Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 75/76 (1920)
Heft: 9

Artikel: Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren
Autor: Joos, H.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-36426

samtkubatur rd. 45 000 m^3 ausmacht, kam ein sandschüssiger Lehm zur Verwendung, der aus einer 800 *m* weit entfernten Grube gewonnen werden konnte.

Der untere Teil der Dammböschungen wurde auf der Innenseite zweifüssig erstellt. Man konnte deshalb, um einen gleich grossen benetzten Querschnitt wie im Einschnittprofil beizubehalten, die Sohlenbreite von 32 *m* auf 26 *m* herabsetzen. Die Böschungen sind im übrigen in gleicher Weise durch Beton-Platten verkleidet. Nach aussen ist der Damm durch eine gewöhnliche Materialschüttung um 3,0 *m* Breite verstärkt. Die Kanalsohle erhielt auf der Dammstrecke eine 20 *cm* starke Steinrollierung.

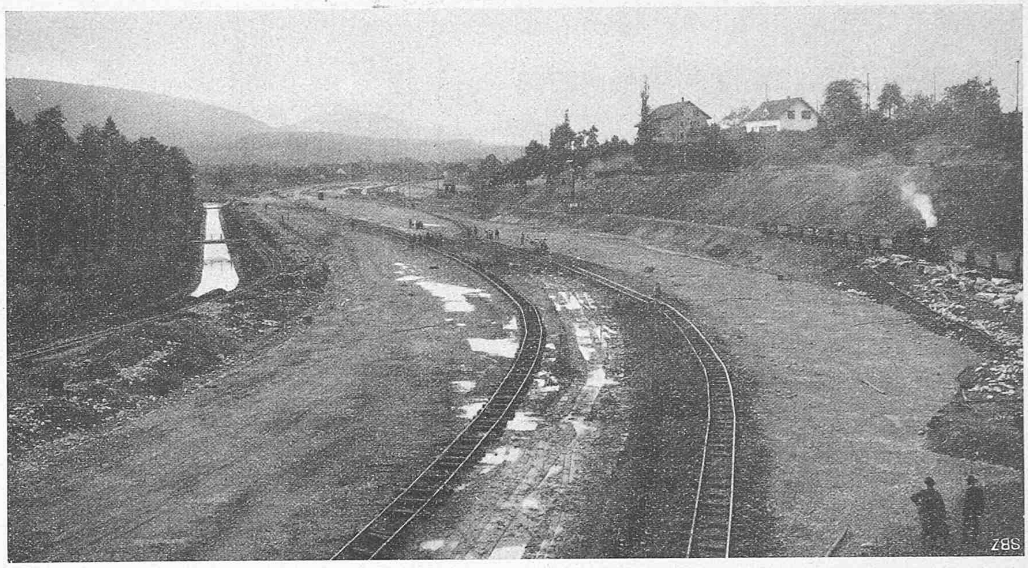

Abb. 56. Damm bei Km. 3,2 kanalaufwärts gesehen.
Zwischen den Geleisen der bis auf Kanalsohlenhöhe ausgeführte Lehmkern (14. X. 15).

Zur Kontrolle der Dammsenkungen sind auf der Dammkrone alle 50 *m* Höhenmarken angeordnet. Bei einer Dammhöhe von 10,0 *m* bis 14,0 *m* betrug die totale Setzung nach zwei Jahren Betriebsdauer des Kanales im Maximum 40 *mm*, im Mittel 21 *mm*, wovon auf die letzten zehn Monate eine mittlere Setzung von 2 *mm* entfällt. Feststellbare Durchsickerungen durch oder unter dem Damm wurden bis heute nicht beobachtet. (Die Abbildungen 52, 56 und 57 zeigen die gleiche Dammstrecke in verschiedenen Baustadien.) (Forts. folgt.)

Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren.

Von Ingenieur *H. Joos*, Winterthur.

(Schluss von Seite 83.)

II. Regulierung mit veränderlicher Reguliergeschwindigkeit.

a) Ohne Reibung.

Ist bei einer hydraulischen Regulierung der Druck der Arbeitsflüssigkeit, sowie die Verstellkraft des Servomotorkolbens konstant, so kann dessen Reguliergeschwindigkeit proportional der Regulierschieber-Abweichung s gesetzt werden; vorausgesetzt, dass die Regulierschieber-Kanäle über den ganzen Hub gleiche Breite besitzen. Die Kolbenwege k sind also proportional der Fläche, die durch die φ- und k-Kurve gebildet wird. Es ist also

$$k = \varepsilon \int_0^t (\varphi - k)\, dt \quad \ldots \ldots \quad (14)$$

wobei $\varepsilon =$ konstant für eine gegebene Regulierung.

Die genaue Entwicklung der Gesetze für die φ- und k-Kurven ergeben verwickelte Differenzial-Gleichungen. Zur Vereinfachung soll deshalb die k-Kurve als eine Gerade angenommen werden. Um jedoch den Voraussetzungen für die veränderliche Reguliergeschwindigkeit mit grosser Annäherung Rechnung zu tragen, wird die Gl. (14) für die Zeit t_x, d. i. die Zeit zwischen zwei Umsteuerpunkten des Regulierschiebers, bei jeder einzelnen Schwingungs-Kurve angewandt. Es wird also nur zwischen zwei Umsteuerpunkten die Reguliergeschwindigkeit konstant angenommen; nach erfolgter Umsteuerung ist sie wieder eine andere. Durch diese Vereinfachung setzt sich die φ-Kurve aus Teilen *verschiedener* Parabelstücke zusammen. Die Abweichungen, die sich bei einer auf diese Art von einer nach den genauen Gesetzen bestimmten Schwingungskurve ergeben, sind, wie am Schlusse an einem Beispiel gezeigt werden wird, sehr gering. Da nun ausserdem die gemachten Voraussetzungen bei der genauen Methode in der Praxis auch stets nur annähernd erfüllt sind, so ergibt die vorliegende Methode im allgemeinen mit der Ausführung ebenso gut übereinstimmende Resultate wie die genauen Gesetze.

Unter Bezug auf Abbildung 14 ist nach Gl. (14)

$$k_x = \varepsilon\,(\text{Parabelfläche } o\, \varphi_1\, x\, t_x - \text{Dreieck } o\, x\, t_x)$$

Die Gleichung der k-Linie ist (Abbildung 15)

$$k = \frac{\sigma \cdot \delta}{T_s} \cdot t$$

Für den Umsteuerpunkt x_1 ist $k_x = \varphi_x$, nach Gl. (4) wird somit

$$k_x = \frac{\sigma \cdot \delta \cdot t_x}{T_s} = \frac{\sigma}{T_a}\left(t_x - \frac{t_x^2}{2\,T_s}\right)$$

Hieraus ergibt sich

$$t_x = 2\,T_a\left(\frac{T_s}{T_a} - \delta\right) \quad \ldots \ldots \quad (15)$$

Anderseits ist nach Gl. (14)

$$k = \varepsilon \int_0^{t_x} (\varphi - k)\, dt = \varepsilon \cdot f_x$$

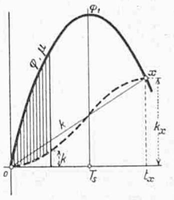

Abb. 14

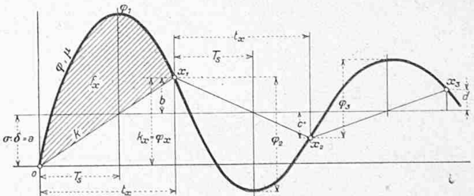

Abb. 15

wobei f_x die in Abbildung 15 schraffierte Fläche der Regulierschieber-Abweichungen bedeutet.

$$\varepsilon = \frac{k_x}{f_x}$$

$$f_x = \int_0^{t_x} \varphi\, dt - \int_0^{t_x} k\, dt = \int_0^{t_x} \frac{\sigma}{T_a}\left(t - \frac{t^2}{2\,T_s}\right) dt - \frac{t_x \cdot k_x}{2}$$

$$f_x = \frac{\sigma \cdot t_x^2}{2\,T_a} - \frac{\sigma \cdot t_x^3}{6\,T_s \cdot T_a} - \frac{t_x \cdot k_x}{2}$$

$$k_x = \frac{\sigma \cdot \delta}{T_s} \cdot t_x = \varepsilon\left[\frac{\sigma \cdot t_x^2}{2\,T_a} - \frac{\sigma \cdot t_x^3}{6\,T_s \cdot T_a} - \frac{t_x^2}{2}\,\frac{\sigma \cdot \delta}{T_s}\right]$$

$$\frac{\delta}{\varepsilon \cdot T_s} = \frac{t_x}{2\,T_a} - \frac{t_x^2}{6\,T_s \cdot T_a} - \frac{t_x \cdot \delta}{2\,T_s}$$

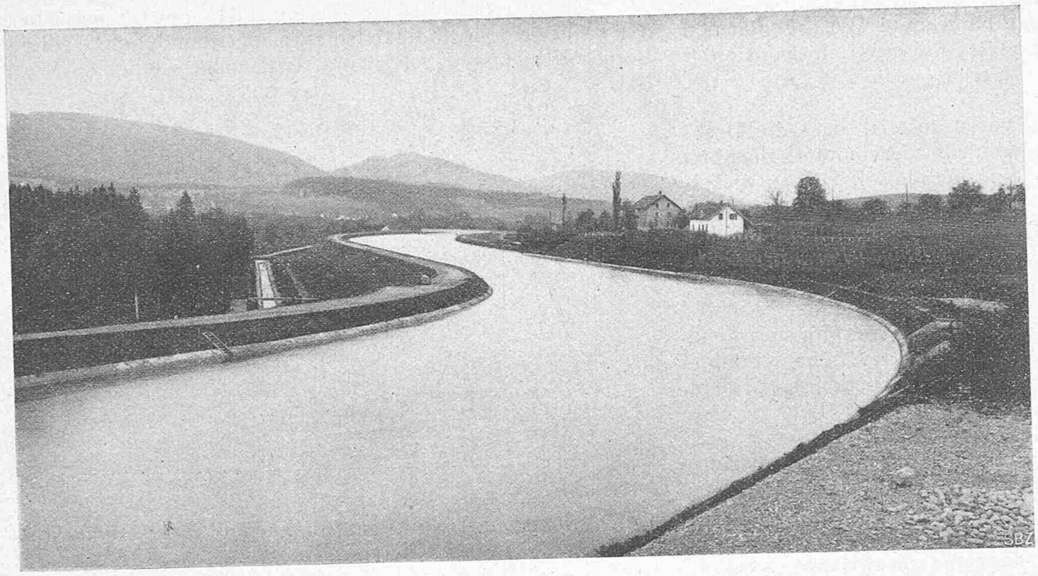

Abb. 57. Dammstrecke des Kanals von Km. 3,2 aufwärts gesehen.
Die Dammkrone liegt 12 bis 13 *m* über der Sohle des Parallelgrabens. (Aufnahme vom 23. V. 1918.)

Für t_x die Gl. (15) eingesetzt gibt

$$\frac{\delta}{\varepsilon \cdot T_s} = \frac{T_s}{T_a} - \delta - \frac{2}{3}\frac{T_s}{T_a} + \frac{4}{3}\delta - \frac{2}{3}\frac{T_a}{T_s}\delta^2 - \delta + \frac{T_a}{T_s}\delta^2$$

$$\frac{T_s^2}{3\,T_a} - \frac{2}{3}\delta \cdot T_s + \frac{T_a \cdot \delta^2}{3} - \frac{\delta}{\varepsilon} = 0 \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

(δ ist in absolutem Wert einzusetzen)

Hieraus berechnet sich die Schlusszeit T_s und diese ist, wie ersichtlich, von der Belastungsänderung σ unabhängig, also für eine gegebene Regulierung konstant. Das Gleiche gilt für t_x nach Gl. (15).

Das erste Maximum φ_1 ist nach Gl. (5)

$$\varphi_1 = \frac{\sigma \cdot T_s}{2\,T_a}$$

Das zweite Maximum $\varphi_2 = \frac{b}{a}\varphi_1$

Das dritte Maximum $\varphi_3 = \frac{c}{a} \cdot \varphi_1 = \frac{c}{b} \cdot \varphi_2$

wobei $\frac{b}{a} = \frac{c}{b} = \frac{d}{c} = \cdots i = \frac{t_x - T_s}{T_s}$ = konstant für alle Schwingungskurven. Hiermit kann in einfacher Weise das Geschwindigkeitsdiagramm aufgezeichnet werden.

Die Konstante $\varepsilon = \frac{k_x}{f_x}$ wird auf folgende Weise berechnet:

Es bezeichne

$x = \frac{H_R}{\delta} \cdot \alpha$ den Hub des Servomotorkolbens für einen Regulatorhub, der einer Geschwindigkeits-Aenderung von 1 % entspricht (Drehpunkt C in Abbildung 1 in letzter Nummer),

F die Kolbenfläche des Servomotors,

G die für den Oeldurchfluss freie Schieberfläche für obigen Regulatorhub $\frac{H_R}{\delta}$ (Drehpunkt B),

c die Geschwindigkeit des Oeles in der freien Schieberfläche,

l die Breite sämtlicher gesteuerten Schieberflächen.

Dann ist

$$k_x \cdot x \cdot F = f_x \cdot G \cdot c = \varepsilon f_x\, x \cdot F$$

Hieraus

$$\varepsilon = \frac{G \cdot c}{x \cdot F} = \frac{\frac{H_R}{\delta}\beta \cdot l \cdot c}{\frac{H_R}{\delta}\alpha \cdot F} = \frac{\beta \cdot l \cdot c}{\alpha\, F} \quad . \quad . \quad . \quad (17)$$

Es ist also unabhängig von δ.

b) Mit Reibung.

Betrachtet man ein Stück der Geschwindigkeitskurve zwischen zwei Umsteuerpunkten für sich, so können auf diese infolge der Annahme geradlinigen Verlaufs der k-Kurve für die Reibung die gleichen Gesetze wie bei einer Regulierung mit konstanter Reguliergeschwindigkeit angewandt werden. Inbezug auf die Dämpfung bietet wiederum der *Fall III* die kritischen Verhältnisse. Für eine gegebene Regulierung sei für diesen Fall die Dämpfung = Null; dann gilt hierfür

$$\varepsilon = \frac{2\,R}{f_x}$$

Für *Fall I* (Abb. 16) wäre für den Kreisprozess

$$\varepsilon_I = \frac{2\,R}{f_I} < \varepsilon\,,$$

da die Schieberabweichungsfläche f_I um das senkrecht schraffierte Stück grösser als f_x ist. Weil nun aber für eine gegebene Regulierung ε für alle Fälle konstant ist, so müsste $k_x > 2\,R$ sein oder bei einem $b = R$ wird $a > R$, d. h. es ist im Gebiete des Falles I positive Dämpfung vorhanden.

Für *Fall II* (Abbildung 17) gilt für den Kreisprozess, wenn man $a = \eta \cdot R$ setzt

$$\varepsilon_{II} = \frac{2\,a}{f_{II}} = \frac{2\,\eta \cdot R}{\eta \cdot f_x} = \varepsilon$$

d. h. im Gebiete des Falles II ist die Dämpfung gleich gross wie bei Fall III, also wie vorausgesetzt gleich Null. (Abbildung 18, Seite 98.)

Es kann also wiederum der Fall III zur Bestimmung des kleinsten zulässigen Ungleichförmigkeitsgrades $\delta_{\min}$ benutzt werden.

Es ist nach Gl. (3)

$$\varphi_k = \int_0^{\frac{t_k}{2}} \frac{dA}{J \cdot \omega^2} = 2\,R$$

$$2\,R = \frac{1}{J \cdot \omega^2} \cdot \frac{R}{\delta_{\min}} \cdot L\,\frac{t_k}{4}\,;$$

für $\frac{J \cdot \omega^2}{L} = T_a$ gesetzt gibt

$$t_k = 8\,T_a \cdot \delta_{\min} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (18)$$

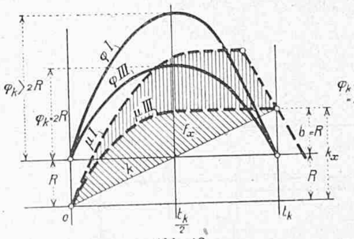

Abb. 16

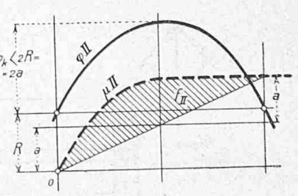

Abb. 17

(gegeben durch die Kraftmaschine und den Regulator). Anderseits ist

$$2\,R = \varepsilon \cdot f_x = \varepsilon \int_0^{t_k} (u - k)\,dt = \varepsilon \frac{2}{3}\,2\,R\,\frac{t_k}{2} = \varepsilon \frac{2}{3} R\,t_k$$

hieraus: $\varepsilon = \frac{3}{t_k}$; $t_k = \frac{3}{\varepsilon}$;

für ε den Wert von Gl. (17) eingesetzt erhält man

$$t_k = \frac{3x \cdot F}{G \cdot c} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (19)$$

(gegeben durch den Regulierschieber und Servomotor). Setzt man die Gl. (18) und (19) einander gleich, so erhält man für

$$\delta_{\min} \geq \frac{3\,x \cdot F}{8\,T_a \cdot G \cdot c} \geq \frac{3}{8 \cdot \varepsilon \cdot T_a} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (20)$$

Für eine kreisprozessfreie Regulierung muss δ stets grösser als der aus Gl. (20) berechnete Wert genommen werden. Im Gegensatz zur Regulierung mit konstanter Reguliergeschwindigkeit ist hier $\delta_{\min}$ von der Grösse der Reibung R unabhängig.

Es wurde am Anfang vorausgesetzt, dass die Drehmomenten-Kurve in Abhängigkeit vom Servomotorkolbenhub eine Gerade sei. Die entwickelten Gleichungen (18) bis (20) sind jedoch auch gültig bei einer *beliebigen Form der Drehmomentenkurve.*

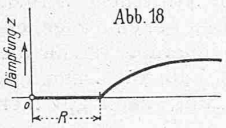

Abb. 18

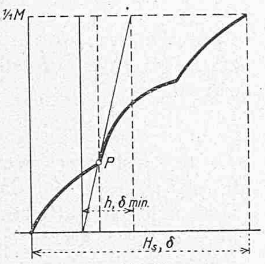

Abb. 19

Zur Untersuchung der Stabilität der Regulierung an irgend einem Punkt P der Drehmomentkurve (Abbildung 19) zieht man in diesem Punkte eine Tangente an die Kurve und betrachtet diese als gesamte Drehmomentlinie der Kraftmaschine. Die Gleichungen (18) bis (20) können nun auf die Tangente angewandt werden. Soll die Regulierung an allen Punkten kreisprozessfrei sein, so darf an keiner Stelle das durch eine Tangente gebildete $\delta_{\min}$ kleiner als das nach Gleichung (20) berechnete sein.

Der Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators ist

$$\delta = \delta_{\min} \frac{H_s}{h}$$

Einen solchen unstetigen Verlauf der Drehmomenten-Kurve, wie Abbildung 19 zeigt, haben z. B. Dampfturbinen mit Regulierungen, bei denen die Dampfzufuhr durch Zuschaltung von Düsengruppen mittels automatischen Ventilen geregelt wird.

Beispiel. Gegeben sei eine Turbinenregulierung von nachstehenden Verhältnissen (vergl. Abb. 20):
Leistung $N_e = 1000\ PS$; $L = 75\,000\ mkgsek^{-1}$
Drehzahl $n_m = 1000 / min$; $\omega_m = 105$
Trägheitsmoment der rotierenden Massen $J = 68\ kgmsek^{-2}$
Oelgeschwindigkeit $c = 3\ msek^{-1}$

1. Rechnung nach vorliegender Theorie.

Es ist die Anlaufzeit nach Gl. (1)

$$T_a = \frac{\delta \cdot \omega^2}{L} = \frac{68 \cdot 11\,000}{75\,000} = 10\ sek$$

$$x = \frac{12}{3} = 4\ cm \quad ; \quad G = \frac{15\,600}{3\,700} \cdot 4\,\pi = 5{,}4\ cm^2$$

Nach Gl. (17) ist die Konstante $\varepsilon = \frac{5{,}4 \cdot 300}{4 \cdot 490} = 0{,}83$

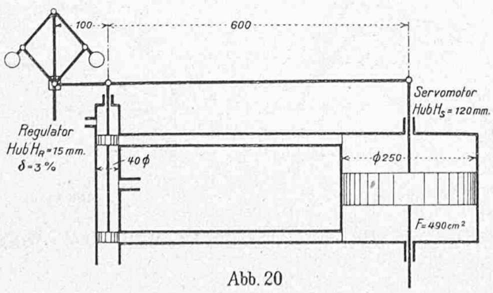

Abb. 20

Die Schlusszeit wird nach Gl. (16)

$$\frac{T_s^2}{3 \cdot 10} - \frac{2}{3}\,0{,}03\,T_s + \frac{10 \cdot 0{,}0009}{3} - \frac{0{,}03}{0{,}83} = 0$$

$$T_s = 1{,}34\ sek$$

Nach Gl. (15) ist $T_x = 20\left(\frac{1{,}34}{10} - 0{,}03\right) = 2{,}08\ sek$

$$\varphi_1 = \frac{1{,}34}{20} = 0{,}067 \text{ d. i. } 6{,}7\ \% \text{ (für } \sigma = 1)$$

$$i = \frac{b}{a} = \frac{2{,}08 - 1{,}34}{1{,}34} = 0{,}55\ ;\ \varphi_2 = 0{,}55\,\varphi_1\ ;\ \varphi_3 = 0{,}55\,\varphi_2$$

Mit den berechneten Werten kann nun in einfacher Weise das Geschwindigkeitsdiagramm (Abbildung 21), ohne Berücksichtigung der Reibung, gezeichnet werden. Nach Gl. (20) ist

$$\delta_{\min} = \frac{3}{8 \cdot 0{,}83 \cdot 10} = 0{,}045 \text{ d. i. } 4{,}5\ \%$$

Die angenommene Regulierung ist also nicht kreisprozessfrei; es sei denn, dass δ über $4{,}5\ \%$ erhöht wird.

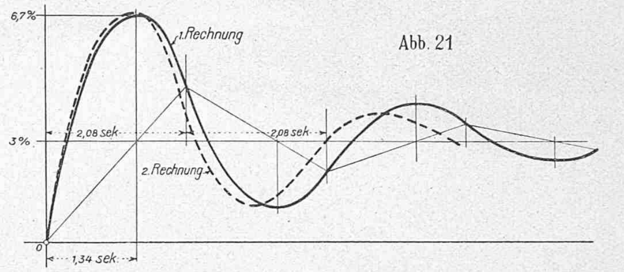

Abb. 21

2. Rechnung nach der genauen Theorie für veränderliche Reguliergeschwindigkeit.

Hierfür gelten die folgenden Gleichungen:

$$n_m \cdot \varphi = c^{pt}\left(c_1 \cdot \cos(q \cdot t) + c_2 \cdot \sin(q \cdot t)\right) + \sigma \cdot \delta \cdot n_m$$

Hierin ist

$$p = -\frac{1}{2}\frac{H_R}{T_1}\ ;\ q = \sqrt{\frac{75}{2}\frac{H_R}{\delta \cdot T_1} \cdot \frac{N_e}{E} - \frac{p^2}{2}}$$

$$E = \frac{J \cdot \omega^2}{2} = \frac{68}{2} \cdot 11\,000 = 374\,000\ mkg$$

T_1 = der relativen Schlusszeit, d. i. die Zeit für einen vollen Hub des Servomotorkolbens, bei einer Regulierschieber-Abweichung entsprechend einer Muffenverschiebung von 1 *cm.*

$$T_1 = \frac{490 \cdot 12}{4 \cdot \pi \cdot \frac{6}{7} \cdot 300} = 1{,}82\ sek$$

$$p = -\frac{1}{2}\frac{1{,}5}{1{,}82} = -0{,}412\ ;$$

$$q = \sqrt{37{,}5\,\frac{1{,}5}{0{,}03 \cdot 1{,}82} \cdot \frac{1000}{374\,000} - \frac{0{,}412^2}{4}} = 1{,}65\ sek$$

$$c_1 = -\delta \cdot \sigma \cdot n\ ;\quad \sigma = 1\ ;$$
$$= -0{,}03 \cdot 1000 = -30$$

$$c_2 = \sigma\,\frac{n}{q}\left(\frac{75}{2}\frac{N_e}{E} + p \cdot \delta\right)$$
$$= \frac{1000}{1{,}65}\left(37{,}5\,\frac{1000}{374\,000} - 0{,}412 \cdot 903\right) = 60$$

Schwingungsdauer $T' = \frac{2\,\pi}{q} = \frac{6{,}28}{1{,}65} = 3{,}8\ sek$

$$n \cdot \varphi = \frac{1}{e^{0{,}412\,t}}\left[-30\cos(1{,}65\,t) + 60\sin(1{,}65\,t)\right] + 30$$

t	$c^{0{,}412\,t}$	$\cos(1{,}65\,t)$	$\sin(1{,}65\,t)$	φ
0	1	1	0	0
1,34	1,74	— 0.605	0,80	0,068
2,08	2,36	— 0,96	— 0,29	0,035
3,42	4,08	0,81	— 0,59	0,015
5,5	9,6	— 0,96	0,33	0,035

Die errechneten Werte für φ sind in der Abb. 21 punktiert eingezeichnet. Für das erste Maximum von φ, das stets garantiert werden muss, ist die Uebereinstimmung mit der ersten Rechnung eine sehr gute. Für die nachfolgenden Schwingungen ist die Uebereinstimmung von kleinerer Bedeutung; insbesondere weil bei diesen die Reibung sich in vermehrtem Masse bemerkbar macht.

III. Einfluss der Regulierschieber-Reibung.

Bei den vorliegenden Untersuchungen wurden sämtliche Reibungswiderstände in der Regulatormuffe vereinigt gedacht. Angenommen der Regulator selbst sei reibungslos und der Reibungswiderstand, ausgedrückt durch die Drehzahländerung R, trete am Orte des Regulierschiebers auf, so ergibt sich der Verlauf der φ-, μ- und k-Kurven (Abb. 22) aus der folgenden Ueberlegung: Tritt zur Zeit $t = 0$ eine Belastungsänderung auf, so wird sich die Regulatormuffe wiederum erst nach einer Tourenänderung $\triangle \varphi = R$ verschieben und hiermit eine Bewegung des Servomotorkolbens, dargestellt durch die k-Linie, hervorrufen. Die μ-Kurve verläuft aber nur bis zum Punkte P parallel mit der φ-Kurve. Punkt P ist festgelegt durch die Zeit t_P, zu der die Tangente τ an die φ-Kurve im Punkte P' parallel zur k-Kurve verläuft. Denn würde μ weiter parallel zu φ verlaufen, so müsste im Punkte P eine Bewegungsumkehr der Schieberabweichung erfolgen; dies kann aber erst im Punkte Q geschehen, woselbst die φ-Kurve um R unter der μ-Kurve liegt. Zwischen P und Q bleibt die Schieberabweichung unverändert, die μ-Kurve verläuft parallel zur k-Kurve.

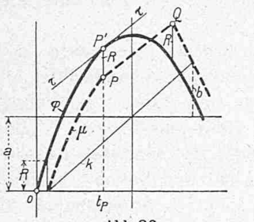

Abb. 22

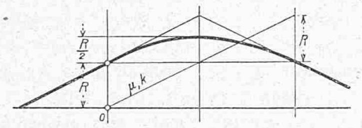

Abb. 23

Den Grenzfall, für den überhaupt noch ein Regulier-Vorgang möglich ist, bildet jener, für den Punkt P mit O oder die μ-Kurve mit der k-Kurve zusammenfällt. Betrachtet man für diesen Grenzfall den *Kreisprozess*, so zeigt Abb. 23, dass dieser nur mit den Amplituden $a_k = R$ und $\varphi_k = \frac{R}{2}$ möglich ist.

Ferner ergibt sich, dass eine weitere Dämpfung der Schwingungen, wie gross man auch δ wählen mag, nicht mehr möglich ist. Es können deshalb bei Vorhandensein von Regulierschieber-Reibung Kreisprozesse niemals ganz beseitigt werden. Die Praxis zeigt denn auch, dass solche Reibungswiderstände viel nachteiliger sind, wie Reibung im Regulator. Dagegen können die Regulierschieber sehr gut fast reibungslos gemacht werden, während die Regulatoren je nach Konstruktion und Ausführung stets mit kleineren oder grösseren Reibungswiderständen behaftet sind. Die entwickelten Gesetze können deshalb mit grosser Annäherung zur Bestimmung der notwendigen Grössen zur Konstruktion einer Regulierung angewandt werden.

Zusammenfassung.

1. Es werden die Reguliervorgänge untersucht für Regulierungen mit konstanter Reguliergeschwindigkeit, und zwar ohne und mit Reibung. Es wird gezeigt, dass die Reibung stets die Ursache von Kreisprozessen bildet. Es folgt hierauf die Berechnung des kleinsten zulässigen Ungleichförmigkeitsgrades, bei dem keine Kreisprozesse mehr auftreten.

2. Für die Vorgänge bei einer Regulierung mit veränderlicher Reguliergeschwindigkeit wird zur Vereinfachung der Berechnung der Geschwindigkeitskurve die Regulier-Geschwindigkeit innerhalb eines Schwingungsabschnittes konstant angenommen. Dies gestattet ferner die Untersuchung der Kreisprozesse in ähnlicher Weise wie bei einer Regulierung mit konstanter Reguliergeschwindigkeit. Auch hier wird eine einfache Beziehung zur Berechnung des kleinsten zulässigen Ungleichförmigkeitsgrades abgeleitet.

3. Es wird gezeigt, dass bei Vorhandensein von Reibung im Regulierschieber Kreisprozesse nie ganz vermieden werden können.

Von der Stiftung zur Förderung schweizerischer Volkswohlfahrt.

Wie man in den Zeitungsberichten über die Bundesversammlung gelesen hat, behandelte am 13. Februar 1920 der *Ständerat* die Botschaft des Bundesrates vom 7. August 1919, wonach der „Stiftung zur Förderung schweiz. Volkswirtschaft durch wissenschaftliche Forschung an der E. T. H." aus dem Einnahmen-Ueberschuss der Ein- und Ausfuhrbewilligungen (der kriegswirtschaftlichen Abteilung im Volkswirtschafts-Departement) ein einmaliger Beitrag von 1 Mill. Fr. zu überweisen sei. In unserer bezüglichen Mitteilung des bundesrätlichen Antrages hatten wir (am 16. August 1919) die Zustimmung der Bundesversammlung als selbstverständlich angenommen. Im Ständerat wurde indessen geltend gemacht, dass neben der E. T. H. logischerweise (!) auch die Ingenieurschule in Lausanne unterstützt werden müsse. Dann wurde der „Geist im Lehrkörper der E. T. H." kritisiert und als Beispiel „ein gewisser Professor der E. T. H." zitiert (Wyneken), der dort unerwünschte Theorien predige usw. Auch wurde vor zentralistischen Bestrebungen gewarnt und auf das aufbauende Kräftespiel des Föderalismus verwiesen. Weiter wurde behauptet, es dürften keine eidgenössischen Gelder für unkontrollierbare „Pröbeleien", „Eigenbrödeleien" usw. „hinausgeworfen" werden, und dadurch das eidgen. Budget zum Nachteil notwendiger Lebensbedürfnisse des Volkes belastet werden, usw. Trotz Belehrung von Seiten des Departements-Chef, Bundesrat E. Chuard, und von Ständerat Usteri wies der Ständerat die Vorlage „auf Grund der gewalteten Diskussion", also offensichtlich unter dem Eindruck obiger Bedenken, nochmals an den Bundesrat zurück.[1])

*

Es ist sehr bedauerlich, dass dadurch ein Unternehmen von grosser gesamtschweizerischer Bedeutung gefährdet wurde, doppelt bedauerlich deshalb, *weil obige Bedenken samt und sonders unzutreffend sind, auf Missverständnis, bezw. Unkenntnis des Sachverhalts beruhen!*

Was zunächst den „Geist im Lehrkörper der E. T. H." betrifft, so ist zu sagen, dass Wyneken weder Professor ist, noch zur E. T. H. in irgend einer Beziehung steht; es handelt sich um die Universität Zürich, in deren Aula der Genannte auf Einladung von Universitäts-Studenten zwei Vorträge hielt. Das nebenbei.

Der Hauptirrtum in der ständerätlichen Diskussion liegt aber darin, dass durch die von Bundesrat und Ständerat-Kommission einstimmig beantragte Zuweisung „die Laboratorien der E. T. H.", also indirekt Zürich, unterstützt werden sollen, was eine „Kompensation" in Lausanne erfordere. Dass im Titel der Stiftung die E. T. H. genannt ist, findet seine natürliche Erklärung darin, dass die Stiftung der Initiative und Opferwilligkeit der „Gesellschaft ehemaliger Studierender der E. T. H." zu verdanken ist, die als *Domizil* ihrer vaterländischen Unternehmung naturgemäss die einzige *Eidgenössische* Hochschule, also die E. T. H., gewählt hat. Dies erschien den Initianten, auch den welschen unter ihnen, ganz selbstverständlich; es sollte auch in weitern Kreisen selbstverständlich sein. Dass aber dieses Rechtsdomizil der Stiftung kein gesamtschweizerisches Interesse verkürzt, geht aus den Statuten [2]) klar hervor, denn es heisst (in Art. 17), dass die „durch Stiftungsmittel geförderten Forschungsarbeiten an der E. T. H. *oder anderwärts*, und zwar durch Angehörige des Lehrkörpers, *wie durch andere* hierzu berufene Fachleute vorgenommen werden können". Es ist also dem freien Spiel aller Kräfte, die schweizerische Interessen verfolgen, keinerlei Schranke gesetzt.[3]) Ferner ist zu sagen, dass der Stiftungsrat, in dem der Schweiz. Schulrat von amtswegen Sitz und Stimme hat, sich aus Vertretern aller Landesteile zusammensetzt, und dass er schon in seiner konstituierenden Sitzung beschlossen hat, Statuten usw. in allen drei Landessprachen zu drucken, um auch dadurch den *gesamtschweizerischen* Charakter der Stiftung zu betonen. Dass diese sich in Dienst der Oeffentlichkeit *in weitetestem Sinne* stellt, bezeugt Art. 16, wonach zur Benützung der Institution berechtigt sind „Industrielle, Gewerbetreibende und Private, Dozenten der E. T. H. *und anderer schweizerischer Lehranstalten*, sodann auch eidgenössische und kantonale Amtstellen, denen die Beschaffung der erforderlichen staatlichen Mittel innert nützlicher Frist nicht möglich ist".

Auch der Vorwurf betreffend wertloser „Pröbeleien" usw. ist haltlos. *Das Gegenteil* ist zutreffend, denn sowohl im Stiftungsrat wie im Vorstand dürfen nicht mehr als ein Drittel der Mitglieder Dozenten sein. Es ist also, gerade zur Ausschaltung von allfälligen

[1]) Wir stützen uns auf die Berichterstattung in „N. Z. Ztg.", „Züricher Post", „Bund", „Basler Nachrichten", „National-Zeitung", „Vaterland", „Liberté", „Revue de Lausanne" und „Journal de Genève".

[2]) Veröffentlicht in Band LXXIII, Seite 1 der „Bauzeitung" (vom 4. Jan. 1919).

[3]) Es wäre zu überlegen, ob man nicht gut täte, zur Vermeidung zwar unbegründeter, aber offensichtlich doch vorhandener Befürchtungen, die bei der Statuten-Beratung mit Rücksicht auf die Entstehungsgeschichte der Stiftung beibehaltenen, heute aber gar nicht mehr zutreffenden Titel-Schlussworte „an der E. T. H." einfach zu streichen. *C. J.*