Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 65 (1947)

Heft: 11

Artikel: Zur Theorie der Regelung von aerodynamischen Wärmekraftanlagen mit geschlossenem Kreislauf

Autor: Salzmann, F.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-55843

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 09.08.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

65. Jahrgang Nachdruck von Bild oder Text nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 11

Zur Theorie der Regelung von aerodynamischen Wärmekraftanlagen mit geschlossenem Kreislauf

Von Dr. F. SALZMANN, Obering. der Forschungsabteilung der Escher Wyss Maschinenfabriken A.-G., Zürich DK 621.438-53

(Schluss von S. 125)

d) Erforderlicher Verlauf von hochdruckseitigem Arbeitsmitteleinlass bei vorgeschriebenem Leistungsverlauf

Wir beschränken uns hier auf den hochdruckseitigen Ein- und Auslass. Es erhebt sich die Frage, wie der zeitliche Verlauf des Einlasses zu wählen ist, um einem gegebenen Verlauf der Leistung, also von μ, zu folgen. Aus den Gl. (1), (3) u. (4) lassen sich mit $q_N = 0$ in der Tat ψ_H, ψ_N und q_H berechnen.

1. Plötzliche Laständerungen: Von Interesse ist insbesondere der bei einer plötzlichen Belastungsänderung, z. B. um den Betrag $\mu = \lambda$, erforderliche Verlauf der Einlassmenge. Werden die Werte μ, ψ_H, ψ_N vom angestrebten Endzustand aus gerechnet, so ist beispielsweise vor einer plötzlichen Lastabschaltung vom Betrage λ die verhältnismässige Abweichung des Nutzdrehmomentes und der Kreislaufdrücke auch gleich, d. h. also $\mu = \psi_H = \psi_N = \lambda$. Bei sprungweiser Aenderung auf $\mu = 0$ fordert Gleichung (1) ebenfalls eine sprungweise Aenderung von ψ_H oder ψ_N. Da Ein- und Auslass von Arbeitsmittel nur auf der Hochdruckseite des Kreislaufs erfolgt, kann nur ψ_H plötzlich geändert werden, und zwar sinkt μ von λ auf Null, wenn ψ_H sich sprungweise um den Betrag $\Delta\psi_H = \lambda/A$ senkt. Dies wird erreicht, wenn plötzlich, d. h. praktisch in einer sehr kurzen Zeit Δt, eine Arbeitsmittelmenge $\Delta G = g_0 T_H \Delta\psi_H = g_0 T_H \lambda/A$ ausgelassen wird.

Mit Auslass dieser Menge ist also die Leistungssenkung um den Bruchteil λ *wegen der augenblicklichen Verminderung des Druckverhältnisses schon erreicht.* Reine Druckpegelsenkung würde für die gleiche Leistungsverminderung eine Auslassmenge $G = g_0 T_u \lambda$ erfordern. *Die hochdruckseitig auszulassende* (bzw. im Belastungsfall einzulassende) Menge ist somit nur der Bruchteil $T_H/A\,T_u$ dieser Menge, mit $A = 4$ und $T_H/T_u = {}^2/_3$ also *nur ein Sechstel der zur Druckpegelsenkung auszulassenden Menge.*

Natürlich muss die restliche Menge gleichwohl noch ausgelassen werden, da sich sonst das geänderte Druckverhältnis, wie unter a) gezeigt wurde, allmählich wieder ausgleichen würde. Für diesen weiteren Auslassvorgang gilt:

(15) $\mu = A\,\psi_H + (1 - A)\,\psi_N = \text{konst.} = 0$

Man erhält als Ergebnis, dass die Restmenge zeitlich gemäss dem Verlauf einer Exponentialfunktion mit negativem Exponenten $q = \text{konst.}\, e^{-t/T^*}$ auszulassen ist. Die sekundliche Auslassmenge geht also verhältnismässig langsam asymptotisch gegen Null. Die Zeit, die verstreicht, bis sie auf den Bruchteil $1/e$ zurückgeht, ist $T^* = A\,T_u\,T_g/T_H$, also mit früher benützten Zahlenwerten etwa das Sechsfache der «Ausgleichszeit» T_g, die ihrerseits einige Sekunden ausmacht. Plötzliche Abschaltung von Vollast auf Leerlauf würde einen plötzlichen hochdruckseitigen Arbeitsmittelauslass von etwa einem Sechstel des Kreislaufinhalts erfordern, während der Rest allmählich mit einer Intensität von anfänglich etwa gleich der normalen sekundlichen Umlaufmenge g_0 auszulassen wäre, wie in Bild 5 dargestellt.

Der Druckzustand im Kreislauf während solcher instationärer Vorgänge lässt sich in anschaulicher Weise in einem p_H - p_N-Diagramm gemäss Bild 6 verfolgen, in dem als Abszisse der Niederdruck p_N und als Ordinate der Hochdruck p_H aufgetragen ist. Die zu ED parallelen Linien sind Linien konstanter Leistungsabgabe der Anlage. ED selbst entspricht dem Leerlauf. Die stationären Zustände liegen auf der Geraden EC, wobei das Verhältnis $p_H : p_N$ einen festen Wert hat. Alle übrigen Zustände sind instationär und streben bei geschlossenem Kreislauf von selbst wieder dem stationären Zustand mit gleichem Arbeitsmittelinhalt des Kreislaufs zu.

Quer zu den Leistungslinien sind Linien konstanten Arbeitsmittelinhaltes des Kreislaufs eingetragen. Von einem stationären Zustand A mit beispielsweise 60 % Leistung kann die Leistungsabgabe plötzlich auf 100 % gesteigert werden durch plötzlichen Einlass von rd. 7 % des Vollastinhaltes in den Hochdruck des Kreislaufs. Bei vorerst noch ungeändertem Niederdruck p_N steigt p_H auf 70 % und man erreicht Punkt B. Nachher wird die volle Leistungsabgabe aufrecht erhalten durch allmählichen Weitereinlass von Luft in die Hochdruckseite des Kreislaufs, womit schliesslich mit Zustandsverlauf längs der gestrichelten Linie BC der stationäre Vollastzustand erreicht wird.

Eine plötzliche Lastsenkung von Vollast auf Null durch Luftauslass aus der Hochdruckseite des Kreislaufs würde umgekehrt einen Zustandsverlauf längs der strichpunktierten Linie CDE ergeben, mit plötzlicher Senkung des Hochdruckes nach D, wobei instationärer Leerlauf erreicht ist, während hernach durch allmählichen weiteren Luftauslass der Druckzustand längs DE in den stationären Leerlaufzustand übergeführt wird.

2. Periodische Lastschwankungen: Wie oben beschrieben, genügt bei hochdruckseitigem Ein- oder Auslass von Arbeitsmittel zur plötzlichen Aenderung der Leistungsabgabe der Anlage eine plötzliche Aenderung des Kreislaufinhaltes um nur etwa einen Sechstel jenes Betrages, der bei langsamer Laständerung in den Kreislauf einzuführen oder aus diesem auszulassen wäre. Es ist daher zu erwarten, dass auch bei periodischen Lastschwankungen ein verminderter Verbrauch an Regelluft pro Lastschwankungsperiode eintreten wird, wenn die zwischen Entlastung und Wiederbelastung verstreichende Zeit so kurz ist, dass sich der stationäre Zustand für die Extremlasten nicht ausbilden kann.

Der erforderliche Verlauf des Ein- oder Auslassvorganges lässt sich ohne weiteres rechnerisch verfolgen, wenn wir für die verhältnismässige Leistungsänderung μ in Funktion der Zeit beispielsweise einen sinusförmigen Verlauf mit der Periode τ annehmen. Wir setzen also:

(16) $\mu = \mu_0 \sin(2\pi t/\tau)$

Die Gleichungen (1), (3) und (4) ergeben dann unter der Voraussetzung nur hochdruckseitigen Ein- oder Auslasses von Arbeitsmittel, also $q_N = 0$:

(17) $A\,\psi_H + (1 - A)\,\psi_N = \mu_0 \sin(2\pi t/\tau)$

(18) $T_H\,\psi_H' = -C(\psi_H - \psi_N) + q^H$

(19) $T_N\,\psi_N' = +C(\psi_H - \psi_N)$

Durch Eliminieren von ψ_H und ψ_N erhält man die Differentialgleichung:

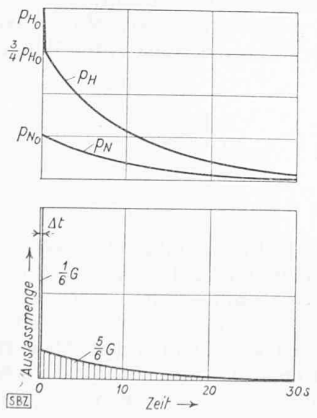

Bild 5. Berechneter idealer zeitlicher Verlauf der Drücke p_H und p_N sowie der hochdruckseitig auszulassenden Luftmenge bei einer Vollastabschaltung

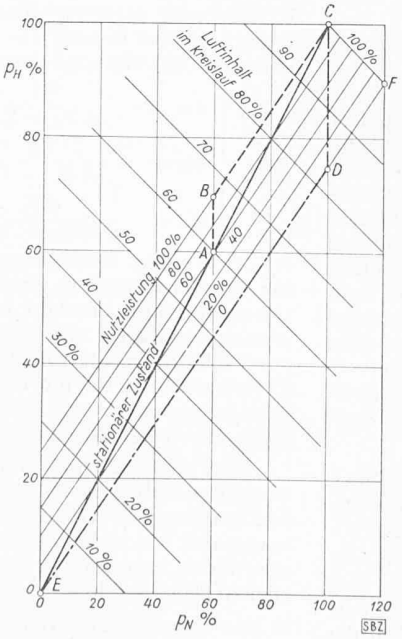

Bild 6 (rechts). p_H-p_N-Diagramm für die instationären Zustände des Kreislaufs

ABC Zustandsverlauf bei plötzlicher Leistungssteigerung von 60 % auf 100 % durch hochdruckseitigen Lufteinlass — — —

CDE Zustandsverlauf bei plötzlicher Leistungssenkung von Vollast auf Leerlauf durch hochdruckseitigen Luftauslass —·—·—

F Leerlauf bei Vollastinhalt und Bypassströmung von Hochdruck- zu Niederdruckseite des Kreislaufs

$$(20)\quad q_H + A\,\frac{T_u T_g}{T_H}\,q_H^{\cdot} = T_u \mu_0 \frac{2\pi}{\tau}\left\{\cos(2\pi t/\tau) - T_g \frac{2\pi}{\tau}\sin(2\pi t/\tau)\right\}$$

Hierin bedeuten: $T_g = T_H T_N / C T_u$, $T_u = T_H + T_N$.

Gleichung (20) kann mit einem periodischen Ansatz von der Form $q_H = q_{H_0} \sin(2\pi t/\tau + \alpha)$ erfüllt werden, wobei

$$(21)\quad q_{H_0} = \mu_0 2\pi \frac{T_u}{\tau}\sqrt{\frac{1 + (2\pi T_g/\tau)^2}{1 + (2\pi T_g/\tau)^2 (A T_u/T_H)^2}}$$

$$(22)\quad \operatorname{tg}\alpha = \frac{\tau/2\pi T_g + (2\pi T_g/\tau)(A T_u/T_H)}{A T_u/T_H - 1}$$

Die pro Lastwechsel ein- und wieder auszulassende Luftmenge beträgt

$$(21')\quad Q_H = q_{H_0}\frac{\tau}{\pi} = 2\mu_0 T_u \sqrt{\frac{1 + (2\pi T_g/\tau)^2}{1 + (2\pi T_g/\tau)^2 (A T_u/T_H)^2}}$$

Bei sehr grosser Periode τ, also langsamen Lastschwankungen, nähert sich die Wurzel dem Wert Eins. Der Verlauf des Arbeitsmitteleinlasses und Auslasses entspricht hier reiner Veränderung des Druckniveau im Kreislauf. Bei rascheren Lastschwankungen wird die Wurzel kleiner als Eins.

Die Grösse der Wurzel ist als Funktion von $\tau/2\pi T_g$ in Bild 7 für verschiedene Werte von $A T_u/T_H$ aufgetragen. Sie gibt das Verhältnis der bei jedem Lastwechsel von der Periode τ ein- und auszulassenden Arbeitsmittelmenge zu der bei reiner Aenderung des Druckniveau bei gleicher Lastschwankung ein- und auszulassenden Menge.

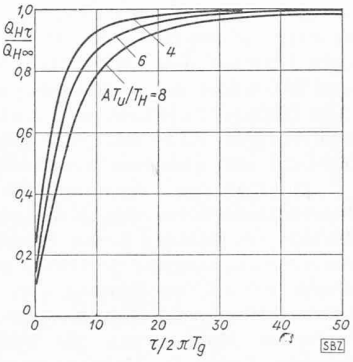

Bild 7. Bei periodischem Lastwechsel mit Periode τ pro Lastwechsel hochdruckseitig des Kreislaufs ein- und auszulassende Luftmenge im Verhältnis zu der bei reiner Druckniveauänderung ($\tau \to \infty$) ein- und auszulassenden Menge

Der sog. «Momenteffekt» zeigt sich hier deutlich. Bei raschen Wechseln ist der Verbrauch an Regelluft pro Wechsel wesentlich kleiner, indem hier die Leistungsänderungen bei konstantem Niederdruck p_N nur durch Aenderung des Hochdruckes p_H und damit des Druckverhältnisses p_H/p_N erzeugt werden. Dieser Effekt macht sich bei Werten unterhalb $\tau/2\pi T_g = 10$ steigend bemerkbar, in praktischen Fällen also bei Perioden von unterhalb etwa 2 Minuten, d. h. bei über 30 stündlichen Lastwechseln.

Natürlich sind mit der Regelung durch Ein- und Auslass von Arbeitsmittel gewisse Verluste verbunden, da das einzulassende Arbeitsmittel von einem Speicher höheren Druckes bezogen werden muss, der dann wieder nachzuladen ist. Der Verlust besteht im Arbeitsaufwand für die Wiederverdichtung des aus dem Kreislauf, beispielsweise gemäss Bild 1, bei Entlastung in einen Niederdruckspeicher N ausgelassenen Arbeitsmittels auf den im Hochdruckspeicher H herrschenden Druck. Ein auf Grund der vorstehenden theoretischen Berechnungen für den Verbrauch an Regelluft ermittelter Verlauf des Leistungsbedarfs für deren Verdichtung ist in Funktion der Zahl der Lastschwankungen pro Stunde für einen praktisch möglichen Fall in Bild 8 aufgetragen, unter Voraussetzung einer Lastschwankung von $\pm 5\,\%$. Man sieht, dass die Regelverluste verhältnismässig gering bleiben und bei rascheren Schwankungen wegen des schon beschriebenen «Momenteffektes» nur noch langsam zunehmen.

e) Senkung der Leistungsabgabe durch Oeffnen einer Bypassleitung als Verbindung vom Hochdruckteil zum Niederdruckteil des Kreislaufs

Vom normalen Betriebszustand ausgehend kann die Leistungsabgabe der Anlage auch dadurch gesenkt werden, dass man ein Ventil öffnet, das einen Teil der umlaufenden Arbeitsluft unmittelbar vom Hochdruckteil zum Niederdruckteil des Kreislaufs übertreten lässt, ohne dass dieser Teil in der Turbine Arbeit leistet. Das Regelventil kann dann etwa in eine den Druckstutzen mit dem Saugstutzen des Kompressors verbindende Leitung eingebaut sein. Bei dieser Regelart ändert sich die im Kreislauf enthaltene Arbeitsmittelmenge nicht.

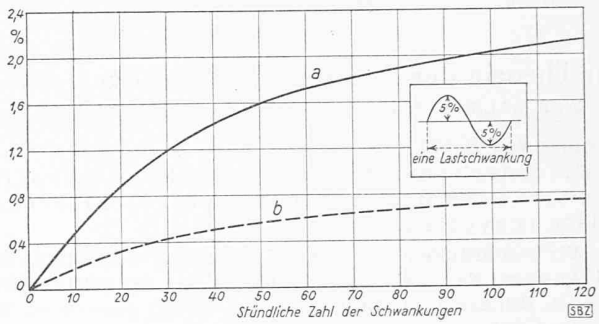

Bild 8. Bei periodischen Lastschwankungen vom Betrag $\pm 5\,\%$ durch den Energiebedarf für die Aufladung des Regelluftspeichers bedingte Verluste
a) Verlust in Prozenten der Normalleistung der Anlage
b) Abfall des thermischen Wirkungsgrades

Im p_H - p_N-Diagramm (Bild 6) liegen die möglichen Druckzustände auf einer Linie konstanten Kreislaufinhalts unterhalb der Geraden EC im Dreieck EFCE. Punkt F entspricht Leerlauf mit offenem Bypassventil bei Vollastkreislaufinhalt.

Die Oeffnung eines Bypassventils ist rasch wirksam, da schon bei verhältnismässig geringer Durchtrittsmenge die Nutzleistung der Anlage auf Null gebracht werden kann. Die Anwendung einer solchen Regelung ist günstig bei nur kleinen vorübergehenden Lastsenkungen, die nach kurzer Zeit wieder aufgehoben werden, so dass sich ein Auslass von Arbeitsmittel aus dem Kreislauf, das unmittelbar nachher wieder aus einem Speicher ersetzt werden müsste, nicht lohnen würde.

Die Wirkung eines Bypasses kann betrachtet werden als Auslass einer Arbeitsmittelmenge $q_B g_0$ aus dem Hochdruckteil und gleichzeitiger Einlass derselben Menge in den Niederdruckteil, so dass in den Gleichungen (3) und (4) $q_H = -q_B$ und $q_N = +q_B$ zu setzen ist. Unter Uebernahme der unveränderten Gleichung (1) erhält man somit

$$(23)\quad \begin{cases} \mu = A\psi_H + (1 - A)\psi_N \\ T_H \psi_H^{\cdot} = -C(\psi_H - \psi_N) - q_B \\ T_N \psi_N^{\cdot} = +C(\psi_H - \psi_N) + q_B \end{cases}$$

Da der ganze Kreislaufinhalt sich nicht ändern soll, ergibt sich sofort

$$(24)\quad T_H \psi_H + T_N \psi_N = 0$$

Zum Unterschied von der Regelung durch Druckniveauänderung muss hier auch im stationären Zustand bei Teillast ständig eine gewisse Arbeitsmittelmenge durch das Bypassventil strömen. Man überzeugt sich leicht, dass bei fester, um den Betrag $\mu = -\lambda$ geänderter Leistung die Gleichungen (23) und (24) durch die folgenden konstanten Werte:

$$(25)\quad \begin{cases} \psi_H = -\dfrac{T_N}{A T_u - T_H}\lambda \\ \psi_N = +\dfrac{T_H}{A T_u - T_H}\lambda \\ q_B = \dfrac{C T_u}{A T_u - T_H}\lambda \end{cases}$$

erfüllt werden. Einsetzen von praktisch möglichen Werten für die Konstanten in den Gleichungen (25) ergibt, dass ein Uebergang auf Leerlauf ($\lambda = -1$) mit q_B in der Grössenordnung $^1/_2$, also mit einer Bypassströmung von etwa 50 % der Umlaufmenge erreicht werden kann, wobei sich aber die Kreislaufdrücke um nur etwa 10 bis 20 % ändern. Eine solche Bypassregelung wurde auch in der Versuchsanlage von Escher Wyss neben der Druckniveauregelung angewendet.

Die folgenden weiteren Berechnungen über instationäre Vorgänge sollen sich indessen auf die Regelung durch Ein- und Auslass von Arbeitsmittel beschränken. Die Bypassregelung kann, wie oben angedeutet wurde, grundsätzlich in gleicher Weise berechnet werden, soll aber hier nicht weiter berücksichtigt werden.

D. Die selbsttätige Drehzahlregelung

Die einfachste Art der Regelung besteht darin, dass bei steigender Drehzahl der Geschwindigkeitsmesser — in der Regel ein Fliehkraftpendel — durch Vermittlung eines Servomotors ein Auslassventil öffnet, das aus dem Hochdruckteil des Kreislaufs Arbeitsmittel ins Freie oder in einen Niederdruck-

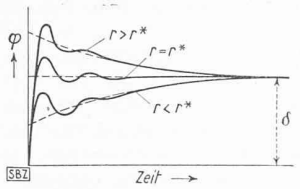

Bild 9. Verlauf der relativen Drehzahlabweichung φ bei Vollastabschaltung für verschiedene Werte des Rückführbeiwertes r

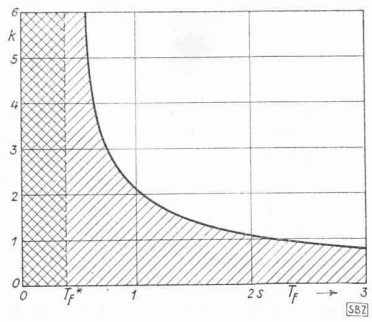

Bild 10 (rechts). Stabilitätsbereich für die Regelung. Bei einer Folgezeit $T_f < T_{f*}$ ist Stabilität bei jedem Wert von k gesichert

speicher ausströmen lässt, bei sinkender Drehzahl dagegen ein Einlassventil öffnet, das an der gleichen Stelle Arbeitsluft aus einem Hochdruckspeicher in den Kreislauf eintreten lässt.

Zur eindeutigen Zuordnung von Drehzahl und Leistung im Gleichgewichtszustand muss die Steuerung natürlich noch durch eine für die Leistungsabgabe charakteristische Grösse rückgeführt werden. Eine solche ist der im Kreislauf herrschende Druck p_H oder p_N. Da sich vorübergehend diese Drücke nicht im gleichen Verhältnis ändern, ist es sogar zweckmässig, beide Drücke auf die Regelung einwirken zu lassen.

Die Regelung arbeitet damit grundsätzlich nach dem Schema von Bild 1. Ein- und Auslass von Arbeitsmittel erfolgt in dieser nur grundsätzlichen Darstellung durch Auf- oder Abwärtsbewegen des Kolbens K*, wobei die Hochdruckseite des Kreislaufs entweder mit einem Hochdruckspeicher H oder mit einem Niederdruckspeicher N verbunden wird.

Die Rückführung der durch das Fliehkraftpendel F beeinflussten Steuerung erfolgt durch die Aenderung der auf die Kolben K_H und K_N wirkenden Kreislaufdrücke p_H und p_N. Es sei hier schon vorausgenommen, dass die Drücke p_H und p_N in entgegengesetztem Sinne wirken müssen, eine Anordnung, deren Zweckmässigkeit durch die folgenden Berechnungen noch begründet wird.

Neben den Gleichungen (1), (3) und (4) bestehen noch die «Motorgleichung» und die «Steuergleichung». Die erste sagt aus, dass eine Abweichung des Drehmomentes vom Gleichgewichtszustand die rotierenden Massen beschleunigt, sie lautet:

$$(26) \quad T_a \varphi' = \mu$$

T_a ist die «Anlaufzeit»; das ist die Zeit, in der das Vollastdrehmoment die Rotoren vom Stillstand auf volle Drehzahl beschleunigen würde. Die «Steuergleichung» lautet:

$$(27) \quad T_f q_H' + q_H = k \left\{ -\frac{\varphi}{\delta} - r\psi_H - (1-r)\psi_N \right\}$$

Sie ist unter der Voraussetzung aufgestellt, dass die Ein- bzw. Auslassmenge proportional zum Hub des Kolbens K*, Bild 1, sei. δ ist die statische Ungleichförmigkeit, d. h. der Unterschied der relativen Drehzahlen bei stationärer Vollast und bei Leerlauf. Der Beiwert k hängt mit dem Uebersetzungsverhältnis der Steuergestänge und dem beim Anheben des Kolbens K* freigegebenen Querschnitt zusammen und bedeutet jene Menge q_H, die in den Kreislauf eingelassen wird, wenn bei unverändertem Kreislaufdruck (also $\psi_H = \psi_N = 0$) die Drehzahl um den Betrag δ gesunken ist ($\varphi = -\delta$). T_f ist die «Folgezeit» des Servomotors und bestimmt das Nacheilen der Bewegung des Kolbens K* bzw. der Einlassmenge q_H gegenüber der Drehzahländerung. Sie ist jene Zeit, in der eine Abweichung von q_H von der durch die rechte Seite der Gleichung (27) bestimmten Grösse auf den Bruchteil $1/e$ zurückgeht. $T_f = 0$ bedeutet sofortiges Nachfolgen von q_H auf die Aenderung von φ.

Der Beiwert r kennzeichnet die Rückführung der Steuerung durch den Hochdruck p_H bzw. seine relative Aenderung ψ_H. Dass der Rückführbeiwert von ψ_N nun den Betrag $(1-r)$ haben muss, ergibt sich aus der Forderung, dass bei Uebergang von stationärer Vollast auf stationären Leerlauf bei geschlossenem Kreislauf ($q_H = q_H' = 0$), wobei also $\psi_H = \psi_N = -1$, die Drehzahländerung definitionsgemäss $\varphi = \delta$ sein soll. Ist $r = 1$, so geschieht die Rückführung nur durch den Hochdruck p_H, bei $r = 0$ dagegen nur durch p_N. $r > 1$ bedeutet verstärkte Rückführung durch p_H, die aber im stationären Zustand durch die negative Rückführung durch p_N [Beiwert $(1-r) < 0$] wieder teilweise rückgängig gemacht wird. Eine verstärkte Rückführung durch p_H $(r > 1)$ ist zweckmässig wegen der vorübergehend sich einstellenden instationären Zustände im Kreislauf, wobei die Leistungsabgabe des Kreislaufs durch Aenderung von p_H allein viel stärker beeinflusst wird, als durch die gleichzeitige Aenderung beider Drücke p_H und p_N.

Die fünf Variablen μ, ψ_H, ψ_N, q_H und φ haben also bei einem Regelvorgang den fünf Gleichungen (1), (3), (4), (26) und (27) zu genügen. Aufeinanderfolgende Elimination der übrigen Grössen ergibt beispielsweise für q_H die Differentialgleichung vierter Ordnung:

$$(28) \quad q_H'''' + a q_H''' + b q_H'' + c q_H' + d q_H = 0$$

Die Koeffizienten a, b, c, d haben hierbei die folgenden Werte:

$$a = \frac{1}{T_g} + \frac{1}{T_f} \qquad c = \frac{k}{T_f}\left(\frac{A}{T_H \delta T_a} + \frac{1}{T_g T_u}\right)$$

$$b = \frac{1}{T_f}\left(\frac{1}{T_g} + \frac{r k}{T_H}\right) \qquad d = \frac{k}{T_f T_g T_u \delta T_a}$$

$$\text{mit} \quad T_g = \frac{T_H T_N}{C T_u} \qquad T_u = T_H + T_N$$

Die Lösungen der Differentialgleichung (28) stellen im allgemeinen Schwingungsvorgänge dar. Damit sich die Regelvorgänge nach einer Störung des Gleichgewichtes zwischen erzeugter und verbrauchter Leistung wieder beruhigen, müssen diese Lösungen abklingende Schwingungen sein. Die Regelung ist dann stabil. Das gibt gewisse Bedingungen für die Koeffizienten a, b, c, d (Hurwitz'sches Kriterium[2])).

Der zeitliche Verlauf der übrigen Grössen ψ_H, ψ_N, μ, φ ist ähnlich. Bei einer plötzlichen Vollastabschaltung ergibt sich beispielsweise ein Verlauf der Drehzahlabweichung φ gemäss Bild 9. Je nach der Grösse des Rückführbeiwertes r nähert sich φ von unten oder von oben asymptotisch dem stationären Wert δ. Es gibt einen gewissen Wert $r = r^*$ des Rückführbeiwertes, für den φ schon von Anfang an auf den stationären Endwert δ einspielt. Unter Einführung dieses Wertes $r = r^*$ in die Koeffizienten a, b, c, d erhält man einen gewissen Grenzwert $T_f = T_f^*$ für die Folgezeit, der zum Erreichen eines stabilen Regelungsverlaufes nicht überschritten werden darf. Eine genauere Nachrechnung unter Berücksichtigung der «Selbstregelung» infolge der Drehzahlabhängigkeit der Maschinencharakteristiken ergibt in Wirklichkeit einen noch grösseren Stabilitätsbereich für T_f gemäss Bild 10, wobei aber der nach Gleichung (27) definierte Faktor k nur beschränkte Werte annehmen darf. Für die übrigen Konstanten sind praktische Werte eingesetzt.

Im Grenzfall $T_f \longrightarrow 0$, wobei also die Servomotoren der Steuerung sofort nachfolgen, vereinfachen sich die Differentialgleichungen für die Regelvorgänge. Ein mit dieser Annahme durchgerechneter Regelvorgang bei plötzlicher Abschaltung von Vollast ist in Bild 11 dargestellt. Hierbei wurden folgende Werte eingesetzt:

[2]) Vgl.: «Ueber die Regulierung von Turbinen» von A. Stodola. SBZ Bd. 23, S. 110* (1894).

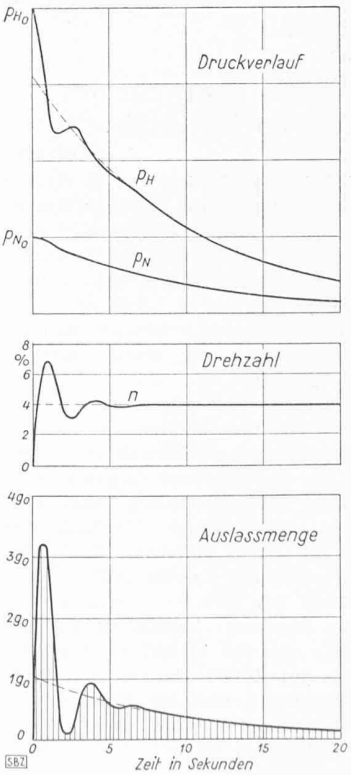

Bild 11. Berechneter Verlauf der Kreislaufdrücke p_H und p_N, der Drehzahlen und der Auslassmenge für die selbsttätige Drehzahlregelung

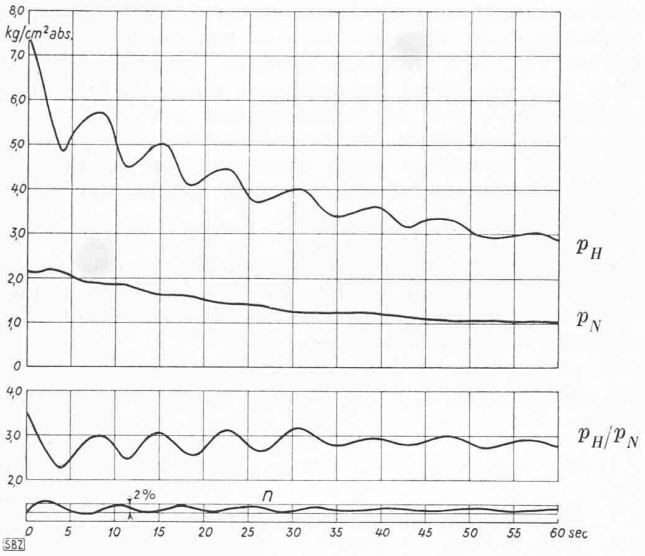

Bild 12. Bei einer Lastabschaltung mit der Versuchsanlage experimentell aufgenommener Verlauf der Kreislaufdrücke, des Druckverhältnisses und der Drehzahl

$$\delta = 0{,}04\,,\ T_a = 8\ \text{s}\,,\ A = 4\,,\ T_H = 8\ \text{s}\,,\ T_N = 4\ \text{s}$$
$$T_u = 12\ \text{s}\,,\ T_g = 1{,}67\ \text{s}\,,\ k = 3\,,\ r = r^* = 2{,}67$$

Bild 12 zeigt einen an der Versuchsanlage von Escher Wyss experimentell aufgenommenen Druck- und Drehzahlverlauf bei einer Lastabschaltung. Der theoretische Verlauf nach Bild 11 wird also grundsätzlich bestätigt. Infolge kleinerer Unvollkommenheiten in den Regeleinrichtungen, die bei einer Neukonstruktion ohne weiteres eliminiert werden können, ist die Abklingzeit der Schwankungen auf Bild 12 etwas gross. Das Bild wird auch gegenüber der reinen Regelung durch Ein- und Auslass von Arbeitsluft dadurch etwas verändert, dass im Versuch gleichzeitig eine Regelung durch Bypass wirkte, die sich übrigens mit Hilfe der angegebenen Grundgleichungen ebenfalls mathematisch verfolgen lässt.

Die vorstehenden Ausführungen zeigen, dass sich bei der Regelung von Wärmekraftanlagen mit geschlossenem Gaskreislauf im Innern instationäre Vorgänge abspielen, die sich theoretisch in befriedigender Uebereinstimmung mit praktischen Versuchen vorausberechnen lassen. Durch günstige Ausnützung der Eigenschaften dieser Anlagen bei den instationären Vorgängen (Momentaneffekt) lässt sich eine vervielfachte Wirkung und damit eine rasche Anpassung an Lastschwankungen erreichen.

Lawinenschutzbauten für das Stauwehr des Elektrizitätswerkes Buchs im Rheintal

Von GEORG GRUNER, Dipl. Ing., Basel DK 624.182

Im Band 122, Seite 13* (10. Juli 1943) hat der Verfasser den Erweiterungsbau des Elektrizitätswerkes Buchs im Rheintal, der im Jahre 1942 ausgeführt worden ist, beschrieben. Dabei kam auch das damals ausgeführte Stauwehr im Tobelbach zur Darstellung. Bei der Erstellung dieses Stauwehres hat niemand daran gedacht, dass es binnen weniger Jahre teilweise das Opfer einer schweren Lawine werden könnte. Das Tal oberhalb des Stauwehres war mit einem dichten Wald bewachsen, in welchem Buchen von 25 und mehr Zentimeter Durchmesser standen. Die alten Leute der Gegend konnten sich nicht erinnern, dass jemals eine Lawine bis zum Standort dieser Wasserfassung heruntergekommen ist.

Bereits im Winter 1944/45, der in jener Gegend sehr schneereich war, ist eine Lawine unter Oeffnung einer weiten Lücke im Waldbestand bis etwa 100 m oberhalb des Stauwehres vorgedrungen und hat unter anderem Blöcke bis zu mehreren m³ Inhalt zu Tal gefördert. In den frühen Morgenstunden des 22. Februar 1946 hat sich dann eine grosse Lawine einige 100 m über das Stauwehr hinaus zu Tal gewälzt und alles mitgerissen, was sich ihr in den Weg stellte. Durch Ausheben eines Stollens im Schnee ist es gelungen, die Wasserfassung wieder freizulegen und die Schäden im Stauwehr provisorisch derart abzudichten, dass nach einigen Tagen das Wasser aus dem Tobelbach wieder in das Ausgleichbecken geleitet werden konnte.

Beim Wegschmelzen des Schnees konnte der Schaden am Wehr eindeutig festgelegt werden. Der dichte Wald, der das Stauwehr umsäumte, war vollständig verschwunden; die Baumstämme lagen in wirrem Durcheinander im Tal verstreut. Der eigentliche Wehrkörper hatte, ohne grossen Schaden zu nehmen, dem Druck der Lawine standgehalten. Die Spülschütze wurde, von einem Baum aufgespiesst, in vollständig zerstümmertem Zustand etwa 250 m unterhalb der Wehrstelle aufgefunden; Rechen und Einlaufschützen waren gänzlich zerstört. Der eine Pfeiler der Spülschütze war abgebrochen und lag in Trümmern etwa 150 m unterhalb seines ursprünglichen Standortes. Ein Mannesmannrohr von 25 cm ⌀ war um den zweiten, stehengebliebenen Schützenpfeiler herumgeknickt wie ein Strohhalm. Ein dicker Baumstamm, der offenbar senkrecht stehend im Lawinenschnee zu Tal gefahren ist, war über den festen Wehrkörper hinübergeknickt wie ein Streichholz. Die Tobelbrücke, 150 m unterhalb der Wehrstelle, war verschwunden.

Der Umstand, dass der gesamte Baumbestand in der untersten Talrinne entfernt worden ist und dadurch den Lawinen in kommenden Wintern eine Gasse offen steht, drängte zu einer lawinensicheren Gestaltung der Wasserfassung. Das Stauwehr musste gemäss den Bildern 1—4 derart projektiert werden, dass keine Teile mehr vorspringen und die Einlauföffnung zum Entsander und zur Hangleitung abgeschirmt sind. Die gefährdeten Teile sind unter einer schwer armierten Eisenbetondecke angeordnet, die abgerundet ist, um Kanten zu vermeiden, die zum Angriff bei Lawinengängen führen. Die Armierung wurde in der Art einer Bunkerarmierung (Festungsbau) vorgenommen, um auch gegen Schläge Sicherheit zu bieten. Gegen den Stauraum bildet die Schutzdecke zugleich eine Tauchwand, die so tief eintaucht, dass ihre Unterkante niedriger liegt als die Kiesschwelle beim Einlauf. Die Oeffnung zwischen Tauchwand und Sohle ist mit Eisenbahnschienen abgesperrt, die einen Grobrechen bilden.

Die Spülschütze wurde nur noch als einfacher Grundablass ausgebildet, dessen Antrieb auf der Luftseite des Staukörpers unter der oben beschriebenen Schutzdecke eingebaut ist. Die Schutzdecke ist über dem Einlauftrichter bis zum Beginn des Entsanders so weit verlängert, dass der Antrieb der Einlaufschütze zum Entsander ebenfalls unter ihrem Schutze liegt.

Die oben beschriebenen Bauten wurden vom Verfasser gemeinsam mit der Betriebsleitung des E. W. Buchs entworfen und sind in einer Bauzeit von zwei Monaten im Herbst 1946 von der Bauunternehmung Gebrüder Gantenbein in Buchs erstellt worden. Die Baukosten betrugen rund 50 000 Fr.

Die Renovation des Planta-Hauses am Plazzet in Samedan

(Hierzu Tafel 7/8)

Von MAX ALIOTH, Arch., Basel DK 728.8(494.26)

Vorbemerkung der Redaktion. Gestern und heute findet in der deutsch-sprachigen Schweiz der jährlich wiederkehrende Heimat- und Naturschutztag statt; im Welschland sind dafür der 21. und 22. März 1947 vorgesehen. Die beiden Vereine für Naturschutz und für Heimatschutz wollen durch einen Talerverkauf Mittel zur Verwirklichung ihrer gemeinnützigen und schönen Bestrebungen sammeln. Was damit erreicht wer-

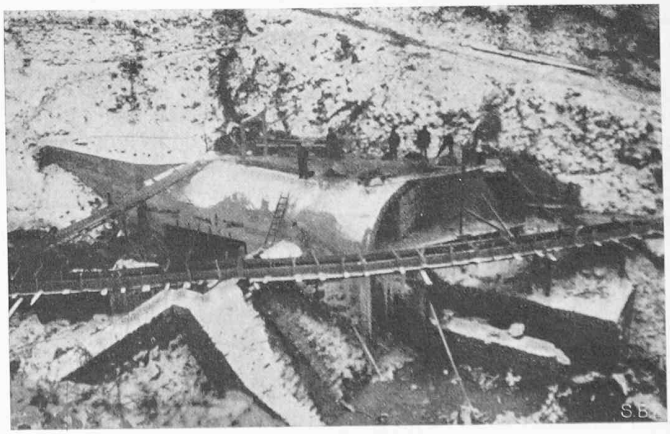

Bild 1. Die umgebaute Wasserfassung im Tobelbach