Regulators ist es nun, die bei Änderungen im Belastungszustande der Maschine auftretenden Abweichungen von der normalen mittleren Umfangsgeschwindigkeit in den einzelnen Umdrehungen oder von der Zahl der letzteren während einer Minute auf das zulässige Mass zu beschränken, also dafür zu

sorgen, dass der mittlere Wert von Triebkraft und Widerstand während der aufeinander folgenden Umdrehungen bis auf die zulässigen Abweichungen einander gleich bleiben.

Diese Aufgabe erfüllt der Regulator, wie schon in der Einleitung erklärt, in der folgenden Weise. Seine beiden Pendel und Kugeln rotieren um eine durch die Kurbelwelle angetriebene Achse und befinden sich bei normaler Geschwindigkeit oder Umdrehungszahl der Maschine in einer von dem Belastungszustande der letzteren abhängigen Lage, in welcher ihre Centrifugalkraft durch das eigene Gewicht und dasjenige einer Belastungshülse bzw. durch die Spannung einer entsprechend angeordneten Feder das Gleichgewicht gehalten wird. Treten nun Änderungen in der Belastung ein, so ändert sich infolge der zunächst vorhandenen Ungleichheit von Triebkraft und Widerstand auch die Geschwindigkeit der Maschine. Die dadurch gesteigerte oder verminderte Centrifugalkraft der Regulatorkugeln setzt dann ein Stellzeug, das an der sogenannten Muffe des Regulators angreift, nach der einen oder anderen Richtung in Bewegung. Dieses wiederum wirkt bei seiner Bewegung auf die Triebkraft der Maschine ein, indem es entweder durch Einstellen einer Drosselklappe die Spannung, oder durch Änderung der Füllung die Menge des hinter den Kolben tretenden frischen Dampfes beeinflusst. Der Regulator unserer Maschinen tritt also, wie ebenfalls schon in der Einleitung hervorgehoben wurde, immer erst dann in Wirksamkeit, wenn infolge der schon vorhandenen Ungleichheit von mittlerer Triebkraft und mittlerem Widerstande bereits eine Zu- oder Abnahme der Geschwindigkeit stattgefunden hat; er kann deshalb auch die Schwankungen der letzteren während mehrerer Umdrehungen bei einer Änderung in der Belastung niemals vollständig beseitigen, sondern nur in enge Grenzen einschränken.

Ehe wir nun zur Behandlung der einzelnen Regulatoren übergehen, haben wir hier die zu ihrer Berechnung

allgemein gültigen Gleichungen aufzustellen, sowie verschiedene Begriffe und Bezeichnungen, die bei ihnen üblich sind, zu erklären.

Zur Bestimmung der Geschwindigkeit, bei welcher ein Regulator sich im Gleichgewicht befindet, d. h. dessen Pendel relativ gegen die Achse desselben in Ruhe verbleiben, hat man sich die Maschine zunächst im Beharrungszustande, also bei unveränderter Umdrehungszahl, zu denken. Der Regulator schwingt dann, wenn die Steuerung nicht auf ihn zurückwirkt, gleichsam frei vom Stellzeuge, da dieses die Muffe nicht belastet, und jedes der Pendel wird im Gleichgewicht sein, wenn die Summe der virtuellen Momente der an ihm angreifenden Kräfte, oder die Summe der statischen Momente der letzteren in Bezug auf den augenblicklichen Pol für die Bewegung der Angriffspunkte dieser Kräfte am Pendel gleich Null ist. Bezeichnet also

- M_c das bezügliche Moment der Centrifugalkraft,
 - M_p dasjenige des Eigengewichtes einer Kugel,
 - M_q dasjenige der auf ein Pendel durch das Hülsengewicht oder die Federspannung ausgeübte Kraft,
- so ist für das Gleichgewicht des vom Stellzeuge frei schwingenden Regulators bei Vernachlässigung des Eigengewichtes und der Centrifugalkraft der Pendelarme die Beziehung

$$\pm M_c \pm M_p \pm M_q = 0 \dots \dots \dots 195$$

massgebend. Aus dieser Gleichung lässt sich, wie bei den einzelnen Regulatoren später gezeigt wird, sowohl die für das Gleichgewicht erforderliche Centrifugalkraft C , als auch die hierbei auftretende Winkelgeschwindigkeit ω und Umdrehungszahl n für die einzelnen Lagen des Regulators berechnen.

Zwischen ω und n besteht, da ersteres die Umfangsgeschwindigkeit im Abstände 1 von der Drehachse in der Sekunde ist, letzteres aber auf die Minute bezogen wird, die Beziehung

$$2\pi \cdot n = 60 \omega$$

oder

$$\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}$$

Im Folgenden wird, wenn $g = 9,81$ die Beschleunigung der Schwere ist, der Einfachheit wegen stets

$$\pi^2 = g,$$

oder

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 \dots \dots \dots 196$$

gesetzt.

Bei den Grenzlagen des Regulators, bei denen die Kugeln am weitesten von der Drehachse entfernt bzw. dieser am nächsten sind, oder bei denen, wenn die Drehachse des Regulators vertikal ist, die Kugeln ihre höchste bzw. tiefste Lage einnehmen¹⁾, sollen

ω_o bzw. ω_u die Winkelgeschwindigkeit,

n_o bzw. n_u die Umdrehungszahl

bezeichnen. Ist dann noch

ω_m und n_m der mittlere Wert

dieser beiden letzten Grössen, so nennt man

$$\delta_r = \frac{\omega_o - \omega_u}{\omega_m} = \frac{n_o - n_u}{n_m} \dots \dots \dots 197$$

1) Im Folgenden ist, wenn nicht ausdrücklich anders vermerkt, stets eine vertikale Lage der Drehachse des Regulators vorausgesetzt.

den **theoretischen Ungleichförmigkeitsgrad** des Regulators. Derselbe bezeichnet, da ω_o und ω_u bzw. n_o und n_u der grössten und kleinsten Geschwindigkeit des freischwingenden Regulators entsprechen, das Verhältnis der grössten Geschwindigkeitsschwankung zur mittleren Geschwindigkeit des letzteren.

Für

$$\omega_m = \frac{\omega_o + \omega_u}{2} = \frac{n_o + n_u}{2}$$

erhält man durch Multiplikation mit der vorstehenden Gleichung

$$\delta_r = \frac{\omega_o^2 - \omega_u^2}{2\omega_m^2} = \frac{n_o^2 - n_u^2}{2n_m^2} \dots \dots \dots 198$$

Der theoretische Ungleichförmigkeitsgrad der besseren Regulatoren beträgt

$$\delta_r = 0,02 \text{ bis } 0,03, \text{ also } 2 \text{ bis } 3\%.$$

Er wird auch von manchen Firmen aus später zu erklärenden Gründen als einstellbar zwischen den Grenzen

$$\delta_r = 0,01 \text{ bis } 0,04, \text{ also zwischen } 1 \text{ bis } 4\%,$$

angegeben.

Ändert sich aber der Belastungszustand einer Maschine, so hat man sich den Regulator nicht mehr frei schwingend vom Stellzeuge zu denken. Derselbe will jetzt aus seiner alten Gleichgewichtslage heraus und in eine neue übergehen. Dabei hat er nicht nur das Stellzeug behufs Änderung der Triebkraft zu verstellen, sondern auch die Lage seiner eigenen Teile gegeneinander zu ändern. Jetzt greifen also an der Muffe des Regulators zwei Widerstände an, von denen der eine der auf die Muffe reduzierte Widerstand W_s des Stellzeuges, der andere der entsprechende Widerstand W_r der Eigenreibung des Regulators ist.

$$W = W_s + W_r \dots \dots \dots 199$$

heisst kurz der **Muffenwiderstand**. Derselbe wirkt, wenn der Regulator in eine höhere Gleichgewichtslage übertreten will, nach unten, wenn er in eine niedrigere übergehen will, nach oben, und zu seiner Überwindung muss der Regulator an seiner Muffe eine ebenso grosse, aber entgegengesetzte Kraft ausüben. Von der letzteren bezeichnet man den zur Überwindung von W_s dienenden Teil als **Stell- oder Verstellungskraft K** des Regulators. Ehe dieser die zu seiner eigenen und des Stellzeuges Verstellung nötige Kraft W nicht entwickelt hat, kann keine Verschiebung eintreten, ist der Regulator, wie man zu sagen pflegt, unempfindlich.

Die bei einer Änderung im Beharrungszustande der Maschine erforderliche Kraft zur Überwindung des Muffenwiderstandes W kann der Regulator natürlich nur bei einer Steigerung oder Abnahme seiner Centrifugalkraft bzw. Geschwindigkeit entwickeln. Das heisst, es wird erst dann eine Verschiebung der Muffe nach oben bzw. unten eintreten, wenn die dem augenblicklichen Gleichgewichtszustande entsprechende Centrifugalkraft C , Winkelgeschwindigkeit ω und Umdrehungszahl n auf C' , ω' und n' gestiegen bzw. bis auf C'' , ω'' und n'' gesunken sind. Man nennt dann

$$\varepsilon = \frac{\omega' - \omega''}{\omega} = \frac{n' - n''}{n} \dots \dots \dots 200$$

den **Unempfindlichkeitsgrad** des Regulators.

Für

$$\omega = \frac{\omega' + \omega''}{2} = \frac{n' + n''}{2}$$

erhält man durch Multiplikation mit der vorstehenden Gleichung den Wert

$$\epsilon = \frac{\omega'^2 - \omega''^2}{2\omega^2} = \frac{n'^2 - n''^2}{2n^2} \dots \dots \dots 200a$$

Setzt man

$$\omega' - \omega'' = 2 \cdot \Delta\omega \text{ und } n' - n'' = 2 \cdot \Delta n,$$

so erhält man weiter die Beziehung

$$\epsilon = \frac{2 \cdot \Delta\omega}{\omega} = \frac{2 \cdot \Delta n}{n} \dots \dots \dots 200b$$

Die Centrifugalkraft der Kugeln ist ferner dem Quadrate ihrer Geschwindigkeit proportional. Es muss also

$$C : C' = \omega^2 : \omega'^2 \text{ oder } \frac{\omega'^2}{\omega^2} = \frac{C'}{C},$$

$$C : C'' = \omega^2 : \omega''^2 \text{ oder } \frac{\omega''^2}{\omega^2} = \frac{C''}{C}$$

und

$$\frac{\omega'^2 - \omega''^2}{\omega^2} = \frac{C' - C''}{C},$$

oder nach Gleichung 200a

$$\epsilon = \frac{C' - C''}{2C} \dots \dots \dots 200c$$

bezw. für

$$C' - C'' = 2 \cdot \Delta C$$

$$\epsilon = \frac{\Delta C}{C} \dots \dots \dots 200d$$

sein.

Schliesslich ist nach den obigen Gleichungen

$$\frac{\omega' - \omega}{\omega} = \frac{\Delta\omega}{\omega} = \frac{\epsilon}{2} \text{ und } \frac{\omega - \omega''}{\omega} = \frac{\Delta\omega}{\omega} = \frac{\epsilon}{2},$$

$$\frac{\omega'}{\omega} - 1 = \frac{\epsilon}{2} \text{ und } 1 - \frac{\omega''}{\omega} = \frac{\epsilon}{2},$$

$$\left(\frac{\omega'}{\omega}\right)^2 = \left(1 + \frac{\epsilon}{2}\right)^2 \text{ und } \left(\frac{\omega''}{\omega}\right)^2 = \left(1 - \frac{\epsilon}{2}\right)^2,$$

oder unter Vernachlässigung des letzten Gliedes auf der rechten Seite

$$\epsilon = \left(\frac{\omega'}{\omega}\right)^2 - 1 = \left(\frac{\omega + \Delta\omega}{\omega}\right)^2 - 1 = 1 - \left(\frac{\omega''}{\omega}\right)^2 = 1 - \left(\frac{\omega - \Delta\omega}{\omega}\right)^2 \dots \dots \dots 200e$$

und entsprechend

$$\epsilon = \left(\frac{n'}{n}\right)^2 - 1 = \left(\frac{n + \Delta n}{n}\right)^2 - 1 = 1 - \left(\frac{n''}{n}\right)^2 = 1 - \left(\frac{n - \Delta n}{n}\right)^2 \dots \dots \dots 200f$$

Den Unempfindlichkeitsgrad eines Regulators kann man sich ebenso wie den Muffenwiderstand W aus zwei Teilen bestehend denken, also

$$\epsilon = \epsilon_s + \epsilon_r \dots \dots \dots 201$$

setzen, wobei dann ϵ_s dem vom Stellzeug, ϵ_r dem von der Eigenreibung herrührenden Teil des Unempfindlichkeitsgrades entspricht.

Eine Vorstellung kann man sich von dieser Teilung des Unempfindlichkeitsgrades ϵ in der folgenden Weise machen. Denkt man sich zunächst den Regulator bei einer gewissen Stellung, wo dieser eine Geschwindigkeit ω und eine Umdrehungszahl n besitzt, frei vom Stellzeug, so muss ω auf ω' , n auf n' steigen, bzw. auf ω'' und n'' sinken, ehe eine Verschiebung des Regulators eintritt. Die erforderliche Zu- oder Abnahme von ω und n hängt dabei von der Eigenreibung des Regulators ab, die in seinen Scharnieren, seiner Hülse u. s. w. auftritt, und es ist

$$\epsilon_r = \frac{\omega' - \omega''}{\omega} = \frac{n' - n''}{n}.$$

Bei weiterer Steigerung oder Verminderung von ω und n wird der jetzt wieder mit dem Stellzeug verbundene Regulator zunächst noch nicht steigen oder sinken. Hierzu bedarf es erst einer Zu- bzw. Abnahme von ω' auf ω'' und n' auf n'' bzw. auf ω'' und n'' , um die zur Überwindung des Stellzeug-Widerstandes W_s erforderliche Stellkraft an der Muffe zu erzeugen, und es ist

$$\epsilon_s = \frac{(\omega' - \omega'') - (\omega'' - \omega'')}{\omega} = \frac{(n' - n'') - (n'' - n'')}{n}$$

Durch Addition der vorstehenden Werte erhält man dann wieder

$$\epsilon = \epsilon_s + \epsilon_r = \frac{\omega' - \omega''}{\omega} = \frac{n' - n''}{n}.$$

Der Unempfindlichkeitsgrad eines Regulators hängt also nicht allein von der Konstruktion, Ausführung und Aufstellung des Regulators, sondern auch von der des Stellzeuges und der Steuerung ab. Je geringer der Widerstand W_s ist, d. h. je weniger Reibung Stellzeug und Steuerung in ihren Gelenken verursachen, je leichter beweglich die inneren Abschlussorgane sind, je weniger Widerstand die Stopfbuchsen und Führungen bieten, desto empfindlicher wird ein und derselbe Regulator sein. Auch ist bei Mehrfach-Expansionsmaschinen, bei denen der Regulator nur die Füllung des kleinen Cylinders beeinflusst, der Umstand, dass eine solche Beeinflussung erst allmählich auch in den übrigen Cylindern zur Geltung kommt, ungünstig für den Unempfindlichkeitsgrad. Vermindern lässt sich dieser Übelstand dadurch, dass man, wie auch schon jetzt mehrfach ausgeführt, den Regulator auf die Steuerungen der sämtlichen Cylinder einer solchen Maschine einwirken lässt.¹⁾

Die Werte ω' und n' bzw. ω'' und n'' der Winkelgeschwindigkeit und Umdrehungszahl, bei welchen der Regulator seine Gleichgewichtslage nach oben bzw. unten verlässt, ergeben sich aus Gleichung 195, wenn man in dieser das Moment M_q durch dasjenige M_{q+w} bzw. M_{q-w} ersetzt. Die Gleichung gilt ja für den frei vom Stellzeug schwingenden Regulator, und es bezeichnet in ihr M_q das Moment derjenigen Kraft in Bezug auf den augenblicklichen Pol des Pendels, welche von der Hülsenbelastung oder der Federspannung auf letzteres ausgeübt wird. Wenn aber bei einer Änderung im Beharrungszustande der Maschine das Stellzeug mit einem Widerstande W auf die Regulatormuffe einwirkt, so wird das Hülsengewicht oder die Federspannung um W vergrössert oder vermindert, je nachdem der Regulator steigen oder sinken will, und also auch ein in entsprechendem Masse vergrössertes oder verkleinertes Moment M_{q+w} bzw. M_{q-w} am Pendel angreifen.

Was die Grösse des Unempfindlichkeitsgrades bei den gebräuchlichen Regulatoren betrifft, so ist zunächst zu beachten, dass demselben nach der einen Seite hin eine Grenze gesteckt ist. Der Unempfindlichkeitsgrad ϵ muss nämlich stets grösser als der Ungleichförmigkeitsgrad δ des Schwungrades der Maschine

1) Siehe Guthermuth, „Der Dampfmaschinenbau und seine Beziehungen zur Elektrotechnik“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1897, S. 1414.

sein. Unter dem letzteren verstanden wir nach den Angaben auf Seite 39 den Wert

$$\delta = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v}$$

also das Verhältnis der während einer Umdrehung der Maschine auftretenden Schwankungen in der Kurbelzapfengeschwindigkeit zum mittleren Betrage der letzteren. Diese Schwankungen, die sich, wie wir sahen, nicht vermeiden lassen und natürlich auch an die Regulatorspindel übertragen werden, treten immer auf. Der Regulator darf deshalb durch sie nicht beeinflusst werden. Das ist der Fall, wenn $\varepsilon > \delta$ ist, während für $\varepsilon < \delta$ der Regulator schon infolge der während des Beharrungszustandes der Maschine auftretenden Geschwindigkeitsschwankungen zur Wirkung kommen und das sogenannte Tanzen oder Zucken der Muffe zeigen würde. Das letztere wächst natürlich mit der Differenz $\delta - \varepsilon$ und besteht in einer periodisch wiederkehrenden Bewegung der Muffe, die ohne Nutzen ist und nur zu einer unnötigen Abnützung der Reguliervorrichtung führt.

Der auf das Stellzeug entfallende Teil des Unempfindlichkeitsgrades beträgt bei den meisten Regulatoren

$$\varepsilon_s = 0,03 \text{ bis } 0,04, \text{ also } 3 \text{ bis } 4\% ^1),$$

der infolge der Eigenreibung des Regulators entstehende andere Teil des Unempfindlichkeitsgrades schwankt dagegen zwischen

$$\varepsilon_r = 0,01 \text{ bis } 0,03, \text{ also zwischen } 1 \text{ bis } 3\%,$$

sodass sich für den gesamten Unempfindlichkeitsgrad Werte von

$$\varepsilon = 0,04 \text{ bis } 0,07, \text{ also von } 4 \text{ bis } 7\%$$

ergeben.

Der Unempfindlichkeitsgrad ε eines Regulators wird im allgemeinen nicht gleich für die einzelnen Lagen des Regulators sein. Gewöhnlich ist aber diese Verschiedenheit so gering, dass man ε für alle Lagen als gleich annehmen kann. Es rückt dann z. B. der Regulator in seine höchste Lage, bei der er, freischwingend vom Stellzeuge gedacht, eine Winkelgeschwindigkeit ω_0 oder Umdrehungszahl n_0 besitzt, mit einer um $\frac{\varepsilon}{2}$ grösseren Geschwindigkeit bzw. Umdrehungszahl

$$\omega_0' = \omega_0 + \frac{\varepsilon}{2} \omega_0 \text{ und } n_0' = n_0 + \frac{\varepsilon}{2} n_0$$

ein. Entsprechend wird er auch mit

$$\omega_u'' = \omega_u - \frac{\varepsilon}{2} \omega_u \text{ und } n_u'' = n_u - \frac{\varepsilon}{2} n_u$$

in seine unterste Lage treten, und man nennt

$$i = \frac{\omega_0' - \omega_u''}{\omega_m} = \frac{n_0' - n_u''}{n_m} \dots \dots \dots 202$$

oder, da mit den vorstehenden Beziehungen und dem Werte der Gleichung 197 auch z. B.

1) In vielen Regulator-Prospekten ist nur die Hälfte angegeben, entsprechend dem halben Werte von ε_s , welcher auch häufig als Unempfindlichkeitsgrad bezeichnet wird. Es bedarf dann z. B. für $\varepsilon_s = 2\%$ einer Geschwindigkeitsänderung um 2% nach oben und einer ebenso grossen nach unten, ehe die Muffe, soweit sie durch den Widerstand W_s des Stellzeuges zurückgehalten wird, in Bewegung kommt.

$$i = \frac{1}{\omega_m} \left\{ \omega_0 - \omega_u + \frac{\varepsilon}{2} (\omega_0 + \omega_u) \right\} = \delta_r + \frac{\varepsilon}{2\omega_m} (\omega_0 + \omega_u)$$

ist, sowie

$$\omega_m = \frac{\omega_0 + \omega_u}{2}$$

gesetzt werden kann,

$$i = \delta_r + \varepsilon \dots \dots \dots 203$$

den **wirklichen Ungleichförmigkeitsgrad** des Regulators.

Ein weiter bei den Regulatoren vielfach gebrauchter Begriff ist deren **Energie**. Man versteht darunter diejenige nach oben gerichtete Kraft, welche an der Muffe des freischwingenden Regulators wirksam ist und diese in ihrer jeweiligen Höhenlage erhält. Bei dem sich drehenden Regulator wird die Kraft durch die Centrifugalkraft der Kugeln hervorgerufen, bei dem ruhenden, hochgehaltenen Regulator aber als Reaktion von der Unterlage der Muffe ausgeübt. Für die Energie ergibt sich nach Tolle¹⁾ leicht die folgende Beziehung.

Der frei vom Stellzeug schwingende Regulator äussert bei einer Centrifugalkraft C die Energiekraft E an der Muffe, der mit dem Stellzeug verbundene Regulator dagegen muss, sobald der Belastungszustand der Maschine sich ändert, noch durch Steigerung seiner Centrifugalkraft um ΔC eine Kraft ausüben, die den Muffenwiderstand W überwindet, ehe er seine Gleichgewichtslage verlässt. Es muss sich demnach

$$C : \Delta C = E : W$$

verhalten, woraus

$$E = \frac{C}{\Delta C} W,$$

oder mit dem Werte der Gleichung 200 d

$$\left. \begin{aligned} E &= \frac{W}{\varepsilon} = \frac{W_s + W_r}{\varepsilon} \\ \varepsilon &= \frac{W}{E} = \frac{W_s + W_r}{E} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots 204$$

folgt.

Die Energie eines Regulators ist nicht immer für alle Lagen der Muffe gleich, sie ändert sich ferner mit dem Gesamtwiderstande W. Man bestimmt die Energie entweder durch Auswägen des Druckes, den die Muffe des ruhenden Regulators bei ihren einzelnen Höhenlagen auf eine Unterlage ausübt, oder durch Aufstellen der Gleichgewichtsbedingung aller am hochgehaltenen Regulator wirkenden Kräfte.

Nicht unerwähnt soll hier bleiben, dass die Bezeichnung „Energie“ für eine Kraft sehr schlecht gewählt ist, da Energie doch sonst stets eine mechanische Arbeit bedeutet. Es sind deshalb schon von verschiedenen Seiten, wie z. B. von Herrmann und Kiersch in der Zeitschrift deutscher Ingenieure vom Jahre 1896, andere Begriffe für die Energie der Regulatoren aufgestellt worden, ohne dass dieselben aber allgemeinen Eingang gefunden hätten. Manche bezeichnen auch die zur Überwindung des gesamten Muffenwiderstandes $W = W_s + W_r$ entwickelte Kraft des Regulators als Energie, was z. B. nach Gleichung 204 gemäss unserer Erklärung für $\varepsilon = 1$ der Fall sein würde.

1) Siehe dessen Abhandlung „Beiträge zur Beurteilung der Centrifugalpendel-Regulatoren“ in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1895, S. 735.

Das Produkt

$$E \cdot s = \frac{W}{\varepsilon} s \quad \dots \quad 205$$

aus der mittleren Energie E und dem Hube s eines Regulators heisst dessen **Arbeitsvermögen**.

Von grösster Wichtigkeit, aber auch äusserst schwierig in der Untersuchung¹⁾, sind die Vorgänge während der Regulierung einer Maschine durch den Regulator. Bei einer Änderung im Beharrungszustande tritt nämlich der Regulator nicht sofort in seine dem neuen Belastungszustande entsprechende Gleichgewichtslage ein, sondern er vollführt, ehe er in dieser letzteren zur Ruhe kommt, eine Anzahl Schwingungen nach oben und unten, er pendelt, wie man zu sagen pflegt, in Bezug auf die neue Gleichgewichtslage. Diese Pendelungen haben in dem Folgenden ihren Grund.

Nimmt beispielsweise die Belastung einer Maschine ab, so muss der Regulator, um die Triebkraft entsprechend zu verringern, eine höhere Gleichgewichtslage aufsuchen. Solange er diese letztere nicht erreicht hat, wird die Triebkraft noch immer den kleiner gewordenen Widerstand der Maschine überwiegen. Infolgedessen nimmt die Winkelgeschwindigkeit des Regulators zu, und zwar anfangs mehr, später weniger, entsprechend dem allmählich sich vermindern den Überschuss an Triebkraft. Bei Eintritt in die Gleichgewichtslage sind Triebkraft und Widerstand einander gleich, hat also die Winkelgeschwindigkeit des Regulators ihren grössten Wert erreicht. Der Regulator verbleibt aber zunächst nicht in dieser neuen Gleichgewichtslage, sondern schießt über dieselbe hinaus, denn seine Massen bewegen sich beim Verlassen der alten Gleichgewichtslage mit einer mehr und mehr beschleunigten Geschwindigkeit nach oben²⁾, rücken also mit einer gewissen Geschwindigkeit in die neue Gleichgewichtslage, und die ihnen dann innewohnende lebendige Kraft bewegt sie über diese Lage mit verzögerter Geschwindigkeit hinaus. Das dauert so lange, bis die aufgespeicherte Energie der Massen verzehrt und ihre nach oben gerichtete Geschwindigkeit Null geworden ist. Gleichzeitig wird aber, da oberhalb der neuen Gleichgewichtslage der Regulator die Triebkraft kleiner als den augenblicklichen Widerstand macht, auch die Winkelgeschwindigkeit des Regulators allmählich abnehmen. Infolgedessen fängt der letztere nun an, wieder nach unten zu gehen. Seine Massen kommen dann mit einer nach unten gerichteten Geschwindigkeit in der neuen Gleichgewichtslage an, und die in ihnen aufgespeicherte Energie treibt dieselben jetzt nach unten über diese Lage hinaus, u. s. w.; der Regulator pendelt somit, ehe er den neuen Beharrungszustand herstellt, mehre Male um die zu dem letzteren gehörige Gleichgewichtslage. Diese Pendelungen müssen selbstverständlich, wenn überhaupt eine Regulierung stattfinden und der Regulator einmal aufhören soll, nach oben und unten zu gehen, allmählich kleiner und kleiner werden.

1) Eine solche Untersuchung ist z. B. in sehr interessanter Weise in der vorerwähnten Abhandlung von Tolle durchgeführt.
2) Die Kugeln gehen gleichzeitig weiter nach aussen.

Jedenfalls ersieht man aus dem Vorstehenden, dass für die Regulierung einer Maschine nicht allein die Grösse der Schwankungen in der mittleren Geschwindigkeit oder Umdrehungszahl massgebend sind, welche bei einer Änderung im Beharrungszustande auftreten, sondern dass auch die Dauer dieser Schwankungen, die Länge der Wellen, wie man sich häufig ausdrückt, in Rücksicht gezogen werden muss. Die Regulierung einer Maschine erfolgt also um so vollkommener, je geringer bei einer Änderung im Belastungszustande die Abweichungen von der normalen mittleren Geschwindigkeit sind und je schneller der neue Beharrungszustand wieder hergestellt wird.

Ausser von dem Regulator hängt die Regulierung einer Maschine noch von verschiedenen anderen Umständen ab. So von der Steuerung, deren Abschlussorgane möglichst empfindlich sein sollen und deren Rückwirkung auf den Regulator möglichst zu beschränken ist; der letztere muss auch dem Widerstande der Steuerung angepasst sein und soll dieselbe zweckmässig bei kleineren Füllungen in weiteren Grenzen verstellen als bei grösseren, damit gleichen Ausschlägen des Regulators auch möglichst gleiche Relastungsänderungen entsprechen. Ferner ist jedem Praktiker der günstige Einfluss bekannt, den ein hinreichend grosses und schweres Schwungrad auf die Regulierung der Maschine in dem vorliegenden Sinne ausübt. Je grösser nämlich die Schwungradmasse ist, desto geringer fallen die Änderungen der mittleren Geschwindigkeit in den aufeinanderfolgenden Umdrehungen aus. Mit Rücksicht hierauf sucht man auch jetzt den Regulator dem Schwungrade der Maschine anzupassen, indem man den Ungleichförmigkeitsgrad δ_r bei den neueren Konstruktionen stellbar einrichtet.

Fällt das oben erwähnte Pendeln um eine Gleichgewichtslage sehr stark aus, was namentlich bei Regulatoren mit schweren Massen, sehr kleinem Unempfindlichkeitsgrad und bei vielen zwangläufigen Steuerungen mit starker Rückwirkung auf den Regulator der Fall ist, so kann man durch Einschaltung einer sogenannten Ölbremse die Schwankungen vermindern und das Spiel des Regulators ruhiger gestalten.

Die Einrichtung einer solchen Ölbremse ist aus Fig. 5, Taf. 50 ersichtlich. Mit dem Stellhebel des Regulators steht hier ein Kolben k in Verbindung, der beim Heben oder Senken des Regulators in einem mit Öl gefüllten Cylinder z auf- und abbewegt wird und dabei das Öl durch den Zwischenkanal y von der einen auf die andere Kolbenseite drückt. Der Übertritt des Öles kann durch die Schraube w reguliert werden. Der Kolben, der sich möglichst reibungslos in seinem Cylinder bewegen soll, findet nun, sobald der Regulator zu pendeln anfängt, einen Widerstand, der von der Geschwindigkeit, mit welcher die Regulatormassen auf- oder abwärts beschleunigt werden, abhängig ist, mit derselben wächst und abnimmt.

Natürlich ist stets zu bedenken, dass durch Einschaltung einer Ölbremse die Beweglichkeit des Regulators vermindert und ein Teil der Stellkraft des letzteren zur Überwindung des Widerstandes in der Bremse verwendet wird.

Das Gleichgewicht, in welchem sich ein Regulator bei den verschiedenen Lagen befindet, kann ein indifferentes, stabiles oder labiles sein. Ist zunächst ein Regulator in seinen sämtlichen Lagen nur bei einer einzigen Winkelgeschwindigkeit oder Umdrehungszahl im Gleichgewicht, so befindet er sich im indifferenten Gleichgewicht. Solche Regulatoren bezeichnet man als **astatische**. Sie sind im allgemeinen wenig brauchbar.

Besitzt nämlich ein solcher Regulator in irgend einer Lage die zu seinem Gleichgewicht erforderliche Geschwindigkeit, so wird er bei einer Zu- oder Abnahme der letzteren, da er nun nicht wieder ins Gleichgewicht kommen kann, sofort in seine höchste bzw. tiefste Lage gehen und zwischen diesen beiden infolge der zu stark bewirkten Regulierung hin und her schwanken. In seiner höchsten Lage bringt er nämlich die Triebkraft auf ihren kleinsten Wert, und die dann abnehmende Geschwindigkeit treibt ihn, sobald dieselbe unter die normale gesunken ist, bis in seine tiefste Lage, aus der er wieder infolge der Steigerung der Triebkraft auf ihr grösstes Mass in seine höchste Lage getrieben wird. Dieses Spiel des Regulators zwischen seinen beiden Grenzlagen muss natürlich einen sehr unruhigen Gang der Maschine zur Folge haben, und deshalb sind vollkommen astatische Regulatoren oder solche, die nur ganz geringe Abweichung von der Astasie zeigen, nicht zu gebrauchen.

Im stabilen Gleichgewicht befindet sich ein Regulator, den man auch als **statischen** bezeichnet, wenn seine Gleichgewichtsgeschwindigkeit mit steigender Muffe oder zunehmendem Ausschlag der Kugeln stetig zu-, mit sinkender Muffe oder abnehmendem Ausschlag der Kugeln stetig abnimmt. Bei solchen Regulatoren kann, wenn die Geschwindigkeit der Maschine sich nicht plötzlich, sondern allmählich ändert, die bei astatischen Regulatoren eintretende Überregulierung nicht stattfinden, weil bei Abweichungen von der normalen Geschwindigkeit der stabile Regulator sowohl nach oben, als auch nach unten hin stets in eine neue Gleichgewichtslage kommt, in der er verharren kann. Alle unsere brauchbaren Regulatoren sind deshalb stabil. Allerdings sucht man dieselben dem astatischen Zustande oder der Astasie möglichst zu nähern, sodass bei steigender Muffe die Gleichgewichtsgeschwindigkeit möglichst wenig zu-, bei sinkender möglichst wenig abnimmt, weil dann bei kleiner Geschwindigkeitsänderung schon ein ziemlicher Muffenhub bzw. Ausschlag der Kugeln, also auch eine kräftige Einwirkung auf die Triebkraft eintritt. Solche Regulatoren bezeichnet man als **pseudoastatische** und die Stelle, in deren Nähe die Astasie vollkommen ist, als den **astatischen Punkt**.

Im labilen Gleichgewicht schliesslich befinden sich alle diejenigen Regulatoren, bei denen die Gleichgewichtsgeschwindigkeit mit steigender Muffe und zunehmendem Ausschlag der Kugeln ab-, mit fallender Muffe und kleiner werdendem Kugelausschlag zunimmt. Solche Regulatoren, welche auch **labile** genannt werden, sind völlig unbrauchbar, weil der Regulator sich bei Abweichungen von der normalen Geschwindigkeit immer mehr von seiner Gleichgewichtslage entfernt und dieselbe nicht mehr findet. Auch diese Regulatoren würden stets zwischen den Grenzlagen hin und her schwanken.

Um den Gleichgewichtszustand, den ein Regulator in seinen verschiedenen Stellungen besitzt, leicht erkennen und verfolgen zu können, konstruiert man vielfach die sogenannten **n-** oder **C-Kurven**. Man erhält dieselben, wenn man über jeder Muffen- oder Kugellage als Abscisse die zugehörige Umdrehungszahl oder die dieser pro-

portionale Centrifugalkraft als Ordinate aufträgt. Es ergeben sich so für jeden Regulator drei Kurven, von denen die mittlere mit den Ordinaten n oder C dem vom Stellzeug freischwingenden, die obere mit den Ordinaten n' oder C' und die untere mit denjenigen n'' oder C'' dem unter Einwirkung des Stellzeuges schwingenden Regulator im Augenblicke des Steigens bzw. Sinkens entspricht.

In Fig. 2a bis f, Taf. 50, sind eine Zahl von n -Kurven für die verschiedenen Gleichgewichtszustände der Regulatoren angedeutet.

Fig. 2a. n -Kurve parallel zur Abscissenachse mit konstantem n : indifferentes Gleichgewicht, Regulator vollkommen astatisch, also unbrauchbar;

Fig. 2b. n -Kurve mit zunehmenden Abscissen gegen diese mit abnehmendem n fallend: labiles Gleichgewicht, Regulator unbrauchbar;

Fig. 2c. n -Kurve mit zunehmenden Abscissen gegen diese mit wachsendem n steigend: stabiles Gleichgewicht, statischer Regulator, also brauchbar;

Fig. 2d und e. n -Kurven mit zunehmenden Abscissen teils fallend, teils steigend mit einem Maximum bzw. Minimum in a als astatischem Punkt: Regulator pseudoastatisch und nur in dem astatischen und stabilen Teil $b-a$ der n -Kurve brauchbar, von dem namentlich das in der Nähe von a liegende Stück zu verwenden ist;

Fig. 2f. Stabile n -Kurve mit Wendepunkt in a : Regulator pseudoastatisch und in der ganzen Kurve brauchbar, zweckmässig aber nur in der Nähe von a .

Die n' - und n'' -Kurven müssen natürlich auch in dem verwendeten Teile einem statischen oder pseudoastatischen Zustande des Regulators entsprechen. Zeigt die eine oder die andere in irgend einem Stücke einen labilen Verlauf, so ist der Regulator hier nicht zu verwenden, selbst wenn die n -Kurve daselbst brauchbar ist. Die Gefahr, eine labile n' - oder n'' -Kurve zu erhalten, liegt namentlich bei zu kleinem Ungleichförmigkeitsgrade δ_r nahe, der deshalb auch stets mindestens eine Grösse von 2% erhalten soll.

Die Lage des astatischen Punktes für eine n -Kurve, die auf der einen Seite desselben einen labilen, auf der anderen einen stabilen Verlauf zeigt (Fig. 2d und e), ergibt sich aus der Bedingung, dass hier mit wachsendem Ausschlag der Kugeln vor dem Punkte die Geschwindigkeit oder Umdrehungszahl des Regulators zu-, hinter demselben abnimmt, oder umgekehrt vorher ab- und nachher zunimmt, im Punkte selbst aber bei unendlich kleiner Änderung des Ausschlages gleich Null ist. Nach den Lehren der Differential-Rechnung muss für diesen Punkt

$$\frac{d\omega}{d\alpha} \text{ oder } \frac{dn}{d\alpha} = 0$$

sein.

Die Möglichkeit einer **Justierung**, welche eine Änderung der Winkelgeschwindigkeit oder Umdrehungszahl, des Ungleichförmigkeits- und Unempfindlichkeitsgrades u. s. w. innerhalb gewisser Grenzen an dem ausgeführten Regulator zulässt, ist zweckmässig stets vorzusehen. Eine gewisse Regulierung der Winkelgeschwindigkeit oder Hülsenbelastung z. B. ist schon mit Rücksicht darauf geboten, dass bei der Berechnung dieser beiden Grössen die Gewichte und Massen der Regulatorarme für gewöhnlich unbeachtet bleiben. Auch macht sich eine Abänderung der erwähnten Grössen dann nötig, wenn die Maschine einmal mit grösserer oder kleinerer Umdrehungszahl laufen soll. Bei vielen Maschinen findet

man sogar jetzt eine Vorrichtung, welche eine Zu- oder Abnahme der Regulatorgeschwindigkeit um 5 bis 10% während des Ganges ermöglicht.

Ferner kann der Widerstand W_s des Stellzeuges, der ja von der Steuerung und deren Verbindung mit dem Regulator abhängig und für die einzelnen Stellungen des Regulators verschieden ist, nicht einmal annähernd durch Rechnung ermittelt werden. Höchstens lässt sich derselbe durch Auswiegen an der ausgeführten Maschine, wenn diese unter Dampf steht, bestimmen. Meistens wird man aber W_s für die Berechnung des Regulators nach ähnlich ausgeführten Maschinen nur schätzungsweise annehmen können. In der Ausführung lässt sich nun der vom Stellzeug an der Regulatormuffe ausgeübte Widerstand dadurch innerhalb gewisser Grenzen grösser oder kleiner machen, dass man durch Anordnung eines Hebels mit stellbarem Arme das Umsetzungsverhältnis zwischen der Verstellung der Steuerung und der Muffenbewegung veränderlich macht. Zu bedenken ist aber, dass bei einer Änderung dieses Umsetzungsverhältnisses, wenn das Steuerungsorgan die erforderliche Verstellung beibehalten soll, der Muffenhub und der von diesem abhängige Ungleichförmigkeitsgrad δ_r ein anderer wird. Auch wird dadurch der Unempfindlichkeitsgrad ε , der ja nach Gleichung 204 bei derselben Energie E mit dem Widerstande $W_s + W_r$ zu- oder abnimmt, beeinflusst.

Wie und wann eine Regulierung der vorerwähnten Grössen bei den einzelnen Regulatorkonstruktionen ermöglicht wird, ist später bei diesen selbst angegeben.

Für die **Einteilung** der bei den Transmissions-Dampfmaschinen gebräuchlichen Regulatoren sind die folgenden Gesichtspunkte massgebend.

Zunächst unterscheidet man **Gewichts-** und **Federregulatoren**. Bei den ersteren wird der Centrifugalkraft der Pendelkugeln ausser durch das Gewicht dieser selbst, noch durch dasjenige einer auf der Regulatorspindel sitzenden Birne oder Hülse das Gleichgewicht gehalten, während hierzu bei den letzteren die Spannung einer Feder dient. Die Federregulatoren können weiter eine vertikale oder horizontale Drehachse erhalten. Im letztgenannten Falle bezeichnet man die Regulatoren als **Excenterregulatoren**, da sie gewöhnlich auf die Excentricität und den Voreilwinkel des Excenters einer Schiebersteuerung einwirken, als **Schwungradregulatoren**, weil sie häufig auf der Schwungradwelle sitzen, oder jetzt meistens nach Stribeck als **Flachregler**.

Bei den Gewichtsregulatoren und Federregulatoren mit vertikaler Drehachse schlagen die Kugeln oder Schwungmassen in einer Ebene aus, welche durch die Drehachse geht, bei den Federregulatoren mit horizontaler Drehachse dagegen in einer solchen, die senkrecht zur Drehachse liegt.

Nach der Aufhängung der Pendel kann man die Regulatoren in solche mit **fester** oder **direkter** (aufrechter) und in solche mit **verschiebbarer** oder **indirekter** (umgekehrter) **Aufhängung** trennen. Im ersten Falle ist der Drehpunkt des Pendels fest an der Spindel, im letzten Falle ist er an dieser beim Ausschlag der Kugeln verschiebbar. Bei beiden Arten von Regulatoren kann die

Bewegung der Pendel entweder durch eine einfache **Schubkurbel** oder durch eine **Kurbelschleife** auf die Muffe übertragen werden.

Nach der Einwirkung des Regulators auf das Stellzeug unterscheidet man ferner **direkt** (unmittelbar) und **indirekt** (mittelbar) **wirkende Regulatoren**. Die einen stehen in ständiger Verbindung mit dem Stellzeuge, die anderen wirken nur in ihren Hubgrenzen, wo sie mit dem Stellzeug gekuppelt werden, auf dieses unter Benutzung einer besonderen Hilfskraft ein.

Endlich kann man die Regulatoren in solche **mit** und **ohne Reguliervorrichtung** einteilen, je nachdem sie auf ein Drosselventil oder eine Drosselklappe, die einen Teil des Regulators bilden, einwirken, oder die getrennt ausgebildete Drosselklappe bzw. die Steuerung der Maschine bethätigen.

Bei schnell laufenden Maschinen lässt man den Regulator, der für gewöhnlich die Füllung beeinflusst, in seinen höheren Lagen jetzt auch noch häufig auf ein Drosselventil, ein sogenanntes Schnellschlussventil, einwirken, damit durch dessen Schluss bei etwa plötzlich eintretender Entlastung der Maschine ein Durchgehen der letzteren sicher verhütet wird.

Bezüglich der **Verwendung** der einzelnen Regulatoren ist zu bemerken, dass jetzt bei Schiebermaschinen meistens Feder-, bei Ventilmaschinen Gewichts- oder Federregulatoren benutzt werden. Wo eine Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator zu erwarten steht, wie namentlich bei zwangsläufigen Ventilsteuerungen, sind die Regulatoren stets mit Ölbrem sen versehen.

Der **Antrieb** der Regulatoren von der Kurbel- oder Steuerwelle aus erfolgt entweder durch Riemen, oder Zahnräder. Die letzteren sichern bei genauer Herstellung eine viel regelmässige Bewegungübertragung als die ersteren und finden deshalb zu dem vorliegenden Zwecke jetzt auch weit mehr Verwendung als die letzteren.

§ 47.

Die Gewichtsregulatoren.

Bei denselben wird der Centrifugalkraft der Schwungmassen durch das eigene Gewicht dieser Massen und dasjenige der Muffe, die gewöhnlich noch durch eine Hülse oder Birne belastet ist, das Gleichgewicht gehalten. Die bekannteren Ausführungen dieser Regulatoren sind im Nachstehenden nach der Art der Pendelaufhängung und der Bewegungsübertragung auf die Muffe getrennt behandelt.

1. Der Regulator von Porter, Watt und Kley.

Fig. 143 bis 145 des Textes lassen die allgemeine Anordnung dieser drei Regulatoren erkennen. Sie besitzen zwei Pendel mit festem Aufhängepunkte, welche ihre Bewegung durch zwei Stangen, die man als Hülsenstangen bezeichnet, auf die Muffe übertragen. Jedes Pendel bildet hiernach mit seiner Hülsenstange und der Muffe eine einfache Schubkurbel, in welcher der Pendelarm $I-II=l_1$ die Kurbel, die Hülsenstange $II-III=l_2$ die Schubstange und die Muffe den Kreuzkopf darstellt. Die drei Regulatoren unterscheiden sich in den folgenden Punkten. Bei dem Porterschen Regulator in Fig. 143

befindet sich der Dreh- und Aufhängepunkt I eines jeden Pendels mit dessen Kugel auf derselben, bei dem Kley-schen Regulator in Fig. 145 auf entgegengesetzten Seiten der Drehachse; bei dem ersteren sind also, wie man sagt, die Pendel offen und ist der Abstand a des Punktes I von der Drehachse positiv, bei dem letzteren dagegen liegen die Pendel gekreuzt und ist der Abstand a negativ. Der Wattsche Regulator in Fig. 144 besitzt keine besondere Belastungshülse auf seiner Muffe, und der Punkt I liegt fast oder ganz in der Drehachse; bei ihm ist also der Abstand a annähernd oder gleich Null.

Im Nachstehenden sind die zur Berechnung der vorliegenden Regulatoren dienenden Gleichungen zunächst für den Porterschen Regulator, auf den sich die beiden anderen zurückführen lassen, entwickelt. Setzt man in

2. im Anschlusspunkte II der Hülsenstange die in der Richtung II—III der letzteren fallende Komponente $\frac{Q}{2 \cos \beta}$ der Hülsenbelastung $\frac{Q}{2}$ einer jeden Seite; die andere Komponente von $\frac{Q}{2}$ wird durch die gleiche, aber entgegengesetzt gerichtete Komponente der anderen Seite aufgehoben.

Der augenblickliche Pol für die Bewegung der Angriffspunkte II und IV ist bei fester Aufhängung des Pendels dessen Drehpunkt I. In Bezug auf diesen ist dann mit den in Fig. 146 eingetragenen Bezeichnungen

das Moment der Kraft C $M_c = -C \cdot c$,

das Moment der Kraft P $M_p = +P \cdot p$,

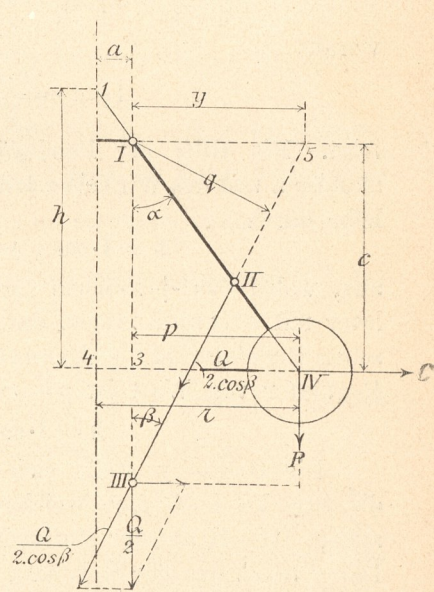
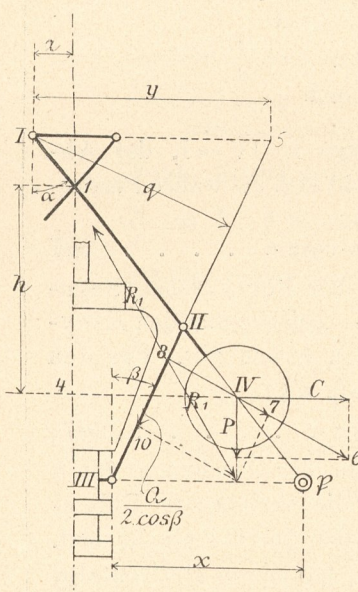
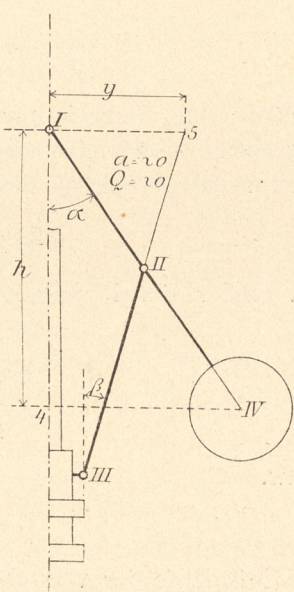
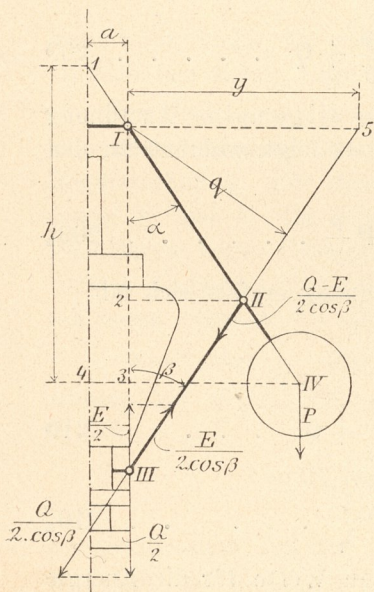
das Moment der Kraft $\frac{Q}{2 \cos \beta}$

Fig. 143.

Fig. 144.

Fig. 145.

Fig. 146.



$l_{II} = l_1, l_{III} = l_2, l_{IV} = l.$

diesen Gleichungen a negativ, so gelten sie für den Kley-schen Regulator, macht man in ihnen a und das Hülsen-gewicht Q^1 gleich Null, so beziehen sie sich auf den Wattschen Regulator. Die Gleichungen sind ferner für die allgemeine und die rhombische Anordnung der Pendel und Hülsenstangen aufgestellt. Bei der ersteren sind die Pendelarme I—II= l_1 und Hülsenstangen II—III= l_2 , sowie die Winkel alpha bzw. beta, welche beide mit der Vertikalen einschliessen, verschieden, bei der letzteren dagegen gleich, sodass bei der rhombischen Anordnung die Punkte I, II, III ein gleichschenkliges Dreieck mit

$l_1 = l_2$ und $\alpha = \beta$

bilden.

Auf ein jedes der beiden Pendel wirken nun nach Fig. 146 des Textes die folgenden Kräfte ein:

1. im Mittelpunkte IV horizontal die Centrifugalkraft C, vertikal abwärts das Gewicht P der Kugel,

1) Q ist das Gewicht der Belastungshülse und Muffe zusammen; beim Wattschen Regulator wird aber das Gewicht der letzteren meistens vernachlässigt.

$M_q = + \frac{Q}{2 \cos \beta} q.$

Nach Gleichung 195 besteht also für das Gleichgewicht des frei vom Stellzeug schwingenden Regulators die Beziehung

$-C \cdot c + P \cdot p + \frac{Q}{2 \cos \beta} q = 0.$

Bei dem Abstände r des Kugelmittelpunktes IV von der Drehachse und bei der Winkelgeschwindigkeit ω ist nun die Centrifugalkraft

$C = \frac{P}{g} r \cdot \omega^2,$

unter g die Beschleunigung der Schwere verstanden. Führt man diesen Wert von C in die obige Gleichgewichtsbedingung ein und löst die Gleichung nach $\frac{\omega^2}{g}$ auf, so ergibt sich die Beziehung

$\frac{\omega^2}{g} = \frac{p}{r \cdot c} \left(1 + \frac{Q}{2 P p \cdot \cos \beta} q \right),$

oder mit

$\frac{r \cdot c}{p} = h$ und $\frac{q}{\cos \beta} = y,$

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \left(1 + \frac{Q}{2P} \frac{y}{p}\right) \dots 206$$

Diese Gleichung gilt für die allgemeine Anordnung des Porter- und Kleyschen Regulators. Für den Regulator von Watt lautet dieselbe mit $Q = \sim 0$

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \dots 206_a$$

Die Grössen h , y und p in den vorstehenden Gleichungen lassen sich leicht der Zeichnung des Regulators für die einzelnen Pendellagen entnehmen. h zunächst ist das Stück, welches in Fig. 146 des Textes durch den Schnittpunkt 1 des Pendels und die Projektion 4 des Kugelmittelpunktes IV auf der Drehachse begrenzt wird. Man bezeichnet den Abstand h wohl auch als die wahre Pendelhöhe. Nach Fig. 146 ist nämlich

$$\frac{\overline{IV-4}}{\overline{I-4}} = \frac{\overline{IV-3}}{\overline{I-3}} \text{ oder } \frac{r}{\overline{I-4}} = \frac{p}{c},$$

woraus

$$\overline{I-4} = \frac{r \cdot c}{p} = h$$

folgt. Mit Hilfe der Pendellänge $\overline{I-IV} = l$, des Abstandes a und des Winkels α drückt sich die wahre Pendelhöhe durch

$$h = l \cdot \cos \alpha \pm a \cdot \cotg \alpha \dots 207$$

aus, wobei das $+$ Zeichen für den Porterschen Regulator mit offenen Armen, das $-$ Zeichen für den Kleyschen Regulator mit gekreuzten Armen gilt. Für den Regulator von Watt ist $a = \sim 0$, also

$$h = l \cdot \cos \alpha \dots 207_a$$

Die Grösse y stellt sich in der Zeichnung durch die Strecke $\overline{I-5}$ dar, welche die verlängerte Hülsenstange III-II auf der Horizontalen durch I abschneidet. Der Winkel, den der Hebelarm q mit dieser Horizontalen bildet, ist nämlich gleich β , also

$$\overline{I-5} = \frac{q}{\cos \beta} = y.$$

Die Strecke p endlich kann der Zeichnung ohne weiteres entnommen werden.

Bei rhombischer Anordnung wird nach Fig. 143

$$\overline{II-2} = \frac{1}{2} \cdot \overline{I-5} = \frac{1}{2} y,$$

und es verhält sich

$$\frac{\overline{II-3}}{\overline{IV-3}} = \frac{\overline{I-II}}{\overline{I-IV}} \text{ oder } \frac{\frac{1}{2} y}{p} = \frac{l_1}{l},$$

$$\frac{y}{2p} = \frac{l_1}{l}.$$

Führt man diesen Wert in die Gleichung 206 ein, so erhält man für den rhombisch angeordneten Regulator von Porter und Kley die Beziehung

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \left(1 + \frac{Q}{P} \frac{l_1}{l}\right) \dots 208$$

Um die Energie der hier zu betrachtenden Regulator zu erhalten, bestimmen wir die Reaktion, welche eine Unterlage auf die gehobene Muffe bei nicht schwingenden Kugeln ausübt. Bezeichnen wir diese Reaktion mit

$\frac{E}{2}$ an jeder Seite, so wirkt nun im Punkte III der Hülsenstange nach Fig. 143 nur noch eine Kraft $\frac{Q}{2} - \frac{E}{2}$ vertikal abwärts. Dieselbe greift am Pendel I—IV mit der Komponente $\frac{Q-E}{2 \cos \beta}$ im Punkte II an. Im Mittelpunkte IV der Kugel des ruhenden Pendels wirkt dann nur noch das Eigengewicht P . Für den Drehpunkt I lautet somit die Gleichung der statischen Momente bei Gleichgewicht

$$\frac{Q-E}{2 \cos \beta} q + P \cdot p = 0,$$

woraus

$$E = P \cdot p \frac{2 \cos \beta}{q} + Q,$$

oder mit

$$\frac{q}{\cos \beta} = y,$$

$$E = 2P \frac{p}{y} + Q \dots 209$$

als Wert der Energie für die allgemeine Anordnung des Porter- und Kleyregulators folgt, während für den Wattregulator mit $Q = \sim 0$

$$E = 2P \frac{p}{y} \dots 209_a$$

ist. Bei rhombischer Anordnung ergibt sich mit

$$\frac{y}{2p} = \frac{l_1}{l}$$

$$E = P \frac{l}{l_1} + Q \dots 210$$

bezw.

$$E = P \frac{l}{l_1} \dots 210_a$$

Mit Hilfe der vorstehenden Werte für die Energie und der Gleichung 204 lässt sich nun auch der Unempfindlichkeitsgrad der vorliegenden Regulator bestimmen. Derselbe beträgt z. B. bei allgemeiner Anordnung für die Regulator von Porter und Kley

$$\epsilon = \frac{W}{E} = \frac{W}{2P \frac{p}{y} + Q} \dots 211$$

Dieser Wert ergibt sich auch in der folgenden Weise. Um die Winkelgeschwindigkeit ω' und Umdrehungszahl n' zu erhalten, bei welcher die Regulator mit einwirkendem Stellzeuge anfangen zu steigen, hat man nach den Angaben auf Seite 244 in der Gleichung 206 Q durch $Q+W$ zu ersetzen. Entsprechend liefert diese Gleichung die Werte ω'' und n'' , bei denen die Regulator unter Einwirkung des Stellzeuges anfangen zu sinken, sobald man in ihr für Q die Differenz $Q-W$ einführt. Mit Hilfe der so erhaltenen Gleichungen für ω' und ω'' bzw. n' und n'' bekommt man aus Gleichung 200 die Beziehung

$$\epsilon = \frac{\frac{1}{h} \left(\frac{Q+W}{2P} \frac{y}{p} - \frac{Q-W}{2P} \frac{y}{p} \right)}{\frac{2}{h} \left(1 + \frac{Q}{2P} \frac{y}{p} \right)} = \frac{\frac{W}{P} \frac{y}{p}}{2 \left(1 + \frac{Q}{2P} \frac{y}{p} \right)}$$

oder

$$\epsilon = \frac{W}{2P \frac{p}{y} + Q}$$

Für den theoretischen Ungleichförmigkeitsgrad δ_r lässt sich bei der allgemeinen Anordnung des Porter- und Kleyschen Regulators ein einfacher Ausdruck nicht aufstellen. Man wird zur Berechnung von δ_r hier vielmehr die Werte ω_o , ω_m und ω_u bzw. n_o , n_m und n_u für die höchste, mittlere und tiefste Lage zu berechnen und in die Gleichung 197 oder 198 einzuführen haben. Dagegen ergibt sich für den Regulator von Watt, sowie für die rhombische Anordnung der beiden anderen Regulatoren, da für diese nach Gleichung 208 ω_o , ω_m und ω_u alle den konstanten Faktor $(1 + \frac{Q}{2P} \frac{y}{p})$ enthalten, die einfache Beziehung aus Gleichung 198

$$\delta_r = \frac{\frac{1}{h_o} - \frac{1}{h_u}}{2 \frac{1}{h_m}} \dots \dots \dots 212$$

wenn h_o , h_m und h_u die wahre Pendelhöhe für die höchste, mittlere und tiefste Lage der Pendel ist.

Zur Bestimmung des Arbeitsvermögens braucht man nach Gleichung 205 ausser der Energie noch den Regulatorhub s. Für denselben gilt, wenn α_o und α_u , sowie β_o und β_u die Winkel bezeichnen, welche die Pendelarme bzw. Hülsenstangen bei der höchsten und tiefsten Lage des Regulators mit der Vertikalen einschliessen, offenbar die Gleichung

$$s = l_1 (\cos \alpha_u - \cos \alpha_o) + l_2 (\cos \beta_u - \cos \beta_o) \dots 213$$

woraus bei rhombischer Anordnung mit $l_1 = l_2$ und $\alpha_o = \beta_o$, $\alpha_u = \beta_u$

$$s = 2 l_1 (\cos \alpha_u - \cos \alpha_o) \dots \dots \dots 214$$

wird.

Schliesslich soll für die vorliegenden Regulatoren noch der auf die Eigenreibung entfallende Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades ε ermittelt werden.¹⁾ Nach Gleichung 201 und 204 ist

$$\varepsilon = \varepsilon_s + \varepsilon_r = \frac{W_s + W_r}{E},$$

also

$$\varepsilon_r = \frac{W_r}{E} \dots \dots \dots 215$$

Hierin ist W_r der auf die Muffe reduzierte Reibungswiderstand des Regulators. Die zu W_r entgegengesetzte Vertikalkraft an der Muffe muss somit bei einer sehr kleinen Lagenänderung der Kugeln die zur Überwindung der Reibung nötige Arbeit leisten. Da nun die Reibung des Regulators bei einer Lagenänderung desselben hauptsächlich in den Gelenkpunkten I, II und III der beiden Arme I—II und II—III in Fig. 145 auftritt, so denken wir uns die Gegenkraft von W_r in zwei Teile, entsprechend

$$W_r = W_r' + W_r'',$$

1) Die hier angegebenen Gleichungen für ε_s und W_r sind in „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“ für die allgemeine Anordnung der direkt und indirekt aufgehängten Regulatoren enthalten. Das Verfahren zur Bestimmung von W_r giebt Tolle in seiner auf Seite 245 angeführten Abhandlung an.

zerlegt, von denen der erste Teil die Reibung am Arme I—II, der zweite diejenige an der Hülsenstange II—III überwinden soll; beide Teile greifen vertikal im Punkte III an.

Zur Bestimmung der Reibung bedürfen wir zunächst der Zapfendrucke R_1 , R_2 und R_3 auf die Gelenkbolzen I, II und III.

Der Zapfendruck R_1 zunächst ist gleich der Resultierenden aller am Pendel I—IV wirkenden Kräfte. Die letzteren sind die Centrifugalkraft C, das Gewicht P der Kugel und die in II angreifende Komponente $\frac{Q}{2 \cos \beta}$ der halben Hülsenbelastung. Vereint man somit C und P nach Fig. 145 des Textes im Mittelpunkte IV der Kugel zu einer Resultierenden IV—6, bringt diese dann zum Schnitt mit II—III in 8 und setzt $8-7 = IV-6$ nochmals mit $8-10 = \frac{Q}{2 \cos \beta}$ zusammen, so erhält man in R_1 die Grösse des Druckes auf den Zapfen I. Die Centrifugalkraft ist

$$C = \frac{P}{g} r \cdot \omega^2 = P \cdot r \frac{\omega^2}{g}.$$

Der Wert $\frac{\omega^2}{g}$ kann nach der Gleichung 206 und 208 berechnet, r der Zeichnung entnommen werden.

Durch Rechnung findet man R_1 auch in der folgenden Weise. Ersetzt man $\frac{Q}{2 \cos \beta}$ durch die beiden Komponenten $\frac{Q}{2}$ und $\frac{Q}{2} \operatorname{tg} \beta$, so wirken auf das Pendel vertikal und gleichgerichtet P und $\frac{Q}{2}$, horizontal und entgegengerichtet C und $\frac{Q}{2} \operatorname{tg} \beta$. Et ergibt sich also

$$R_1 = \sqrt{\left(P + \frac{Q}{2}\right)^2 + \left(C - \frac{Q}{2} \operatorname{tg} \beta\right)^2} \dots 216$$

Der Druck auf die Zapfen II und III ist

$$R_2 = R_3 = \frac{Q}{2 \cos \beta} \dots \dots \dots 217$$

Ändert sich nun der Ausschlag der Pendel so, dass in Fig. 145 der Winkel α um $d\alpha$, derjenige β um $d\beta$ zunimmt, so nimmt der Winkel III III um $d\alpha + d\beta$ ab, da die Summe der drei Winkel stets konstant bleiben muss. Infolge der Änderung in der Lage des Pendels I—IV drehen sich also die Zapfen I und II um den Winkel $d\alpha$, infolge der Verschiebung der Stange II—III dagegen die Zapfen II und III um den Winkel $d\beta$. Bezeichnet dann μ den Zapfenreibungskoeffizienten, d den Zapfendurchmesser, so ist die zur Verschiebung von I—II erforderliche Zapfenreibungsarbeit

$$\mu (R_1 + R_2) \frac{d}{2} d\alpha$$

und diejenige zur Verschiebung von II—III

$$\mu (R_2 + R_3) \frac{d}{2} d\beta.$$

Die erstgenannte Arbeit muss durch die Gegenkraft von W_r' geleistet werden. Diese kann aber nur in der Richtung von III—II auf das Pendel einwirken und hat in dieser Richtung auf jeder Seite die Grösse $\frac{W_r'}{2 \cos \beta}$. Sie dreht ferner den Pendelarm um den Punkt I, hat also bei der erwähnten Verschiebung des ersteren den Weg $q \cdot d\alpha$ zurückgelegt. Somit muss

$$\frac{W_r'}{2 \cos \beta} q \cdot d \alpha = \mu (R_1 + R_2) \frac{d}{2} d \alpha,$$

oder

$$W_r' = \mu \cdot d \frac{\cos \beta}{q} (R_1 + R_2) = \frac{\mu \cdot d}{y} (R_1 + R_2)$$

sein. Die zweite der angeführten Reibungsarbeiten muss durch die Gegenkraft von W_r'' , also auf jeder Seite durch eine Kraft von der Grösse $\frac{W_r''}{2}$ geleistet werden.

Diese Kraft dreht die Stange III—II um den augenblicklichen Pol \mathfrak{B} in Fig. 145, der in dem Schnittpunkte des Pendelarmes I—IV mit der Horizontalen durch III liegt. Bei der angedeuteten Verschiebung der Stange ist also der Weg der Kraft gleich $x \cdot d \beta$, und es muss

$$\frac{W_r''}{2} x \cdot d \beta = \mu (R_2 + R_3) \frac{d}{2} d \beta,$$

oder

$$W_r'' = \frac{\mu \cdot d}{x} (R_2 + R_3)$$

sein. Durch Addition erhält man den Wert

$$W_r = W_r' + W_r'' = \mu \cdot d \left(\frac{R_1 + R_2}{y} + \frac{R_2 + R_3}{x} \right),$$

oder nach Gleichung 217

$$W_r = \mu \cdot d \left\{ \frac{R_1}{y} + \frac{Q}{2 \cos \beta} \left(\frac{1}{y} + \frac{2}{x} \right) \right\} \quad 218$$

mit welchem aus der Gleichung 215 auch ε_r berechnet werden kann.

Um den Charakter der vorliegenden Regulatoren, also die Art und Änderung des Gleichgewichtszustandes während ihres Hubes zu untersuchen, benutzt man am besten die Gleichung 208. In derselben hat der Klammerausdruck für alle Lagen des Regulators denselben Wert. Die Winkelgeschwindigkeit ω und die Umdrehungszahl n hängen somit allein von der wahren Pendelhöhe h ab; sie wachsen, wenn h abnimmt, und nehmen ab, wenn h zunimmt.

Solange nun der Abstand a des Pendeldrehpunktes I von der Drehachse positiv ist, also die Pendel wie bei dem Porterschen Regulator offen sind, nimmt die Pendelhöhe h mit wachsendem Ausschlag der Kugeln und steigendem Regulator ab. Man erkennt dies nicht nur aus der Zeichnung, sondern auch aus der Gleichung 207, da sowohl der Kosinus, als auch die Kotangente eines Winkels mit dem Wachsen desselben von 0 bis 90° abnimmt. Demgemäss wächst also hier die Winkelgeschwindigkeit ω und Umdrehungszahl n mit steigendem Regulator, der letztere ist also bei offenen Pendelarmen ein vollkommen statischer.

Anders ist dies beim Kleyschen Regulator mit gekreuzten Armen, wo a negativ ist. Wie man aus Fig. 145 erkennt, ist die wahre Pendelhöhe $h = \overline{I-4}$ hier gleich der Projektion des ganzen Pendels $\overline{I-IV}$ auf die Drehachse, vermindert um diejenige des oberen Teiles $\overline{I-1}$. h wird also zu Null, wenn die Projektion von $\overline{I-IV}$ gleich derjenigen von $\overline{I-1}$ ist, d. h. wenn, übereinstimmend mit der Gleichung

$$h = l \cdot \cos \alpha - a \cdot \cotg \alpha,$$

$$l \cdot \cos \alpha = a \cdot \cotg \alpha$$

ist. Ferner wird aber h zu Null für $\alpha = 90^\circ$, wenn das Pendel senkrecht zur Drehachse steht. Zwischen diesen beiden Grenzlagen muss h irgendwo einen grössten Wert annehmen, und dieser findet sich nach der Differentialrechnung aus

$$\frac{d h}{d \alpha} = -l \cdot \sin \alpha + \frac{a}{\sin^2 \alpha} = 0$$

zu

$$\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{a}{l}} \quad 219$$

Oberhalb dieses Winkels α_u wird nun h mit wachsendem α , unterhalb desselben mit abnehmendem α kleiner werden, da es sich nach beiden Seiten hin der Null nähert. Oberhalb des Winkels α_u nimmt also mit wachsendem Kugelausschlag die Geschwindigkeit des Regulators zu, derselbe ist hier im stabilen Gleichgewicht und nähert sich um so mehr der Astasie, je näher sein Ausschlag von oben her dem Winkel α_u kommt. Der Kleysche Regulator ist somit oberhalb α_u pseudoastatisch, und die n - oder C -Kurve zeigt für die Lage α_u einen astatischen Punkt. Unterhalb des Winkels α_u dagegen, wo h mit kleiner werdendem Pendelausschlag abnimmt, die Gleichgewichts-Geschwindigkeit des Regulators also mit abnehmendem α steigt, ist der letztere im labilen Gleichgewicht und völlig unbrauchbar. Der durch Gleichung 219 festgelegte Pendelausschlag ist deshalb stets als unterste Grenze für die Lagen des Kleyschen Regulators mit gekreuzten Armen anzusehen.

Der Regulator von Watt mit $a = 0$ ist natürlich auch ein statischer; ω und n nehmen mit wachsendem α zu, da h dann immer kleiner wird.

Man erkennt aus dem Vorstehenden, dass die drei Regulatoren um so statischer sind, je grösser a nach der positiven Seite ist, dass sie sich ferner um so mehr der Astasie nähern, je kleiner a wird, und dass sogar bei negativen a von einer gewissen Lage der Pendel an das Gleichgewicht labil ausfällt. Von allen drei Regulatoren verdient natürlich in dieser Hinsicht der Kleysche mit gekreuzten Armen und negativem a den Vorzug, weil mit der Annäherung an die Astasie der Ungleichförmigkeitsgrad δ_r bei demselben Hube s kleiner ausfällt, oder bei gleichem δ_r der Hub und das Arbeitsvermögen grösser werden kann.

Die vorstehenden Beziehungen gelten auch für die allgemeine Anordnung der drei Regulatoren, die vor der rhombischen keine wesentliche Vorteile bietet, da der Quotient $\frac{y}{p}$ in Gleichung 206 sich bei den verschiedenen Pendellagen nur wenig ändert.

Die Kreuzung der Stangen ist beim Kleyschen Regulator insofern ein Nachteil, als dadurch die Ausführung erschwert wird. Auch lässt sich bei rhombischer Anordnung (siehe den Regulator der Collmannsteuerung auf Taf. 46), wo die Arme und Hülsenstangen gekreuzt sind, nur ein kleines Hülsengewicht oberhalb der Muffe unterbringen. Man ordnet deshalb vielfach das letztere unterhalb der Muffe an, wodurch aber der Regulator sehr hoch ausfällt, oder lässt nach Fig. 4, Taf. 50 die Hülsenstangen offen.

Die Energie E eines jeden der drei Regulatoren ist für alle Lagen der Pendel nahezu oder vollständig konstant. Das Gleiche ist mit dem Unempfindlichkeitsgrad ε der

Fall, solange der Muffenwiderstand W unverändert bleibt. Die Gleichungen für ω , n , E und ε lassen ferner den Einfluss der Hülsenbelastung Q erkennen. Je grösser Q gemacht wird, desto grösser wird unter sonst gleichen Verhältnissen ω , n und E , desto kleiner wird aber ε .

Die Hülse oder Birne führt man natürlich bei allen Gewichtsregulatoren hohl aus, um durch Änderung von Q eine Justierung des Regulators nach der Ausführung innerhalb gewisser Grenzen vornehmen zu können.

Empfohlen wird für die vorliegenden Regulatoren

$$l_1 = 0,666 l,$$

sowie bei offenen Armen

$$a = 0,1 \text{ bis } 0,05 l,$$

bei gekreuzten Armen

$$a = 0,2 \text{ bis } 0,25 l.$$

Beispiel.

Auf Seite 185 wurden für eine Auspuffmaschine von 300 mm Cylinderbohrung, 600 mm Hub und 90 Umdrehungen in der Minute die Dimensionen einer Ridersteuerung bestimmt. Welche Verhältnisse wird man dem Regulator dieser Steuerung zu geben haben, wenn derselbe einmal als Porterscher Regulator mit offenen Armen, das andere Mal als Kleyscher mit gekreuzten Armen ausgebildet werden soll?

Im Anschluss an entsprechende Ausführungen wählen wir zunächst die Länge der Pendel

$$l = 420 \text{ mm}$$

und diejenige der Pendelarme I—II und Hülsenstangen III—II

$$l_1 = 0,666 \cdot 420 = \sim 280 \text{ mm, sowie } l_2 = 285 \text{ mm.}$$

Bei $d = 16$ mm Durchmesser der Gelenkbolzen dürfte der Abstand des Punktes I von der Drehachse, wenn die Spindel selbst zum Auge erweitert wird, zweckmässig

$$a = 20 \text{ mm}$$

betragen, während der entsprechende Abstand des Punktes III grösser, vielleicht

$$b = 45 \text{ mm,}$$

zu bemessen ist. Wählt man dann noch den horizontalen Abstand des Punktes II von der Drehachse bei der tiefsten Lage so, dass eine genügend grosse Hülse untergebracht werden kann, also hier vielleicht zu 200 mm, so kann das Schema des Regulators wie in Fig. 3, Taf. 50 in der linken Hälfte aufgetragen werden. Das Pendel schliesst dann bei der tiefsten Lage einen Winkel mit der Vertikalen ein, der aus

$$\sin \alpha_u = \frac{200 - a}{l_1} = \frac{180}{280} = \sim 0,643$$

zu

$$\alpha_u = \sim 40^\circ$$

folgt. Um weiter den erforderlichen Hub des Regulators zu erhalten, hat man die Verschiebung des Steuerorganes zwischen der grössten und kleinsten Füllung, sowie die Länge des Regulator- und Schieberstangenhebels festzustellen. Der Expansionsschieber hat nach den Angaben auf Seite 187 einen Radius von $\rho = 70$ mm und bedarf einer Gesamtdrehung von $z = 80$ mm, wenn

die Füllung zwischen ihren Grenzen verstellt werden soll. Wir geben dem Hebel auf der Schieberstange (siehe Fig. 3, Taf. 38) ebenfalls eine Länge von 70 mm, dem Regulatorhebel (siehe Fig. 3, Taf. 50) bis zur Muffe 120 mm, bis zum äussersten Ende aber die doppelte Länge. Der Regulatorhub muss dann, abgesehen von späteren Berichtigungen, die an der ausgeführten Maschine vorzunehmen sind, einen Hub von

$$s = \frac{80}{2} = 40 \text{ mm}$$

bekommen. In Fig. 3, Taf. 50 ist in der linken Hälfte von der untersten Lage III_u der Muffe aus dieser Hub aufgetragen und in vier gleiche Teile zerlegt worden. Für die so erhaltenen fünf Lagen III_u, III₁ . . . III₀ wurde dann das Schema des Regulators gezeichnet und durch Verlängern bzw. Projektion des Pendels I—IV die wahre Pendelhöhe h , durch Verlängerung der Hülsenstange III—II die Grösse y konstruiert. Es ergab sich

	III _u	III ₁	III ₂	III ₃	III ₀
$h =$	0,346	0,3375	0,327	0,3175	0,308 m,
$y =$	0,3205	0,332	0,342	0,351	0,3605 m,
$p =$	0,270	0,2795	0,2895	0,2975	0,306 m.

Man ersieht aus diesen Werten, dass sich der Quotient $\frac{y}{p}$ bei den einzelnen Lagen nur wenig ändert und im Mittel

$$\frac{y}{p} = \sim 1,185$$

beträgt. Die Winkelgeschwindigkeit ω und Tourenzahl n des frei schwingenden Regulators ist dann ausser von dem Verhältnis $\frac{Q}{P}$ nur noch von der Pendelhöhe h abhängig. Für

$$\frac{Q}{2P} = 5$$

ergibt sich z. B. aus Gleichung 206

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} (1 + 5 \cdot 1,185) = \frac{6,925}{h},$$

oder

$$n = 30 \sqrt{\frac{6,925}{h}} = \sim 78,93 \sqrt{\frac{1}{h}},$$

womit für die oben angegebenen vier verschiedenen Lagen

$$n_u = 78,93 \sqrt{\frac{1}{0,346}} = 134,2,$$

$$n_1 = 78,93 \sqrt{\frac{1}{0,3375}} = 135,9,$$

$$n_2 = 78,93 \sqrt{\frac{1}{0,327}} = 138,2,$$

$$n_3 = 78,93 \sqrt{\frac{1}{0,3175}} = 140,1,$$

$$n_0 = 78,93 \sqrt{\frac{1}{0,308}} = 142,2$$

folgt. Der theoretische Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators ist dann für $n_2 = n_m$ nach Gleichung 197

$$\delta_r = \frac{142,2 - 134,2}{138,2} = 0,058 \text{ oder } 5,8\%$$

welcher Wert sich, da $\frac{y}{p}$ für alle Regulatorlagen nahezu konstant ist, auch mit $h_0 = 0,308$, $h_u = 0,346$ und $h_m = 0,327$ aus Gleichung 212 ergeben hätte, nämlich

$$\delta_r = \frac{\frac{1}{0,308} - \frac{1}{0,346}}{2 \cdot \frac{1}{0,327}} = \sim 0,058.$$

Nach Fig. 3, Taf. 38 und 50 wird der Regulator durch einen Riemen von der Kurbelwelle angetrieben. Lässt man die Riemenwelle des Regulators ebenfalls 90 Umdrehungen machen, so muss die Antriebsscheibe dieser Welle, wenn man den Riemen direkt auf der Kurbelwelle laufen lässt, ebenso gross wie die letztere, also nach der Berechnung auf Seite 115 im Durchmesser 150 mm werden. Das Umsetzungsverhältnis des konischen Räderpaares zwischen der Riemenwelle und der Regulatorspindel müsste dann

$$\frac{n_m}{90} = \frac{138}{90} = 1,533$$

betragen.

Um die Energie des Regulators berechnen zu können, hat man das Gewicht der Kugeln und Belastungshülse anzunehmen. Entscheiden wir uns für

$$P = 6 \text{ kg},$$

entsprechend einem Kugeldurchmesser von rund 116 mm, und

$$Q = 2 \cdot 5 \cdot 6 = 60 \text{ kg},$$

so folgt mit $\frac{y}{p} = 1,185$ aus Gleichung 209 der mittlere Wert der fast konstanten Energie zu

$$E = 2 \cdot 6 \cdot \frac{1}{1,185} + 60 = \sim 70 \text{ kg}.$$

Der Unempfindlichkeitsgrad ist schliesslich nach Gleichung 204

$$\varepsilon = \varepsilon_s + \varepsilon_r = \frac{W_s + W_r}{E}.$$

Für $\varepsilon_s = 0,03$ ergibt sich hieraus

$$W_s = \varepsilon_s \cdot E = 0,03 \cdot 70 = 2,1 \text{ kg}$$

als Verstellungskraft des Regulators, welche an dem äussersten Ende des Muffenhebels $\frac{2,1}{2} = 1,05 \text{ kg}$ Widerstand des Stellzeuges überwindet.

Um den ganzen Muffenwiderstand W und den ganzen Unempfindlichkeitsgrad ε zu ermitteln, bedarf man der Grösse ε_r . Dieselbe bestimmt sich annähernd aus Gleichung 215 und 218.

Der in der letzten Gleichung vorkommende Zapfendruck R_1 im Aufhängepunkte I der Pendel ist nach Gleichung 216 zu berechnen. Bei der Mittellage des Regulators ist der Abstand des Kugelmittelpunktes von der Drehachse

$$r = a + p = 0,02 + 0,2895 = \sim 0,31 \text{ m},$$

also die Centrifugalkraft einer Kugel

$$C = \frac{P}{g} \cdot r \cdot \omega_2^2 = P \cdot r \cdot \frac{\omega_2^2}{g} = P \cdot r \cdot \frac{6,925}{h_2} \\ = 6 \cdot 0,31 \cdot \frac{6,925}{0,327} = \sim 39,5 \text{ kg}.$$

Hiermit ergibt sich, da bei der erwähnten Lage des Regulators nach der Zeichnung

$$\text{tg } \beta = \frac{168}{230} = \sim 0,73$$

ist,

$$R_1 = \sqrt{\left(6 + \frac{60}{2}\right)^2 + \left(39,5 - \frac{60}{2} \cdot 0,73\right)^2} = \sim 40 \text{ kg}.$$

Weiter folgt nun aus der Gleichung 218 für $\mu = 0,08$, $d = 0,016$, $\cos \beta = 0,807$ (entsprechend $\text{tg } \beta = 0,73$), $y = 0,342$, $x = 0,385$ (nach der Zeichnung)

$$W_r = 0,08 \cdot 0,016 \left\{ \frac{40}{0,342} + \frac{60}{2 \cdot 0,807} \left(\frac{1}{0,342} + \frac{2}{0,385} \right) \right\} \\ = \sim 0,54 \text{ kg}$$

und aus Gleichung 215

$$\varepsilon_r = \frac{W_r}{E} = \frac{0,54}{70} = \sim 0,008 \text{ oder } 0,8\%$$

Rechnen wir mit Rücksicht auf die sonst noch auftretenden Reibungswiderstände

$$\varepsilon_r = 0,012 \text{ oder } 1,2\%$$

so ist der gesamte Unempfindlichkeitsgrad des Regulators

$$\varepsilon = \varepsilon_r + \varepsilon_s = 0,03 + 0,012 = 0,042 \text{ oder } 4,2\%$$

sowie der wirkliche Ungleichförmigkeitsgrad desselben nach Gleichung 203

$$i = \delta_r + \varepsilon = 0,058 + 0,042 = 0,1 \text{ oder } 10\%$$

Der überwindbare Gesamt-Muffenwiderstand beträgt dann nach Gleichung 204

$$W = E \cdot \varepsilon = 70 \cdot 0,042 = 2,94 \text{ kg},$$

das Arbeitsvermögen nach Gleichung 205

$$E \cdot s = 70 \cdot 0,04 = 2,8 \text{ mkg}.$$

Die grösste Umdrehungszahl des Regulators ist annähernd

$$n_0' = n_m \left(1 + \frac{i}{2} \right) = 138,2 (1 + 0,05) = \sim 145,1$$

die kleinste

$$n_u'' = n_m \left(1 - \frac{i}{2} \right) = 138,2 (1 - 0,05) = \sim 131,1$$

Weit günstiger hinsichtlich des Ungleichförmigkeitsgrades stellt sich der Kleysche Regulator mit gekreuzten Armen. Wir wählen hier der einfachen Rechnung wegen die genau rhombische Anordnung, wie sie die Taf. 46 zeigt, mit

$$l_1 = l_2 = 280 \text{ mm}, \quad l = 1,5 l_1 = 420 \text{ mm},$$

$$a = b = \frac{1}{5} 420 = \sim 85 \text{ mm}.$$

Die unterste Lage, welche die Pendel dann bei Vermeidung des labilen Gleichgewichtes einnehmen dürfen, ist nach Gleichung 219 durch

$$\sin \alpha_u = \sqrt[3]{\frac{85}{420}} = \sim \sqrt[3]{0,2024} = \sim 0,587,$$

oder

$$\alpha_u = \beta_u = 36^\circ$$

bestimmt. Soll der Hub des Regulators hier

$$s = 55 \text{ mm}^2)$$

1) Mit diesen Umdrehungszahlen tritt der Regulator in die höchste bezw. tiefste Lage.

2) Bei dem früheren Hube fällt der Ungleichförmigkeitsgrad δ_r noch kleiner als 2% aus.

betragen, so folgt aus Gleichung 214 für die oberste Pendellage die Beziehung

$$\cos \alpha_o = \cos \alpha_u - \frac{s}{2l_1} = 0,809 - \frac{55}{2 \cdot 280} = 0,711$$

oder

$$\alpha_o = \beta_o = 44^\circ 40'.$$

Hiermit lassen sich aus Gleichung 207 die wahren Pendelhöhen zu

$$h_u = 420 \cdot \cos 36^\circ = 85 \cdot \cotg 36^\circ = \sim 0,2228 \text{ m,}$$

und

$h_o = 420 \cdot \cos 44^\circ 40' - 85 \cdot \cotg 44^\circ 40' = \sim 0,2126 \text{ m}$ berechnen, während für die mittlere Pendellage mit

$$\alpha_m = \frac{\alpha_u + \alpha_o}{2} = \frac{36^\circ + 44^\circ 40'}{2} = 40^\circ 20'$$

$h_m = 420 \cdot \cos 40^\circ 20' - 85 \cdot \cotg 40^\circ 20' = \sim 0,220 \text{ m}$ ist. Diese Werte ergeben dann nach Gleichung 212 einen theoretischen Ungleichförmigkeitsgrad von nur

$$\delta_r = \frac{\frac{1}{0,2126} - \frac{1}{0,2228}}{2 \cdot \frac{1}{0,220}} = \sim 0,024 \text{ oder } 2,4\%$$

also bei $\frac{55}{40} = \sim 1,4$ mal so grossem Regulatorhube noch 3,4% weniger als im vorigen Falle. Für

$$\varepsilon = \varepsilon_s + \varepsilon_r = 0,03 + 0,012 = 0,042 \text{ oder } 4,2\%$$

ist dann der wirkliche Ungleichförmigkeitsgrad

$$i = 2,4 + 4,2 = 6,6\%.$$

Die Umdrehungszahl des frei vom Stellzeug schwingenden Regulators bestimmt sich aus Gleichung 208 mit

$$\frac{Q}{2P} = 5$$

für die tiefste Lage zu

$$n_u = 30 \sqrt{\frac{1}{0,2228} \left(1 + 10 \frac{280}{420}\right)} = \sim 176$$

für die höchste Lage zu

$$n_o = 30 \sqrt{\frac{1}{0,2126} \left(1 + 10 \frac{280}{420}\right)} = \sim 180,1.$$

Dagegen kommt der Regulator mit

$$n_u'' = n_u \left(1 - \frac{\varepsilon}{2}\right) = 176 (1 - 0,021) = \sim 172,2$$

in seiner tiefsten und mit

$$n_o' = n_o \left(1 + \frac{\varepsilon}{2}\right) = 180,1 (1 + 0,021) = \sim 184$$

Umdrehungen in seiner höchsten Lage an.

Die Energie des Regulators ist nach Gleichung 210 für $P = 6$ und $Q = 60 \text{ kg}$

$$E = 6 \frac{420}{280} + 60 = 69 \text{ kg,}$$

der überwindbare Gesamt-Muffenwiderstand nach Gleichung 204

$$W = E \cdot \varepsilon = 69 \cdot 0,042 = 2,898 \text{ kg,}$$

wovon

$$W_s = E \cdot \varepsilon_s = 69 \cdot 0,03 = 2,07 \text{ kg}$$

nützliche Stellkraft des Regulators sind, die am äussersten Ende des Muffenhebels, wenn dieser hier wieder dem Hebel auf der Expansionschieberstange eine Drehung von 80 mm erteilen soll, aber jetzt $2,07 \frac{54}{80} = \sim 1,425 \text{ kg}$

betragen würde.

Das Arbeitsvermögen des Regulators schliesslich ist jetzt

$$E \cdot s = 69 \cdot 0,055 = 3,795 \text{ mkg.}$$

Im Falle die Stellkraft und das Arbeitsvermögen nur so gross wie bei dem Porterschen Regulator zu sein braucht, kann ε und ε_s entsprechend weniger betragen.

2. Der Regulator von Pröll.

Derselbe hat im wesentlichen dieselben Eigenschaften wie der vorher behandelte Kleysche Regulator mit gekreuzten Armen, er vermeidet aber die grosse Konstruktionshöhe und die Armkreuzung des letzteren. Fig. 147 auf Seite 256 zeigt die allgemeine Anordnung des Pröllschen Gewichtsregulators, dessen Ausführungsrecht das Eisenwerk und die Maschinenfabrik Lauchhammer besitzt. Das Pendel I—IV ist beweglich mit der Spindel verbunden und umgekehrt an der Stange II—III aufgehängt. Der Gelenkpunkt II liegt ferner ausserhalb des Pendels, das dadurch nach Fig. 148 des Textes eine geknickte Form I—II—IV erhält.

An jedem Pendel wirken:

1. im Mittelpunkte IV der Kugel die horizontale Centrifugalkraft C und das vertikal abwärts gerichtete Gewicht P einer Kugel,
2. im Punkte I die halbe Hülsenbelastung Q nach unten,
3. im Punkte II die Reaktion R_2 , welche gleich der Resultierenden aus C, P, $\frac{Q}{2}$ und einer in I wirksamen Horizontalkraft ist und in die Stange II—III fällt.

Der augenblickliche Pol für die Bewegung der Punkte I und II, in denen das Pendel geführt wird, befindet sich, da I vertikal auf oder nieder bewegt wird und II um III schwingt, in dem Schnittpunkte \mathfrak{P} der Horizontalen durch I mit der Verlängerung von III—II. In Bezug auf diesen Punkt \mathfrak{P} ist nun mit den in Fig. 147 und 148 eingetragenen Bezeichnungen

das Moment der Kraft C . . . $M_c = + C \cdot c$,

das Moment der Kraft P . . . $M_p = - P \cdot b$,

das Moment der Kraft $\frac{Q}{2}$. . . $M_q = - \frac{Q}{2} q$,

das Moment der Kraft R_2 gleich Null.

Gemäss Gleichung 195 besteht also Gleichgewicht, wenn

$$C \cdot c - P \cdot b - \frac{Q}{2} q = 0$$

ist. Mit

$$C = \frac{P}{g} r \cdot \omega^2 \text{ und } b = q - p$$

ergibt sich aus der vorstehenden Gleichung der Wert

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{p}{r \cdot c} \left\{ \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \frac{q}{p} - 1 \right\},$$

oder, da

$$\frac{1}{1-5} = h = \frac{r \cdot c}{p}$$

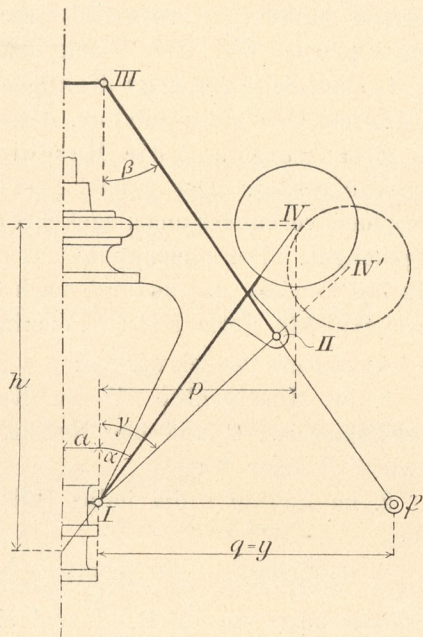
wieder die wahre Pendelhöhe und $q = y$ dasjenige Stück ist, welches die Verlängerung der Stange III—II auf der Horizontalen durch I abschneidet,

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{h} \left\{ \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \frac{y}{p} - 1 \right\} \dots 220$$

Hieraus lassen sich die Umdrehungszahlen des frei vom Stellzeug schwingenden Regulators berechnen, da die Werte für h , y und p der Zeichnung des letzteren entnommen werden können.

Um einen Ausdruck für die Energie des Regulators zu erhalten, hat man sich im Punkte I der Fig. 148

Fig. 147.



I II = l_1 , II III = l_2 , I IV = l .

eine nach oben gerichtete Kraft $\frac{E}{2}$ angebracht zu denken und nun die Gleichgewichtsbedingung für die am ruhenden Pendel angreifenden Kräfte $\frac{Q-E}{2}$, P , C und R_2 aufzustellen. Es ist Gleichgewicht vorhanden, wenn in Bezug auf den Punkt \mathfrak{B}

$$-\frac{Q-E}{2}y - P \cdot b = 0$$

ist, woraus für $b = y - p$

$$E = Q + 2P \left(1 - \frac{p}{y}\right) \dots 221$$

folgt. Mit Hilfe dieses Wertes erhält man aus Gleichung 204 für den Unempfindlichkeitsgrad des Regulators die Beziehung

$$\varepsilon = \frac{W}{E} = \frac{W}{Q + 2P \left(1 - \frac{p}{y}\right)} \dots 222$$

Diese Beziehung hätte sich natürlich auch in der Weise ergeben, dass man in Gleichung 220 einmal $Q + W$, das andere

Mal $Q - W$ einführt, wodurch man den Wert von $\frac{\omega^2}{g}$ und $\frac{\omega'^2}{g}$ bekommt. Bildet man dann

$$\varepsilon = \frac{\omega'^2 - \omega^2}{2\omega^2} = \frac{\frac{W}{P} \frac{y}{p}}{2 \left\{ \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \frac{y}{p} - 1 \right\}}$$

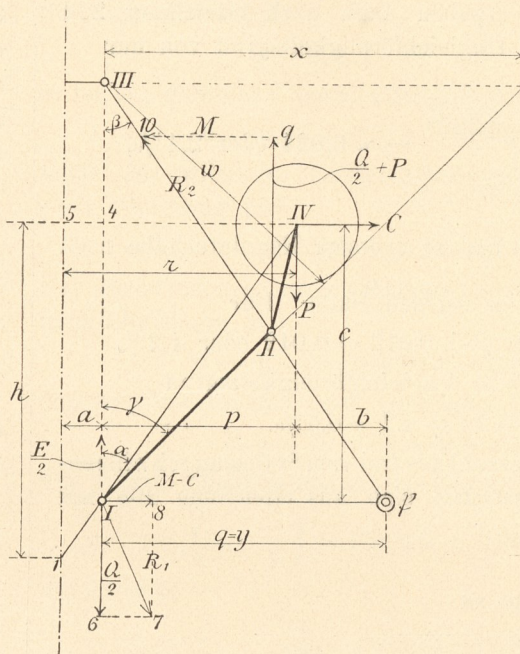
so folgt wieder

$$\varepsilon = \frac{W}{2P + Q - 2P \frac{p}{y}} = \frac{W}{Q + 2P \left(1 - \frac{p}{y}\right)}$$

Will man den auf die Eigenreibung entfallenden Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades bestimmen, so hat man wieder den Muffenwiderstand W_r zu berechnen.

Der Druck auf die Zapfen II und III muss in die Richtung der Stange II—III fallen. Die Vertikalkomponente

Fig. 148.



dieses Druckes muss ferner gleich der Summe $\frac{Q}{2} + P$ der Vertikalkräfte am Pendel sein. Also ist

$$R_2 = R_3 = \frac{\frac{Q}{2} + P}{\cos \beta} = \frac{Q + 2P}{2 \cos \beta} \dots 223$$

Am Pendel I—II—IV hält die Vertikalkomponente von R_2 den Vertikalkräften $\frac{Q}{2} + P$ das Gleichgewicht. Dagegen tritt in IV die Horizontalkraft C , in II diejenige M auf. Sind beide Kräfte M und C verschieden, so muss in I noch die Horizontalkraft $M - C$ wirksam sein. Der Zapfendruck R_1 ist somit die Resultierende aus $\frac{Q}{2}$ und $M - C$, also

$$R_1 = \sqrt{\left(\frac{Q}{2}\right)^2 + (M - C)^2}$$

oder mit

$$M = \left(\frac{Q}{2} + P\right) \operatorname{tg} \beta = \frac{Q + 2P}{2} \operatorname{tg} \beta,$$

$$R_1 = \sqrt{\left(\frac{Q}{2}\right)^2 + \left(\frac{Q + 2P}{2} \operatorname{tg} \beta - C\right)^2} \dots 224$$

Die in I am Pendel angreifende Horizontalkraft $M - C$ wurde auf Seite 255 bei der Entwicklung der Gleichung 220, wie nachträglich zu bemerken ist, nicht mit angeführt; ihr Moment in Bezug auf \mathfrak{P} ist wie dasjenige der Reaktion R_2 gleich Null, übt also keinen Einfluss aus.

Denken wir uns auch hier W_r in zwei Teile W_r' und W_r'' zerlegt, so wird bei einer unendlich kleinen Änderung des Pendelausschlages die Gegenkraft von W_r' die Reibungsarbeit, welche zum Drehen des Armes I—II um den Pol \mathfrak{P} nötig ist, leisten, wenn nach den Erklärungen auf Seite 251

$$\frac{W_r'}{2} y = \mu \frac{d}{2} (R_1 + R_2),$$

oder

$$W_r' = \mu \frac{d}{y} (R_1 + R_2)$$

ist. Entsprechend muss für die Kurbel III—II, die sich um III dreht und auf welche die Vertikal- und Gegenkraft von W_r'' nur in der Richtung von I—II, also in

der Grösse $\frac{W_r''}{2 \cos \gamma}$ an jeder Seite einwirken kann,

$$\frac{W_r''}{2 \cos \gamma} w = \mu \frac{d}{2} (R_2 + R_3)$$

sein, wenn w die Senkrechte von III auf I—II bezeichnet. Da nach der Figur

$$\frac{w}{\cos \gamma} = x$$

ist, so folgt auch

$$W_r'' = \mu \frac{d}{x} (R_2 + R_3).$$

Durch Addition ergibt sich

$$W_r = W_r' + W_r'' = \mu \cdot d \left(\frac{R_1 + R_2}{y} + \frac{R_2 + R_3}{x} \right),$$

oder mit dem Werte der Gleichung 223

$$W_r = \mu \cdot d \left\{ \frac{R_1}{y} + \frac{Q + 2P}{2 \cos \beta} \left(\frac{1}{y} + \frac{2}{x} \right) \right\}. \quad 225$$

und hiermit

$$\varepsilon_r = \frac{W_r}{E}.$$

Was den Charakter des Pröllschen Regulators anbetrifft, so erkennt man aus Fig. 147 des Textes, dass der Regulator die Umkehrung eines Porterschen Regulators bildet, sobald $\alpha = \gamma$ gemacht und die Kugel in die Verlängerung II—IV' von I—II gelegt wird. In diesem Falle würde also der Pröllsche Regulator vollkommen statisch sein. Erst, wenn $\alpha < \gamma$ ist, findet eine Annäherung an die Astasie statt und verhält sich der Regulator annähernd wie derjenige von Kley mit gekreuzten Armen. Es war dies ja auch, wie schon anfangs erwähnt, die Absicht des Erfinders.

Ist in Fig. 5a, Taf. 50 III'—II'—I die Schubkurbel eines Kleyregulators mit gekreuztem Arm, dessen Kugel im Gelenkpunkte II' von Pendel und Hülsenstange sitzt, so kann man die Bewegung der Stange I—II' für einen sehr kleinen Pendelausschlag als eine Drehung um den augenblicklichen Pol \mathfrak{P} ansehen. Der letztere liegt, da II' um III' schwingt, I aber vertikal geführt wird, in dem Schnittpunkte der Verlängerung von III'—II' mit

der Horizontalen durch I. Man erhält nun dieselbe Bewegung der Stange und also auch des Kugelmittelpunktes, wenn man anstatt des Punktes II' irgend einen anderen Punkt II derselben so führt, wie er in Wirklichkeit durch den Kleyregulator bewegt wird. Das letztere ist nun nach Pröll¹⁾ dann der Fall, wenn II um einen Punkt III schwingt, der so auf der Geraden \mathfrak{P} —II gewählt wird, dass

$$\frac{1}{\mathfrak{P}-m} = \frac{1}{\mathfrak{P}-II} - \frac{1}{\mathfrak{P}-III}$$

ist, wobei m der Punkt eines sogenannten Wendekreises ist, der durch \mathfrak{P} und I geht und das Pendel III'—II' in einem solchen Punkte m' trifft, für den ebenfalls

$$\frac{1}{\mathfrak{P}-m'} = \frac{1}{\mathfrak{P}-II'} - \frac{1}{\mathfrak{P}-III'}$$

ist. Anstatt des langen Pendelarmes III'—II' des Kleyregulators tritt somit der viel kleinere Arm III—II des Pröllregulators.

Was genau nur für einen unendlich kleinen Pendelausschlag gilt, kann als mit hinreichender Annäherung auch für den nicht sehr grossen Gesamtausschlag des Regulators geltend angesehen werden. Die Kugeln eines den obigen Bedingungen genügenden Pröllschen Regulators werden also annähernd wie die eines Kleyschen Regulators bewegt. Ebenso wie der letztere ist also der Pröllsche Regulator ein pseudoastatischer. Die vollkommen astatische Lage desselben, unterhalb welcher das Gleichgewicht ein labiles wird, ergibt sich aus derselben Bedingung, die hierfür bei dem entsprechenden Kleyregulator massgebend und durch Gleichung 219 ausgedrückt ist.

Das Eisenwerk Lauchhammer stellt die Pröllschen Regulatoren mit Gewichtsbelastung nach den Angaben der folgenden Tabelle her.

Tabelle der Gewichtsregulatoren von Pröll.

(Fig. 5, Taf. 50.)

Nummer des Regulators	I	I _a	II	II _a	III	III _a	IV	IV _a	V _a
Durchmesser des Dampfzylinders (angenähert)	100	100	200	250	300	400	450	500	600
	bis 200	bis 250	bis 300	bis 400	bis 450	bis 500	bis 600	bis 600	bis 700
Umdrehungszahl in der Minute . . . n	120	145	100	130	90	115	80	107	120
Hülsehub in mm s	40	55	50	65	60	75	70	80	80
Verstellungskraft od. überwindbarer gesamter Muffenwiderstand b. $\varepsilon = 4\%$ in kg W	0,5	1,3	1,0	2,0	1,5	2,5	2,0	3,4	4,3
Gesamthöhe des Regulators ohne Spindel in mm . . . H	380	420	470	470	570	570	660	660	660
Grösste Breite derausschlagenden Kugeln in mm . . B	390	445	500	510	600	615	690	700	700
Dicke der Spindel unterhalb Bund in mm d	25	30	30	30	35	35	40	40	40

1) Siehe „Civilingenieur“, Jahrgang 1872, S. 185.

Nummer des Regulators	I	I _a	II	II _a	III	III _a	IV	IV _a	V _a
Durchmesser des Zapfens in mm . d ₁	20	25	25	25	30	30	35	35	35
Länge der Spindel in mm L	500	550	620	620	750	750	900	900	900
Länge des Zapfens in mm L ₁	50	60	60	60	70	70	80	80	80
Höhe der Hülse in mm v	20	23	25	25	30	30	35	35	35
Innerer Hüsendurchmesser in mm . t	40	45	50	50	55	55	65	65	65
Äusserer Hüsendurchm. in mm . t ₁	60	70	75	75	85	85	100	100	100
Abstand von Mitte Hülse bis Unterkante Bund in mm f	35	43	45	45	55	55	65	65	65
Bundhöhe in mm . u	14	16	17	17	20	21	25	25	25

Beispiel.

Der in Fig. 5a, Taf. 50 schematisch angedeutete Kleyregulator mit a = 63,5 mm Abstand des Aufhängepunktes III' von der Drehachse und l = 510 mm Pendellänge soll durch einen Pröllschen Regulator von annähernd gleichen Eigenschaften ersetzt werden. Welche Hauptverhältnisse muss der letztere bekommen?

Für den Ausschlagwinkel α_u, unter welchem das Gleichgewicht des Kleyschen Regulators ein labiles wird, ergibt sich zunächst aus Gleichung 219 der Wert

$$\sin \alpha'_u = \sqrt[3]{\frac{63,5}{510}} = 0,5$$

oder

$$\alpha'_u = 30^\circ.$$

Rechnet man dann auf einen Pendelausschlag von 8°, so ergibt sich mit α_m' = 34° und einer Hüsenstangenlänge I—II' = 345 mm die in Fig. 5a angedeutete Mittellage des Kleyregulators III'—II'—I.

Um den sogenannten Wendekreis zu konstruieren, bedürfen wir ferner des augenblicklichen Poles \mathfrak{P} und des Punktes m'. Der erstere wird von der Horizontalen durch I auf der Verlängerung von III'—II' abgeschnitten. Der letztere ist durch die Gleichung

$$\frac{1}{\mathfrak{P}-m'} = \frac{1}{\mathfrak{P}-II'} - \frac{1}{\mathfrak{P}-III'}$$

bestimmt, aus der für

$$\mathfrak{P}-II' = 374 \text{ mm, } \mathfrak{P}-III' = 510 + 374 = 884 \text{ mm}$$

$$\frac{1}{\mathfrak{P}-m'} = \frac{1}{374} - \frac{1}{884} = \sim \frac{1}{650},$$

oder

$$\mathfrak{P}-m' = 650 \text{ mm}$$

folgt. Ist der Wendekreis durch die drei Punkte I, \mathfrak{P} und m' gezogen, so handelt es sich um die Lage des Führungspunktes II am Pendel des Pröllschen Regulators. Im vorliegenden Falle ist der Punkt II im Abstände von 94 mm von II' aus auf und im Abstände von 50 mm senkrecht zu II'—I gewählt worden. Die Gerade \mathfrak{P} —II bestimmt dann auf dem Wendekreis einen Punkt m, dessen Abstand \mathfrak{P} —m = 637 mm ist. Mit \mathfrak{P} —II = 294 mm erhält man endlich aus der Gleichung

$$\frac{1}{\mathfrak{P}-m} = \frac{1}{\mathfrak{P}-II} - \frac{1}{\mathfrak{P}-III}$$

den Wert

$$\frac{1}{\mathfrak{P}-III} = \frac{1}{294} - \frac{1}{637} = \sim \frac{1}{545},$$

also den Abstand

$$\mathfrak{P}-III = 545 \text{ mm,}$$

womit dann die Lage des Drehpunktes III und die Länge des Armes

$$III-III = 545 - 294 = 251 \text{ mm}$$

bestimmt ist.

In Fig. 5, Taf. 50 (linke Hälfte) ist mit den erhaltenen Dimensionen, die ungefähr denjenigen des Regulators No. IV in der Tabelle auf Seite 257 entsprechen, der Pröllsche Regulator aufgezeichnet worden. Der Hub desselben wurde nach der Tabelle zu

$$s = 70 \text{ mm}$$

angenommen und zu gleichen Teilen unter- und oberhalb der Mittellage I_m aufgetragen. Für den in fünf gleiche Teile zerlegten Hub und die Mittellage wurde ferner das Schema des Regulators konstruiert und der Wert der für die Berechnung nötigen Entfernungen h, y und p festgestellt. Es ergab sich

für die Lage	I _u	I ₁	I ₂	I _m	I ₃	I ₄	I _o
h =	0,459	0,439	0,421	0,412	0,406	0,392	0,379
y =	0,329	0,350	0,370	0,380	0,390	0,409	0,427
p =	0,132	0,145	0,158	0,164	0,168	0,179	0,189

Soll nun, wie in der Tabelle auf Seite 257 angegeben, die Umdrehungszahl des Regulators 80 bei der Mittellage desselben betragen, so muss nach Gleichung 220

$$\left(\frac{80}{30}\right)^2 = \frac{1}{0,412} \left\{ \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \frac{0,380}{0,164} - 1 \right\},$$

oder

$$\frac{Q}{2P} = \left\{ \left(\frac{80}{30}\right)^2 0,412 + 1 \right\} \frac{0,164}{0,380} - 1 = \sim 0,696$$

sein. Es ergibt sich dann für die höchste und tiefste Lage des freischwingenden Regulators eine Umdrehungszahl

$$n_o = 30 \sqrt{\frac{1}{0,379} \left\{ (1 + 0,696) \frac{0,427}{0,189} - 1 \right\}} = \sim 82,$$

bezw.

$$n_u = 30 \sqrt{\frac{1}{0,459} \left\{ (1 + 0,696) \frac{0,329}{0,132} - 1 \right\}} = \sim 79,56$$

und hiermit der theoretische Ungleichförmigkeitsgrad nach Gleichung 197 für n_m = 80¹⁾

$$\delta_r = \frac{n_o - n_u}{n_m} = \frac{82 - 79,56}{80} = 0,0306 \text{ oder } 3,06\%.$$

Wählen wir den Kugeldurchmesser zu 158 mm, also das Gewicht einer Kugel zu

$$P = \sim 15 \text{ kg,}$$

so muss das Hüsengewicht

$$Q = 2P \cdot 0,696 = 30 \cdot 0,696 = \sim 21 \text{ kg}$$

1) Für n_m = $\frac{n_o + n_u}{2}$ wird δ_r noch etwas kleiner.

schwer sein. Hiermit bestimmt sich die Energie des Regulators nach Gleichung 221 zu

$$E = Q + 2P \left(1 - \frac{p}{y}\right),$$

woraus z. B.

für die tiefste Regulatorlage

$$E = 21 + 30 \left(1 - \frac{0,132}{0,329}\right) = \sim 39 \text{ kg},$$

für die mittlere Lage

$$E = 21 + 30 \left(1 - \frac{0,164}{0,380}\right) = \sim 38 \text{ kg},$$

für die höchste Lage

$$E = 21 + 30 \left(1 - \frac{0,189}{0,427}\right) = \sim 37,7 \text{ kg}$$

folgt. Die Energie des Regulators nimmt also nach oben hin etwas ab.

Soll ferner der Regulator die in der Tabelle auf Seite 257 angeführte Stellkraft zur Überwindung eines gesamten Muffenwiderstandes $W = 2 \text{ kg}$ besitzen, so muss der Unempfindlichkeitsgrad z. B. für die mittlere Lage

$$\varepsilon = \frac{W}{E} = \frac{2}{38} = \sim 0,0525 \text{ oder } 5,25 \%$$

betragen. Für $\varepsilon = 0,042$ oder $4,2 \%$ würde der überwindbare Muffenwiderstand oder die Verstellkraft nur

$$W = 0,042 \cdot 38 = \sim 1,6 \text{ kg}$$

im Mittel sein. Im Falle letztere 2 kg betragen muss, dürfte es sich empfehlen, durch Vergrößerung von Q die Energie E zu erhöhen und den Regulator mit grösserer Geschwindigkeit sich drehen zu lassen.

Um den auf die Überwindung der Eigenreibung des Regulators entfallenden Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades annähernd zu bestimmen, hat man den Zapfendruck R_1 , den Winkel β und die Abstände r , x zu ermitteln.

Es ist nach der Zeichnung für die tiefste Lage des Regulators

$$\sphericalangle \beta = 33^\circ, r = 0,19 \text{ m}, \frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \left(\frac{79,56}{30}\right)^2 = \sim 7,023, \\ x = 0,289 \text{ m},$$

also nach Gleichung 224 mit

$$C = P \frac{\omega^2}{g} r = 15 \cdot 7,023 \cdot 0,19 = \sim 20 \text{ kg}$$

$$R_1 = \sqrt{\left(\frac{21}{2}\right)^2 + \left(\frac{51}{2} \cdot 0,65 - 20\right)^2} = \sim 9,93 \text{ kg};$$

für die mittlere Lage

$$\sphericalangle \beta = 36^\circ 10', r = 0,222 \text{ m}, \frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{80}{30}\right)^2 = \sim 7,111, \\ x = 0,323 \text{ m},$$

also

$$C = 15 \cdot 7,111 \cdot 0,222 = 23,68 \text{ kg},$$

$$R_1 = \sqrt{\left(\frac{21}{2}\right)^2 + \left(\frac{51}{2} \cdot 0,731 - 23,68\right)^2} = \sim 9,22 \text{ kg};$$

für die höchste Lage

$$\sphericalangle \beta = 38^\circ 30', r = 0,247 \text{ m}, \frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{82}{30}\right)^2 = \sim 7,471, \\ x = 0,347 \text{ m},$$

also

$$C = P \frac{\omega^2}{g} r = 15 \cdot 7,471 \cdot 0,247 = 27,68 \text{ kg},$$

$$R_1 = \sqrt{\left(\frac{21}{2}\right)^2 + \left(\frac{51}{2} \cdot 0,795 - 27,68\right)^2} = \sim 7,6 \text{ kg}.$$

Mit diesen Werten und $\mu = 0,08$, $d = 0,014 \text{ m}$ folgt dann aus Gleichung 225 bzw. aus

$$\varepsilon_r = \frac{W_r}{E}$$

für die tiefste Lage des Regulators

$$W_r = 0,08 \cdot 0,014 \left\{ \frac{9,93}{0,329} + \frac{51}{2 \cdot 0,839} \left(\frac{1}{0,329} + \frac{2}{0,289} \right) \right\} \\ = \sim 0,373 \text{ kg},$$

$$\varepsilon_r = \frac{0,373}{39} = \sim 0,0095 \text{ oder } 0,95 \%,$$

für die mittlere Lage

$$W_r = 0,08 \cdot 0,014 \left\{ \frac{9,22}{0,38} + \frac{51}{2 \cdot 0,807} \left(\frac{1}{0,38} + \frac{2}{0,323} \right) \right\} \\ = \sim 0,34 \text{ kg},$$

$$\varepsilon_r = \frac{0,34}{38} = 0,009 \text{ oder } 0,9 \%,$$

für die höchste Lage

$$W_r = 0,08 \cdot 0,014 \left\{ \frac{7,6}{0,427} + \frac{51}{2 \cdot 0,783} \left(\frac{1}{0,427} + \frac{2}{0,347} \right) \right\} \\ = \sim 0,316 \text{ kg},$$

$$\varepsilon_r = \frac{0,316}{37,6} = 0,0084 \text{ oder } 0,84 \%.$$

Rechnet man mit Rücksicht auf die sonst auftretenden Widerstände im Mechanismus im Durchschnitt

$$\varepsilon_r = 0,012 \text{ oder } 1,2 \%,$$

so verbleibt für die Überwindung des Stellzeugwiderstandes bei $\varepsilon = 0,042$

$$\varepsilon_s = 0,042 - 0,012 = 0,03 \text{ oder } 3 \%$$

mit

$$W_s = E \cdot \varepsilon_s = 38 \cdot 0,03 = 1,14 \text{ kg}$$

bei der Mittellage des Regulators.

Der wirkliche Ungleichförmigkeitsgrad ist schliesslich

$$i = \delta_r + \varepsilon = 0,0306 + 0,042 = 0,0726 \text{ oder } 7,26 \%.$$

3. Der Regulator von Tolle.

Wie im Vorhergehenden gezeigt wurde, ist der Pröllsche Regulator nur dann ein pseudoastatischer, wenn seine Pendelarme geknickt sind, d. h. der Winkel α in Fig. 147 des Textes kleiner als der Winkel γ ist. Dieses Mittel, durch welches bei umgekehrter Aufhängung des Regulators eine Annäherung an die Astasie erzielt wird, muss auch bei direkter Aufhängung des Regulators zu dem gleichen Erfolge führen und ist zuerst von Tolle angewendet worden. Durch Verschiebung der Kugelmittelpunkte eines Porterschen Regulators aus der Armrichtung nach der Drehachse hin, wird somit auch bei offenen Stangen das Gleichgewicht der Astasie angenähert.

Fig. 6 und 7, Taf. 50 zeigen zwei verschiedene Formen des Regulators von Tolle, die beide patentiert sind und von Th. Wiedes Maschinenfabrik, Aktiengesellschaft in Chemnitz, ausgeführt werden. Zur Berechnung dieses Regulators gelten alle Gleichungen, welche auf Seite 250 bis 252 für den Porterschen Regulator entwickelt wurden, wenn h , y und p wieder die in Fig. 6 und 7

eingetragenen Dimensionen sind. Der astatische Punkt der n- oder C-Kurve befindet sich für die rhombische Anordnung ($l_1 = l_2$ und $\beta = \gamma$) nach Tolle¹⁾ bei einem Ausschlagwinkel α_u , der durch die Gleichung

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{a}{l \cdot \cos^3 \alpha_u} + \operatorname{tg}^3 \alpha_u.$$

bestimmt ist, unter θ die Differenz der Winkel γ und α , unter l die Länge des Pendelarmes I—IV verstanden.

Bei der in Fig. 7 dargestellten Form sind die Schwungkörper als flache cylindrische Scheiben ausgebildet. Die Hohlräume in der Hülsenbelastung zu beiden Seiten der Schwungkörper gestatten eine Änderung von Q. Auch lässt sich hier auf einfachste Weise jeder beliebige Ungleichförmigkeitsgrad zwischen 0 und 6 bis 8% herbeiführen. Zu diesem Zwecke ist der Abstand e der Punkte II und IV, also der Winkel θ stellbar eingerichtet. Vergrössert man θ und e, so verkleinert man den Ungleichförmigkeitsgrad und umgekehrt. Für $\theta = 0$ ist nämlich der Regulator vollkommen statistisch, also wird mit abnehmenden θ der Ungleichförmigkeitsgrad zunehmen, während mit wachsendem θ der Regulator der Astasie mehr und mehr genähert wird.

Die Umdrehungszahl der vorliegenden Regulatoren wird hoch gewählt, um eine grosse Regulierbarkeit zu ermöglichen, der auf die Eigenreibung entfallende Unempfindlichkeitsgrad ε_r soll bei der Ausführung nach Fig. 6 nur 0,95%, bei derjenigen nach Fig. 7 nur 1,38% im Mittel betragen. Die nachstehenden Tabellen geben die Hauptverhältnisse, in denen die Regulatoren von der erwähnten Firma ausgeführt werden.

Tabelle der Regulatoren nach Tolle.

a) nach Fig. 6, Taf. 50.

Nummer des Regulators	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Umdrehungen in der Minute . . . n	170	160	150	140	134	130	130	126	120
Verstellungskraft od. überwindbarer Muffenwiderstand für $\varepsilon=0,04$ in kg W	0,5	1	2	3,24	4	5	6,5	8	10
Energie in kg . E	12,5	25	50	81	100	125	163	200	250
Hülshub in mm s	28	35	43	50	55	58	62	66	72
Stangenläng. in mm l_1	114	140	172	200	216	232	248	264	286
Stangenläng. in mm l_2	132	162	198	230	250	268	286	305	330
Stangenläng. in mm l_3	69	85	104	120	130	140	150	158	172
Abstand in mm . a	24	28	35	40	44	47	50	53	58
Abstand in mm . b	32	39	48	55	60	64	68	73	79
Abstand in mm . r_u	92	112	138	160	173	186	198	212	230
Abstand in mm . 0	211	260	318	366	396	424	452	481	499
Hülsendurchm. in mm innen . . . t	40	46	56	66	70	76	80	86	94
ausser . . . t_1	52	60	74	84	92	98	106	112	120
Spindeldurchmesser in mm . . . d	24	28	35	38	42	45	48	50	55
Kugeldurchmesser in mm . . . k	74	91	112	130	141	152	162	173	188

1) Siehe „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1895, S. 741.

b) nach Fig. 7, Taf. 50.

Nummer des Regulators	9	10	11	12	13	14	15	16	17
Umdrehungen in der Minute . . . n	360	340	320	300	300	300	300	290	280
Verstellungskraft od. überwindbarer Muffenwiderstand für $\varepsilon=0,04$ in kg W	1	2	3	4	5	6,2	7,4	8,6	10
Energie in kg . E	25	50	75	100	125	155	185	215	250
Hülshub in mm s	30	36	41	45	48	50	54	58	61
Kapseldurchmesser in mm . . . D_1	88	106	120	132	140	146	158	170	178
Kapseldurchmesser in mm . . . D_2	300	360	410	450	480	500	540	580	610
Kapseldurchmesser in mm . . . D_3	292	352	402	440	470	490	528	568	596
Kapseldurchmesser in mm . . . D_4	134	160	182	200	214	224	242	258	272
Höhe in mm . H_1	13	15	17	18	20	21	22	24	25
Höhe in mm . H_2	92	110	126	140	148	154	166	180	188
Höhe in mm . H_3	24	28	32	36	38	40	42	45	48
Höhe in mm . H_4	72	88	100	108	116	120	132	142	148
Höhe in mm . H_5	49	59	67	73	78	81	87	94	99
Hülsendurchm. in mm innen . . . t	50	60	66	74	78	82	89	94	98
ausser . . . t_1	64	76	86	96	100	104	114	120	126
Spindeldurchmesser in mm . . . d	30	35	40	45	46	50	55	55	60

Beispiel.

Der Regulator No. 3 der vorstehenden Tabelle hat Kugeln von $k=130$ mm Durchmesser oder $P=8,25$ kg Gewicht. Wie gross muss die Hülsenbelastung des Regulators sein, wenn derselbe die in der Tabelle angegebene Umdrehungszahl machen soll, wie bestimmt sich der Ungleichförmigkeitsgrad und die Energie?

Trägt man sich, wie in Fig. 6, Taf. 50 (linke Hälfte) geschehen, nach den Werten der Tabelle das Schema des Regulators für die tiefste, mittlere und höchste Lage auf, so ergeben sich die für die Berechnung erforderlichen Dimensionen

	tiefste	mittlere	höchste Lage
$h =$	0,373	0,335	0,302 m
$y =$	0,201	0,228	0,247 m
$p =$	0,120	0,152	0,178 m.

Für die Mittellage erhält man nun aus Gleichung 206, welche für $n = 140$ mit den vorstehenden Werten

$$\left(\frac{140}{30}\right)^2 = \frac{1}{0,335} \left(\frac{Q}{2P} \cdot 0,228\right)$$

lautet, die Beziehung

$$\frac{Q}{2P} = \left\{ \left(\frac{140}{30}\right)^2 \cdot 0,335 - 1 \right\} \frac{0,152}{0,228} = \sim 4,2,$$

woraus mit $P = 8,25$ kg die erforderliche Hülsenbelastung zu

$$Q = 2 \cdot 8,25 \cdot 4,2 = \sim 70 \text{ kg}$$

folgt. Die Gleichung 206 ergibt dann für die tiefste bzw. höchste Lage des Regulators eine Umdrehungszahl

$$n_u = 30 \sqrt{\frac{1}{0,373} \left(1 + 4,2 \frac{0,201}{0,120}\right)} = \sim 139,25,$$

bzw.

$$n_0 = 30 \sqrt{\frac{1}{0,302} \left(1 + 4,2 \frac{0,247}{0,178}\right)} = \sim 142,65,$$

so dass der theoretische Ungleichförmigkeitsgrad nur

$$\delta_r = \frac{142,65 - 139,25}{140} = 0,0243 \text{ oder } 2,43\%$$

beträgt.

Für die Energie erhält man aus Gleichung 209 bei der Mittellage des Regulators den Wert der Tabelle, nämlich

$$E = 2 \cdot 8,25 \frac{0,152}{0,228} + 70 = 81 \text{ kg,}$$

während für die tiefste bzw. höchste Lage

$$E = 2 \cdot 8,25 \frac{0,120}{0,201} + 70 = \sim 79,9 \text{ kg}$$

und

$$E = 2 \cdot 8,25 \frac{0,178}{0,247} + 70 = 81,9 \text{ kg}$$

ist. Die Energie ist also hier nicht ganz konstant, sondern nimmt von unten nach oben hin etwas zu.

Bei einem Unempfindlichkeitsgrad

$$\varepsilon = 0,04 \text{ oder } 4\%$$

beträgt der überwindbare Gesamtwiderstand an der Muffe oder die Verstellkraft des Regulators für dessen Mittellage

$$W = 81 \cdot 0,04 = 3,24 \text{ kg,}$$

wovon, wenn

$$\varepsilon_r = 0,01 \text{ oder } 1\%$$

für die Eigenreibung gerechnet werden,

$$W_s = 81 (0,04 - 0,01) = 81 \cdot 0,03 = 2,43 \text{ kg}$$

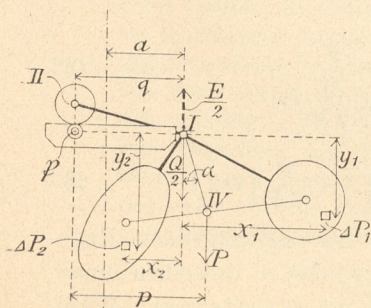
auf den überwindbaren Widerstand des Stellzeuges entfallen. Der wirkliche Ungleichförmigkeitsgrad ist schliesslich

$$i = \delta_r + \varepsilon = 0,0243 + 0,04 = 0,0643 \text{ oder } 6,43\%$$

4. Der Kosinusregulator von Gruson.

Der jetzigen Firma „Fried. Krupp, Grusonwerk in Buckau-Magdeburg“ ist ein Regulator patentiert, dessen allgemeine Anordnung aus Fig. 149 und 150 des Textes, sowie aus Fig. 8, Taf. 50 ersichtlich ist.

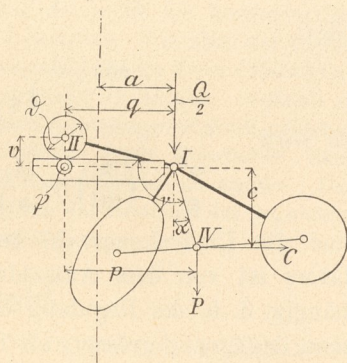
Fig. 149.



$$III = l_1, IIV = L.$$

Der Aufhängepunkt der Pendel ist verschiebbar, und die Bewegungsübertragung auf die Muffe erfolgt durch eine Kurbelschleife. Jedes der beiden Pendel hat nämlich nach Fig. 149 drei Arme, von denen die schräg nach unten gehenden zu Gewichten ausgebildet sind, während der dritte sich mit einer Rolle in II auf einem scheibenförmigen Ansatz der Spindel stützen und horizontal bewegen kann. Der Drehpunkt I des Pendels sitzt in der

Fig. 150.



Belastungshülse, die wieder mit der Muffe verbunden und an der Spindel geführt ist. Beim Ausschlagen der Pendel bewegt sich somit der Drehpunkt I auf einer Vertikalen.

Die Gewichte eines jeden Pendels sind als sogenannte Kosinuspindel ausgebildet, d. h. ihre Gestalt und Anordnung ist eine derartige, dass das Moment ihrer Centrifugalkraft in Bezug auf den Punkt I für eine bestimmte Geschwindigkeit dem Kosinus des Ausschlagwinkels proportional ist.

Die Bedingungen, unter welchen dies der Fall ist, lauten mit Bezug auf Fig. 149:

$$\Sigma (\Delta P_1 \cdot y_1^2) - \Sigma (\Delta P_1 \cdot x_1^2) = \Sigma (\Delta P_2 \cdot y_2^2) - \Sigma (\Delta P_2 \cdot x_2^2)$$

und

$$\Sigma (\Delta P_1 \cdot x_1 \cdot y_1) = \Sigma (\Delta P_2 \cdot x_2 \cdot y_2),$$

wenn

ΔP_1 das Gewicht eines Massenteilchens bei der einen,

ΔP_2 dasjenige eines Massenteilchens an der anderen Schwungmasse eines Pendels,

x_1 und y_1 , bzw. x_2 und y_2 die Koordinaten beider Massenteilchen in Bezug auf den Aufhängepunkt I sind.

Ist alsdann

P das im Schwerpunkte IV angreifende Gewicht der beiden Schwungmassen eines Kosinuspendels,

l = I — IV der Abstand des Schwerpunktes vom Aufhängepunkte,

a der Abstand des letzteren von der Drehachse,

so bestimmt sich das Moment der Centrifugalkraft eines solchen Pendels¹⁾ in Bezug auf I zu

$$C \cdot c = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot a \cdot l \cdot \cos \alpha$$

und ist, da a und l konstant sind, bei einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit ω allein von dem Kosinus des Ausschlagwinkels α abhängig.

Um nun die Bedingung für das Gleichgewicht des frei schwingenden Kosinusregulators zu erhalten, hat man die algebraische Summe der statischen Momente aller am Pendel angreifenden Kräfte bezüglich des augenblicklichen Poles \mathfrak{P} in Fig. 150 gleich Null zu setzen. Die angreifenden Kräfte, welche ein Moment in Bezug auf \mathfrak{P} äussern, sind:

1. im Punkte IV die horizontale Centrifugalkraft C, deren Moment in Bezug auf \mathfrak{P} gleich demjenigen $C \cdot c$ in Bezug auf I ist,

2. ebendasselbst das Gewicht P der beiden Schwungmassen,

3. im Punkte I die halbe Hülßenbelastung.

Der augenblickliche Pol \mathfrak{P} liegt, da I in der Vertikalen, II in der Horizontalen geführt wird, in dem Schnittpunkte der Horizontalen durch I mit der Vertikalen durch II. Die algebraische Summe der statischen Momente der obigen Kräfte in Bezug auf \mathfrak{P} lautet dann, wenn c, p, q die in die Figur eingetragenen Hebelarme bezeichnen,

$$-C \cdot c + P \cdot p + \frac{Q}{2} q = 0,$$

oder mit dem angeführten Werte $C \cdot c$,

$$\frac{P}{g} \omega^2 \cdot a \cdot l \cdot \cos \alpha = P \cdot p + \frac{Q}{2} q.$$

1) Siehe „Weissbach-Herrmann, Die Mechanik der Zwischen- und Arbeitsmaschinen“, dritter Teil, erste Abteilung, S. 1042.

Hieraus ergibt sich, da nach der Figur

$$p = q \pm l \cdot \sin \alpha$$

ist,

$$\frac{\omega^2}{g} a \cdot l \cdot \cos \alpha = q \pm l \cdot \sin \alpha + \frac{Q}{2P} q,$$

oder

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{q}{a \cdot l \cdot \cos \alpha} \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a} \quad 226$$

worin das + Zeichen gilt, wenn der Ausschlagwinkel α ausserhalb, das — Zeichen, wenn er innerhalb der Vertikalen durch I und der Drehachse liegt.

Um weiter für die Energie E einen Ausdruck zu bekommen, hat man sich an der Hülse, also im Punkte I hier, des nicht schwingenden, hochgehaltenen Regulators die Kraft $\frac{E}{2}$ nach oben angreifend zu denken (siehe Fig. 149). Am Pendel wirkt dann im Punkte I die Differenz $\frac{Q-E}{2}$, im Punkte IV P nach unten, sodass in Bezug auf \mathfrak{B} nun für das Gleichgewicht die Beziehung

$$\frac{Q-E}{2} q + P \cdot p = 0$$

und

$$E = Q + 2P \frac{p}{q},$$

oder mit

$$p = q \pm l \cdot \sin \alpha,$$

$$E = Q + 2P \left(1 \pm \frac{l}{q} \sin \alpha\right) \quad 227$$

massgebend ist. Mit diesem Werte der Energie ergibt sich dann der Unempfindlichkeitsgrad des Regulators zu

$$\varepsilon = \frac{W}{E} = \frac{W}{Q + 2P \left(1 \pm \frac{l}{q} \sin \alpha\right)} \quad 228$$

Diesen Ausdruck erhält man auch, wenn man nach Gleichung 226 $\frac{\omega'^2}{g}$ und $\frac{\omega''^2}{g}$ bildet, indem man Q durch Q + W bzw. Q — W ersetzt, und die Beziehung

$$\varepsilon = \frac{\omega'^2 - \omega''^2}{2\omega^2} = \frac{\frac{q}{a \cdot l \cdot \cos \alpha} \frac{2W}{2P}}{2 \frac{q}{a \cdot l \cdot \cos \alpha} \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \pm 2 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a}},$$

oder

$$\varepsilon = \frac{W}{2P + Q \pm 2P \frac{l}{q} \sin \alpha}$$

aufstellt.

Um schliesslich den auf die Eigenreibung des Regulators entfallenden Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades annähernd berechnen zu können, bedarf man zunächst der Zapfendrucke.

Die Reaktion auf die Rolle in II und der Zapfendruck daselbst ist vertikal nach oben gerichtet und gleich der Summe der nach unten gerichteten Kräfte, nämlich

$$R_2 = \frac{Q}{2} + P \quad 229$$

Im Punkte I muss, soll die Summe der Horizontalkräfte am Pendel gleich Null sein, ausser $\frac{Q}{2}$ noch eine ebenso grosse, aber entgegengesetzt gerichtete Kraft wie C wirksam sein, so dass

$$R_1 = \sqrt{\left(\frac{Q}{2}\right)^2 + C^2} \quad 230$$

ist.

Nach dem Verfahren von Tolle auf Seite 251 sucht man die an der Muffe bzw. im Punkte I angreifende Gegenkraft von $\frac{W_r}{2}$ das Pendel um den augenblicklichen Pol \mathfrak{B} zu drehen; bei einem unendlich kleinen Ausschlag $d\alpha$ ist also der Weg der Gegenkraft $q \cdot d\alpha$. Dabei wird der Zapfen I den Weg $\frac{d}{2} d\alpha$, die Rolle den Weg $\frac{d}{\mathfrak{D}} v \cdot d\alpha$ zurücklegen, unter d wieder den Zapfen- und unter \mathfrak{D} den Rollendurchmesser, sowie unter v den Abstand $\overline{II-\mathfrak{B}}$ verstanden. Es folgt somit

$$\frac{W_r}{2} q \cdot d\alpha = \mu \frac{d}{2} d\alpha \cdot R_1 + \mu \frac{d}{\mathfrak{D}} v \cdot d\alpha \cdot R_2,$$

oder

$$W_r = \mu \frac{d}{q} \left(R_1 + \frac{2R_2}{\mathfrak{D}} v\right),$$

oder mit dem Werte der Gleichung 229

$$W_r = \mu \frac{d}{q} \left(R_1 + \frac{Q + 2P}{\mathfrak{D}} v\right) \quad 231$$

und

$$\varepsilon_r = \frac{W_r}{E}.$$

Den Charakter des Kosinusregulators erkennt man leicht mit Hilfe der Gleichung 226. Führt man nämlich in diese den aus Fig. 150 sich ergebenden Wert

$$q = l_1 \cdot \sin(\gamma \mp \alpha)$$

ein, so erhält man

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{l_1 \cdot \sin(\gamma \mp \alpha)}{a \cdot l \cdot \cos \alpha} \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a}$$

oder

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{l_1}{a \cdot l} (\sin \gamma \mp \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha) \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a}.$$

Ist nun in dieser Gleichung

$$\mp \frac{l_1}{a \cdot l} \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \pm \frac{\operatorname{tg} \alpha}{a} = 0$$

oder

$$\mp \frac{l_1}{l} \cos \gamma \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \pm 1 = 0$$

oder

$$\cos \gamma = \frac{\pm 1}{\left(1 + \frac{Q}{2P}\right) l_1} \quad 232$$

so wird

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{l_1}{a \cdot l} \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \sin \gamma \quad 233$$

und die Umdrehungszahl des frei schwingenden Regulators ist von dem Ausschlagwinkel α desselben unabhängig, d. h. der Regulator ist ein astatischer. Wählt man dagegen γ grösser, als ihn die Gleichung 232 giebt, so wird der Regulator stabil. Durch Annäherung des Winkels γ an den durch die Gleichung 232 bestimmten Wert kann also der Regulator bis zu jedem beliebigen Grade der Astasie näher gebracht, also zu einem pseudo-astatischen gemacht werden. In der Ausführung kann der Winkel γ und also auch der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators durch Drehen des Zapfens, auf dem die

1) Der Quotient $\frac{d}{\mathfrak{D}}$ trägt der Verminderung der Reibung durch die Rolle Rechnung.

Rolle sitzt, innerhalb gewisser Grenzen eingestellt werden. Dieser Zapfen ist nämlich mit einem excentrisch angeordneten Konus in dem Rollenarm befestigt.

Für $\gamma = 90^\circ$ liefert die allgemeine Gleichung noch den Wert

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{l_1}{a \cdot l} \left(1 + \frac{Q}{2P}\right) \pm \frac{\text{tg } \alpha}{a} \quad 234$$

In Fig. 8, Taf. 50 wirkt der Kosinusregulator auf ein Drosselventil ein, das mit einem Absperrventil kombiniert ist. Der Dampfeintritt findet am seitlichen, der Dampfaustritt am unteren Stutzen des Gehäuses statt. Zwischen beiden Stutzen ist das Drosselventil eingebaut. Dasselbe hängt an einer mit der Muffe des Regulators auf- und niedergehenden Stange und verändert bei seiner Bewegung die Durchgangsöffnung an den beiden horizontalen Ventilsitzen. Es ist ferner cylindrisch geformt und vollständig von Dampf umgeben und entlastet, indem zwei seitlich in dem Ventilkörper angebrachte Kanäle die Verbindung zwischen dem oberen und dem unteren Teile des letzteren vermitteln. In der Mitte des Drosselventilkörpers befindet sich eine Aussparung, durch welche die Schraubenspindel des Absperrventiles geht.

Zu beachten ist, dass bei einem auf das Drosselventil wirkenden Regulator der Hub des letzteren auch möglichst vollständig ausgenutzt wird. Dies ist der Fall, wenn der Regulator bei voller Belastung möglichst seine tiefste Lage, bei kleinster Belastung seine höchste Lage einnimmt. Erreichen lässt sich das aber nur bei richtiger Grösse des Durchgangsquerschnittes am Drosselventil. Ist dieser Querschnitt zu gross, so befindet sich der Regulator, der das Drosselventil natürlich nur auf einen solchen Durchgangsquerschnitt einstellt, wie er für den erforderlichen Druckunterschied in der Dampfzuleitung und im Schieberkasten nötig ist, bei der grössten Belastung der Maschine nicht in seiner tiefsten, sondern in einer weit höheren Lage, und von dem ganzen Hube desselben wird bei einer Änderung zwischen der grössten und kleinsten Belastung der Maschine oft nur ein ganz geringer Teil ausgenutzt. Genau berechnen lässt sich der richtige Durchgangsquerschnitt für das Drosselventil nicht, höchstens kann man ihn an der ausgeführten Maschine durch Drosseln des Dampfes mittelst des Absperrventiles bei abgehängtem Regulator ermitteln. Um aber den Durchgangsquerschnitt des Drosselventiles bei der tiefsten Regulatorlage etwas abändern und einstellen zu können, empfiehlt es sich, nach Fig. 8, Taf. 50 das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Regulator- und Ventilhub durch Einschalten eines zweimal geschlitzten Hebels K veränderlich zu machen. Das Gegengewicht dieses Hebels soll das Gestänge des Regulators und Drosselventiles ausbalancieren.

Beispiel.

Beidem in Fig. 8, Taf. 50 dargestellten Kosinusregulator beträgt
 das Gewicht der Schwungmassen eines Pendels $P = \sim 0,25$ kg,
 das Gewicht der Hülse $Q = \sim 1,9$ kg,
 der Abstand des Aufhängepunktes von der Drehachse $a = 0,03$ m,
 das Verhältnis der Armlängen $\frac{l_1}{l} = 1,5$,
 der Ausschlagwinkel der Pendel 36° .
 Bei der Mittellage der letzteren befindet sich

ferner der Schwerpunkt IV unter dem Aufhängepunkt I, ist also der Ausschlagwinkel $\alpha = 0$. Wie bestimmt sich die Umdrehungszahl, Energie und der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators?

Die Grösse des Winkels γ , bei welcher der Regulator für die angeführten Verhältnisse vollkommen astatisch sein würde, folgt zunächst aus Gleichung 232 zu

$$\cos \gamma = \frac{1}{\left(1 + \frac{1,9}{2 \cdot 0,25}\right) 1,5} = \sim 0,139,$$

oder

$$\gamma = \sim 82^\circ.$$

Um den Regulator stabiler zu machen, hat man γ grösser zu nehmen. Wählen wir, entsprechend der Ausführung,

$$\gamma = \sim 90^\circ,$$

so muss der frei vom Stellzeug schwingende Regulator bei seiner Mittellage ($\alpha = 0$) nach Gleichung 234

$$n_m = 30 \sqrt{\frac{1,5}{0,03} \left(1 + \frac{1,9}{2 \cdot 0,25}\right)} = \sim 465$$

Umdrehungen in der Minute machen, um im Gleichgewicht zu sein. Die Welle der Antriebsriemscheibe, die mit der Regulatorspindel durch ein konisches Räderpaar von 22 und 33 Zähnezahlen in Verbindung steht, muss dann

$$465 \frac{22}{33} = 310$$

Umdrehungen in der Minute erhalten.

Da ferner der Schwerpunkt der Pendelmassen um $\alpha = \frac{36}{2} = 18^\circ$ nach der einen und anderen Seite von der durch I gehenden Vertikalen ausschlägt, so bestimmt sich die Umdrehungszahl des Regulators nach Gleichung 234 bei der höchsten Lage zu

$$n_o = 30 \sqrt{\frac{1,5}{0,03} \left(1 + \frac{1,9}{2 \cdot 0,25}\right) + \frac{\text{tg } 18^\circ}{0,03}} = \sim 475,$$

bei der tiefsten Lage zu

$$n_u = 30 \sqrt{\frac{1,5}{0,03} \left(1 + \frac{1,9}{2 \cdot 0,25}\right) - \frac{\text{tg } 18^\circ}{0,03}} = \sim 454,$$

sodass also für $\gamma = 90^\circ$ der theoretische Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta = \frac{475 - 454}{465} = \sim 0,045 \text{ oder } 4,5\%$$

beträgt. Hätte man γ kleiner als 90° und näher an 82° gewählt, so würde δ natürlich kleiner ausfallen.

Die Energie des Regulators berechnet sich aus Gleichung 227, da für $\gamma = 90^\circ$

$$q = l_1 \cdot \sin(90 \mp \alpha) = l_1 \cdot \cos \alpha$$

und

$$\frac{1}{q} \sin \alpha = \frac{1}{l_1} \text{tg } \alpha$$

ist, bei der Mittellage ($\alpha = 0$) zu

$$E = 1,9 + 2 \cdot 0,25 \left(1 + \frac{1}{1,5}\right) = 2,7333 \text{ kg},$$

bei der höchsten bzw. tiefsten Lage ($\alpha = 18^\circ$) zu

$$E = 1,9 + 2 \cdot 0,25 \left(1 + \frac{1}{1,5} \text{tg } 18^\circ\right) = \sim 2,512 \text{ kg}$$

und

$$E = 1,9 + 2 \cdot 0,25 \left(1 - \frac{1}{1,5} \text{tg } 18^\circ\right) = \sim 2,289 \text{ kg}.$$

Die Energie ist also nicht konstant, sondern nimmt von der Mitte nach den Grenzlagen hin ab.

Bei einem Unempfindlichkeitsgrad

$$\varepsilon = 0,04 \text{ oder } 4\%$$

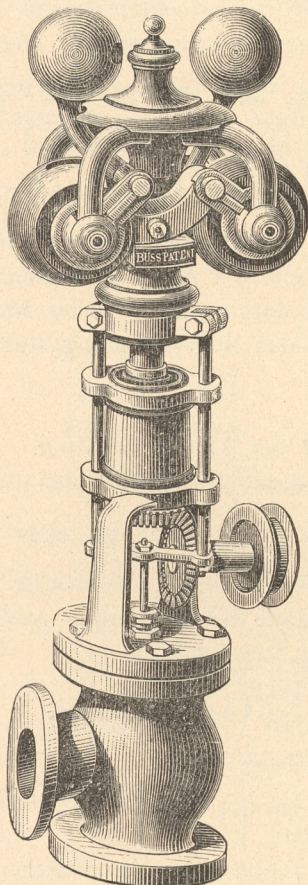
würde endlich der überwindbare Gesamt-Muffenwiderstand bei der höchsten Lage z. B.

$$W = E \cdot \varepsilon = 2,512 \cdot 0,04 = \sim 0,1 \text{ kg}$$

betragen. Der hiervon auf das Stellzeug entfallende Teil kann erst nach der Ermittlung von ε_r bestimmt werden.

Dies hat in folgender Weise zu geschehen.

Fig. 151.



Der Zapfendruck R_1 folgt aus Gleichung 230, da bei der höchsten Lage die Centrifugalkraft nach der Gleichung

$$C = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r$$

sich mit

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \left(\frac{475}{30}\right)^2 = \sim 250,$$

$$r = a + l \cdot \sin 18^\circ = 0,03 + 0,032 \cdot 0,309 = \sim 0,04 \text{ m}$$

zu

$$C = 0,25 \cdot 250 \cdot 0,04 = 2,5 \text{ kg}$$

berechnet, zu

$$R_1 = \sqrt{\left(\frac{1,9}{2}\right)^2 + 2,5^2} = \sim 2,68 \text{ kg.}$$

Führt man diesen Wert nebst

$$\mu = 0,08, \quad d = 0,005 \text{ m}, \quad D = 0,012 \text{ m} \text{ und}$$

$$v = l_1 \cdot \sin 18^\circ = 0,048 \cdot 0,309 = \sim 0,0148 \text{ m},$$

$$q = l_1 \cdot \cos 18^\circ = 0,048 \cdot 0,951 = 0,0456 \text{ m}$$

in Gleichung 231 ein, so ergibt sich

$$W_r = 0,08 \frac{0,005}{0,0456} \left(2,68 + \frac{1,9 + 2 \cdot 0,25}{0,012} 0,0148 \right) = \sim 0,0495 \text{ kg,}$$

womit dann für die höchste Regulatorlage

$$\varepsilon_r = \frac{W_r}{E} = \frac{0,0495}{2,512} = 0,01975 \text{ oder } 1,975\%$$

und

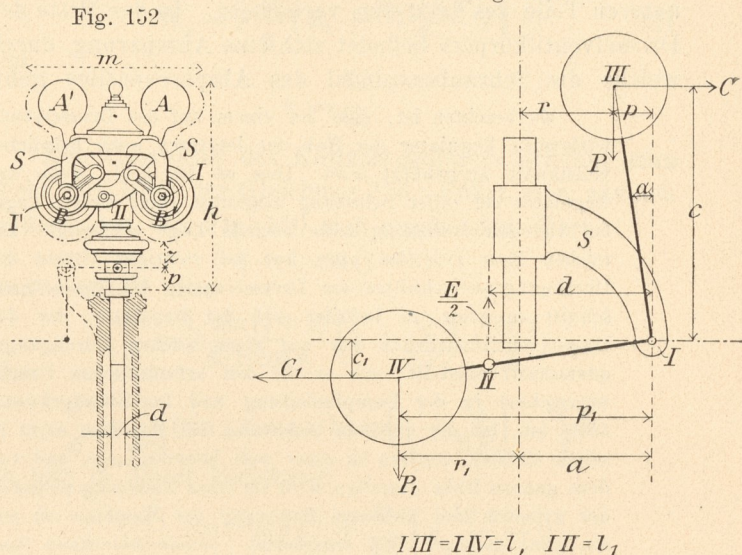
$$W_s = E(\varepsilon - \varepsilon_r) = 2,512(0,04 - 0,01975) = \sim 0,0509 \text{ kg}$$

folgt. Bei der mittleren Lage, bei der v gleich Null wird, ist ε_r kleiner, bei der tiefsten fast ebenso wie bei der höchsten.

5. Der Regulator von Buss.

Die allgemeine Einrichtung dieses Regulators, dessen Ausführungsrecht die Firma „Schäffer und Budenberg in Magdeburg-Buckau“ besitzt, ist aus Fig. 151

Fig. 153.



bis 153 des Textes ersichtlich. Der Aufhängepunkt der beiden Pendel ist fest, und die Bewegung der letzteren wird vermittelt einer Kurbelschleife auf die Muffe übertragen. Jedes der beiden Pendel trägt ferner zwei Gewichte A, B bzw. A', B' und hat seinen Aufhängepunkt I' bzw. I in einer mit der Spindel fest verbundenen Stütze S. Auf die Muffe wirkt jeder Pendelarm im Punkte II vor bzw. hinter der Spindel ein.

Sind nach Fig. 153 des Textes III und IV die Mittelpunkte der beiden Gewichte P und P_1 , so lautet mit den in die Figur eingetragenen Bezeichnungen die Gleichung der statischen Momente aller am Pendel angreifenden Kräfte in Bezug auf den augenblicklichen Pol I

$$C \cdot c \pm C_1 \cdot c_1 = \pm P \cdot p + P_1 \cdot p_1^1),$$

wenn das + Zeichen gilt, sobald der Arm I—III links von der Vertikalen, der Arm I—IV unterhalb der Horizontalen durch I liegt, das — Zeichen im entgegengesetzten Falle. Führt man die Werte

1) Ein besonderes Belastungsgewicht der Muffe ist hier nicht vorhanden.

$$C = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r \text{ und } C_1 = \frac{P_1}{g} \omega^2 \cdot r_1$$

ein, so erhält man die Beziehung

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30} \right)^2 = \frac{\pm P \cdot p + P_1 \cdot p_1}{P \cdot r \cdot c \pm P_1 \cdot r_1 \cdot c_1} \quad \dots \quad 235$$

nach welcher die für das Gleichgewicht des freischwingenden Regulators erforderlichen Umdrehungszahlen bei dessen einzelnen Lagen berechnet werden können, sobald die zugehörigen Hebelarme p, p_1, c, c_1, r und r_1 aus der Zeichnung entnommen sind.

Der Wert der Energie E bestimmt sich bei dem vorliegenden Regulator wieder dadurch, dass man sich im Punkte II der Fig. 153 eine nach oben gerichtete Kraft $\frac{E}{2}$ angebracht denkt und nun die Gleichung für das Gleichgewicht der am ruhenden Pendel angreifenden Kräfte aufstellt. Es ist dann

$$\frac{E}{2} d = \pm P \cdot p + P_1 \cdot p_1$$

oder

$$E = \frac{2(\pm P \cdot p + P_1 \cdot p_1)}{d} \quad \dots \quad 236$$

woraus für den Unempfindlichkeitsgrad des Busschen Regulators

$$\varepsilon = \frac{W}{E} = \frac{W \cdot d}{2(\pm P \cdot p + P_1 \cdot p_1)} \quad \dots \quad 237$$

folgt.

Der letztere Wert hätte sich auch, da

$$\frac{\omega'^2}{g} = \frac{\frac{1}{2} W \cdot d \pm P \cdot p + P_1 \cdot p_1}{P \cdot r \cdot c \pm P_1 \cdot r_1 \cdot c_1}$$

$$\frac{\omega''^2}{g} = \frac{-\frac{1}{2} W \cdot d \pm P \cdot p + P_1 \cdot p_1}{P \cdot r \cdot c \pm P_1 \cdot r_1 \cdot c_1}$$

ist, aus

$$\varepsilon = \frac{\omega'^2 - \omega''^2}{2\omega^2} = \frac{W \cdot d}{2(\pm P \cdot p + P_1 \cdot p_1)}$$

ergeben.

Da sich d und p_1 innerhalb der gebräuchlichen Ausschlagwinkel wenig ändert, so ist die Energie E bzw. der Unempfindlichkeitsgrad ε des Regulators unter sonst gleichen Verhältnissen wesentlich von p abhängig.

Der Bussche Regulator ist ein pseudoastatischer. Seine n -Kurve nähert sich sowohl nach oben, als auch nach unten einem astatischen Punkte, jenseits dessen das Gleichgewicht ein labiles wird. Der Regulator ist also nur innerhalb der beiden vollkommen astatischen Lagen zu gebrauchen. Die letzteren ergeben sich nach Dr. Pröll¹⁾ aus der allgemeinen Gleichgewichtsbedingung in der folgenden Weise.

Nach Fig. 153 des Textes ist, wenn I—III links von der Vertikalen und I—IV unterhalb der Horizontalen durch I liegt, sowie der Winkel IIIIV der Pendel zu 90° und I—III = I—IV = l angenommen wird,

$$p = l \cdot \sin \alpha = c_1, \quad p_1 = l \cdot \cos \alpha = c, \\ r = a - l \cdot \sin \alpha, \quad r_1 = l \cdot \cos \alpha - a$$

und somit nach Gleichung 235

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{P \cdot \sin \alpha + P_1 \cdot \cos \alpha}{P(a - l \cdot \sin \alpha) \cos \alpha + P_1(l \cdot \cos \alpha - a) \sin \alpha}$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{P \cdot \sin \alpha + P_1 \cdot \cos \alpha}{a(P \cdot \cos \alpha - P_1 \cdot \sin \alpha) + \frac{1}{2}(P_1 - P) \sin 2\alpha}$$

Differentiiert man nun ω nach α und setzt den Differentialquotienten gleich Null, so erhält man schliesslich

$$a \cdot \cos^3 \alpha - \sin^3 \alpha = \frac{(1 + m^2) d}{(m - 1) l}$$

mit

$$m = \frac{P_1}{P}$$

Liegt dagegen I—III rechts von der Vertikalen, I—IV oberhalb der Horizontalen durch I, so erhält man

$$a \cdot \cos^3 \alpha + \sin^3 \alpha = \frac{(1 + m^2) d}{(m - 1) l}$$

Durch die erste dieser beiden Gleichungen ist der Winkel α bestimmt, bis zu welchem der Arm I—III höchstens nach links, durch die letzte derjenige, bis zu welchem er höchstens nach rechts ausschlagen darf.

Die nachstehende Tabelle enthält mit Bezug auf Fig. 152 des Textes die Hauptdimensionen, in welchen die Busschen Regulator von der Firma Schäffer & Budenberg ausgeführt werden.

Tabelle der Bussregulatoren.

Nummer des Regulators	M	000	00	0	I	II	III	IV	V
Umdrehungen in der Minute n	220	204	188	172	162	156	144	132	122
Hub der Muffe in mm s	19	23	27	32	34	38	44	50	60
Grösste Breite in mm m	195	230	270	310	350	390	450	520	620
Höhe ohne Welle in mm h	220	270	310	350	390	440	500	590	700
Spindeldurchmesser in mm d	16	19	22	25	28	32	38	42	50
Abstand in mm z	20	23	27	27	27	30	30	35	40
Abstand in mm v	23	29	33	39	42	46	53	63	74

§ 48.

Die Federregulatoren.

Sollen die bei einer Änderung im Belastungszustande der Maschine zu beschleunigenden oder zu verzögernden Massen eines Regulators möglichst gering ausfallen, so ordnet man an Stelle der bei den Gewichtsregulatoren üblichen Belastungshülse eine Feder an. Die Spannung der letzteren hält dann im Verein mit dem Eigengewicht der Schwungkugeln der Centrifugalkraft der letzteren das Gleichgewicht. Solche Federregulatoren besitzen den Vorteil, dass infolge der geringeren Massen das Pendeln um die Gleichgewichtslage, wie es bei einer Zu- oder Abnahme der Belastung eintritt und schon auf Seite 246 erörtert wurde, viel geringer als bei Gewichtsregulatoren ausfällt. Deshalb bedürfen Federregulatoren auch für gewöhnlich keiner Ölbremse, die ja bei Gewichtsregulatoren mit grossen Massen stets zur Vermeidung eines zu

1) Siehe „Civilingenieur“, Jahrgang 1872.
Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

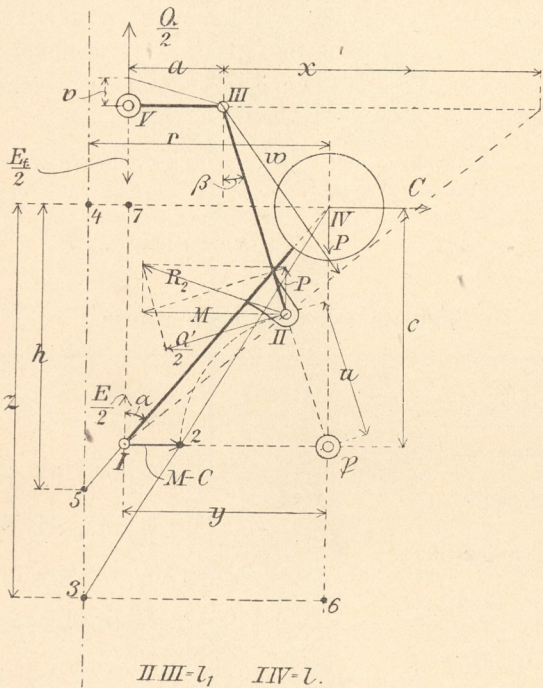
starken Pendelns erforderlich ist und die Beweglichkeit des Regulators vermindert. Nur bei beträchtlichem Rückdruck der Steuerung ist eine Ölbremse auch bei Federregulatoren angezeigt.

Der Ungleichförmigkeitsgrad der Federregulatoren kann durch stärkeres oder schwächeres Anspannen der Feder leicht geändert werden, dagegen ist es, sollen labile Gleichgewichtslagen vermieden werden, nicht ohne weiteres angängig, durch das gleiche Mittel die Umdrehungszahl des Regulators zu beeinflussen, wie dies bei Gewichtsregulatoren durch einfaches Be- oder Entlasten der Hülse möglich und statthaft war.

1. Der Regulator von Pröll.

Die Anordnung der Pendel dieses Regulators, dessen Einrichtung aus Fig. 154 des Textes und Fig. 9, Taf. 50

Fig. 154.



ersichtlich, ist dieselbe wie bei dem gleichnamigen Gewichtsregulator. Auf jeden der Pendelarme wirkt die Feder vermittelt eines zweiarmligen Hebels V—III—II ein, der in III seinen festen Drehpunkt besitzt und sich in V mit einer Rolle auf dem Deckel des Federgehäuses verschieben kann.

Die Verhältnisse des Mechanismus¹⁾ sind nun bei dem vorliegenden Regulator so gewählt, dass der Kugelmittelpunkt IV sich während des Muffenhubes annähernd auf einer Horizontalen bewegt. Genau tritt diese Horizontalbewegung nur während eines sehr kleinen Ausschlages aus der Mittellage des Regulators ein, während bei grösseren Ausschlägen immerhin merkbare Abweichungen auftreten.

Die Länge, welche der Arm III—II in Fig. 9, Taf. 50 besitzen muss, damit der Punkt IV annähernd horizontal bewegt wird, lässt sich wieder mit Hilfe des auf Seite 257

1) Siehe den Aufsatz von Dr. Pröll, „Über einen neuen pseudoastatischen Regulator mit Federbelastung“ in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1886, S. 1126.

über den Wendekreis Gesagten ermitteln. Der Mittelpunkt III' für die horizontale Bahn von IV liegt im Unendlichen. Führen wir somit in die auf Seite 257 angeführte Gleichung

$$\frac{1}{\mathfrak{P}-m'} = \frac{1}{\mathfrak{P}-II'} - \frac{1}{\mathfrak{P}-III'}$$

$$\overline{\mathfrak{P}-III'} = \infty \text{ oder } \frac{1}{\overline{\mathfrak{P}-III'}} = 0, \text{ sowie } \overline{P-II'} = \overline{\mathfrak{P}-IV'}$$

ein, da hier der Kugelmittelpunkt nicht mit II', sondern mit IV bezeichnet ist, so erhalten wir

$$\frac{1}{\overline{\mathfrak{P}-m'}} = \frac{1}{\overline{\mathfrak{P}-IV'}} \text{ oder } \overline{\mathfrak{P}-m'} = \overline{\mathfrak{P}-IV'},$$

d. h. m' und IV' fallen zusammen und der Wendekreis geht nach Fig. 9, Taf. 50 durch die Punkte I, \mathfrak{P} und IV' bei der Mittellage des Regulators. Aus dem Wendekreis erhält man, sobald man den Angriffspunkt II für die Stange III—II wählt, die Abstände $\mathfrak{P}-II$ und $\mathfrak{P}-m$, mit deren Hilfe dann aus der Gleichung

$$\frac{1}{\overline{\mathfrak{P}-m}} = \frac{1}{\overline{\mathfrak{P}-II}} - \frac{1}{\overline{\mathfrak{P}-III}}$$

der Abstand $\overline{\mathfrak{P}-III}$ bzw. die Länge des Armes III—II berechnet werden kann.

Im Falle nun der Kugelmittelpunkt genau horizontal geführt wird und sich der Punkt IV stets über dem augenblicklichen Pol \mathfrak{P} befindet, der in Fig. 154 des Textes in dem Schnittpunkt liegt, welchen die Verlängerung des Armes III—II mit der Horizontalen durch I bildet, besitzt das vertikal abwärts gerichtete Gewicht P der Kugel kein Moment in Bezug auf den Pol, und von den am Pendel angreifenden Kräften haben nur die Centrifugalkraft C und die Reaktion R_2 in II ein solches. Denkt man sich R_2 in zwei Komponenten zerlegt, von denen die eine in den Arm III—II fällt, die andere senkrecht dazu steht, so ist letztere die von der Feder in II erzeugte Kraft $\frac{Q'}{2}$. Bezeichnet

Q die Federspannung in der Drehachse, so berechnet sich

$$\frac{Q'}{2} = \frac{Q}{2} \frac{a}{l_1},$$

wenn a und l_1 die Armlängen des Hebels V—III—II sind. Für das Gleichgewicht gilt also unter der gemachten Voraussetzung, dass IV stets vertikal über \mathfrak{P} liegt, die Gleichung

$$+ C \cdot c - \frac{Q'}{2} u = 0 \text{ oder } C \cdot c = \frac{Q}{2} \frac{a}{l_1} u,$$

woraus mit

$$C = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{Q}{2P} \frac{a \cdot u}{l_1 \cdot r \cdot c},$$

oder mit

$$z = \frac{r \cdot c}{u},$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{Q}{2P} \frac{a}{l_1} \frac{1}{z} \dots \dots \dots 238$$

folgt. Hierin lässt sich der Ausdruck für z leicht graphisch ermitteln. Schlägt man nämlich in Fig. 154 um \mathfrak{P} einen Kreisbogen durch II, so dass $\overline{\mathfrak{P}-II} = \overline{\mathfrak{P}-2}$ wird, und zieht die Gerade IV—2—3, so verhält sich

$$\frac{\overline{\mathfrak{P}-2}}{6-3} = \frac{\overline{IV-\mathfrak{P}}}{IV-6},$$

oder es ist

$$\overline{IV-6} = \overline{4-3} = z = \frac{\overline{IV-\mathfrak{P} \cdot 6-3}}{\overline{\mathfrak{P}-2}} = \frac{c \cdot r}{u}.$$

Liegt dagegen, wie es namentlich in den Endlagen der Fall ist, der Mittelpunkt IV der Kugel nicht vertikal über dem Pol \mathfrak{P} , so besitzt die Kraft P auch ein Moment in Bezug auf \mathfrak{P} und ist bei der Bestimmung von $\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2$ für das Gleichgewicht des frei schwingenden Regulators mit zu berücksichtigen.

Hält man den ruhenden Regulator hoch, übt also an der Muffe eine nach oben gerichtete Kraft $\frac{E}{2}$ für jede Seite aus, so wird, wenn das Eigengewicht P wieder vertikal durch den Pol \mathfrak{P} geht, in Bezug auf den letzteren Gleichgewicht am Pendel sein, wenn

$$+\frac{E}{2}y - \frac{Q'}{2}u = 0$$

oder

$$E = Q' \frac{u}{y} = Q \frac{a}{l_1} \frac{u}{y} \quad \dots \quad 239$$

oder mit

$$u = \frac{r \cdot c}{z}$$

und

$$Q \frac{a}{l_1} = \frac{\omega^2}{g} 2 P \cdot z$$

aus Gleichung 238, auch

$$E = 2 \frac{\omega^2}{g} P \frac{r \cdot c}{y},$$

$$E = 2 \frac{\omega^2}{g} P \cdot h \quad \dots \quad 239a$$

wenn

$$h = \frac{r \cdot c}{y}$$

wieder die in Fig. 154 des Textes eingetragene wahre Pendelhöhe 4—5 ist. Es verhält sich nämlich in der Figur

$$\frac{\overline{IV-4}}{\overline{IV-7}} = \frac{\overline{4-5}}{\overline{7-I}} \quad \text{oder} \quad \frac{r}{y} = \frac{h}{c},$$

so dass also

$$h = \frac{r \cdot c}{y}$$

ist.

Mit Hilfe der Energie folgt der gesamte Unempfindlichkeitsgrad ε des Regulators aus Gleichung 204, sobald der Muffenwiderstand W angenommen ist. Um den auf die Eigenreibung entfallenden Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades zu bestimmen, bedarf man der einzelnen Zapfendrucke.

Der Zapfendruck R_2 in II ist nach Fig. 154 des Textes die Resultierende aus der horizontalen Reaktion M und der vertikalen P, also

$$R_2 = \sqrt{M^2 + P^2},$$

oder mit

$$M = \frac{Q'}{2 \cos \beta} + P \cdot \operatorname{tg} \beta = \frac{Q}{2 \cos \beta} \frac{a}{l_1} + P \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

$$R_2 = \sqrt{\left(\frac{Q}{2 \cos \beta} \frac{a}{l_1} + P \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2 + P^2} \quad \dots \quad 240$$

Soll ferner die Summe der Horizontalkräfte am Pendel gleich Null werden, so muss in I noch eine Reaktion

$$R_1 = M - C,$$

oder

$$R_1 = \frac{Q}{2 \cos \beta} \frac{a}{l_1} + P \cdot \operatorname{tg} \beta - C \quad \dots \quad 241$$

wirksam sein.

Der Zapfendruck in V ist ferner gleich der halben Feder-
spannung, also

$$R_5 = \frac{Q}{2} \quad \dots \quad 242$$

und schliesslich muss der Druck in III gleich der Resultierenden der am Hebel V—III—II wirksamen Horizontalkraft M und Vertikalkräfte P und $\frac{Q}{2}$ sein, also

$$R_3 = \sqrt{M^2 + \left(P + \frac{Q}{2}\right)^2}$$

oder

$$R_3 = \sqrt{\left(\frac{Q}{2 \cos \beta} \frac{a}{l_1} + P \cdot \operatorname{tg} \beta\right)^2 + \left(P + \frac{Q}{2}\right)^2} \quad 243$$

Nach dem auf Seite 251 angegebenen Verfahren von Tolle, sowie mit Bezug auf das beim Pröllschen Gewichtsregulator hierüber Gesagte muss nun

$$W_r' = \mu \frac{d}{y} (R_1 + R_2),$$

$$W_r'' = \mu \frac{d}{x} (R_2 + R_3) + 2 \mu \frac{v}{x} R_5^1),$$

also

$$W_r = W_r' + W_r'' = \mu \left\{ d \left(\frac{R_1 + R_2}{y} + \frac{R_2 + R_3}{x} \right) + 2 \frac{v}{x} R_5 \right\} \quad \dots \quad 244$$

sein, womit dann

$$\varepsilon_r = \frac{W_r}{E}$$

folgt. x, y und v sind die in Fig. 154 eingetragenen Entfernungen.

Unter der Bedingung, dass der horizontal geführte Kugelmittelpunkt IV stets vertikal über dem augenblicklichen Pol \mathfrak{P} liegt, kann der Pröllsche Regulator bis zu jedem beliebigen Grade der Astasie genähert werden. Man erkennt dies nach Pröll leicht aus Gleichung 238. In derselben sind P, a und l_1 für alle Lagen des Regulators konstant, so dass also, wenn $K = 30 \sqrt{\frac{a}{2 P \cdot l_1}} = \text{Konst.}$ gesetzt wird,

$$n = K \sqrt{\frac{Q}{z}}$$

ist. Das heisst, wirkt die Feder so und ist die Kugelaufhängung eine solche, dass der Quotient $\sqrt{\frac{Q}{z}}$ für alle

1) Unter Vernachlässigung der Rolle in V.

Lagen konstant bleibt, so ist die Umdrehungszahl n auch konstant und der Regulator ein vollkommen astatischer. Richtet man die Feder aber so ein, dass Q schneller wächst als z , so wird der Regulator pseudoastatisch. Die absolute Grösse der Federspannung ist dabei nicht massgebend, da sich die Spannung der Feder immer wie die zugehörigen Zusammendrückungen derselben verhalten. Ist nämlich bei der höchsten bzw. tiefsten Muffenlage

- n_0 bzw. n_u die Umdrehungszahl,
- z_0 bzw. z_u der Wert von z ,
- Q_0 bzw. Q_u die Federspannung,
- f_0 bzw. f_u die Zusammendrückung der Feder;

so ist

$$\frac{n_0}{n_u} = \sqrt{\frac{Q_0 \cdot z_u}{Q_u \cdot z_0}}$$

oder da,

$$\frac{Q_0}{Q_u} = \frac{f_0}{f_u}$$

ist, auch

$$\frac{n_0}{n_u} = \sqrt{\frac{f_0 \cdot z_u}{f_u \cdot z_0}}$$

so dass also der Grad der Annäherung an die Astasie allein von geometrischen Grössen abhängt.

Fällt aber, wie es namentlich bei den Endlagen der Fall ist, der Kugelmittelpunkt nicht in die Vertikale durch den augenblicklichen Pol, so hat man natürlich zu untersuchen, ob die Abweichungen in der genannten Hinsicht keine labilen Gleichgewichtslagen ergeben.

Für die Berechnung der Spiralfeder sind nach „Des Ingenieurs Taschenbuch, die Hütte“¹⁾ die folgenden Gleichungen massgebend, in denen

- Q die Belastung oder Spannung der Feder,
- k_d die zuverlässige Spannung der Drehung,
- f die zugehörige Durchbiegung oder Zusammendrückung der Feder in mm,
- l die Länge derselben in mm,
- r den mittleren Radius der Federwindungen in mm,
- m die Anzahl der Windungen,
- G den Schubelastizitätsmodul,
- δ die Drahtdicke in mm

bezeichnet:

$$Q = \frac{\pi}{16} \frac{\delta^3}{r} k_d = 0,196 \frac{\delta^3}{r} k_d \dots 245$$

$$f = \frac{64 m \cdot r^3}{\delta^4} \frac{Q}{G} = \frac{4 \pi \cdot m \cdot r^2}{\delta} \frac{k_d}{G} \dots 246$$

mit

$$k_d = \sim 30 \text{ bis } 33 \text{ kg und } G = \sim 8000 \text{ für den qmm.}$$

Die nachstehende Tabelle gibt die Hauptverhältnisse, in welchen die Pröllschen Federregulatoren von dem Eisenwerk Lauchhammer in Lauchhammer ausgeführt werden.

1) Verlag von Wilh. Ernst & Sohn in Berlin.

Tabelle der Federregulatoren nach Pröll.

(Fig. 9, Taf. 50.)

Nummer des Regulators	I	II	III	IV	V	VI
Umdrehungszahl in der Minute n	190	180	170	160	140	120
Hülsehub in mm s	46	58	68	80	92	114
Mittlere Verstellungskraft od. überwindbarer Gesamt-Muffenwiderstand bei $\epsilon = 0,04$ in kg W	1,5	3	6	10	14	22
Höhe des Regulators in mm H	485	585	695	795	895	1085
Grösste Breite in mm B	460	570	685	800	915	1150
Dicke der Spindel in mm d	30	36	40	50	56	60
Durchmesser des Zapfens in mm d ₁	26	32	36	46	50	56
Höhe der Hülse in mm v	23	30	35	40	46	60
Innerer Durchmesser der Hülse in mm t	45	55	64	72	82	100

Beispiel.

Der in Fig. 9, Taf. 50 dargestellte Pröllsche Federregulator besitzt die Verhältnisse des Regulators Nr. 4 der vorstehenden Tabelle. Wie bestimmt sich der Ungleichförmigkeitsgrad, die Energie und Verstellungskraft desselben, wenn die Umdrehungszahl bei der mittleren Muffenlage 160 in der Minute betragen soll?

Der Radius des Armes III—II zunächst ist nach den auf Seite 266 gemachten Angaben gewählt worden. Konstruiert man nämlich, wie in der rechten Hälfte der Figur geschehen, den augenblicklichen Pol bei der Mittel- lage der Muffe und zieht den Wendekreis durch die Punkte IV, \mathfrak{P} , I, so schneidet dieser auf dem Strahl \mathfrak{P} —II ein Stück \mathfrak{P} —m = 317 mm ab, während der Abstand \mathfrak{P} —II 181 mm ist. Es muss nun, wenn der Kugelmittelpunkt annähernd auf einer Horizontalen bewegt werden soll,

$$\frac{1}{\mathfrak{P}-m} = \frac{1}{\mathfrak{P}-II} - \frac{1}{\mathfrak{P}-III}$$

oder

$$\mathfrak{P}-III = \frac{317 \cdot 181}{317-181} = \sim 421 \text{ mm,}$$

oder

$$l_1 = III-II = 421-181 = 240 \text{ mm}$$

sein, wie es in der That der Fall ist. Die Länge des anderen Armes am Hebel V—III—II beträgt nach der Zeichnung

$$a = V-III = 134 \text{ mm.}$$

Soll der Regulator bei der Mittellage der Muffe $n_m = 160$ Umdrehungen machen, so ergibt sich aus Gleichung 238 die erforderliche Federspannung zu

$$Q_m = \left(\frac{n_m}{30}\right)^2 2P \frac{l_1}{a} z_m$$

Die Grösse z_m beträgt nach der linken Hälfte der Figur $\sim 0,415$ m, das Gewicht einer Kugel bei 147 mm Durchmesser ~ 12 kg. Es folgt also

$$Q_m = \left(\frac{160}{30}\right)^2 2 \cdot 12 \frac{0,24}{0,134} 0,415 = \sim 507,4 \text{ kg.}$$

Da ferner die Drahtdicke $\delta = 18$ mm, der mittlere Radius der Spiralfeder $r = 63$ mm, die Länge derselben

= ~ 4150 mm ist, so ermittelt sich aus Gleichung 245 die bei dieser Belastung der Feder stattfindende Drehspannung für den qmm zu

$$k_d = \frac{Q_m}{0,196} \frac{r}{\delta^3} = \frac{507,4}{0,196} \frac{63}{18^3} = \sim 28 \text{ kg,}$$

womit dann aus Gleichung 246 für $G = 8000 \text{ kg}$ die stattfindende Zusammendrückung sich zu

$$f_m = \frac{2 \cdot 4150 \cdot 63}{18} \frac{28}{8000} = \sim 101,7 \text{ mm}$$

ergibt.

Geht der Regulator aus der mittleren in die höchste Lage, so bewegt sich der Punkt V um 16,3 mm vertikal nach unten, während derselbe beim Sinken des Regulators aus der mittleren in die tiefste Lage um 25,5 mm vertikal nach oben geht. Bei der höchsten Lage ist somit die Feder um

$$f_0 = f_m + 16,3 = 101,7 + 16,3 = 118 \text{ mm,}$$

bei der tiefsten Lage um

$$f_u = f_m - 25,5 = 101,7 - 25,5 = 76,2 \text{ mm}$$

zusammengedrückt, und es beträgt bei der ersten Lage die Federspannung

$$Q_0 = Q_m \frac{f_0}{f_m} = 507,4 \frac{118}{101,7} = \sim 588,7 \text{ kg,}$$

bei der letzten

$$Q_u = Q_m \frac{f_u}{f_m} = 507,4 \frac{76,2}{101,7} = \sim 380 \text{ kg,}$$

während die Feder eine grösste Drehspannung von

$$k_d = 28 \frac{118}{101,7} = \sim 32,5 \text{ kg}$$

für den qmm erleidet.

Würde nun der Kugelmittelpunkt IV bei allen Lagen des Regulators genau vertikal über dem augenblicklichen Pol \mathfrak{P} liegen, so würde sich die Umdrehungszahl für die höchste Lage aus der Gleichung

$$\frac{n_0}{n_m} = \sqrt{\frac{f_0 \cdot z_m}{f_m \cdot z_0}}$$

zu

$$n_0 = n_m \sqrt{\frac{f_0 \cdot z_m}{f_m \cdot z_0}}$$

berechnen. Für die tiefste Lage würde sich entsprechend

$$n_u = n_m \sqrt{\frac{f_u \cdot z_m}{f_m \cdot z_u}}$$

ergeben. Aus der Zeichnung erhält man $z_0 = 0,461$, $z_u = 0,315 \text{ m}$, so dass also unter der erwähnten Bedingung

$$n_0 = 160 \sqrt{\frac{118 \cdot 0,415}{101,7 \cdot 0,461}} = \sim 163,5,$$

$$n_u = 160 \sqrt{\frac{76,2 \cdot 0,415}{101,7 \cdot 0,315}} = \sim 159$$

würde und der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators

$$\delta_r = \frac{n_0 - n_u}{\frac{1}{2}(n_0 + n_u)} = \frac{163,5 - 159}{\frac{1}{2}(163,5 + 159)} = 0,0279$$

oder 2,79 %

beträge. Tatsächlich befindet sich aber bei den Endlagen der Kugelmittelpunkt IV nicht vertikal über dem

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

Pol, sondern, wie die linke Hälfte der Figur zeigt, in einer horizontalen Entfernung von $p_0 = 0,006$ bzw. $p_u = 0,012 \text{ m}$ seitwärts. Unter Berücksichtigung dieses Umstandes lautet nun die auf Seite 266 angeführte Momentengleichung in Bezug auf den Pol \mathfrak{P}

$$C \cdot c + P \cdot p = \frac{Q}{2} \frac{a}{l_1} u,$$

woraus mit

$$C = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{Q}{2P} \frac{a}{l_1} \frac{u}{r \cdot c} - \frac{p}{r \cdot c},$$

oder mit

$$\frac{u}{r \cdot c} = \frac{1}{z},$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{Q}{2P} \frac{a}{l_1} \frac{1}{z} - \frac{p}{r \cdot c}$$

folgt. Da bei der höchsten Lage nach der Zeichnung $r = 0,321$, $c = 0,231 \text{ m}$, bei der tiefsten $r = 0,21$, $c = 0,313 \text{ m}$ ist, so erhält man jetzt mit den obigen Werten von Q_0 , Q_u , z_0 und z_u

$$n_0 = 30 \sqrt{\frac{588,7}{2 \cdot 12} \frac{0,134}{0,24} \frac{1}{0,461} - \frac{0,006}{0,321 \cdot 0,231}} = \sim 163,3,$$

$$n_u = 30 \sqrt{\frac{380}{2 \cdot 12} \frac{0,134}{0,24} \frac{1}{0,315} - \frac{0,012}{0,21 \cdot 0,313}} = \sim 158,4$$

und hiermit einen Ungleichförmigkeitsgrad

$$\delta_3 = \frac{n_0 - n_u}{\frac{1}{2}(n_0 + n_u)} = \frac{163,3 - 158,4}{\frac{1}{2}(163,3 + 158,4)} = \sim 0,0305$$

oder 3,05 %.

Eine geringe Veränderung der Umdrehungszahl um ca. 6 % kann man bei den vorliegenden Regulatoren dadurch erzielen, dass man die unter den Kugeln und der Federdruckplatte befindlichen Unterlagscheiben teilweise wegnimmt bzw. durch höhere ersetzt. Durch dieses Mittel wird die Feder etwas weniger bzw. mehr angespannt.

Eine grössere Veränderung der Umdrehung darf aber bei den Pröllschen Federregulatoren nicht ohne weiteres dadurch vorgenommen werden, dass man die Muffenbelastung mittelst besonderer Gewichte verstärkt oder verringert, weil dadurch, wie man sich leicht durch die Rechnung überzeugen kann, der Charakter des Regulators vollständig geändert wird. Eine grössere Veränderung der Umdrehungszahl kann hier nur durch eine zweite Feder, also durch eine mit dem Regulatorhube veränderliche Belastung der Muffe, bewirkt werden. Diese zweite Feder greift am Regulatorhebel in ähnlicher Weise an, wie dies später beim Hartung-Regulator gezeigt ist.

Die Energie des Regulators berechnet sich, wenn angenommen wird, dass auch bei den Endlagen der Kugelmittelpunkt genau vertikal über dem augenblicklichen Pol liegt, aus Gleichung 239a

für die Mittellage mit

$$h_m = 0,359 \text{ und } \frac{\omega_m^2}{g} = \left(\frac{n_m}{30}\right)^2 = \left(\frac{160}{30}\right)^2 = \sim 28,45$$

zu

$$E_m = 2 \cdot 28,45 \cdot 12 \cdot 0,359 = \sim 246 \text{ kg,}$$

für die höchste Lage mit

$$h_0 = 0,291 \text{ und } \frac{\omega_0^2}{g} = \left(\frac{n_0}{30}\right)^2 = \left(\frac{163,5}{30}\right)^2 = \sim 29,7$$

zu

$$E_0 = 2 \cdot 29,7 \cdot 12 \cdot 0,291 = \sim 207,4 \text{ kg,}$$

für die tiefste Lage mit

$$h_u = 0,455 \text{ und } \frac{\omega_u^2}{g} = \left(\frac{n_u}{30}\right)^2 = \left(\frac{159}{30}\right)^2 = \sim 28,09$$

zu

$$E_u = 2 \cdot 28,09 \cdot 12 \cdot 0,455 = \sim 306,75 \text{ kg.}$$

Die Energie des Regulators ist also nicht konstant, sondern nimmt nach der unteren Endlage hin zu. Rechnen wir als mittlere Energie den Wert

$$E = \frac{246 + 207,4 + 306,75}{3} = \sim 253,4 \text{ kg,}$$

so ergibt sich bei einem Unempfindlichkeitsgrad von $\varepsilon = 0,04$ der mittlere überwindbare Gesamt-Muffenwiderstand oder die Verstellkraft des Regulators zu

$$W = E \cdot \varepsilon = 253,4 \cdot 0,04 = \sim 10 \text{ kg,}$$

wie in der Tabelle auf Seite 268 angegeben.

Der Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades bestimmt sich z. B. für die Mittellage des Regulators annähernd in der folgenden Weise.

Da bei dieser Lage der Winkel $\beta = \sim 18^\circ$ ist, so beträgt nach Gleichung 240 der Zapfendruck

$$R_2 = \sqrt{\left(\frac{507,4}{2 \cdot \cos 18^\circ} \frac{0,134}{0,24} + 12 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ\right)^2 + 12^2} = \sim 153,4 \text{ kg,}$$

nach Gleichung 241 der Zapfendruck

$$R_1 = \frac{507,4}{2 \cdot \cos 18^\circ} \frac{0,134}{0,24} + 12 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ - 12 \frac{\omega_m^2}{g} r_m,$$

oder mit $\frac{\omega_m^2}{g} = \sim 28,45$ und $r_m = 0,276$,

$$R_1 = \sim 58,7 \text{ kg,}$$

nach Gleichung 242 der Zapfendruck

$$R_5 = \frac{Q_m}{2} = \frac{507,4}{2} = 253,7 \text{ kg,}$$

nach Gleichung 243 der Zapfendruck

$$R_3 = \sqrt{\left(\frac{507,4}{2 \cdot \cos 18^\circ} \frac{0,134}{0,24} + 12 \cdot \operatorname{tg} 18^\circ\right)^2 + \left(12 + \frac{507,4}{2}\right)^2} = \sim 306,5 \text{ kg.}$$

Mit diesen Werten, sowie mit $d = 0,01^1$, $y = 0,21$, $x = 0,276$ und $v = 0,003$ erhält man jetzt aus Gleichung 244

$$W_r = 0,08 \left\{ 0,01 \left(\frac{58,7 + 153,4}{0,21} + \frac{153,4 + 306,5}{0,276} \right) + 2 \frac{0,003}{0,276} 253,7 \right\} = \sim 3,2 \text{ kg}$$

und hiermit

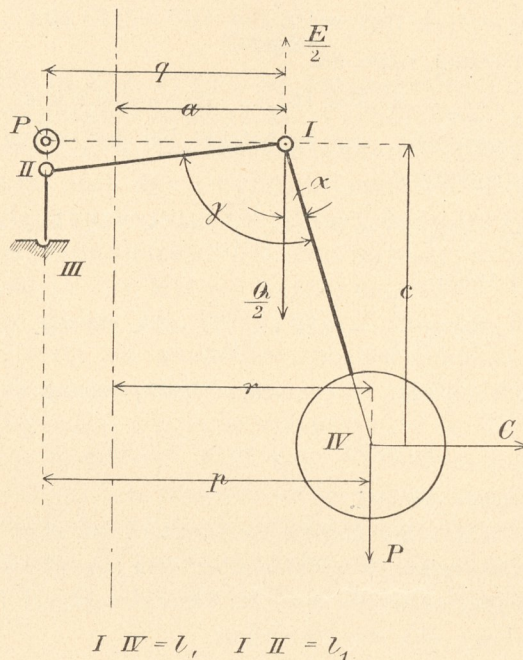
$$\varepsilon_r = \frac{3,2}{246} = 0,013 \text{ oder } 1,3\%.$$

1) Dieser Durchmesser wurde als Mittelwert aller Zapfen angenommen, da in III eine Schneide, in V eine kleine Rolle angeordnet ist.

2. Der Regulator von Trenck.

Die Maschinenfabrik und Eisengiesserei von R. Trenck in Erfurt führt Regulatoren mit kombinierter Feder- und Gewichtsbelastung aus, wie sie in Fig. 10, Taf. 50 dargestellt sind. Der Übertragungsmechanismus der Pendelbewegung auf die Muffe ist ähnlich wie beim Grusonschen Regulator gestaltet und erfolgt vermittelt eines Winkelhebels. Der Drehpunkt I desselben (siehe Fig. 155 des Textes) befindet sich in der Belastungshülse, die zugleich die Feder des Regulators enthält, und wird beim Ausschlagen der Kugel auf einer Vertikalen geführt. Als Stützpunkt des Pendels dient eine Stelze III—II, die sich im Punkte III auf eine Scheibe stützt, welche fest auf der Spindel sitzt und der Feder als Gegenhalt dient. Der Punkt II bewegt sich annähernd

Fig. 155.



auf einer Horizontalen, welche Bewegung der Einfachheit der Rechnung wegen im Folgenden als genau vorhanden angenommen werden soll. Da die Feder beim Heben der Muffe zusammengedrückt wird, so wirken die Hülsenbelastung und Federspannung zusammen nach unten.

Um die Gleichgewichtsbedingung des frei schwingenden Pendels zu bestimmen, suchen wir den augenblicklichen Pol P und die am Pendel wirkenden Kräfte auf. Der erstere liegt, wenn I vertikal, II horizontal geführt wird, in dem Schnittpunkt der Senkrechten, welche zu diesen Bewegungen durch die erwähnten Punkte gelegt werden. Die am Pendel wirkenden Kräfte, welche ein Moment in Bezug auf den Pol äussern, sind ferner:

1. im Kugelmittelpunkt IV die horizontale Centrifugalkraft C und das vertikale Eigengewicht P einer Kugel,
2. im Punkte I die halbe Hülsen- und Federbelastung.

Gleichgewicht herrscht also am Pendel, wenn nach Fig. 155 des Textes

$$- C \cdot c + \frac{Q}{2} q + P \cdot p = 0,$$

oder mit

$$C = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r \text{ und } p = q + l \cdot \sin \alpha,$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{r \cdot c} \left\{ \left(\frac{Q}{2P} + 1\right) q + l \cdot \sin \alpha \right\} \quad 247$$

ist. Bezeichnet

γ den Winkel, welchen die beiden Pendelarme miteinander einschliessen,

α den Ausschlagwinkel,

so ist nach Fig. 155

$$r = a + l \cdot \sin \alpha, \quad c = l \cdot \cos \alpha,$$

$$q = l_1 \cdot \cos [90 - (\gamma - \alpha)] = l_1 \cdot \sin (\gamma - \alpha).$$

Um die Energie des Regulators zu berechnen, denken wir uns denselben im ruhenden Zustande mit einer Kraft $\frac{E}{2}$ hochgehalten. Im Punkte I wirkt dann nur noch eine Kraft $\frac{E - Q}{2}$ nach oben, so dass in Bezug auf den Pol Gleichgewicht herrscht, wenn

$$\frac{E - Q}{2} q = P \cdot p,$$

oder

$$E = Q + 2P \frac{p}{q}$$

ist. Mit dem Wert

$$p = q + l \cdot \sin \alpha$$

folgt auch

$$E = Q + 2P \left(1 + \frac{l}{q} \sin \alpha\right) \quad \dots \quad 248$$

und ferner der Unempfindlichkeitsgrad

$$\varepsilon = \frac{W}{E} = \frac{W}{Q + 2P \left(1 + \frac{l}{q} \sin \alpha\right)} \quad \dots \quad 249$$

Der letztere Wert hätte sich auch ergeben, wenn man nach Gleichung 247, indem man Q durch $Q + W$ bzw. $Q - W$ ersetzt, bildet

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{r \cdot c} \left\{ \left(\frac{Q + W}{2P} + 1\right) q + l \cdot \sin \alpha \right\}$$

$$\frac{\omega'^2}{g} = \frac{1}{r \cdot c} \left\{ \left(\frac{Q - W}{2P} + 1\right) q + l \cdot \sin \alpha \right\}$$

und nun setzt

$$\varepsilon = \frac{\omega^2 - \omega'^2}{2 \omega^2} = \frac{\frac{W}{P} q}{2 \left\{ \left(\frac{Q}{2P} + 1\right) q + l \cdot \sin \alpha \right\}} = \frac{W}{Q + 2P \left(1 + \frac{l}{q} \sin \alpha\right)}$$

Der Trencksche Regulator ist ein pseudoastatischer. Die Annäherung an die Astasie wird hier dadurch erzielt, dass ein Teil der Gesamtbelastung der Muffe mit wachsendem Ausschlag zunimmt, indem dieser Teil, wie schon angeführt, durch eine Federkraft erzeugt wird, die mit steigender Muffe sich stetig vergrössert. Würde die Belastung der Muffe, wie sie der untersten Lage des Regulators entspricht, konstant bleiben, so würde der Regulator für die verwendeten Pendelausschläge im labilen Gleichgewichte sein; erst die zunehmende Federkraft macht den Regulator stabil, wobei die Annäherung an

die Astasie von der Zunahme dieser Federkraft und den Hebelverhältnissen des Regulators abhängig ist.

Führt man in die Gleichung 247 die unter derselben angegebenen Werte von r , c und q ein, so lautet dieselbe

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{a + l \cdot \sin \alpha} \left\{ \left(\frac{Q}{2P} + 1\right) \frac{l_1 \cdot \sin (\gamma - \alpha)}{l \cdot \cos \alpha} + \operatorname{tg} \alpha \right\}$$

oder

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{a + l \cdot \sin \alpha} \left\{ \left(\frac{Q}{2P} + 1\right) \frac{l_1}{l} \sin \gamma + \operatorname{tg} \alpha \left[1 - \left(\frac{Q}{2P} + 1\right) \frac{l_1}{l} \cos \gamma \right] \right\}$$

Differentiiert man diese Gleichung nach α , wobei zu berücksichtigen ist, dass l_1 , l und γ konstant sind, so erhält man bei einer der untersten Muffenlage entsprechenden, unveränderlichen Belastung $\frac{Q_u}{2P}$ als Bedingung für den astatischen Punkt der n -Kurve

$$-\frac{l \cdot \cos \alpha}{(a + l \cdot \sin \alpha)^2} \left\{ \left(\frac{Q_u}{2P} + 1\right) \frac{l_1}{l} \sin \gamma + \operatorname{tg} \alpha \left[1 - \left(\frac{Q_u}{2P} + 1\right) \frac{l_1}{l} \cos \gamma \right] \right\} + \frac{1}{a + l \cdot \sin \alpha} \frac{1}{\cos^2 \alpha} \left[1 - \left(\frac{Q_u}{2P} + 1\right) \frac{l_1}{l} \cos \gamma \right] = 0,$$

woraus nach gehöriger Umformung

$$1 - \left(\frac{Q_u}{2P} + 1\right) \left(\frac{l_1}{l} \cos \gamma + \frac{l_1 \cdot \sin \gamma \cdot \cos^3 \alpha}{a + l \cdot \sin^3 \alpha} \right) = 0$$

folgt. Solange nun die linke Seite der Gleichung grösser als Null, oder

$$\frac{1}{l_1 \left(\frac{Q_u}{2P} + 1\right) \sin \gamma} - \frac{1}{l} \operatorname{cotg} \gamma > \frac{\cos^3 \alpha}{a + l \cdot \sin^3 \alpha}$$

ist, würde der Regulator stabil sein. Das ist aber für die in Frage kommenden Ausschlagwinkel nicht der Fall; der Regulator würde vielmehr labil sein, wenn man die der untersten Lage entsprechende Belastung unverändert für den ganzen Hub beibehielte. Die n -Kurve verlief dann so, wie Fig. 2b, Taf. 50 zeigt. Erst durch die mit steigender Muffe allmählich wachsende Federbelastung wird die n -Kurve über die zur Abscissenachse parallele, vollkommen astatische Linie gehoben. Wie stark das letztere eintritt bzw. wie gross dabei die Annäherung an die Astasie ist, hängt von der Federspannung und den Verhältnissen des Winkelpendels ab.

Durch Spannen der Feder oder Hinzufügen einer konstanten Gewichtsbelastung wird, wie später an einem Beispiele gezeigt ist, der Ungleichförmigkeitsgrad und der ganze Charakter des Regulators geändert. Dagegen ist eine Änderung der Umdrehungszahl durch Vergrösserung oder Verminderung der Kugelgewichte ohne Beeinflussung des Ungleichförmigkeitsgrades möglich.

Würde im Punkte II der Fig. 155 des Textes eine Rolle angebracht sein, so würde sich der auf die Eigenreibung entfallende Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades genau wie beim Kosinusregulator bestimmen. Infolge der zwischen II und III befindlichen Stelze wird die Berechnung von ε_r aber umständlich, und soll hier auf dieselbe nicht näher eingegangen werden. Für gewöhnlich dürfte ε_r 1 bis 1,2 % betragen.

Beispiel.

Der in Fig. 10, Taf. 50 dargestellte Regulator von Trenck hat die folgenden Verhältnisse:

Gewicht einer Kugel $P = 2 \text{ kg}$,

Gewicht der Hülse (ohne Federbelastung)

$Q' = 12 \text{ kg}$,

Vertikaler Hebelarm des Winkelpendels
 $l = 183 \text{ mm}$,
 Horizontaler Hebelarm desselben $l_1 = 112,5 \text{ mm}$,
 Mittlere Umdrehungszahl 260,
 Hub der Muffe $s = 50 \text{ mm}$,
 Ausschlagwinkel der Pendelarme zwischen den
 Grenzlagen 26° .

Da ferner der horizontale Arm des Winkelpendels genau horizontal steht, wenn sich die Muffe in ihrer Mittellage befindet und der vertikale Arm den halben Ausschlag einnimmt, so ist der Winkel, welchen die beiden Pendel miteinander bilden, $\gamma = 90 + \frac{26}{2} = 103^\circ$. Wie gross ist die Spannung der Feder zu nehmen, wenn der theoretische Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators ungefähr 2,5 bis 3,5 % betragen soll?

Für $\delta_r = 0,027$ würde sich bei einer mittleren Umdrehungszahl

$$n_m = \frac{n_0 + n_u}{2} = 260$$

die kleinste Umdrehungszahl gemäss Gleichung 197 zu

$$n_u = n_m \left(1 - \frac{0,027}{2} \right) = 260 \cdot 0,9865 = \sim 256,5,$$

die grösste Umdrehungszahl zu

$$n_0 = n_m \left(1 + \frac{0,027}{2} \right) = 260 \cdot 1,0135 = \sim 263,5$$

ergeben. Teilt man sich dann den Muffenhub von 50 mm bzw. den gesamten Ausschlagwinkel von 26° in 8 gleiche Teile und berechnet die Werte

$$l \cdot \sin \alpha, \quad c = l \cdot \cos \alpha,$$

$$r = a + l \cdot \sin \alpha, \quad q = l_1 \cdot \sin (\gamma - \alpha)$$

für die einzelnen Ausschlagwinkel der nachstehenden Tabelle, so erhält man

	$l \cdot \sin \alpha$	c	r	q
für $\alpha = 0^\circ$	0	0,183	0,08	0,1096
für $\alpha = 3^\circ 15'$	0,0104	0,1827	0,0904	0,1109
für $\alpha = 6^\circ 30'$	0,0207	0,1818	0,1007	0,1118
für $\alpha = 9^\circ 45'$	0,031	0,1804	0,111	0,1123
für $\alpha = 13^\circ$	0,0412	0,1783	0,1212	0,1125
für $\alpha = 19^\circ 30'$	0,0611	0,1725	0,1411	0,1118
für $\alpha = 26^\circ$	0,0802	0,1645	0,1602	0,1096

Gleichung 247 liefert nun für $\alpha = 0^\circ$ und $n_u = 256,5$ ein Verhältnis

$$\frac{Q_u}{2P} = \frac{1}{0,1096} \left\{ \left(\frac{256,5}{30} \right)^2 0,08 \cdot 0,183 \right\} - 1 = \sim 8,77,$$

während sich aus ihr für $\alpha = 26^\circ$ und $n_0 = 263,5$ ein solches

$$\frac{Q_0}{2P} = \frac{1}{0,1096} \left\{ \left(\frac{263,5}{30} \right)^2 0,1602 \cdot 0,1645 - 0,0802 \right\} - 1 = \sim 16,81$$

ergibt. Aus der Differenz beider Werte, nämlich

$$16,81 - 8,77 = 8,04,$$

erhält man, wenn berücksichtigt wird, dass die Feder-
 spannung während des Hülsenhubes stetig zunehmen soll,
 für $\alpha = 3^\circ 15'$ ein Verhältnis

$$\frac{Q}{2P} = 8,77 + \frac{8,04}{8} = 9,775,$$

für $\alpha = 6^\circ 30'$ ein solches

$$\frac{Q}{2P} = 8,77 + 2 \frac{8,04}{8} = 10,78$$

u. s. w. Mit diesen Verhältnissen und den Werten der obigen Tabelle lassen sich nun für die Winkel α der letzteren aus Gleichung 247 die zugehörigen Umdrehungszahlen, welche in der nachstehenden Tabelle zusammengestellt sind, berechnen. Es ist

$$\text{für } \alpha = 0 \quad \frac{Q_u}{2P} = 8,77 \quad n_u = 256,5$$

$$\text{für } \alpha = 3^\circ 15' \quad \frac{Q}{2P} = 9,775 \quad n = 256,2$$

$$\text{für } \alpha = 6^\circ 30' \quad \frac{Q}{2P} = 10,78 \quad n = 256,3$$

$$\text{für } \alpha = 9^\circ 45' \quad \frac{Q}{2P} = 11,785 \quad n = 256,7$$

$$\text{für } \alpha = 13^\circ \quad \frac{Q}{2P} = 12,79 \quad n = 257,5$$

$$\text{für } \alpha = 19^\circ 30' \quad \frac{Q}{2P} = 14,8 \quad n = 260$$

$$\text{für } \alpha = 26^\circ \quad \frac{Q_0}{2P} = 16,81 \quad n_0 = 263,5.$$

Aus den Werten von n ersieht man, dass der Regulator für das unterste Achtel seines Hubes labil ist. Dieser Teil des Hubes muss also ausgeschaltet werden, oder man hat, wenn der Hub von 50 mm, sowie die anfängliche Belastung $\frac{Q_u}{2P}$ und Umdrehungszahl n_u beibehalten werden soll, die Federspannung stärker wachsen zu lassen. Dadurch wird aber der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators vergrössert. Macht man z. B.

die anfängliche Belastung $\frac{Q_u}{2P}$ und Umdrehungszahl n_u beibehalten

werden soll, die Federspannung stärker wachsen zu lassen. Dadurch wird aber der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators vergrössert. Macht man z. B.

$$\text{für } \alpha = 0 \quad \frac{Q_u}{2P} = 8,77, \text{ so wird } n_u = 256,5$$

$$\text{für } \alpha = 3^\circ 15' \quad \frac{Q}{2P} = 9,8, \text{ so wird } n = 256,6$$

$$\text{für } \alpha = 6^\circ 30' \quad \frac{Q}{2P} = 10,83, \text{ so wird } n = 257$$

$$\text{für } \alpha = 9^\circ 45' \quad \frac{Q}{2P} = 11,86, \text{ so wird } n = 257,5$$

$$\text{für } \alpha = 13^\circ \quad \frac{Q}{2P} = 12,89, \text{ so wird } n = 258,5$$

$$\text{für } \alpha = 19^\circ 30' \quad \frac{Q}{2P} = 14,95, \text{ so wird } n = 261,1$$

$$\text{für } \alpha = 26^\circ \quad \frac{Q_0}{2P} = 17,01, \text{ so wird } n_0 = 266,$$

und infolge dieser etwas stärkeren Steigerung der Feder-
 anspannung ergibt sich schon ein Ungleichförmigkeits-
 grad

$$\delta_r = \frac{266 - 256,5}{\frac{1}{2}(266 + 256,5)} = \sim 0,036 \text{ oder } 3,6 \%.$$

Würde man die der untersten Regulatorlage entsprechende

Hülsenbelastung $\frac{Q_u}{2P} = 8,77$ für den ganzen Hub konstant er-
 halten, so würde der Regulator, wie schon auf Seite 271 an-
 geführt, vollständig labil werden. Denn der Bedingung

$$\frac{1}{l_1 \left(\frac{Q_u}{2P} + 1 \right) \sin \gamma} - \frac{1}{1} \cotg \gamma > \frac{\cos^3 \alpha}{a + 1 \cdot \sin^3 \alpha}$$

oder

$$\frac{1}{0,1125 (8,77 + 1) \sin 103} - \frac{1}{0,183} \cotg 103 > \frac{\cos^3 \alpha}{0,08 + 0,183 \cdot \sin^3 \alpha}$$

oder

$$2,1973 > \frac{\cos^3 \alpha}{0,08 + 0,183 \cdot \sin^3 \alpha}$$

wird nur durch Winkel α genügt, die grösser als $46^\circ 20'$ sind, während hier der grösste Ausschlagwinkel nur 26° ist.

Würde man ferner der Hülse noch eine konstante Gewichtbelastung zufügen oder der Feder eine stärkere Anfangsspannung erteilen, so würde der Regulator ebenfalls für einen grösseren oder kleineren Teil seines Hubes labil werden.

Macht man z. B. die Werte $\frac{Q}{2P}$ der letzten Tabelle sämtlich um 4 grösser, so wird

für $\alpha = 0^\circ$ $\frac{Q_u}{2P} = 12,77$ $n_u = 304,6$

für $\alpha = 3^\circ 15'$ $\frac{Q}{2P} = 13,8$ $n = 300$

für $\alpha = 6^\circ 30'$ $\frac{Q}{2P} = 14,83$ $n = 296,6$

für $\alpha = 9^\circ 45'$ $\frac{Q}{2P} = 15,86$ $n = 294,1$

für $\alpha = 13^\circ$ $\frac{Q}{2P} = 16,89$ $n = 292,5$

für $\alpha = 19^\circ 30'$ $\frac{Q}{2P} = 18,95$ $n = 291,1$

für $\alpha = 26^\circ$ $\frac{Q_0}{2P} = 21,01$ $n_0 = 293,1$

und somit der Regulator auf $\frac{3}{4}$ des Hubes labil.

Dagegen kann man die Kugeln, um eine grössere oder kleinere Umdrehungszahl zu erzielen, leichter bzw. schwerer machen, ohne dass der Ungleichförmigkeitsgrad eine Änderung erfährt. Die Werte von n sind nämlich nur von dem Verhältnis $\frac{Q}{2P}$ bei den einzelnen Ausschlagwinkeln, nicht aber von P abhängig.

Mit Hilfe der für $\delta_r = 0,036$ berechneten Werte ist nun bei der tiefsten Regulatorlage die Gesamtbelastung der Hülse

$$Q_u = 8,77 \cdot 2P = 8,77 \cdot 4 = \mathbf{35,08 \text{ kg}},$$

oder bei

$$Q' = 12 \text{ kg}$$

Gewichtbelastung die erforderliche Federspannung

$$Q_u'' = 35,08 - 12 = \mathbf{23,08 \text{ kg}},$$

dagegen bei der höchsten Regulatorlage die Gesamtbelastung

$$Q_0 = 17,01 \cdot 2P = 17,01 \cdot 4 = \mathbf{68,04 \text{ kg}}$$

und die erforderliche, grösste Federspannung

$$Q_0'' = 68,04 - 12 = \mathbf{56,04 \text{ kg}}.$$

Die Spiralfeder des Regulators hat $\delta = 6,5$ mm Drahtdicke, $r = 30$ mm mittleren Radius und bei $m = 11,5$ Windungen $l = 2\pi \cdot 30 \cdot 11,5 = \sim 2170$ mm Länge. Sie erfährt also nach Gleichung 245 eine grösste Drehspannung von

$$k_d = \frac{56,04}{0,196} \cdot \frac{30}{6,5} = \sim 31,23 \text{ kg}$$

und nach Gleichung 246 eine grösste Zusammendrückung von

$$f_0 = \frac{2 \cdot 2170 \cdot 30}{6,5} \cdot \frac{31,23}{8000} = \sim 78,2 \text{ mm}.$$

Die kleinste Zusammendrückung ist, entsprechend dem Hube von 50 mm, nur

$$f_u = 78,2 - 50 = 28,2 \text{ mm}.$$

Die Energie des Regulators bestimmt sich nach Gleichung 248

für $\alpha = 0^\circ$ mit $Q = Q_u = 35,08$ kg zu

$$E_u = 35,08 + 2 \cdot 2 = 39,08 \text{ kg},$$

für $\alpha = 6^\circ 30'$ mit $Q = 10,83 \cdot 4 = 43,32$ zu

$$E = 43,32 + 2 \cdot 2 \left(1 + \frac{0,0207}{0,1109} \right) = 48,06 \text{ kg},$$

für $\alpha = 13^\circ$ mit $Q = 12,89 \cdot 4 = 51,56$ zu

$$E = 51,56 + 2 \cdot 2 \left(1 + \frac{0,0412}{0,1125} \right) = 56,92 \text{ kg},$$

für $\alpha = 19^\circ 30'$ mit $Q = 14,95 \cdot 4 = 59,8$ kg zu

$$E = 59,8 + 2 \cdot 2 \left(1 + \frac{0,0611}{0,1118} \right) = 65,98 \text{ kg},$$

für $\alpha = 26^\circ$ mit $Q = Q_0 = 68,04$ kg zu

$$E_0 = 68,04 + 2 \cdot 2 \left(1 + \frac{0,0802}{0,1096} \right) = 74,94 \text{ kg}.$$

Die Verstellkraft des Regulators wächst somit bei einem Unempfindlichkeitsgrad $\varepsilon = 0,04$ von

$$W = 39,08 \cdot 0,04 = 1,563 \text{ kg}$$

bei der tiefsten Lage bis zu

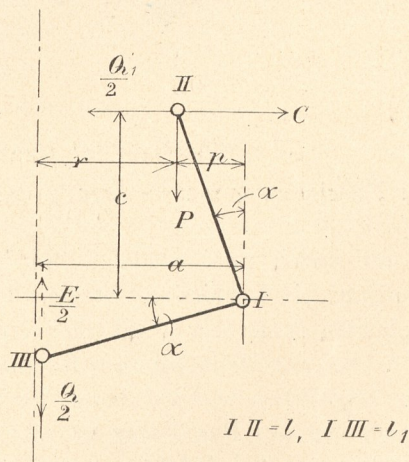
$$W = 74,94 \cdot 0,04 = 2,997 \text{ kg}$$

bei der höchsten Lage.

3. Der Regulator von Hartung.

Die Federn dieses Regulators (D. R.-P. No. 75790), der von dem Erfinder Herm. Hartung, Maschinenfabrik in Düsseldorf, ausgeführt wird, sind horizontal

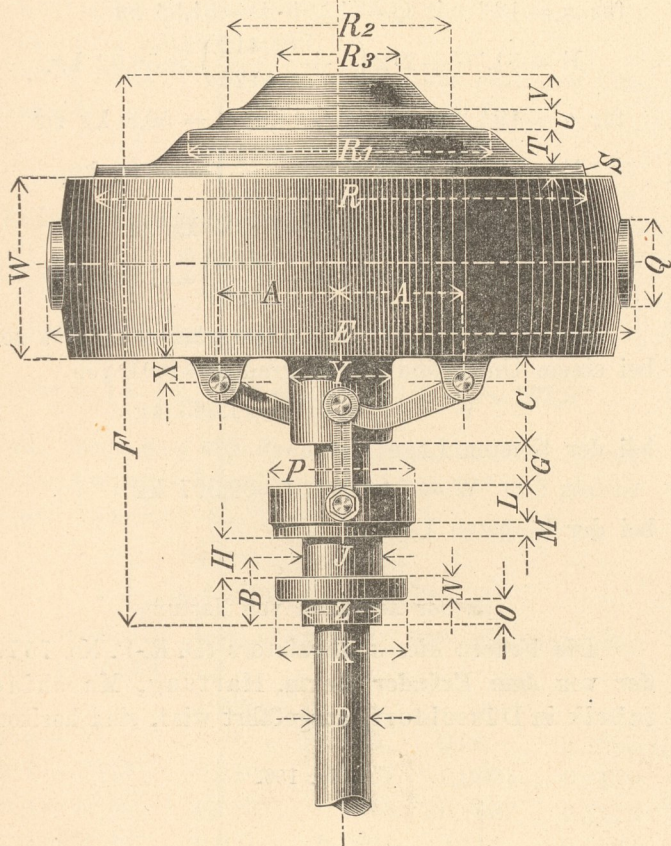
Fig. 156.



angeordnet und wirken der Centrifugalkraft der Schwungmassen direkt entgegen. Dadurch entfallen die Drucke, welche bei den früheren Regulatoren in den Zapfen des Übertragungsmechanismus durch die Centrifugalkraft oder Federspannung hervorgerufen wurden, und die Eigenreibung des Regulators wird verringert.

Fig. 11, Taf. 50 lässt die Einrichtung des Regulators erkennen. Die beiden cylindrischen Schwunggewichte s, s_1 sind in ihrem Schwerpunkte drehbar auf den Bolzen a, a_1 befestigt. In jedem der beiden Gewichte befindet sich eine Spiralfeder f, f_1 , deren Spannung durch den Bolzen c mit dem Kopfstück m und der Mutter m_1 bewirkt wird. Beim Ausschlagen der Gewichte nehmen also die Federn die Centrifugalkraft ohne Zwischenschaltung eines Gelenkes direkt auf und rufen somit keinen Druck und keine Reibung in den Bolzen a und a_1 hervor; ein Zapfendruck wird hier nur durch die Gewichte selbst

Fig. 157.



erzeugt. Zur Übertragung der Bewegung der Schwungmassen auf die Muffe dienen zwei Winkelhebel mit festem Drehpunkte, die durch zwei Schienen an ihrem einen Arme mit der Muffe in Verbindung stehen. Der Winkel, welchen die beiden Arme der Winkelhebel miteinander bilden, ist 90° . Bei der Mittellage des Regulators stehen die Arme des Regulators vertikal bzw. horizontal.

Zur Berechnung des Regulators ist in Fig. 156 auf Seite 274 ein Winkelhebel IIIIII angedeutet. Ist P das Gewicht der Schwungmasse einer Seite, $\frac{Q_1}{2}$ die Druckspannung der zugehörigen Feder, $\frac{Q}{2}$ die halbe Muffenbelastung, die, stets vertikal nach unten in III angreifend, gedacht ist,

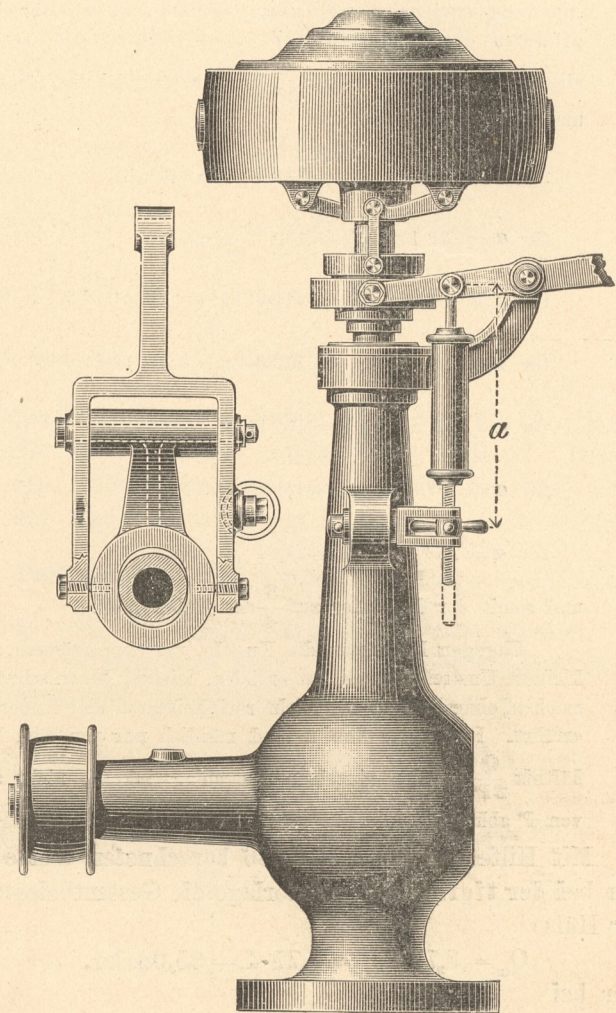
so wird der frei schwingende Regulator im Gleichgewicht sein, wenn die Summe der statischen Momente aller Kräfte am Pendel in Bezug auf den Drehpunkt I gleich Null, oder

$$C \cdot c = \frac{Q_1}{2} c \pm P \cdot p + \frac{Q}{2} q$$

ist. In der Gleichung gilt das $+$ -Zeichen vor $P \cdot p$, solange der Punkt II links von der Vertikalen durch I liegt, sonst das $-$ -Zeichen. Führt man die Werte

$$C = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r, c = l \cdot \cos \alpha, p = l \cdot \sin \alpha, q = l_1 \cdot \cos \alpha$$

Fig. 158.



in die obige Gleichung ein, so ergibt sich die Beziehung

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{1}{r} \left(\frac{Q_1}{2P} \pm \operatorname{tg} \alpha + \frac{Q}{2P} \frac{l_1}{l} \right) \quad . \quad 250$$

Die Energie des Regulators erhält man wieder, wenn man sich im Punkte III eine nach oben gerichtete Kraft $\frac{E}{2}$ angebracht denkt und nun das Gleichgewicht der Kräfte $\frac{Q-E}{2}$, $\frac{Q_1}{2}$ und P in Bezug auf I feststellt. Es folgt dann

$$\frac{Q-E}{2} q + \frac{Q_1}{2} \cdot c \pm P \cdot p = 0,$$

oder

$$E = Q + Q_1 \frac{c}{q} \pm 2P \frac{p}{q}$$

oder mit den obigen Werten von c, q und p

$$E = Q + Q_1 \frac{1}{l_1} \pm 2P \frac{1}{l_1} \operatorname{tg} \alpha,$$

$$E = 0 + \frac{1}{l_1} (Q_1 \pm 2P \cdot \operatorname{tg} \alpha) \quad \dots \quad 251$$

Für den Unempfindlichkeitsgrad des Regulators er- giebt sich hiermit der Wert

$$\varepsilon = \frac{W}{Q + \frac{1}{l_1} (Q_1 \pm 2P \cdot \operatorname{tg} \alpha)} \quad \dots \quad 252$$

der sich auch wieder nach dem Ausdruck $\frac{\omega'^2 - \omega''^2}{2\omega}$ be- rechnen lässt, indem ω'^2 bzw. ω''^2 aus Gleichung 250 folgt, sobald man in dieser Q durch $Q + W$ bzw. $Q - W$ ersetzt.

Würde man die der untersten Regulatorlage ent- sprechende Federspannung während des ganzen Hubes konstant erhalten, so würde der Hartung-Regulator labil sein. Erst durch entsprechendes Anwachsen der Feder- spannung wird die labile n-Kurve über die der Astasie entsprechende Parallele zur Abscissenachse gehoben und je nach der Grösse dieses Anwachsens und der sonstigen Verhältnisse eine grössere oder geringere Annäherung an die Astasie erzielt.

Differenziert man die Gleichung 250 nach $d\alpha$ und setzt den Differentialquotienten gleich Null, so erhält man, unter der Voraussetzung, dass Q_1 konstant bleibt, die Beziehung

$$\frac{\pm 1 \cdot \cos \alpha}{(a - 1 \cdot \sin \alpha)^2} \left(\frac{Q_1}{2P} \pm \operatorname{tg} \alpha + \frac{Q}{2P} \frac{l_1}{1} \right) \pm \frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{1}{a \mp 1 \cdot \sin \alpha} = 0,$$

oder nach gehöriger Umformung

$$\pm \frac{\cos^3 \alpha}{2P} \left(Q_1 + Q \frac{l_1}{1} \right) \mp \sin^3 \alpha \pm \frac{a}{1} = 0.$$

Solange nun die linke Seite dieser Gleichung (die oberen oder unteren Zeichen berücksichtigt) grösser als Null ist, ist der Regulator stabil, sonst labil. Das letztere ist für die in Betracht kommenden Werte von α beim Hartung-Regulator der Fall.

Die Berechnung des Teiles ε_r des Unempfindlichkeits- grades gestaltet sich auch hier recht umständlich. Für gewöhnlich dürfte $\varepsilon_r = 0,0025$ bis $0,0035$, also $0,25$ bis $0,35\%$ betragen.

Das Stellzeug muss bei dem vorliegenden Regulator genau ausbalanciert sein. Eine stärkere Belastung oder Entlastung der Muffe ist unzulässig, da hierdurch der Charakter des Regulators vollständig geändert wird. Das Gleiche gilt bezüglich der oberen Federn, die weder stärker angespannt, noch in ihrer Spannung verringert werden dürfen. Um eine Änderung der Umdrehungszahl (bis zu 15%) zu ermöglichen, liefert die Firma besondere Federwagen, deren Anwendung aus Fig. 158 auf Seite 274 ersichtlich ist.

Die Hauptdimensionen, in welchen der Regulator von der Maschinenfabrik Herm. Hartung in Düssel- dorf ausgeführt wird, sind mit Bezug auf Fig. 157 des Textes in der nachstehenden Tabelle enthalten.

Tabelle der Hartung-Regulatoren.

Laufende Nummer	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102
Umdrehungs- zahl in der Minute . . .	340	310	240	240	210	200	190	180	165	160	140	130
Stellkraft oder überwindbarer Muffenwider- stand für $\varepsilon = 0,04$. .	2,3	3,2	4,2	5,7	6,9	8,9	10,4	11,6	15,1	22,7	29,2	37,7 kg
Hülsehuh s . . .	20	25	30	30	40	50	60	70	80	90	100	110 mm
Dimensionen												
A	57	62	75	80	90	100	110	117	140	160	200	240 "
B	40	44	48	51	54	56	57	58	61	62	70	75 "
C	42	42	50	58	68	66	76	69	72	80	80	80 "
D	26	28	30	35	40	45	45	50	55	60	65	70 "
E	265	310	350	380	420	460	500	550	660	780	860	960 "
F	277	300	360	388	421	440	486	511	564	617	690	731 "
G	20	25	30	30	40	50	60	70	80	90	100	110 "
H	20	22	26	32	32	32	34	34	36	38	44	48 "
I	46	48	50	55	60	65	75	80	85	90	95	110 "
K	76	78	85	95	108	110	116	120	136	150	162	192 "
L	23	23	23	26	26	28	28	28	32	32	36	36 "
M	7	9	10	11	11	10	12	13	13	15	16	18 "
N	15	17	18	18	18	20	20	21	21	21	24	26 "
O	15	16	17	17	20	20	20	20	22	22	24	25 "
P	80	90	100	100	118	115	124	130	145	160	172	208 "
Q	45	52	60	65	66	77	79	83	92	104	120	140 "
R	242	242	324	324	390	390	474	474	570	660	800	800 "
R ₁	122	122	148	148	170	170	225	225	285	360	500	500 "
R ₂	92	92	115	115	126	126	160	160	225	275	340	340 "
R ₃	58	58	64	64	60	60	74	74	130	150	176	176 "
S	8	8	8	8	8	8	10	10	8	8	10	10 "
T	15	15	25	25	25	25	30	30	40	45	45	45 "
U	8	8	8	8	8	8	10	10	15	20	25	25 "
V	15	15	25	25	25	25	30	30	35	40	40	40 "
W	89	100	120	130	140	148	156	176	190	206	246	268 "
X	13	12	15	14	19	26	23	15	28	39	57	84 "
Y	50	52	60	65	76	85	80	95	100	110	120	130 "
Z	44	46	48	54	60	65	68	74	80	88	98	106 "

Beispiel.

Der in Fig. 11, Taf. 50 dargestellte Hartung- Regulator hat die Verhältnisse der Ausführung No. 97 der vorstehenden Tabelle. Es beträgt das Gewicht der Schwungmasse auf einer Seite $P = 32$ kg,

das Gewicht der Hülsenbelastung $Q = 6$ kg, die Länge der beiden Arme des Winkelhebels $l = 0,106$ m und $l_1 = 0,115$ m,

der Abstand des Winkelhebel-Drehpunktes von der Achse $a = 0,11$ m,

der gesamte Ausschlagwinkel, der sich gleich- mässig zu beiden Seiten der Vertikalen bzw. Horizontalen durch den Drehpunkt des Winkelhebels verteilt, $2\alpha = 30^\circ$,

die mittlere Umdrehungszahl 190 in der Minute.

Wie gestaltet sich die Berechnung des Regu- lators, wenn derselbe einen theoretischen Un- gleichförmigkeitsgrad $\delta_r = 0,032$ besitzen soll?

Die Umdrehungszahl des Regulators muss für den angegebenen Ungleichförmigkeitsgrad bei der höchsten Lage

$$n_o = \left(1 + \frac{0,032}{2} \right) 190 = \sim 193,$$

bei der tiefsten Lage

$$n_u = \left(1 - \frac{0,032}{2} \right) 190 = \sim 187$$

betragen. Zur weiteren Berechnung ermitteln wir am besten zunächst den Abstand

$$r = a \pm l \cdot \sin \alpha$$

des Schwerpunktes der Schwungmassen von der Drehachse für eine Anzahl Werte des Winkels α , wobei in der vorstehenden Gleichung das $-$ Zeichen für Lagen links, das $+$ Zeichen für solche rechts von der Vertikalen durch den Drehpunkt des Winkelhebels gilt. Es ergibt sich

für $\alpha =$	0°	$3^\circ 45'$	$7^\circ 30'$	$11^\circ 15'$	15°	Lagen
$r =$	0,110	0,103	0,0962	0,0893	0,0826	m links
$r =$	0,110	0,117	0,1238	0,1307	0,1374	m rechts

Löst man jetzt die Gleichung 250 nach $\frac{Q_1}{2}$ auf, so erhält man

$$\frac{Q_1}{2} = \left\{ \left(\frac{n}{30} \right)^2 r \mp \operatorname{tg} \alpha \right\} P - \frac{Q}{2} \frac{l_1}{l},$$

also bei der höchsten Lage des Regulators mit $n = n_0 = 193$ und $r = 0,1374$ m

$$\frac{Q_1}{2} = \left\{ \left(\frac{193}{30} \right)^2 0,1374 + \operatorname{tg} 15^\circ \right\} 32 - \frac{6 \cdot 0,115}{2 \cdot 0,106} = \mathbf{187,31 \text{ kg}},$$

dagegen bei der tiefsten Lage mit $n = n_u = 187$ und $r = 0,0826$ m

$$\frac{Q_1}{2} = \left\{ \left(\frac{187}{30} \right)^2 0,0826 - \operatorname{tg} 15^\circ \right\} 32 - \frac{6 \cdot 0,115}{2 \cdot 0,106} = \mathbf{90,87 \text{ kg}}.$$

Die Differenz der Federspannungen bei der höchsten und tiefsten Regulatorlage muss somit

$$187,31 - 90,87 = 96,44 \text{ kg}$$

betragen und die Federspannung von der tiefsten bis zur höchsten für eine Änderung des Ausschlagwinkels von

$$\frac{30^\circ}{8} = 3^\circ 45'$$

um

$$\frac{96,44}{8} = 12,055 \text{ kg}$$

wachsen. Mit den verschiedenen Federspannungen lassen sich dann aus Gleichung 250 die zugehörigen Umdrehungszahlen des frei schwingenden Regulators ermitteln. Es ergibt sich

für $\alpha = 15^\circ$	$\frac{Q_1}{2} = 90,87 \text{ kg}$	$n_u = 187$	} linke Lagen
für $\alpha = 11^\circ 15'$	$\frac{Q_1}{2} = 102,925 \text{ kg}$	$n = 188,3$	
für $\alpha = 7^\circ 30'$	$\frac{Q_1}{2} = 114,908 \text{ kg}$	$n = 189,2$	
für $\alpha = 3^\circ 45'$	$\frac{Q_1}{2} = 127,035 \text{ kg}$	$n = 190,1$	
für $\alpha = 0^\circ$	$\frac{Q_1}{2} = 139,09 \text{ kg}$	$n = 190,8$	
für $\alpha = 3^\circ 45'$	$\frac{Q_1}{2} = 151,145 \text{ kg}$	$n = 191,34$	} rechte Lagen
für $\alpha = 7^\circ 30'$	$\frac{Q_1}{2} = 163,2 \text{ kg}$	$n = 192$	
für $\alpha = 11^\circ 15'$	$\frac{Q_1}{2} = 175,255 \text{ kg}$	$n = 192,5$	
für $\alpha = 15^\circ$	$\frac{Q_1}{2} = 187,31 \text{ kg}$	$n_0 = 193$	

Würde die der untersten Lage entsprechende Federspannung während des ganzen Hubes vorhanden sein, so wäre das Gleichgewicht ein vollständig labiles. Denn die auf Seite 275 angeführte Gleichung liefert mit den vorliegenden Werten eine Beziehung

$$\pm \frac{\cos^3 \alpha}{2 \cdot 32} \left(2 \cdot 90,87 + 6 \frac{0,115}{0,106} \right) \mp \sin^3 \alpha \pm \frac{0,110}{0,106} = 0,$$

die erst für $\alpha = 99^\circ 30'$ auf der linken Seite mehr als Null ergibt, also für die hier in Betracht kommenden Ausschläge von $\alpha = 15^\circ$ nach der einen oder anderen Seite hin vollständig labile Lagen andeutet.

Um den Einfluss zu erkennen, den eine stärkere Anspannung der Feder bewirkt, setzen wir die Werte von $\frac{Q_1}{2}$ um 10 kg grösser, als oben angegeben, in die Gleichung 250 ein und erhalten dann

für $\alpha = 15^\circ$	$n_u = 195,9$
für $\alpha = 11^\circ 15'$	$n = 196,5$
für $\alpha = 7^\circ 30'$	$n = 196,85$
für $\alpha = 3^\circ 45'$	$n = 197,2$
für $\alpha = 0^\circ$	$n = 197,4$
für $\alpha = 3^\circ 45'$	$n = 197,5$
für $\alpha = 7^\circ 30'$	$n = 197,75$
für $\alpha = 11^\circ 15'$	$n = 198$
für $\alpha = 15^\circ$	$n_0 = 198,2$

Man ersieht, dass nun der Regulator weit astatischer wird, denn es beträgt jetzt

$$\delta_r = \frac{198,2 - 195,9}{\frac{1}{2}(198,2 + 195,9)} = \sim 0,0117 \text{ oder } 1,17 \%$$

Dieselbe Wirkung würde man durch eine Vergrößerung der Hülsenbelastung erzielen.

Die Energie des Regulators berechnet sich aus Gleichung 251

für die tiefste Lage zu

$$E = 6 + \frac{0,106}{0,115} (2 \cdot 90,87 + 2 \cdot 32 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ) = \sim \mathbf{189 \text{ kg}},$$

für die mittlere Lage zu

$$E = 6 + \frac{0,106}{0,115} 2 \cdot 139,09 = \sim \mathbf{262 \text{ kg}},$$

für die höchste Lage zu

$$E = 6 + \frac{0,106}{0,115} (2 \cdot 187,31 - 2 \cdot 32 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ) = \sim \mathbf{335 \text{ kg}}.$$

Bei der mittleren Lage würde also der Regulator die in der Tabelle auf Seite 275 angegebene Stellkraft

$$W = \varepsilon \cdot E = 0,04 \cdot 262 = \mathbf{10,48 \text{ kg}}$$

entwickeln, sobald seine Umdrehungszahl um $\frac{\varepsilon}{2} = 0,02$,

also um 2%, sinkt oder fällt. Rechnet man hiervon, entsprechend $\varepsilon_r = 0,003$, den auf die Eigenreibung entfallenden Teil

$$W_r = 0,003 \cdot 262 = 0,786 \text{ kg}$$

ab, so verbleiben als nützliche Stellkraft

$$W_s = 10,48 - 0,786 = 9,694 \text{ kg}.$$

Jede der beiden Spiralfedern ist für eine grösste Spannung $\frac{Q_1}{2} = 187,31 \text{ kg}$ zu berechnen. Führt man

diesen Wert in die Gleichung 245 für Q ein, so ergibt sich bei $\delta = 10$ mm Drahtdicke und $r = 35$ mm Radius der Federn eine Beanspruchung

$$k_d = \frac{187,31 \cdot 35}{0,196 \cdot 10^3} = \sim 33,5 \text{ kg,}$$

welche die auf Seite 268 angeführte höchste zulässige Beanspruchung nur um wenig übersteigt. Setzt man ferner die Gleichung 246 einmal für die höchste Lage mit $Q = \frac{Q_1}{2} = 187,31$ kg, das andere Mal für die tiefste

Lage mit $Q = \frac{Q_1}{2} = 90,87$ kg an und subtrahiert beide Gleichungen voneinander, so erhält man mit $G = 8000$

$$f_0 - f_u = \frac{64 \cdot m \cdot 35^3}{10^4} \frac{187,31 - 90,87}{8000},$$

$f_0 - f_u$ ist nun die Differenz der Zusammendrückungen der Federn bei den Endlagen des Regulators und beträgt nach der Zeichnung rund 56 mm. Mit diesem Werte ergibt sich dann die erforderliche Windungszahl

$$m = \frac{56 \cdot 10^4 \cdot 8000}{64 \cdot 35^3 (187,31 - 90,87)} = \sim 17,$$

während in der Ausführung, wahrscheinlich infolge einer grösseren Differenz der grössten und kleinsten Feder-spannung und eines dadurch bedingten anderen Ungleichförmigkeitsgrades, weniger Windungen angegeben sind.

4. Der Regulator von Tolle.

Die Konstruktion dieses Regulators (D.R.-P. Nr. 86178), dessen Ausführungsrecht ebenfalls Theodor Wiedes Maschinenfabrik, Aktien-Gesellschaft in Chemnitz, besitzt, ist aus Fig. 12, Taf. 50 ersichtlich. Fig. 159 des Textes zeigt ferner die schematische Anordnung der direkt aufgehängten Schubkurbel. Der Centrifugalkraft der schwingenden Massen wirkt hier die Spannung zweier Federn entgegen, von denen die eine zur Verminderung der Zapfenreibung wieder horizontal in der Nähe der Schwungmassen, die andere vertikal über der Muffe angeordnet ist. Die Richtung I—IV schliesst ferner wie bei dem gleichnamigen Gewichtsregulator einen Winkel θ mit der Linie I—V und einen solchen $\gamma - \alpha$ mit der Linie I—II ein, welche durch den Angriffspunkt der oberen Feder geht. Die letztere wird schliesslich auf Zug, die untere Feder auf Druck in Anspruch genommen.

Um die Gleichung für die Winkelgeschwindigkeit oder Umdrehungszahl des frei schwingenden Regulators zu erhalten, setzen wir die Summe der statischen Momente aller Kräfte am Pendel gleich Null. Es ergibt sich so, wenn

$\frac{Q_1}{2}$ die an jedem Pendel wirkende Spannung der oberen Feder,

$\frac{Q}{2 \cos \beta}$ die an jeder Seite in der Richtung der Hülse-stange wirkende Spannung der unteren Feder ist, mit den in Fig. 159 eingetragenen Bezeichnungen die Beziehung

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

$$+ C \cdot c - P \cdot p - \frac{Q_1}{2} q_1 - \frac{Q}{2 \cos \beta} q = 0,$$

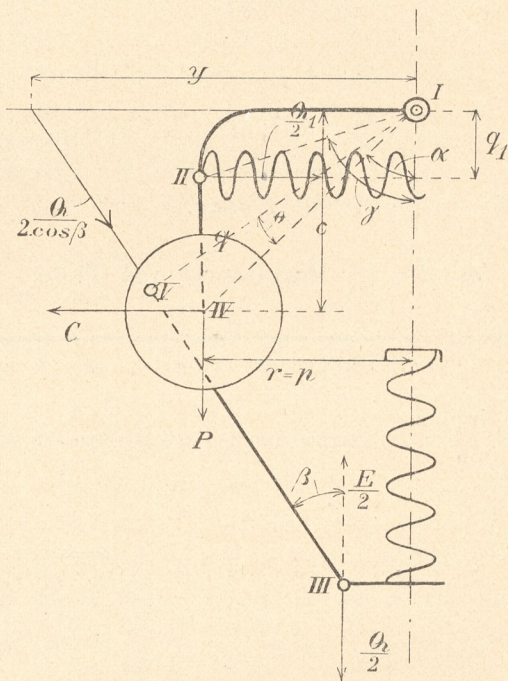
oder mit

$$C = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r, p = r \text{ und } \frac{q}{\cos \beta} = y,$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30} \right)^2 = \frac{1}{c} \left(\frac{Q_1 \cdot q_1 + Q \cdot y}{2P \cdot r} + 1 \right) \quad 253$$

Für die Energie des Regulators erhält man einen Ausdruck, wenn man sich in Fig. 159 im Punkte III noch eine nach oben gerichtete Kraft $\frac{E}{2}$ angebracht denkt und nun die Momentengleichung aller Kräfte am

Fig. 159.



$$I\ IV = l, \quad I\ II = l_1, \quad III\ V = l_2$$

Pendel, ausgenommen C, in Bezug auf den Punkt I feststellt. Es wird dann

$$\frac{Q - E}{2 \cos \beta} q + P \cdot p + \frac{Q_1}{2} q_1 = 0,$$

oder mit den obigen Werten von p und y

$$E = Q + \frac{1}{y} (Q_1 \cdot q_1 + 2P \cdot r) \quad 254$$

welcher Ausdruck für den Unempfindlichkeitsgrad oder die Stellkraft die Beziehung

$$\varepsilon = \frac{W}{E} = \frac{W}{Q + \frac{1}{y} (Q_1 \cdot q_1 + 2P \cdot r)} \quad 255$$

liefert.

Der Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades, auf dessen Berechnung hier nicht näher eingegangen werden soll, beträgt im Mittel 0,008 oder 0,8%.

Die Annäherung an die Astasie wird beim vorliegenden Regulator dadurch erreicht, dass die obere Feder infolge ihrer grossen Spannung und des grossen Winkels $\gamma - \alpha$ in Fig. 159 dem Regulator einen labilen,

die untere Feder dagegen einen statischen Charakter verleiht. Beide Wirkungen gleichen sich mehr oder weniger aus, sodass jeder gewünschte Grad der Annäherung an die Astasie erreichbar ist.¹⁾

Als besonderer Vorteil des Tolleschen Regulators kann der Umstand gelten, dass durch Spannen der unteren Feder die Umdrehungszahl (um ca. 10 bis 12%), sowie die Energie abgeändert werden kann, ohne dass dadurch der Ungleichförmigkeitsgrad beeinflusst wird. Eine Abänderung des letzteren kann man dagegen durch stärkeres oder schwächeres Anspannen der oberen Feder erzielen, wodurch bei stärkerer Anspannung der Unempfindlichkeitsgrad verkleinert, im entgegengesetzten Falle vergrößert wird. Hiermit ist allerdings auch eine Veränderung der Umdrehungszahl verbunden, jedoch lässt sich die ursprüngliche Tourenzahl durch entsprechende Änderung der Spannung der unteren Feder wieder herbeiführen.

Die nachstehende Tabelle gibt die Hauptverhältnisse, in denen die Regulatoren von der anfangs angeführten Firma hergestellt werden.

Tabelle der Regulatoren von Tolle.

[(Fig. 12, Taf. 50.)

Nummer des Regulators	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Umdrehungen in der Minute . n	360	340	320	300	300	300	300	290	280	260	250	230	220
Verstellungskraft oder überwindbarer Muffenwiderstand für $\epsilon = 0,04$ in kgW	1,2	2,1	3,2	4,5	5,2	6,0	7,0	8,5	10,0	11,8	15,8	22,7	30,8
Energie in kg . E	31	53	80	112	130	151	175	212	252	296	394	567	770
Hülsehub in mm s	28	33	38	44	48	51	55	60	66	72	82	100	115
Abstand in mm r_u	70	84	98	112	120	130	140	154	168	182	210	252	294
" " " r_0	88	105	123	140	150	162	175	193	210	228	263	315	368
" " " b	30	36	42	48	52	56	60	66	72	78	90	108	126
" " " q_1	43	50	58	64	72	78	84	93	101	110	126	150	176
" " " d	61	74	86	102	105	114	122	134	147	159	183	220	256
" " " H	209	250	290	332	360	385	418	460	500	545	628	750	880
Durchm. in mm k	84	96	112	130	138	150	160	174	188	210	236	280	318

Beispiel.

Die Verhältnisse des in Fig. 12, Taf. 50 dargestellten Tolle-Regulators entsprechen der No. 3 der vorstehenden Tabelle. Es beträgt also

die Umdrehungszahl bei freier Schwingung $n = 300$,

der Hülsehub $s = 44$ mm,

die Pendellänge $l = I - IV = \sqrt{r_u^2 + (d + q_1)^2} = \sqrt{112^2 + (102 + 64)^2} = \sim 200$ mm.

Ferner wurde angenommen

das Gewicht einer Schwungmasse $P = 5,5$ kg,

die Länge der Hülsestangen $l_2 = III - V = 231$ mm,

die Armlänge $l_1 = I - II = 138$ mm.

Wie bestimmen sich die übrigen Verhältnisse des Regulators für einen theoretischen Ungleichförmigkeitsgrad $\delta_r = 0,0266$?

Giebt man der unteren Feder eine Drahtdicke von $\delta = 6$ mm und einen mittleren Radius von $r = 32,5$ mm, so gestattet dieselbe bei einer mit Rücksicht auf die unter Umständen erwünschte stärkere Anspannung nur zu $k_d = 29$ kg gewählten Spannung für die Flächeneinheit nach Gleichung 245 eine grösste Hülsenbelastung

$$Q^0 = 0,196 \frac{6^3}{32,5} 29 = \sim 38 \text{ kg.}$$

Die Höhe der Schubkurbel des Regulators ermöglicht es ferner, ungefähr $m = 15$ Windungen bei der unteren Feder anzuordnen. Es beträgt dann die erforderliche Zusammendrückung der letzteren bei der höchsten Regulatorlage nach Gleichung 246

$$f^0 = \frac{64 \cdot 15 \cdot 32,5^3}{6^4} \frac{38}{8000} = 120,8 \text{ mm.}$$

Bei der tiefsten Regulatorlage ist die Zusammendrückung der Feder um den Hülsehub s geringer, also nur

$$f^u = f^0 - s = 120,8 - 44 = 76,8 \text{ mm,}$$

so dass die Federspannung bei dieser Lage

$$Q^u = Q^0 \frac{f^u}{f^0} = 38 \frac{76,8}{120,8} = 24,16 \text{ kg}$$

ist.

Mit Hilfe dieser Grenzspannungen der unteren Feder lassen sich nun auch die erforderlichen Spannungen der oberen Feder berechnen. Für $\delta_r = 0,0266$ muss bei einer mittleren Umdrehungszahl von 300 in der Minute die grösste Umdrehungszahl

$$n_0 = \left(1 + \frac{0,0266}{2}\right) 300 = 304,$$

die kleinste Umdrehungszahl

$$n_u = \left(1 - \frac{0,0266}{2}\right) 300 = 296$$

betragen. Die in Gleichung 253 vorkommenden Abstände q_1, y, c und r ergeben sich, wenn der Hülsehub in vier gleiche Teile zerlegt und die hierfür geltenden fünf Lagen des Schubkurbelmechanismus konstruiert werden, nach der linken Hälfte der Fig. 12, Taf. 50 so, wie sie in die nachstehende Tabelle eingetragen sind, wo zugleich die zugehörigen Spannungen der unteren Feder angegeben sind.

Lage	III _u	III ₁	III ₂	III ₃	III ₀
$q_1 = 0,0635$	0,058	0,0525	0,047	0,041 m	0,041 m
$y = 0,2365$	0,2445	0,251	0,256	0,261 m	0,261 m
$r = 0,112$	0,1195	0,1265	0,133	0,1395 m	0,1395 m
$c = 0,165$	0,160	0,155	0,149	0,143 m	0,143 m
$Q = 24,16$	27,62	31,08	34,54	38 kg.	38 kg.

Aus Gleichung 253 folgt nun

$$\frac{Q_1}{2} = \frac{\left\{\left(\frac{n}{30}\right)^2 c - 1\right\} 2P \cdot r - Q \cdot y}{2q_1}$$

also für die höchste Regulatorlage mit $n = n_0 = 304$ und $Q = Q^0 = 38$ kg

$$\frac{Q_1^0}{2} = \frac{\left\{\left(\frac{304}{30}\right)^2 0,143 - 1\right\} 2 \cdot 5,5 \cdot 0,1395 - 38 \cdot 0,261}{2 \cdot 0,041} = \sim 135 \text{ kg,}$$

1) Siehe „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1896, S. 1452.

für die tiefste Regulatorlage mit $n = n_u = 296$ und $Q = Q^u = 24,16$ kg

$$\frac{Q_1^u}{2} = \frac{\left\{ \left(\frac{296}{30} \right)^2 0,165 - 1 \right\} 2 \cdot 5,5 \cdot 0,112 - 24,16 \cdot 0,2365}{0,0635} = \sim 101 \text{ kg,}$$

so dass die erforderliche Spannungsdifferenz der oberen Feder in den Grenzlagen

$$135 - 101 = 34 \text{ kg}$$

betragen muss. Um für die Zwischenlagen die Spannung der oberen Feder zu erhalten, entnehmen wir der linken Hälfte der Fig. 12, Taf. 50 die Verschiebungen des Punktes II. Derselbe bewegt sich aus seiner innersten Lage bis in die 2., 3., 4. bzw. 5. der fünf angeführten Lagen um 2,9, 2,5, 2,2 bzw. 1,9 mm, also im Ganzen um $2,9 + 2,5 + 2,2 + 1,9 = 9,5$ mm. Somit ermittelt sich die Spannung der oberen Feder

$$\text{für die Lage III}_u \text{ zu } \frac{Q_1^u}{2} = 101 \text{ kg,}$$

$$\text{für die Lage III}_1 \text{ zu } \frac{Q_1}{2} = 101 + 34 \frac{2,9}{9,5} = 111,37 \text{ kg,}$$

$$\text{für die Lage III}_2 \text{ zu } \frac{Q_1}{2} = 101 + 34 \frac{2,9 + 2,5}{9,5} = 120,3 \text{ kg,}$$

$$\text{für die Lage III}_3 \text{ zu } \frac{Q_1}{2} = 101 + 34 \frac{2,9 + 2,5 + 2,2}{9,5} = 128,2 \text{ kg,}$$

$$\text{für die Lage III}_0 \text{ zu } \frac{Q_1^0}{2} = 135 \text{ kg.}$$

Führt man diese Werte mit den zugehörigen von q_u, y, c und r in die Gleichung 253 ein, so erhält man den Verlauf der Umdrehungszahl während des ganzen Hubes. Es wird

für die Lage	III _u	III ₁	III ₂	III ₃	III ₀
n =	296	299,6	301,5	303,6	304.

Die obere Feder ist für eine grösste Spannung $\frac{Q_1^0}{2} = 135$ kg zu berechnen. Wählt man die Drahtdicke $\delta = 7$ mm, den mittleren Radius $r = 20$ mm, so liefert die Gleichung 245, wenn man in dieselbe für Q den obigen Betrag einführt, eine grösste Spannung

$$k_d = \frac{135 \cdot 20}{0,196 \cdot 7^3} = \sim 40 \text{ kg,}$$

welcher hohe Betrag hier noch zugelassen werden muss, da sonst die erforderliche Windungszahl der Feder nicht untergebracht werden kann. Die Gleichung 246 ergibt,

einmal für die höchste Lage mit $Q = \frac{Q_1^0}{2} = 135$ kg, das

andere Mal für die tiefste Lage mit $Q = \frac{Q_1^u}{2} = 101$ kg angesetzt, durch Subtraktion den Wert

$$f_1^0 - f_1^u = \frac{64 \cdot m \cdot 20^3}{7^4} \frac{135 - 101}{8000}$$

Nun ist aber $f_1^0 - f_1^u = 2 \cdot 9,5 = 19$ mm, so dass sich die erforderliche Windungszahl der oberen Feder zu

$$m = \frac{19 \cdot 7^4 \cdot 8000}{64 \cdot 20^3 (135 - 101)} = \sim 21$$

berechnet.

Würde man dem Regulator nur die obere Feder belassen, so würde derselbe vollständig labil werden. Dies erkennt man leicht mit Hilfe der Gleichung 253, wenn man in dieser $Q = 0$ setzt, für $\frac{Q_1}{2}$ aber die obigen

Werte beibehält. Die Umdrehungszahl des frei schwingenden Regulators ermittelt sich dann

für die Lage	III _u	III ₁	III ₂	III ₃	III ₀
zu n =	249,6	247	242	236,1	227,4.

Durch Änderung der Spannung der oberen Feder wird man somit den labilen Verlauf beeinflussen und bei vorhandener unterer Feder auf den Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators einwirken können. Würde man z. B. die Spannungen Q der unteren Feder, wie sie oben angegeben wurden, beibehalten, dagegen die einzelnen Werte von $\frac{Q_1}{2}$ um 15 kg niedriger wie früher in die Gleichung 253 einführen, so ergäbe sich

für die Lage	III _u	III ₁	III ₂	III ₃	III ₀
n =	281,2	287,2	289,9	294,1	295,5

und der Ungleichförmigkeitsgrad stiege auf

$$\delta_r = \frac{295,5 - 281,2}{\frac{1}{2}(295,5 + 281,2)} = 0,0495 \text{ oder } 4,95 \%$$

Die untere Feder erteilt dagegen dem Regulator einen sehr statischen Charakter, man ersieht dies, wenn man in Gleichung 253 $Q_1 = 0$ setzt. Mit den früheren Werten von Q ergibt sich dann

für die Lage	III _u	III ₁	III ₂	III ₃	III ₀
n =	175,4	185,8	195,9	206,3	216,8.

Infolge dieses stark statischen Charakters, den der Regulator durch die untere Feder erhält, wird auch eine Änderung in der Spannung der letzteren den Ungleichförmigkeitsgrad wenig oder gar nicht beeinflussen. Würde man z. B. die Spannung von Q um 13 kg vergrössern, also $Q^u = 37,16$ und $Q^0 = 51$ kg setzen, die Spannungen $\frac{Q_1}{2}$ aber wie anfangs beibehalten, so ergäbe sich

$$\begin{aligned} n_u &= 317,6 \\ n_0 &= 325,8, \end{aligned}$$

also der Ungleichförmigkeitsgrad fast wie früher, nämlich

$$\delta_r = \frac{325,8 - 317,6}{\frac{1}{2}(325,8 + 317,6)} = \frac{8,2}{321,7} = 0,0255 \text{ oder } 2,55 \%$$

Die Energie des Regulators berechnet sich nach Gleichung 254

für die tiefste Lage zu

$$E = 24,16 + \frac{1}{0,2365} (202 \cdot 0,0635 + 2 \cdot 5,5 \cdot 0,112) = 83,6 \text{ kg,}$$

für die mittlere Lage zu

$$E = 31,08 + \frac{1}{0,251} (240,6 \cdot 0,0525 + 2 \cdot 5,5 \cdot 0,1265) = \sim 87 \text{ kg,}$$

für die höchste Lage zu

$$E = 38 + \frac{1}{0,261} (270 \cdot 0,041 + 2 \cdot 5,5 \cdot 0,1395) \\ = \sim 86,3 \text{ kg.}^1)$$

Für eine mittlere Energie von 86 kg würde sich schliesslich die Stellkraft des Regulators mit $\varepsilon = 0,04$ zu

$$W = 0,04 \cdot 86 = 3,44 \text{ kg}$$

ergeben.

§ 49.

Die Excenter-, Schwungradregulatoren oder Flachregler.

Bei dieser Gruppe von Regulatoren schlagen, wie auf Seite 248 erwähnt, die Pendel in einer Ebene aus, welche senkrecht zur Drehachse des Regulators liegt, und der Centrifugalkraft der Schwungmassen wird durch die Spannung einer oder zweier Federn das Gleichgewicht gehalten. Die vorliegenden Regulatoren wurden früher nur zur Einwirkung auf einfache oder doppelte Schiebersteuerungen benutzt, werden jetzt aber auch schon zur selbstthätigen Beeinflussung von Ventilsteuerungen verwendet; von den letzteren hat namentlich eine dem verstorbenen Civilingenieur Dr. Pröll patentierte Steuerung viel Verbreitung gefunden. Bei den erwähnten Schiebersteuerungen sitzt der Regulator fast stets auf der Schwungradwelle, bei den Ventilsteuerungen auf der sogenannten Steuerwelle, und die Drehachse der einen oder anderen Welle ist also auch die Drehachse des Regulators. Als Muffe des letzteren dient eine verschiebbare oder drehbare Scheibe, die bei Schiebersteuerungen entweder selbst das steuernde Excenter bildet, oder aber in demselben angeordnet ist. Zur Einstellung der erforderlichen Füllung wird dann vom Regulator durch diese Scheibe der Voreilwinkel und die Excentricität des treibenden Excenters verändert. In welcher verschiedenen Weise diese Veränderung vor sich gehen kann, wie also der Verlauf der sogenannten Centralkurve und die Änderung der von ihr abhängenden Dampfverteilungsperioden ist, wurde in § 36 und 41 bei den Steuerungen ausführlich besprochen. Bei der erwähnten Ventilsteuerung von Dr. Pröll ist die als Muffe dienende unrunde Scheibe, auf welcher der Stift oder die Rolle der zu den Einlassventilen führenden Stangen gleitet, auf einem festen Excenter drehbar angeordnet.

Als Steuerungsorgan der mit Flachreglern versehenen Schiebersteuerungen kommt der einfache Muschelschieber nur bei kleinen Maschinen in Betracht, da nur bei diesen der auf dem Schieber lastende Dampfdruck und die von ihm mit abhängige Schieberreibung klein genug ausfällt, um vom Regulator bei den ausführbaren Dimensionen überwunden zu werden. Für mittlere und grössere Maschinen greift man entweder zu einem Dreh- oder Kolbenschieber. Bei dem ersteren tritt bezüglich der Schieberreibung nur die Projektion der Druckfläche in Rechnung, bei dem letzteren ist eine völlige Entlastung möglich, die aller-

dings bei genügender Dichtheit nur an stehenden Maschinen und oft nur unter Benutzung besonderer Dichtungsringe, welche wieder zur Erhöhung der Schieberreibung beitragen, zu erzielen ist. Bei Doppelschiebersteuerungen beeinflusst der Schwungradregulator den Expansionschieber, der weniger Überdruck als der Grundschieber bekommt. Mit dieser Anordnung ist dann zugleich der Vorteil verbunden, dass nur die Füllung durch den Regulator verändert wird, während die Kompression, die bei nur einem Schieber auch der Änderung unterworfen ist und hier leicht zu hoch ausfällt, konstant bleibt.

Die Vorteile der Flachregler gegenüber den anderen Regulatoren bestehen hauptsächlich in ihrer einfachen, unmittelbaren Einwirkung auf die Steuerung, die ohne grösseres und kompliziertes Stellzeug erfolgt und namentlich bei Maschinen mit grosser Umdrehungszahl, wie sie vorzugsweise zum Antrieb von Dynamomaschinen verlangt werden, erwünscht ist. Als Nachteil der Excenterregulatoren hat man die Rückwirkung zu betrachten, welche von der Steuerung auf den Regulator ausgeübt wird. Hervorgerufen wird dieselbe durch die im und am Steuerungsmechanismus auftretende Reibung, wie namentlich am Excentering, in der Stopfbuchse und am Schieber, sowie durch die sonst im Schiebergestänge wirkenden Kräfte, welche das stell- oder drehbare Excenter zurückzuschieben oder zu drehen suchen. Um die rückwirkende Kraft und das entsprechende Drehmoment möglichst klein zu halten, muss man für beste Schmierung der aufeinander arbeitenden Teile, sowie für ein leichtes Gestänge sorgen, damit die Beschleunigungsdrucke der hin- und hergehenden Massen des letzteren bei den gebräuchlichen hohen Geschwindigkeiten nicht zu gross ausfallen. Auch wird man darauf Bedacht zu nehmen haben, dass das erwähnte rückwirkende Moment keinen zu grossen Schwankungen infolge eines für Hin- und Rückgang verschiedenen Druckes im Gestänge unterworfen ist, da sich sonst leicht kleine Schwingungen am stell- oder drehbaren Excenter zeigen.

Bezüglich der verschiedenen Ausführungen der Excenterregulatoren ist zu bemerken, dass solche mit wirklicher Geradföhrung für das verschiebbare Excenter, wie sie z. B. bei dem auf Seite 162 erwähnten Regulator von Lecouteux & Garnier vorhanden war, nur noch sehr selten gebaut werden. Die jetzt gebräuchlichen Schwungradregulatoren bewegen den Mittelpunkt des stellbaren Excenters, wie auf Seite 162 schon vermerkt, entweder auf einem Kreisbogen, oder bewirken eine annähernd gerade Verschiebung dieses Punktes durch eine Gelenkgeradföhrung. Die bekannteren Ausführungen dieser Art sind die folgenden.

1. Der Regulator von Pröll.

Derselbe ist unter Nr. 32294 im Deutschen Reiche patentiert und auf Taf. 41 in Verbindung mit einer Drehschiebersteuerung nach den Ausführungen der Halle'schen Maschinenfabrik in Halle dargestellt. Die beiden dreiarmligen Pendel b_2 sind nach Fig. 2 an ihren längeren Armen mit zwei aufgesteckten Schwungmassen G

1) Die Tabelle auf Seite 278 giebt eine grössere Energie, wahrscheinlich infolge anderer Schwungmassen und Federverhältnisse.

versehen und drehen sich beim Ausschlagen mit den Bolzen c_1 in Rotgussbuchsen, welche in den beiden gegenüberliegenden Armen des Schwungrades sitzen. Auf die kürzeren Arme der Pendel wirkt durch zwei Druckplatten und die Bolzen d_1 eine cylindrische Spiralfeder F , deren Längsachse bei jeder Regulatorlage durch das Wellenmittel geht und die deshalb stets vor dem Wellenende angeordnet werden muss. Zum stärkeren oder geringeren Anspannen der Feder, die quadratischen Querschnitt hat und mit einer Blechhülse umkleidet ist, dienen die ausserhalb der Druckplatten auf der Stange S sitzenden Muttern. Auf das Excenter wirkt der Regulator durch die Stangen l_2 und die Hebel b_1 ein, welche auf der den Pendeln entgegengesetzten Seite der Schwungradarme an den Bolzen c_1 befestigt sind. Über die Art der Excenterverstellung ist auf Seite 162 mit Bezug auf Fig. 109 des Textes das Erforderliche gesagt.

Der Ausschlag der beiden Pendel wird nach innen zu durch zwei Stellschrauben in den Putzen g_2 , sowie durch zwei Rundeisenarme g_1 begrenzt. Nach aussen hin geschieht die Begrenzung des Pendelausschlages nur durch die Feder, deren Windungen sich bei zu weitem Ausschlag vollständig aufeinander setzen. Das Gleiche würde im Falle eines Federbruches eintreten, da die Feder so eng gewunden ist, dass sich kein Draht zwischen die Windungen schieben kann. Durch die den dritten Pendelarmen aufgesteckten Gewichte G_1 kann der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators innerhalb gewisser Grenzen verändert werden. Je näher nämlich diese Gewichte den Bolzen c_1 gerückt werden, desto kleiner wird der Ungleichförmigkeitsgrad und desto grösser die Annäherung an die Astasie, und umgekehrt, je weiter die Gewichte von den erwähnten Bolzen entfernt werden, desto grösser wird der Ungleichförmigkeitsgrad und desto statischer der Regulator.

2. Der Regulator der Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon (Schweiz).

Die Einrichtung desselben (D. R.-P. Nr. 47751) ist aus Fig. 1a, Taf. 42 ersichtlich. Die beiden Pendelarme sind hier als keulenförmige Schwungmassen G ausgebildet und mit eingesetzten Stahlbuchsen auf den im Regulatorgehäuse befestigten Bolzen b_1 drehbar. Die bei jeder Lage wieder central durch das Wellenmittel gehende und deshalb vor dem Wellenende fliegend angeordnete Spiralfeder F greift vermittelst der Platten k_2 , die durch Gegenmutter k_1 gesichert sind, auf einem zahnartigen Vorsprung an den Platten k_3 der Pendel an. Beansprucht wird die Feder, die hier runden Querschnitt hat, nicht wie im vorigen Falle auf Druck, sondern auf Zug. Infolgedessen muss, sollen im Falle eines Federbruches Betriebsstörungen vermieden werden, der Pendelausschlag nicht nur nach innen, sondern auch nach aussen hin begrenzt sein. Die innere Begrenzung wird durch die Bolzen c_1 bewirkt, welche in eine Aussparung der hinteren Gehäusewand ragen und daselbst nicht weiter als bis zu der für das obere Pendel in der Figur mit 1 bezeichneten Lage gehen können. Die äussere Begrenzung kann auch

in dieser Aussparung, oder aber durch den Umfang des Regulatorgehäuses erreicht werden, indem erstere eine weitere Bewegung der Bolzen c_1 , letzterer diejenige der Pendel selbst verhindert.

Von den Bolzen c_1 aus wird auch die Bewegung der Pendel durch die beiden Stangen L_1 auf die zu verstellende Scheibe E_1 übertragen, die hier innerhalb des steuernden Excenters E_2 sitzt. Letzteres wird, wie auf Seite 162 und durch Fig. 112a und b des Textes angedeutet wurde, durch den Bolzen d_2 (y) und die anschliessende Stange L_2 (l_2) geführt. Der Regulator beeinflusst hier den Expansionsschieber, der mit seinen inneren Kanten den Dampfeintritt steuert (siehe § 41). Das Schiebergestänge ist nach Fig. 1, Taf. 42 äusserst leicht ausgeführt, um die durch die hin- und hergehenden Massen hervorgegerufenen Beschleunigungsdrucke, welche sonst, wie schon erwähnt, eine ziemliche Rückwirkung auf den Regulator hervorrufen, möglichst klein zu halten.

3. Der Regulator von C. Sondermann in Stuttgart.

Derselbe (D. R.-P. Nr. 52550) zeichnet sich durch eine grosse Einfachheit aus und wird vom Patentinhaber an den von ihm für den Kleinbetrieb konstruierten stehenden Ein- und Mehrcylindermaschinen vielfach verwendet. Achsen mit aufgekeilten Hebeln, Zugstangen und Hülfscenter etc. sind bei ihm gänzlich vermieden. Die beiden Pendel, von denen jedes erst nach dem Bohren in zwei Teile zerlegt wird, bestehen nach Fig. 1a, Taf. 40 aus dem angegossenen Gewicht G und dem eigentlichen Hebel. Der letztere ist zu beiden Seiten seiner Drehachse völlig gleichartig gestaltet, sodass letztere auch die Schwerpunktsachse bildet und ausser der Centrifugalkraft der angegossenen Gewichte keine Nebenkkräfte entstehen können. Die Pendel drehen sich beim Ausschlagen auf den Bolzen c_1 , welche mit ihrem einen Ende in die hintere Wand des Regulatorgehäuses fest eingespannt sind, mit ihrem anderen Ende in der Querstange S sitzen. Die Spiralfeder F hat runden Querschnitt und wird auf Zug beansprucht. Sie geht mit ihren Enden durch die in ihrer Längsmittle hülsenartig ausgebildeten Bolzen c_2 , welche wieder auf beiden Seiten von den Hälften eines Pendels erfasst werden. Zur Begrenzung des Ausschlages dienen nach innen zwei Stellschrauben am Kranze des Gehäuses, gegen die sich die in der unteren Hälfte der Figur mit c_3 bezeichneten Bolzen legen. Nach aussen hin wird ein zu weiter Ausschlag durch den Kranz des Gehäuses selbst verhütet.

Das stellbare Excenter wird vom Regulator zu verschiedenen Seiten der Pendelarme in den Bolzen c_3 erfasst, wodurch die aus der Zeichnung ersichtliche, sowie schon auf Seite 162 angedeutete Kreisparallelbewegung dieser Bolzen erreicht wird.

4. Der Regulator von B. Stein in Berlin.

Die Bewegung der Pendel b_1 und b_2 mit den Schwungmassen G wird nach Fig. 3a, Taf. 40 bei dem vorliegenden Regulator (D. R.-P.) nicht wie bei den früheren Konstruktionen durch einen doppelten, sondern durch nur einen einzigen Angriff auf das stellbare Excenter übertragen,

indem von den zur Übertragung dienenden Hebeln l_1 und l_2 allein der letztere fest auf seinem Bolzen c_2 , der erstere aber lose auf dem seinigen c_1 sitzt und nur als Gegenlenker dient. Das Gleiche ist mit den beiden Pendeln b_1 und b_2 der Fall, von denen auch nur b_2 mit Vierkant auf c_2 befestigt ist und b_1 durch die Kuppelstange Z zum gleichzeitigen Ausschlagen mit b_2 gezwungen wird. Der einseitige Angriff des stellbaren Excenters bietet den Vorteil, dass Zerrungen an letzterem, wie sie bei zweiseitigem Angriff durch nicht genaue Hebelarme oder Gewichte der ausschlagenden Pendel leicht hervorgerufen werden, ausgeschlossen sind. Auch ist das Excenter wie beim vorigen Regulator soweit ausgehöhlt, dass es mit der Kurbelwelle gar nicht in Berührung kommt und also die bei der Verstellung etwa auftretende Reibung zwischen Excenter und Welle nicht vom Regulator überwunden zu werden braucht. Im Übrigen ist die Konstruktion des vorliegenden Regulators ähnlich derjenigen der vorhergehenden, nur dass hier die Spiralfeder durch Druckplatten mit Schneiden zur Verringerung der Reibung auf die Pendel einwirkt.

Die Verschiebung des Excentermittelpunktes kann bei dem Steinschen Regulator annähernd geradlinig oder auf einem Kreisbogen erfolgen; es hängt dies von der Länge des Gegenlenkers l_1 , sowie von der Lage der Drehpunkte c_1 , c_2 ab.

5. Der Moment-Achsenregulator (Fischinger-Leck) der Aktien-Gesellschaft Elektrizitätswerke (vorm. O. L. Kummer & Co.) in Dresden.

Die Konstruktion dieses Regulators (D. R.-P.) ist aus Fig. 1, Taf. 21 ersichtlich. Die beiden Pendel b_1 , b_2 mit den aufgesteckten Gewichten G , G drehen sich beim Ausschlagen auf einem einzigen Bolzen c_1 . Dem Ausschlag wirkt eine seitlich von der Welle angeordnete Spiralfeder von rechteckigem Querschnitt entgegen. Durch die seitliche Anordnung wird die Anbringung des Regulators auch auf die Mitte der Welle ermöglicht. Dem gemeinschaftlichen Drehbolzen c_1 gegenüber sind die beiden Pendel durch zwei gebogene Schienen d_1 , d_2 und den Bolzen c_2 miteinander verbunden. Zur Führung des letzteren dient die Stange l_1 , welche um einen in der hinteren Gehäusewand sitzenden Bolzen f schwingen kann. Auf das verstellbare Excenter E , das beim Ausschlagen der Pendel sich um den Bolzen g dreht und somit als Centrankurve einen Kreisbogen ergiebt, wirkt der Regulator vom Bolzen h_2 aus vermittelt der Stange l_2 ein.

Als besonders beachtenswert sind an der vorliegenden Konstruktion die folgenden Punkte zu bezeichnen. Die Wirkung der Centrifugalkraft der schwingenden Pendelmassen wird zunächst durch eine Hülfschwingscheibe B unterstützt, welche lose drehbar auf der Nabe des Regulatorgehäuses sitzt und durch die Stange l_3 mit dem gemeinschaftlichen Bolzen c_2 der Pendel verbunden ist. Die Wirkung dieser Scheibe tritt ein, sobald dieselbe bei einer Änderung im Belastungszustande der Maschine infolge ihres Beharrungsvermögens gegen die übrigen fest mit der Kurbelwelle verbundenen Teile des Regulators

zurückbleiben oder voraneilen will, je nachdem die Geschwindigkeit der Welle zu- bzw. abnimmt. Im ersteren Falle setzt sich die Scheibe der Drehung der Pendel entgegen, drückt diese also nach aussen, im letzteren Falle sucht sie diese Drehung zu fördern und zieht die Pendel zusammen. Ferner erfolgt bei dem vorliegenden Regulator die Bewegungsübertragung und Einstellung des Excenters so, dass, wie auf Seite 246 empfohlen, gleichen Ausschlägen der Pendel auch möglichst gleiche Belastungsänderungen entsprechen, indem bei geringer Belastung die Füllung für denselben Ausschlagwinkel in weiteren Grenzen verstellt wird als bei grosser Belastung. Endlich ist der Angriff des Regulators am Excenter ebenso wie beim Steinschen Regulator nicht zwei-, sondern einseitig.

6. Stellvorrichtung (Patent Doerfel) an Schwungradregulatoren.

Um die Umdrehungszahl des Regulators und der Maschine während des Ganges verändern zu können, hat Doerfel die in Fig. 2, Taf. 21¹⁾ dargestellte Vorrichtung konstruiert. Die Konstruktion des Regulators, dessen beide Pendel hier je eine Spiralfeder besitzen, ist nach dem Vorhergehenden leicht verständlich. Die Federn greifen in b_1 und b_2 an den Pendele an, sind aber mit ihren anderen Enden c_1 , c_2 an zwei stellbaren Hebeln l_1 , l_2 befestigt. Die letzteren können sich um d_1 , d_2 drehen und stützen sich mit zwei Prätzen k_1 , k_2 auf einen Kegel m , der von aussen her vermittelt Handrad, Schnecke und Schneckenrad mehr oder weniger auf die Regulatornabe geschoben werden kann. Hierdurch werden die Prätzen mehr oder weniger auseinandergedrückt und die Spiralfedern unter gleichzeitiger Veränderung der Angriffsrichtung auf die Pendel stärker oder schwächer angespannt, was die beabsichtigte Änderung in der Tourenzahl zur Folge hat.

Die Anordnung zweier Spiralfedern bei den Flachreglern besitzt gegenüber derjenigen mit nur einer Feder den Vorteil, dass der Regulator auch zwischen den Enden der Kurbelwelle (bei der vorliegenden Stellvorrichtung sitzt der Regulator allerdings gewöhnlich am Ende der Welle) angebracht werden kann. Dagegen bieten zwei Federn den Nachteil, dass bei nicht genau gleichem Anzug und gleicher Spannung beider eine Nebenkraft in den durch das Excenter verbundenen und zu gleichem Ausschlag gezwungenen Pendeln entsteht, welche das Excenter gegen die Welle presst und dadurch unnötige Reibung erzeugt, die der Verstellung entgegenwirkt.

Die **Berechnung** der Flachregler gestaltet sich für die einzelnen Ausführungen immer etwas verschieden, je nach der Anordnung der Federn und Hebel, kann aber leicht vom Leser selbst in jedem einzelnen Falle bewirkt werden, sobald er dieselbe für eine Anordnung durchgeführt hat. Hier soll deshalb die Berechnung für die

1) Nach „Otto H. Mueller jr., die Dampfkessel und Dampfmaschinen auf der Millenniums-Landesausstellung in Budapest 1896“ in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1896, Seite 1074.

in Fig. 160 des Textes dargestellte Pendel- und Federanordnung gezeigt werden.

An jedem der beiden Pendel des Regulators wird Gleichgewicht herrschen, wenn die algebraische Summe der Momente, welche von den Centrifugalkräften der schwingenden Teile des Pendels in Bezug auf den Drehpunkt I des letzteren ausgeübt werden, gleich dem entsprechenden Moment der Federspannung ist. Das Moment des Pendelgewichtes kann vernachlässigt werden, da der Drehungssinn desselben entgegen demjenigen des entsprechenden Momentes am anderen Pendel ist, beide

$\Delta I 0 6 \sim \Delta I V 0 5$

ist, so verhält sich

$$\frac{c}{a} = \frac{0-5}{r},$$

oder es ist

$$r \cdot c = a \cdot 0-5 = a \cdot l \cdot \sin \alpha,$$

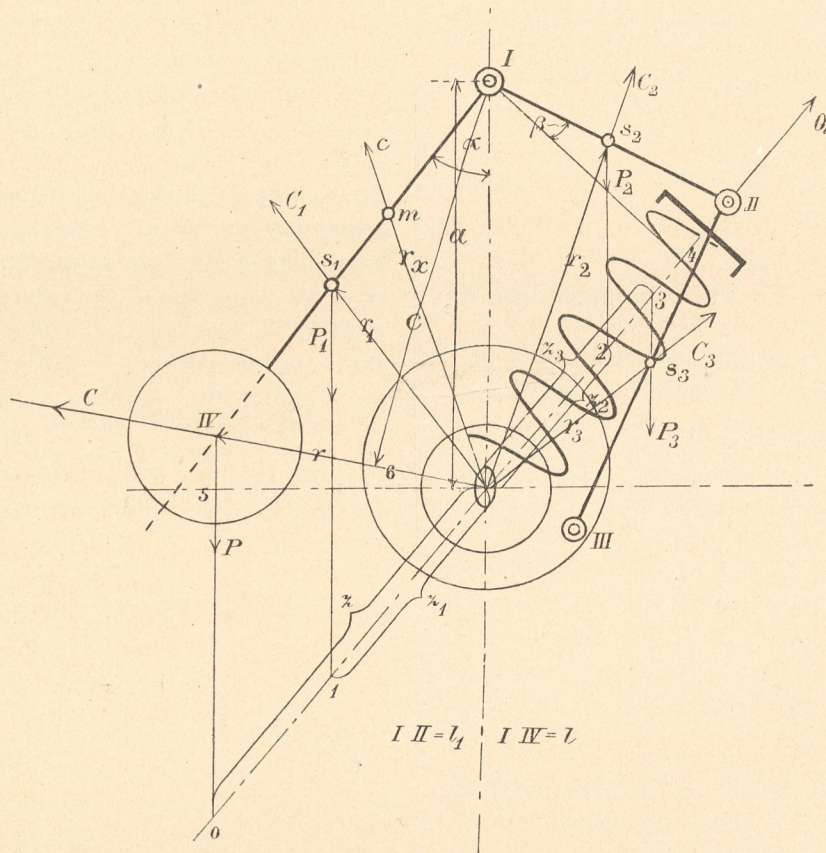
sodass man auch

$$C \cdot c = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot a \cdot l \cdot \sin \alpha$$

schreiben kann.

2. Das Moment, welches die Centrifugalkräfte der einzelnen Massenteilchen vom Arme I—IV erzeugen. Für

Fig. 160.



Momente also sich, wenn sie gleiche Grösse haben, in ihrer Wirkung auf die Feder vollständig aufheben.

Als schwingende Teile hat man hier bei der Rechnung nicht nur die Schwunggewichte, sondern auch die Arme und sonstigen Hebel, sowie die Federwindungen zu berücksichtigen, es sei denn, dass diese Teile sich gegenseitig in den erwähnten Momenten ausgleichen. Bei der Anordnung in Fig. 160 des Textes ist also in Rechnung zu stellen:

1. Das Moment der Centrifugalkraft des in IV angebrachten Schwunggewichtes P. Dasselbe beträgt

$$C \cdot c = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r \cdot c,$$

unter $r = \overline{0-IV}$ den Schwerpunktsabstand von der Drehachse,

unter $c = \overline{I-6}$ den Hebelarm von C in Bezug auf I verstanden. Da nach der Figur wegen der Gleichheit der entsprechenden Winkel

irgend ein im Abstände

r_x von der Wellenachse und

$l_x = \overline{I-m}$ vom Punkte I

befindliches Massenteilchen m ist dieses Moment

$$c \cdot c_x = m \cdot \omega^2 \cdot r_x \cdot c_x,$$

unter c die Centrifugalkraft dieses Teilchens und unter c_x die Senkrechte von I auf c gemeint.

Da nun ebenso wie im vorigen Falle

$$r_x \cdot c_x = a \cdot l_x \cdot \sin \alpha$$

folgt, so ist auch

$$c \cdot c_x = m \cdot \omega^2 \cdot a \cdot l_x \cdot \sin \alpha.$$

Für alle Massenteilchen des fraglichen Armes zusammen ist das erwähnte Moment

$$C_1 \cdot c_1 = \Sigma (m \cdot \omega^2 \cdot a \cdot l_x \cdot \sin \alpha),$$

oder, da ω^2 , a konstante Grössen sind und

$$\Sigma (m \cdot l_x \cdot \sin \alpha) = \frac{P_1}{g} l' \cdot \sin \alpha$$

ist, wenn

P_1 das Gewicht des ganzen Armes und $l' = \overline{I-s_1}$ den Abstand des Schwerpunktes von I bezeichnet, auch

$$C_1 \cdot c_1 = \frac{P_1}{g} \omega^2 \cdot a \cdot l' \cdot \sin \alpha.$$

Ebenfalls ergibt sich, da wieder

$$a \cdot l' \cdot \sin \alpha = r_1 \cdot c_1$$

mit $r_1 = \overline{0-s_1}$ und

c_1 gleich der Senkrechten von I auf C_1 ist,

$$C_1 \cdot c_1 = \frac{P_1}{g} \omega^2 \cdot r_1 \cdot c_1.$$

3. Das Moment der Centrifugalkraft des Armes I—II. Dasselbe ermittelt sich wie im vorigen Falle zu

$$C_2 \cdot c_2 = \frac{P_2}{g} \omega^2 \cdot r_2 \cdot c_2,$$

oder zu

$$C_2 \cdot c_2 = \frac{P_2}{g} \omega^2 \cdot a \cdot l'' \cdot \sin \alpha'',$$

wenn

P_2 das Gewicht dieses Armes,

c_2 die Senkrechte von I auf die Centrifugalkraft C_2 des letzteren und

$r_2 = \overline{0-s_2}$, $l'' = \overline{I-s_2}$, $\sphericalangle \alpha'' = \sphericalangle 0Is_2$ ist.

4. Das Moment, welches die Centrifugalkraft der Übertragungsstange II—III ausübt. Für dasselbe findet man genau wie in den beiden vorigen Fällen

$$C_3 \cdot c_3 = \frac{P_3}{g} \omega^2 \cdot r_3 \cdot c_3,$$

oder

$$C_3 \cdot c_3 = \frac{P_3}{g} \omega^2 \cdot a \cdot l''' \cdot \sin \alpha''',$$

wenn wieder

P_3 das Gewicht der Stange,

c_3 die Senkrechte von I auf ihre Centrifugalkraft C_3 und

$r_3 = \overline{0-s_3}$, $l''' = \overline{I-s_3}$, $\sphericalangle \alpha''' = \sphericalangle 0Is_3$ ist.

5. Das Moment der Centrifugalkraft der Federwindungen, welche auf ein Pendel entfallen. Denkt man sich hier die Masse m_f einer jeden Windung in dem Schwerpunkt derselben, der in der Federachse 0—II liegt, vereinigt, und ist allgemein r_f der Abstand dieses Schwerpunktes von der Wellenmitte, so beträgt das fragliche Moment

$$C_f \cdot q = m_f \cdot \omega^2 \Sigma (r_f) \cdot q$$

$$\text{mit } q = \overline{I-4} = \overline{I-II} \cdot \cos \beta = l_1 \cdot \cos \beta.$$

Bezeichnet nun

P_f das Gewicht einer der fraglichen Windungen, so wird auch, da

$$m_f = \frac{P_f}{g}$$

ist,

$$C_f \cdot q = \frac{P_f}{g} \omega^2 \Sigma (r_f) q = \frac{P_f}{g} \omega^2 \Sigma (r_f) l_1 \cdot \cos \beta.$$

Unter Berücksichtigung des Drehungssinnes der vorstehend angeführten Momente herrscht nun, wie anfangs erklärt, Gleichgewicht am Pendel, wenn in Fig. 160

$$C \cdot c + C_1 \cdot c_1 - C_2 \cdot c_2 - C_3 \cdot c_3 - C_f \cdot q = Q \cdot q$$

ist, worin Q die veränderliche Federspannung bedeutet. Führt man in diese Gleichung die einen der ermittelten Werte ein, so ergibt sich für die Umdrehungszahl des frei schwingenden Regulators die Beziehung

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{Q \cdot q}{\left(\begin{array}{l} P \cdot r \cdot c + P_1 \cdot r_1 \cdot c_1 - P_2 \cdot r_2 \cdot c_2 \\ - P_3 \cdot r_3 \cdot c_3 - P_f \cdot \Sigma (r_f) q \end{array} \right)} \quad 256$$

Eine weitere Beziehung erhält man mit Hilfe der anderen Werte von $C \cdot c$, $C_1 \cdot c_1$ u. s. w., nämlich

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{Q \cdot l_1 \cdot \cos \beta}{\left(\begin{array}{l} P \cdot l \cdot \sin \alpha + P_1 \cdot l' \cdot \sin \alpha \\ - P_2 \cdot l'' \cdot \sin \alpha'' - P_3 \cdot l''' \cdot \sin \alpha''' \\ - P_f \Sigma (r_f) l_1 \cdot \cos \beta \end{array} \right)}$$

Hierin lassen sich einzelne Grössen leicht nach Dr. Pröll¹⁾ graphisch ermitteln. Zieht man nämlich durch den Schwerpunkt der einzelnen Massen, deren Centrifugalmomente wie vorhin bestimmt wurden, also durch die Punkte IV, s_1 , s_2 und s_3 Parallelen zu 0—I, so schneiden diese die Federachse 0—II bzw. deren Verlängerung in den Punkten 0, 1, 2 bzw. 3, und es ist

$$\overline{0-0} = z = a \frac{l \cdot \sin \alpha}{l_1 \cdot \cos \beta}$$

$$\overline{0-1} = z_1 = a \frac{l' \cdot \sin \alpha}{l_1 \cdot \cos \beta}$$

$$\overline{0-2} = z_2 = a \frac{l'' \cdot \sin \alpha''}{l_1 \cdot \cos \beta}$$

$$\overline{0-3} = z_3 = a \frac{l''' \cdot \sin \alpha'''}{l_1 \cdot \cos \beta}$$

Die Richtigkeit der ersten dieser vier Gleichungen ergibt sich z. B. wie folgt. Wegen der Gleichheit der entsprechenden Winkel ist nach der Figur

$$\Delta 0I4 \sim \Delta 050,$$

und es verhält sich deshalb

$$\frac{\overline{0-I}}{\overline{0-0}} = \frac{\overline{I-4}}{\overline{0-5}},$$

oder es ist

$$z = \overline{0-0} = \overline{0-I} \cdot \frac{\overline{0-5}}{\overline{I-4}} = a \frac{l \cdot \sin \alpha}{l_1 \cdot \cos \beta}.$$

Auf ähnliche Weise ergibt sich die Richtigkeit der übrigen Gleichungen.

Durch Einführung der Werte z , z_1 , z_2 und z_3 erhält man alsdann die Beziehung

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30}\right)^2 = \frac{Q}{\left(\begin{array}{l} P \cdot z + P_1 \cdot z_1 - P_2 \cdot z_2 \\ - P_3 \cdot z_3 - P_f \Sigma (r_f) \end{array} \right)} \quad 257$$

Der Charakter eines Schwungradregulators lässt sich schwierig von vorneherein feststellen, sondern nur nach dem Verlauf der n -Kurve beurteilen.

1) Siehe „Civilingenieur“, Jahrgang 1886, Heft 5.

Die Energie, gemessen in der Federachse, ist für jedes Pendel gleich Q , beträgt also im Ganzen

$$E_r = 2Q \dots \dots \dots 258$$

da nur die Federkraft zu überwinden ist, wenn die Pendel des ruhenden Regulators in irgend einer Lage auseinander gehalten werden sollen.

Bezieht man den gesamten Muffenwiderstand ebenfalls auf die Federachse, so folgt mit dem vorstehenden Werte von E_r der Unempfindlichkeitsgrad des Regulators nach Gleichung 204 zu

$$\varepsilon = \frac{W_r}{2Q} \dots \dots \dots 259$$

Um den Teil ε_r des letzteren annähernd berechnen zu können, hat man zunächst die Drucke R_1 und R_2 auf die Zapfen I und II in Fig. 160 des Textes zu bestimmen. Der Druck R_1 ist gleich der Resultierenden aller am Pendel wirkenden Kräfte, der Druck R_2 gleich der Federspannung Q .¹⁾ Bei einem sehr kleinen Ausschlagwinkel $d\alpha$ des Pendels und Zapfens I beträgt die zu überwindende Reibungsarbeit, wenn der Zapfen II sich während dieser Zeit um $d\gamma$ gedreht hat und der Durchmesser beider Zapfen d_1 bzw. d_2 ist,

$$\frac{\mu}{2} (R_1 \cdot d_1 \cdot d\alpha + R_2 \cdot d_2 \cdot d\gamma).$$

Die Gegenkraft von $\frac{1}{2} W_{fr}$, welche diese Reibungsarbeit leisten soll, greift am Hebelarm q an und legt den Weg $q \cdot d\alpha$ zurück, wenn sie in der Federachse wirkend gedacht ist. Es muss also

$$\frac{W_{fr}}{2} q \cdot d\alpha = \frac{\mu}{2} (R_1 \cdot d_1 \cdot d\alpha + R_2 \cdot d_2 \cdot d\gamma),$$

oder

$$W_{fr} = \frac{\mu}{q} (R_1 \cdot d_1 + R_2 \cdot d_2 \frac{d\gamma}{d\alpha})$$

sein, womit dann schliesslich

$$\varepsilon_r = \frac{W_{fr}}{E_r} = \frac{\mu}{2q} \left(\frac{R_1}{Q} d_1 + d_2 \frac{d\gamma}{d\alpha} \right) \dots \dots 260$$

oder auch annähernd, zumal zur Verringerung der Eigenreibung die Feder meistens mit einer Schneide auf das Pendel einwirkt,

$$\varepsilon_r = \mu \frac{d_1 R_1}{2q Q} \dots \dots \dots 260a$$

folgt.

Beispiele.

1. Der in Fig. 1a, Taf. 40 dargestellte Flachregler, Patent C. Sonderrmann in Stuttgart, besitzt nach den Angaben des Erfinders einen theoretischen Ungleichförmigkeitsgrad von $5\frac{1}{3}\%$ und dient zur Regulierung einer Maschine, die mit 6 Atm Eintrittsspannung und 300 minutlichen Umdrehungen arbeitet. Jedes der beiden, den Pendeln angegossenen Schwunggewichte wiegt 3,75 kg. Die Arme eines jeden Pendels zu beiden

Seiten des Drehbolzens c_1 sind genau gleichartig und können bei der Berechnung deshalb vernachlässigt werden. Welche Dimensionen muss die Spiralfeder erhalten und welche Stellkraft entwickelt der Regulator?

Bei dem angeführten Ungleichförmigkeitsgrade von

$$d_r = 0,0533$$

beträgt die kleinste Umdrehungszahl des Regulators

$$n_u = 300 \left(1 - \frac{0,0533}{2} \right) = \sim 292,$$

die grösste Umdrehungszahl

$$n_o = 300 \left(1 + \frac{0,0533}{2} \right) = \sim 308.$$

Vernachlässigt man bei der Berechnung die nur geringe Centrifugalkraft der Federwindungen, so besteht für das Gleichgewicht des Regulators die Beziehung

$$C \cdot c = Q \cdot q,$$

wenn

$$C = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot r$$

die Centrifugalkraft des Schwunggewichtes,

c deren Hebelarm in Bezug auf I,

Q die Federspannung und

q deren Hebelarm in Bezug auf I

ist. Durch Einführung des Wertes von C erhält man auch

$$\frac{P}{g} \omega^2 \cdot r \cdot c = Q \cdot q,$$

oder mit

$$\frac{\omega^2}{g} = \left(\frac{n}{30} \right)^2,$$

$$Q = \left(\frac{n}{30} \right)^2 P \frac{r \cdot c}{q}.$$

Für die innerste Lage der Schwunggewichte ist nun nach der Figur, wo die Lagen des Schwerpunktes für die Schwunggewichte mit 1, 2, 3 bezeichnet sind,

$$r = \overline{O-1} = 0,1 \text{ m}, \quad c(1 \overline{O-1}) = \overline{c_1-1} = 0,09 \text{ m},$$

$$q = 0,023 \text{ m},$$

und man erhält aus der obigen Gleichung eine kleinste Federspannung

$$Q_u = \left(\frac{292}{30} \right)^2 3,75 \frac{0,1 \cdot 0,09}{0,023} = \sim 139 \text{ kg}.$$

Für die äusserste Lage der Schwunggewichte ist

$$r = \overline{O-3} = 0,146 \text{ m}, \quad c(1 \overline{O-3}) = 0,08 \text{ m}$$

$$q = 0,023 \text{ m},$$

und es folgt die grösste Federspannung zu

$$Q_o = \left(\frac{308}{30} \right)^2 3,75 \frac{0,146 \cdot 0,08}{0,023} = 200,7 \text{ kg}.$$

Für die mittlere Lage der Schwunggewichte würde dann die Federspannung

$$\frac{139 + 200,7}{2} = 169,85 \text{ kg}$$

betragen. Da ferner für diese Lage, wie man leicht aus der Zeichnung entnehmen kann,

1) Unter Vernachlässigung des von der Übertragungsstange herrührenden Druckes.

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

$$r = \overline{0-2} = 0,124 \text{ m}, c(1\overline{0-2}) = 0,087 \text{ m},$$

$$q = 0,024 \text{ m}$$

ist, so folgt aus der obigen Gleichung, die dann stattfindende Umdrehungszahl des freischwingenden Regulators zu

$$n = 30 \sqrt{\frac{Q \cdot q}{P \cdot r \cdot c}} = 30 \sqrt{\frac{169,85 \cdot 0,024}{3,75 \cdot 0,124 \cdot 0,087}}$$

$$= \sim 301,1.$$

In derselben Weise würden sich auch für weitere Zwischenlagen die Umdrehungszahlen ermitteln und darnach der Charakter des Regulators beurteilen lassen.

Um die passenden Dimensionen der Feder zu bekommen, wird man probeweise die Drahtdicke δ und den mittleren Radius r derselben wählen müssen und nach Gleichung 245 und 246 die auftretende grösste Drehspannung k_d bzw. die erforderliche Windungszahl m berechnen. Fällt k_d nicht zu gross aus und kann die berechnete Windungszahl m im Regulator untergebracht werden, so wird man δ und r wie gewählt beibehalten können, sonst aber andere Annahmen machen müssen. Hierbei soll bemerkt werden, dass man bei den vorliegenden Regulatoren meistens höhere Werte von k_d , als auf Seite 268 angegeben, zulässt, und zwar findet man k_d bis zu 45 kg.

Nach Fig. 1a, Taf. 40 besitzt die Spiralfeder eine Drahtdicke von

$$\delta = 11 \text{ mm}$$

bei

$$r = 51,5 \text{ mm}$$

mittleren Radius. Aus Gleichung 245 erhält man hiermit und für $G = 8000$ bei der grössten Federspannung $Q = Q_0 = 200,7$ kg eine Drehspannung

$$k_d = \frac{200,7 \cdot 51,5^3}{0,196 \cdot 11} = \sim 39,6 \text{ kg.}$$

Setzt man weiter die Gleichung 246 einmal für die äusserste, das andere Mal für die innerste Lage der Schwungmassen an und subtrahiert beide Gleichungen voneinander, so erhält man die Beziehung

$$f_0 - f_u = \frac{64 \cdot m \cdot r^3}{\delta^4} \frac{Q_0 - Q_u}{G},$$

oder die erforderliche Windungszahl der Feder

$$m = \frac{\delta^4 \cdot G}{64 \cdot r^3} \frac{f_0 - f_u}{Q_0 - Q_u}.$$

Die Federlänge nimmt nun, wenn die Schwungmassen von der innersten zur äussersten Lage gehen, an jeder Seite um 12,6 mm zu. Es beträgt also die ganze Differenz der Federzusammendrückungen

$$f_0 - f_u = 2 \cdot 12,6 = 25,2 \text{ mm.}$$

Die Differenz der Federspannungen ist nach dem Obigen

$$Q_0 - Q_u = 200,7 - 139 = 61,7 \text{ kg.}$$

Mit diesen Werten folgt aus der angeführten Gleichung

$$m = \frac{11^4 \cdot 8000}{64 \cdot 51,5^3} \frac{25,2}{61,7} = \sim 5,5,$$

welche Windungszahl mit der vom Erfinder angegebenen übereinstimmt.

Ist die Centrifugalwirkung der Federwindungen nicht durch einen nach innen schwingenden Teil des Pendelarmes ausgeglichen, so werden die oben berechneten Federspannungen um diese Wirkung grösser zu nehmen sein.

Die Energie E_f des Regulators ist in der Federachse nach Gleichung 258 gleich der doppelten Federspannung. Das Excenter greift aber an einem Hebelarme von 36 mm bei den Grenzlagen an den Pendeln an. Am Excenter beträgt somit die Energie

für die innerste Lage

$$E = 2Q_u \frac{q}{0,036} = 2 \cdot 139 \frac{0,023}{0,036} = \sim 177,6 \text{ kg,}$$

für die äusserste Lage

$$E = 2Q_0 \frac{q}{0,036} = 2 \cdot 200,7 \frac{0,023}{0,036} = 256,45 \text{ kg.}$$

Bei einem Unempfindlichkeitsgrad von $\varepsilon = 0,05$, d. h., sobald die Umdrehungszahl des Regulators um $\frac{\varepsilon}{2}$, also um $2\frac{1}{2}\%$, steigt oder sinkt, überwindet der Regulator einen Muffenwiderstand oder entwickelt eine Stellkraft von

$$W = 0,05 \cdot 177,6 = 8,88 \text{ kg}$$

bei der innersten, bzw. von

$$W = 0,05 \cdot 256,45 = 12,8225 \text{ kg}$$

bei der äussersten Lage.

Um annähernd den auf die Eigenreibung des Regulators entfallenden Teil ε_r des Unempfindlichkeitsgrades ermitteln zu können, bedarf man des Zapfendruckes R_1 auf die Drehbolzen der beiden Pendel. Dieser Druck ist gleich der Resultierenden aus der Centrifugalkraft und der Federspannung. Für die innerste Lage der Schwunggewichte ist die Centrifugalkraft gemäss der Gleichung

$$C \cdot c = Q \cdot q$$

nach den früheren Werten

$$C_u = \frac{139 \cdot 0,023}{0,09} = \sim 35,5 \text{ kg,}$$

die Federspannung

$$Q_u = 139 \text{ kg.}$$

Beide Kräfte schliessen nach der Zeichnung einen Winkel von rund 33° miteinander ein, und deshalb ist

$$R_1 = \sqrt{35,5^2 + 139^2 - 2 \cdot 35,5 \cdot 139 \cdot \cos 33^\circ} =$$

$$\sim 124 \text{ kg.}$$

Der Drehbolzen der beiden Pendel hat einen Durchmesser

$$d_1 = 15 \text{ mm,}$$

derjenige des Bolzens, an welchem die Feder angreift, ist ebenfalls

$$d_1 = 15 \text{ mm.}$$

Es folgt schliesslich aus Gleichung 260 für $\frac{d\gamma}{d\alpha} = \sim 0,1$

und $\mu = 0,08$, $q = 0,023$ m

$$\varepsilon_r = \frac{0,08}{2 \cdot 0,023} \left(\frac{124}{139} 0,015 + 0,015 \cdot 0,1 \right) = \sim 0,026.$$

Für die im Steuerungsmechanismus zu überwindende Reibung verbleibt dann bei der innersten Lage der Pendel noch eine Verstellkraft

$$W_s = (0,05 - 0,026) 177,6 = \sim 4,26 \text{ kg.}$$

Die bei der Verstellung auftretenden Widerstände im Steuerungsmechanismus bestehen, vollständige Entlastung des Schiebers und Ausgleichung des Gestängegewichtes vorausgesetzt, hauptsächlich in der Stopfbuchsenreibung.

Bei einem Reibungskoeffizienten von $\frac{1}{20}$, der bei guter Schmierung und Metallpackung aber wohl nur die Hälfte betragen dürfte, ist diese Reibung, da der Dampfdruck im Schieberkasten höchstens 6 kg/qcm, die Stangendicke 1,0 und 1,6 cm ist, nur

$$\frac{1}{20} 6 (1 + 1,6) \pi = 2,45 \text{ kg,}$$

sodass also mindestens noch

$$4,26 - 2,45 = 1,81 \text{ kg}$$

zur Überwindung sonstiger Widerstände verbleiben.

2. Wie gestaltet sich die Berechnung des in Fig. 1a, Taf. 42 dargestellten Regulators der Maschinenfabrik Örlikon, wenn derselbe eine mittlere Umdrehungszahl von 220 in der Minute und einen theoretischen Ungleichförmigkeitsgrad von 3,6 % besitzen soll?

Die kleinste Umdrehungszahl des Regulators beträgt bei dem angeführten Ungleichförmigkeitsgrade

$$n_u = 220 \left(1 - \frac{0,036}{2} \right) = \sim 216,$$

die grösste Umdrehungszahl

$$n_0 = 220 \left(1 + \frac{0,036}{2} \right) = 224.$$

Das Gewicht eines Pendels inklusive der Platten für den Federangriff ist

$$P = 24 \text{ kg,}$$

das Gewicht eines Stellhebels L_1

$$P_3 = 0,12 \text{ kg.}$$

Bestimmt man die Schwerpunkte beider Teile und misst deren Abstände r und r_3 von der Wellenmitte, sowie die Senkrechten c und c_3 vom Pendeldrehpunkte b_1 auf die Verbindungslinien der Schwerpunkte mit der Wellenmitte, so erhält man für die

	innerste	mittlere	äusserste Lage
Gewicht P	$r = 0,095$	0,144	0,193 m
	$c = 0,229$	0,2235	0,215 m
Gewicht P_3	$r_3 = 0,092$	0,122	0,159 m
	$c_3 = 0,008$	0,131	0,212 m.

Die Spiralfeder hat

$$\delta = 18 \text{ mm}$$

Drahtdicke,

$$r = 45 \text{ mm}$$

mittleren Radius und

$$m = 15$$

Windungen.¹⁾ Nimmt man an, dass eine der letzteren

1) In der Figur sind nur 14 Windungen angedeutet, während in der Ausführung deren 15 vorhanden waren.

mit ihrem Schwerpunkte vor der Wellenmitte liege, so bestimmt sich, wenn bei der mittleren Lage der Pendel die Steigung der Windungen 24 mm ist und die beiden Federenden sich bei dem Ausschlag der Pendel von der innersten bis zur äussersten Lage um je 26 mm verlängern,

für die innerste Lage

$$\Sigma(r_f) = \left(0,024 - \frac{0,013}{7} \right) (1 + 2 + 3 + \dots + 7) = 0,62 \text{ m,}$$

für die mittlere Lage

$$\Sigma(r_f) = 0,024 (1 + 2 + 3 + \dots + 7) = 0,672 \text{ m,}$$

für die äusserste Lage

$$\Sigma(r_f) = \left(0,024 + \frac{0,013}{7} \right) (1 + 2 + 3 + \dots + 7) = 0,724 \text{ m.}$$

Das Gewicht einer Federwindung beträgt

$$P_f = 0,5 \text{ kg,}$$

der Hebelarm der Feder in Bezug auf den Pendeldrehpunkt bei der innersten und äussersten Lage

$$q = 0,059 \text{ m,}$$

bei der mittleren Lage

$$q = 0,06 \text{ m.}$$

Löst man nun die Gleichung 256, in welcher im vorliegenden Falle die Produkte $P_1 \cdot r_1 \cdot c_1$ und $P_3 \cdot r_3 \cdot c_3$ gleich Null zu setzen sind, nach Q auf, so erhält man

$$Q = \left(\frac{n}{30} \right)^2 \left\{ \frac{P \cdot r \cdot c \pm P_3 \cdot r_3 \cdot c_3}{q} + P_f \Sigma(r_f) \right\},$$

also mit den vorstehenden Werten

für die innerste Lage

$$Q_u = \left(\frac{216}{30} \right)^2 \left\{ \frac{24 \cdot 0,095 \cdot 0,229 - 0,12 \cdot 0,092 \cdot 0,008}{0,059} + 0,5 \cdot 0,62 \right\} = \sim 474,7 \text{ kg,}$$

für die äusserste Lage

$$Q_0 = \left(\frac{224}{30} \right)^2 \left\{ \frac{24 \cdot 0,193 \cdot 0,215 + 0,12 \cdot 0,159 \cdot 0,212}{0,059} + 0,5 \cdot 0,724 \right\} = \sim 965 \text{ kg.}$$

Die Federspannung bei der mittleren Lage ist dann

$$Q = \frac{474,7 + 965}{2} = 719,85 \text{ kg,}$$

mit der im Verein mit den obigen Werten die Umdrehungszahl

$$n = 30 \sqrt{\frac{719,85 \cdot 0,06}{(24 \cdot 0,144 \cdot 0,2235 + 0,12 \cdot 0,122 \cdot 0,131) + 0,5 \cdot 0,672 \cdot 0,06}} = \sim 221$$

für diese Lage folgt.

Die grösste Drehspannung, welche die Spiralfeder erleidet, berechnet sich nach Gleichung 245 zu

$$k_d = \frac{965 \cdot 45}{0,196 \cdot 18} = \sim 38 \text{ kg,}$$

während die Gleichung 246, einmal für die äusserste, die andere Mal für die innerste Lage angesetzt, die Beziehung

$$f_0 - f_u = \frac{64 \cdot m \cdot r^3}{\delta^4 \cdot G} (Q_0 - Q_u)$$

liefert, aus der sich mit

$$f_0 - f_u = 2 \cdot 26 = 52 \text{ mm}, \quad Q_0 - Q_u = 965 - 474,7 \\ = 490,3 \text{ kg und } G = 8000$$

die erforderliche Windungszahl zu

$$m = \frac{52 \cdot 18 \cdot 8000}{64 \cdot 45 \cdot 490,3} = 15,28$$

ermittelt, welche mit der Ausführung fast vollständig übereinstimmt.

Die kleinste Energie des Regulators findet bei der

innersten Lage der Pendel statt und beträgt nach Gleichung 258 in der Federachse

$$E_f = 2 Q_u = 2 \cdot 474,7 = 949,4 \text{ kg.}$$

In der Übertragungsstange L_1 wird sich diese Kraft, da die vom Drehpunkt des Pendels auf die Richtung dieser Stange gefällte Senkrechte bei der innersten Lage 0,302 m lang ist, auf

$$E = 949,4 \frac{0,059}{0,302} = \sim 185,4 \text{ kg}$$

reduzieren. Die Verstellkraft des Regulators oder der überwindbare Gesamtmuffenwiderstand würde somit bei einem Unempfindlichkeitsgrad von 4 %

$$W = 0,04 \cdot 185,5 = 7,42 \text{ kg}$$

in der Übertragungsstange sein.