Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 75/76 (1920)

Heft: 8

Artikel: Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren

Autor: Joos, H.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-36421

Band 75. **Nr. 8.**

Einfache Theorie der Reguliervorgänge indirekt wirkender Regulatoren.

Von Ingenieur *H. Joos*, Winterthur.

Veranlassung zur vorliegenden Arbeit gab das Bedürfnis der Praxis nach einer einfachen Theorie der Reguliervorgänge, die die Bestimmung der bei der Konstruktion einer Regulierung festzulegenden Grössen zur Einhaltung der vorgeschriebenen Drehzahlschwankungen, sowie zur Vermeidung von Kreisprozessen (Pendelungen) zeigt.

Es sollen nur indirekt wirkende hydraulische Regulierungen mit einfacher Schiebersteuerung und starrer Rückführung betrachtet werden, wie solche hauptsächlich bei Dampf- und Wasserturbinen Anwendung finden. Dabei werden die folgenden Voraussetzungen gemacht:

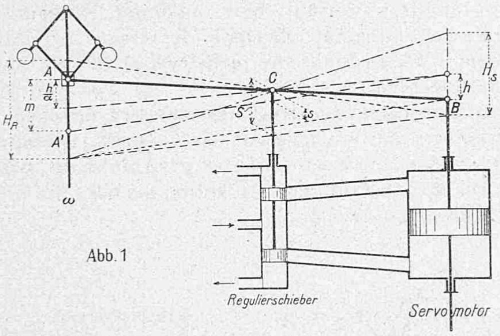

Abb. 1

1. Die Massenwirkung der Regulator-Schwunggewichte soll vernachlässigt werden, was bei den gebräuchlichen schnellaufenden Federreglern stets zulässig ist.

2. Der Regulator besitze konstanten Ungleichförmigkeitsgrad über den ganzen Muffenhub.

3. Das Drehmoment M der Kraftmaschine sei für eine bestimmte Füllung unabhängig von der Drehzahl und der Zeit, ferner proportional dem Hube des Servomotors.

Unter der *Anlaufzeit* T_a versteht man die Zeit, die notwendig ist, um die Kraftmaschine mit dem Drehmoment, das der Vollast L in kgm/sek^{-1} entspricht, vom Stillstand auf die normale Drehzahl n_m zu bringen.

Ist J das Trägheitsmoment der rotierenden Massen in kgm/sek^{-2}, ferner ω_m die normale Winkelgeschwindigkeit, so ist

$$\frac{J \cdot \omega_m^2}{2} = \frac{T_a \cdot L}{2}$$

$$T_a = \frac{J \cdot \omega_m^2}{L} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Jede indirekt wirkende Regulierung mit beliebig gestaltetem starren Rückführungsgestänge lässt sich schematisch durch Abbildung 1 darstellen.

Es seien

H_R der gesamte der Vollast entsprechende Hub des Regulators,

δ der diesem Hub entsprechende Ungleichförmigkeitsgrad,

H_S der gesamte der Vollast entsprechende Hub des Servomotor-Kolbens,

$\alpha = \frac{H_S}{H_R}$ das Uebersetzungsverhältnis zwischen Servomotor- und Regulatorhub mit C als Drehpunkt

$\beta = \frac{S}{H_R}$ das Uebersetzungsverhältnis zwischen Regulierschieber- und Regulatorhub mit B als Drehpunkt.

Die Lage des Steuergestänges für irgend einen Beharrungszustand sei A-B, die Winkelgeschwindigkeit ω_0. Es erfolge zur Zeit $t = 0$ nun eine plötzliche Belastungs-Zunahme, dann sei zur Zeit t_1 die Winkelgeschwindigkeit ω_1 und die Lage der Reglermuffe A'. Die Muffenverschiebung m ergibt sich für einen reibungslosen Regulator aus

$$m = \frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_m} \cdot \frac{H_R}{\delta}$$

Es sei $\frac{\omega_0 - \omega_1}{\omega_m}$ = der relat. Geschwindigkeitsabweichung $= \varphi$.

Ferner soll die Muffenverschiebung m durch eine relative Geschwindigkeits-Abweichung μ ausgedrückt werden

$$\mu = \frac{m}{H_R} \cdot \delta \quad ; \quad m = \mu \cdot \frac{H_R}{\delta}$$

Für einen reibungslosen Regler ist $\mu = \varphi$.

Der Weg des Servomotorkolbens in der Zeit t_1 sei h; dann ist die Regulierschieber-Abweichung aus der Mittellage C

$$s = \left(m - \frac{h}{\alpha}\right) \beta$$

Die Servomotorkolben-Bewegung kommt zur Ruhe, bezw. wird umgesteuert, wenn zu irgend einem Zeitpunkt $s = 0$ ist, oder wenn

$$m = \frac{h}{\alpha}$$

Der Wert $\frac{h}{\alpha}$, der die Servomotorkolben-Bewegung darstellt, bedeutet einen Teil des Reglerhubes und kann durch eine entsprechende relative Geschwindigkeits-Abweichung k ausgedrückt werden.

$$k = \frac{\frac{h}{\alpha}}{H_R} \cdot \delta \quad ; \quad \frac{h}{\alpha} = \frac{k \cdot H_R}{\delta}$$

Für den Umsteuerpunkt gilt also

$$\mu \frac{H_R}{\delta} = k \frac{H_R}{\delta} \quad \text{oder} \quad \mu = k.$$

Trägt man in einem Zeit-Geschwindigkeits-Diagramm φ, k und μ als Funktionen der Zeit t auf, so kommt im Schnittpunkt der μ- und k-Kurven die Servomotorkolben-Bewegung zum Stillstand, bezw. wird umgesteuert. Die *Schieberabweichung* ergibt sich aus der Differenz der μ- und k-Kurven zu

$$s = (\mu - k) \frac{H_R}{\delta} \beta \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

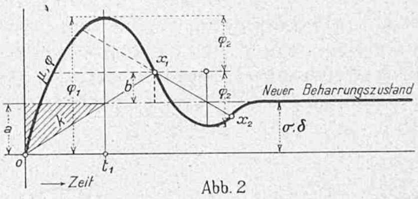

Abb. 2

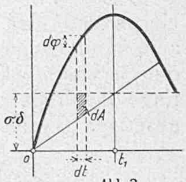

Abb. 3

I. Regulierung mit konstanter Reguliergeschwindigkeit.

a) Ohne Reibung.

Die φ- und μ-Kurven fallen hier zusammen.

Es bezeichnen:

T_s die Schlusszeit des Servomotors für den vollen Hub H_S,

σ die relative momentane Belastungsänderung; ferner sei $t_1 = \sigma \cdot T_s$.

Die k-Kurve ist eine Gerade. Zur Zeit t_1 hat der Servomotorkolben die der neuen Belastung entsprechende Stellung erreicht, weshalb in diesem Zeitpunkte keine Aenderung von φ stattfindet. Die Regulierbewegung wird jedoch erst im Punkt x_1 umgesteuert, nachdem der Servomotorkolben die Stellung des neuen Beharrungszustandes um die Grösse b überschritten hat (Abbildung 2).

Die Form der φ-Kurve ergibt sich aus folgender Ableitung: In der Zeit dt haben z. B. bei einer Entlastung die Schwungmassen die Arbeit dA aufzunehmen, das eine Geschwindigkeitsänderung $d\omega$ hervorruft (Abbildung 3). Diese Arbeit beträgt:

$$dA = \frac{J}{2}\left[(\omega + d\omega)^2 - \omega^2\right] = \frac{J}{2}\left[\omega^2 + 2\,\omega d\omega + d\omega^2 - \omega^2\right]$$

Hierin kann $d\omega^2$ vernachlässigt werden und es wird dann

$$dA = J\cdot\omega\cdot d\omega\ ;\quad d\omega = \frac{dA}{J\cdot\omega}$$

und die relative Geschwindigkeits-Abweichung:

$d\varphi = \frac{d\omega}{\omega_m}$; ω_m kann angenähert $= \omega$ gesetzt werden.

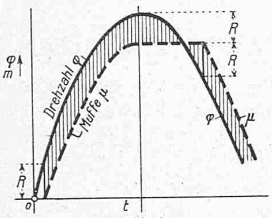

Abb. 4

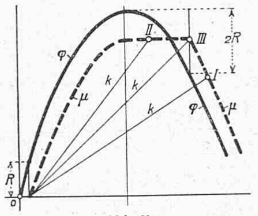

Abb. 5

Dann ist

$$d\varphi = \frac{dA}{J\cdot\omega_m^2} \quad \ldots\ldots \quad (3)$$

Anderseits ist nach Abbildung 3

$$dA = \left(\sigma\cdot\delta\cdot dt - \frac{\sigma\cdot\delta\cdot t}{t_1}dt\right)\frac{L}{\delta} = \sigma L\left(dt - \frac{t}{t_1}dt\right)$$

In Gl. (3) eingesetzt

$$d\varphi = \frac{\sigma\cdot L}{J\cdot\omega_m^2}\left(dt - \frac{t}{t_1}dt\right) = \frac{\sigma}{T_a}\left(dt - \frac{t}{t_1}dt\right)$$

$$\varphi = \frac{\sigma}{T_a}\left(\int_0^t dt - \frac{1}{t_1}\int_0^t t\,dt\right) = \frac{\sigma}{T_a}\left(t - \frac{t^2}{2\,t_1}\right) \quad \ldots \quad (4)$$

Dies ist die Gleichung einer Parabel mit vertikaler Axe. Für die *maximale Geschwindigkeits-Abweichung* φ_1 ist für t der Wert t_1 zu setzen; hiermit wird

$$\varphi_1 = \frac{\sigma}{2\,T_a}\cdot t_1 \quad \ldots\ldots \quad (5)$$

Für t_1 den Wert $\sigma\cdot T_s$ gesetzt, wird

$$\varphi_1 = \frac{\sigma^2\cdot T_s}{2\,T_a} \quad \ldots\ldots \quad (6)$$

Aus Gl. (6) folgt mit Bezug auf Abbildung 2

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \left(\frac{a}{b}\right)^2$$

Wie aus Abbildung 2 und Gl. (4) ersichtlich ist, bilden die einzelnen Schwingungskurven des Reguliervorganges Kurvenstücke ein und derselben Grundparabel.

Ein *Kreisprozess*, d. h. ein gleichmässiges Hin- und Herpendeln der Drehzahl entsteht dann, wenn bei zwei aufeinanderfolgenden Umsteuerungen des Regulierschiebers die Servomotorkolben-Abweichungen (Amplituden) von der Lage des Beharrungszustandes gleich gross, aber entgegengesetzten Sinnes sind.

es ist also hier stets Dämpfung vorhanden. Bei einer Regulierung ohne Rückführung wäre $\alpha = \infty$, die k-Linie fällt mit der Abszissenaxe zusammen, die Dämpfung $z = 0$. Bei einem reibungslosen Regulator muss also bei positivem δ stets nach einer gewissen Zeit der Beharrungszustand eintreten; diese Zeit nimmt mit wachsendem δ ab.

b) Mit Reibung.

In der Praxis ist ein vollkommen reibungsloser Regulator nicht denkbar, vielmehr sind in diesem stets kleinere oder grössere Reibungswiderstände, je nach der Konstruktion und Ausführung, vorhanden, die, wie im Folgenden gezeigt werden soll, die Ursache der Kreisprozesse bilden.

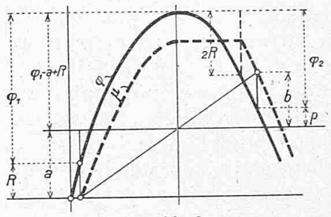

Abb. 6

Es bezeichne R die relative Drehzahländerung, die nötig ist, um eine Bewegung der Reglermuffe aus der Ruhelage in der einen oder andern Richtung herbeizuführen. Im Zeit-Geschwindigkeitsdiagramm fällt jetzt die μ-Kurve nicht mehr mit der φ-Kurve zusammen, sondern verläuft bei steigender Drehzahl unterhalb und bei fallender oberhalb derselben (Abbildung 4). Nach dem Umkehrpunkt der φ-Kurve bleibt die Muffe solange unbeweglich, bis die Drehzahl um $2\,R$ gesunken ist. Die Umsteuerungen des Regulierschiebers erfolgen in den Schnittpunkten der μ-Kurve mit der k-Kurve. Dieser Schnitt der beiden Kurven kann auf die in Abbildung 5 gezeichneten drei Arten erfolgen; es sollen deshalb die drei Fälle einzeln untersucht werden.

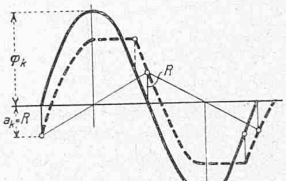

Abb. 7

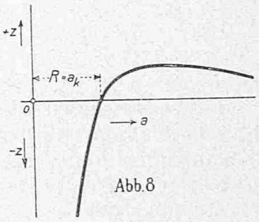

Abb. 8

I. Fall. Die Umsteuerung des Regulierschiebers erfolgt nach der Bewegungsumkehr der Reglermuffe (Abb. 6). Dies tritt dann ein, wenn die der Servomotorkolben-Abweichung b entsprechende Geschwindigkeits-Abweichung φ_2 grösser als $2\,R$ ist, also wenn

$$\varphi_2 > 2\,R$$

$$\varphi_2 = \left(\frac{b}{a}\right)^2\varphi_1 = i^2\cdot\varphi_1\ ;$$

$$p = b - R = \varphi_1 - a + R - \varphi_2 = \varphi_1 - a + R - i^2\cdot\varphi_1.$$

Für $b = i\cdot a$ eingesetzt, ergibt sich

$$i^2\,\varphi_1 + i\cdot a - \varphi_1 + a - 2\,R = 0 \quad \ldots \quad (8)$$

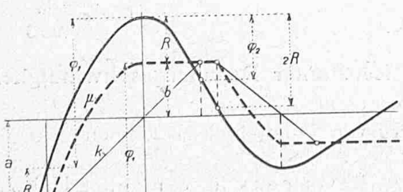

Abb. 9

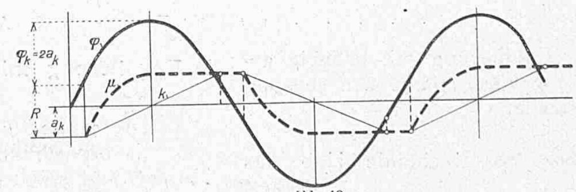

Abb. 10

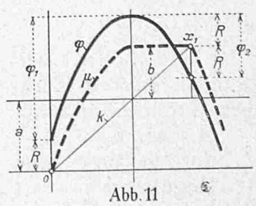

Abb. 11

Unter der *Dämpfung* bei einem Reguliervorgange sei die relative Annäherung der Servomotorkolben-Abweichungen bei zwei aufeinanderfolgenden Umsteuerungen des Regulierschiebers an die Lage des Beharrungszustandes verstanden. Sie ist bestimmt durch:

$$z = \frac{a-b}{a} = 1 - \frac{b}{a} = 1 - i \quad \ldots\ldots \quad (7)$$

Für einen Kreisprozess ist $a = b$ und $z = 0$. Für jeden positiven Wert von δ und α wird $b < a$ und $z > 0$;

Für den Kreisprozess ist $i = 1$; hiermit wird Gl. (8)

$$\varphi_1 + a - \varphi_1 + a - 2\,R = 0$$

$$R = a = b < \frac{\varphi_k}{2} \quad \ldots\ldots \quad (9)$$

d. h. ein Kreisprozess ist nur möglich mit der Servomotorkolben-Amplitude $a_k = R$. Die zugehörige Geschwindigkeits-Amplitude ist $\varphi_k = \varphi_1 = \varphi_2 > 2\,R$ (Abbildung 7). Für Werte $a > R$ ergeben die Gleichungen (8) und (7) positive und für Werte $a < R$ negative Dämpfung, d. h.

die Regulierschwingungen streben einem Kreisprozess mit $a = R$ zu (siehe Abbildung 8).

II. Fall. Dieser kommt dann zustande, wenn die Umsteuerung des Regulierschiebers in der Unbeweglichkeitsphase der Reglermuffe erfolgt (Abbildung 9). Hierfür gilt

$$\varphi_2 < 2\,R$$

Es ist

$$\varphi_1 = a + b$$

$$i = \frac{b}{a} = \frac{\varphi_1}{a} - 1 \quad (10)$$

Für den Kreisprozess ist

$$\frac{\varphi_k}{a} - 1 = 1$$

$$\varphi_k = 2\,a < 2\,R \quad (11)$$

d. h. beim Kreisprozess ist die Geschwindigkeits-Amplitude φ_k gleich der doppelten Servomotor-Amplitude a_k. Diese ist von R unabhängig solange $a_k < R$ ist (Abbildung 10).

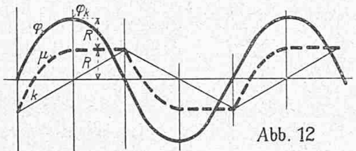

Abb. 12

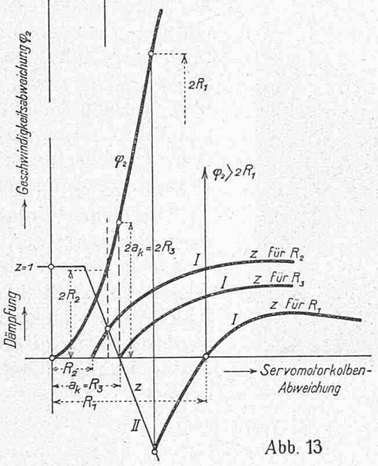

Abb. 13

III. Fall (Kritischer Fall). Die Umsteuerung des Regulierschiebers erfolgt im Umkehrpunkt x_1 der Muffenbewegung μ; hierfür gilt nach Abbildung 11

$$\varphi_2 = 2\,R$$

Es gelten hier sowohl die Gesetze von Fall I, als auch jene von Fall II. Für den Kreisprozess ist somit

Nach Gl. (9) $\quad a = R$

Nach Gl. (11) $\quad \varphi_k = 2\,a$;

also $\quad \varphi_k = 2\,R = 2\,a \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (12)$

d. h. ein Kreisprozess ist nur möglich mit einer Servomotorkolben-Amplitude $a_k = R$ und einer entsprechenden Geschwindigkeits-Amplitude $\varphi_k = 2\,R$. (Abbildung 12.)

Abhängigkeit der Dämpfung von der Servomotorkolben-Abweichung. Setzt man für eine gegebene Regulierung

$$\varphi_1 = \lambda \cdot a^2 \text{ , dann gilt}$$

für Fall I

$$i^2 \cdot \lambda \cdot a^2 + i \cdot a - \lambda \cdot a^2 + a - 2\,R = 0 \quad . \quad (8a)$$

für Fall II

$$i = \lambda \cdot a - 1 \quad . \quad (10a)$$

Für den Kreisprozess ist $i = 1$; also

$$\lambda = \frac{2}{a_k}$$

Für $z_{\max} = 1$ wird $i = 0$ und

$$a = \frac{a_k}{2}.$$

Während bei Fall I nach Gl. (8a) bei einer gegebenen Regulierung für verschiedene Werte von R verschiedene Dämpfungskurven entstehen, so ergibt Gl. (10a) für den Fall II eine ganz bestimmte, von R unabhängige Dämpfungslinie (Abbildung 13). Der Schnittpunkt der beiden Dämpfungs-Kurven I und II entspricht der Dämpfung für den Fall III, die stets einen Minimalwert darstellt.

Inbezug auf die Dämpfung bietet also der Fall III die ungünstigsten Verhältnisse, und es muss dieser kritische Punkt bei stetiger Abdämpfung von Regulierschwingungen, die im Gebiete des Falles I stattfinden, stets durchschritten werden. Für eine stabile Regulierung muss im kritischen Punkte die Dämpfung noch positiv sein. Es gilt deshalb für eine kreisprozessfreie Regulierung der folgende Satz:

Eine Regulierung ist dann kreisprozessfrei, wenn bei einer Amplitude des Servomotorkolbens = R die entsprechende Geschwindigkeits-Abweichung $\leq 2\,R$ ist.

Diese Bedingung kann in folgender Weise zur Berechnung des kleinsten zulässigen Ungleichförmigkeitsgrades benutzt werden:

Nach Gl. (6) ist $\quad \varphi_1 = \frac{\sigma^2 \cdot T_s}{2\,T_a}$

Für den kritischen Fall ist $\sigma = \frac{R}{\delta}$ und $\varphi_1 = 2\,R$

also

$$2\,R = \frac{R^2 \cdot T_s}{\delta^2 \cdot 2\,T_a} \text{ ; hieraus}$$

$$\delta_{\min} = \sqrt{\frac{R \cdot T_s}{4 \cdot T_a}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (13)$$

Beispiel. Turbine: Anlaufszeit $T_a = 10$ *sek*
Schlusszeit $T_s = 2$ *sek*
Reibung im Regulator $R = \pm\, 0{,}5\,\%$

$$\delta_{\min} = \sqrt{\frac{0{,}005 \cdot 2}{4 \cdot 10}} = 0{,}016 \text{ d. i. } 1{,}6\,\%.$$

Die maximale Drehzahländerung bei plötzlicher voller Belastungsänderung wurde nach Gl. (6)

$$\varphi_1 = \frac{1^2 \cdot 2}{2 \cdot 10} = 0{,}1 \text{ d. i. } 10\,\%.$$

(Schluss folgt.)

Die Wasserkraftanlage „Gösgen“ an der Aare
der A.-G. „Elektrizitätswerk Olten-Aarburg“.

Mitgeteilt von der *A.-G. «Motor»* in Baden.

(Fortsetzung von Seite 40.)

Das Einlaufbauwerk des Oberwasser-Kanals.

Am linken Ufer, 30 *m* oberhalb des Stauwehres, beginnt der 90 *m* weite Kanaleinlauf mit der anschliessenden 3,0 *m* weiten Kahneinfahrt (Abb. 38, 39, 44 u. 45). Die Einlaufschwelle liegt 1,50 *m* höher als die Wehrschwelle in der linksseitigen Grundablassöffnung. Bei einem Durchfluss von 350 m^3/sek beträgt die mittlere Geschwindigkeit des Wassers durch den Einlauf 75 *cm*. Die Einlaufschwelle ist bis 10,30 *m* unter dem gestauten Wassserspiegel mittels Betoncaisson fundiert. Bis in etwa 23,50 *m* Entfernung von den Einlaufschützen ist die Sohle des Einlaufbeckens

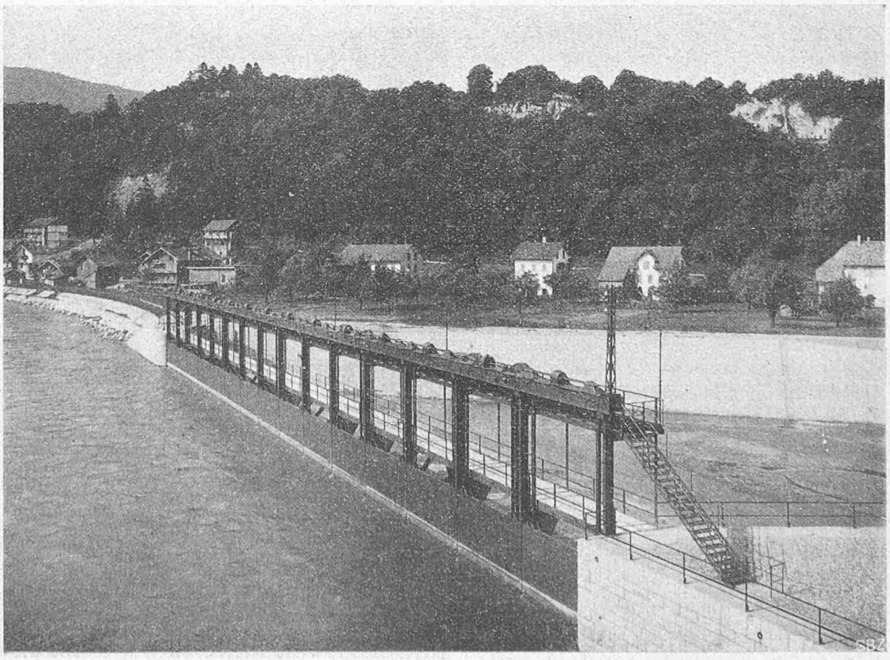

Abb. 44. Einlauf-Bauwerk des Oberwasser-Kanals des Kraftwerks Gösgen.