

Drehzahlregelung der Wasserturbinen: Stellungnahme

Autor(en): **Fabritz, G. / Stein, Th.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **66 (1948)**

Heft 7

PDF erstellt am: **17.05.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-56668>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

$$\frac{df}{dw} = \frac{\mu \cos \frac{w}{\mu} \sin \frac{w}{\mu} - \cos w \sin w}{\cos^2 w \sin^2 \frac{w}{\mu}} \geq 0,$$

mithin nach (14)

$$2 \frac{\operatorname{ctg} \alpha}{\sin^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dw} \geq 0,$$

also durchwegs

$$\frac{d\alpha}{dw} \geq 0$$

und damit tatsächlich w eine eindeutige Funktion von α .

In Bild 2 ist die Beziehung (14) für verschiedene Verhältnisse $\mu^2 \geq 1$ ausgewertet, und zwar ist statt w_1 der Faktor

$$(16) \quad k = \frac{2w_1}{\pi},$$

mit dem sich die Knicklast gemäss (13) in der Form

$$(17) \quad P_k = k^2 \frac{\pi^2 E J_x}{l^2}$$

ergibt, als Funktion von α aufgetragen. Die Kurven, die für stumpfe Winkel α durch Spiegelung an der Endordinate fortgesetzt werden könnten, steigen mit Ausnahme der Horizontalen $\mu^2 = 1$ von $\alpha = 0$ bis $\alpha = \pi/2$ monoton an und weisen — von der Kurve $\mu^2 = 4$ abgesehen — an beiden Intervallgrenzen horizontale Tangenten auf. Der gesamte Anstieg geht von $k = 1$ für $\mu^2 \geq 4$ bis $k = 2$ und setzt umso rascher ein, je grösser μ^2 ist.

Das Kurvenbild zeigt insbesondere, dass das in der Praxis übliche Verfahren, Zylindergelenke wie Kugelgelenke zu behandeln, zwar zweifellos vorsichtig ist, aber den wirklichen Verhältnissen kaum gerecht wird. Sind die Endlager derart ausgebildet, dass sich die Axe der Lagerschale nicht aus der Normalebene zur ursprünglich geraden Stabaxe herausdrehen kann, so ist die wirkliche Knicklast bis viermal grösser als der üblicherweise verwendete Wert

$$P_k = \frac{\pi^2 E J_{\min}}{l^2},$$

und zwar unterscheiden sich die beiden umso stärker voneinander, je mehr sich der Winkel α zwischen der Lageraxe und der Axe des kleineren Hauptträgheitsmomentes einem rechten nähert.

Drehzahlregelung der Wasserturbinen

DK 621.24-531.6

Stellungnahme von Prof. Dr. G. Fabritz, Ravensburg

In seiner Veröffentlichung «Drehzahlregelung der Wasserturbinen», SBZ 1947, Nr. 39 bis 41, betont Th. Stein im Abschnitt VII «Reglerkatarakt ohne Rückführung» besonders die Möglichkeit, auf die übliche Rückführverbindung (Steuer-Verbindung «b» in Bild 1) verzichten zu können. Hierzu möge folgendes festgestellt werden:

Aus den für die Schwingungskreise bzw. deren Koppelung im einzelnen geltenden Gleichungen¹⁾

$$(1) \quad \beta_b \ddot{\mu} - \ddot{\zeta} + \frac{1}{T_i} (\eta - \zeta) = 0$$

mit β_b als Uebersetzung der Rückführverbindung «b»,

$$(2) \quad \varphi = \delta \eta + \bar{\varphi}_r (\eta - \zeta)$$

mit δ der auf $y_{\max}$ bezogenen Statik des durch keinerlei Verstellkräfte belasteten Pendels

$$\text{und } \bar{\varphi}_r = \frac{C y_{\max}}{2E}$$

(C Charakteristik der Kataraktfeder, E Stellkraft des ruhenden Pendels),

$$(3) \quad \dot{\mu} = -\frac{\sigma}{n_1 T_s},$$

mit σ als Steuerventilauslenkung,

$$(4) \quad \sigma = \eta + \beta_a \mu$$

¹⁾ Fabritz, G.: Das Stabilitätsproblem der selbsttätigen Turbinenregelung, Wasserwirtschaft, Wien 1928, Heft 21/22. — Die Regelung der Kraftmaschinen, Springer, Wien 1940, S. 354, S. 355 ff.

der Gleichung der Steuerverbindung «a» (Uebersetzung β_a) folgt die Steuergleichung des vervollständigten Systems (Bild 1)

$$(5) \quad T_i \bar{\varphi}_r \left(\frac{\delta}{\varphi_r} + 1 \right) n_1 T_s \dot{\mu} + [T_i \bar{\varphi}_r \beta_b + T_i \bar{\varphi}_r \left(\frac{\delta}{\varphi_r} + 1 \right) \beta_a + \delta n_1 T_s] \dot{\mu} + \delta \beta_a \mu + T_i \dot{\varphi} + \varphi = 0,$$

welche sich wegen der bei einer Regelungsauslegung nach modernen Gesichtspunkten bestehenden Beziehung $T_i \gg n_1 T_s \rightarrow 0$ und damit berechtigten Vernachlässigung des μ -Gliedes sowie des additiven Gliedes $\delta n_1 T_s$ im $\dot{\mu}$ -Glied in der Form

$$(5a) \quad [T_i \bar{\varphi}_r (\beta_b + \beta_a) + \delta \beta_a T_i] \dot{\mu} + \delta \beta_a \mu + T_i \dot{\varphi} + \varphi = 0$$

darstellt. Kann somit bei kleinen bezogenen Schlusszeiten $n_1 T_s$ der Einfluss der Pendelstatik δ (bei $\beta_a = 0$) vernachlässigt werden¹⁾, zeigt Gl. (5a) die additive Wirkung der Steuerverbindungen «a» und «b» und damit auch die grundsätzliche Möglichkeit der etwaigen alleinigen Anwendung der Steuerverbindung «a».

Da jedoch bei einer Uebersetzung $\beta_a > 0$ und Wahl dieser nach den Stabilitätsanforderungen die Regelung eine darnach bestimmte und u. U. verhältnismässig hohe dauernde Statik erhält, falls $\delta > 0$ ist, wird auch die von Th. Stein vorausgesetzte Astasie des Pendels notwendig. Eine (einstellbare) Statik der Regelung müsste dann etwa durch eine von der Servomotorstellung abhängig gemachte zusätzliche und dauernde Belastung des Pendels herbeigeführt werden; einfacher wird jedoch dieser Forderung Rechnung getragen durch die Praxis, der Steuerverbindung «b» die Stabilisierung, die Einführung einer dauernden (einstellbaren) Statik der Regelung jedoch der Steuerverbindung «a» zu übertragen — mit der selbstverständlich notwendig werdenden Anwendung eines statischen Pendels ($\delta > 0$). Dass diese — entgegen der bei Ableitung der Steuergleichung (34) der Steinschen Abhandlung gemachten Voraussetzung — auch Bedingung für die Wirksamkeit der in Bild 5 (1947, S. 545) gezeigten Anordnung zur Drehzahlverstellung im Alleinbetrieb ist, mag erwähnt sein.

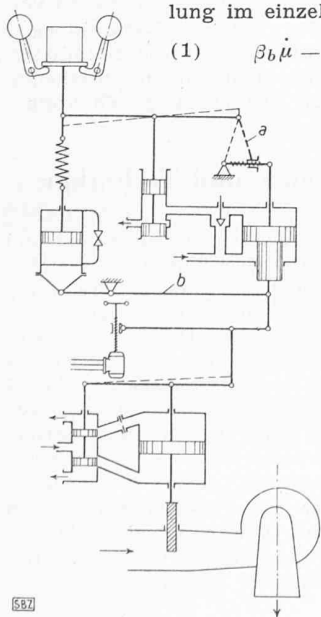
Die vorstehenden Feststellungen berühren in keiner Weise den Wert der veröffentlichten Untersuchung über den Einfluss der Selbstregelung bei Antrieb von Drehstromerzeugern durch Wasserturbinen, wobei der überwiegende Einfluss der mit der Güte der Spannungsregelung und der Belastungsart veränderlichen Charakteristik des Lastmomentes besondere Berücksichtigung findet. Es bleibt jedoch zu ergänzen, dass die aus der Voraussetzung $n_1 T_s \rightarrow 0$ folgende Unterdrückung des in den vollständigen Stabilitätsbedingungen neben dem Parameter der Selbstregelung auftretenden Parameters

$\mu_0 \tau_r = \frac{\mu_0 T_r}{n_1 T_s} = \left[\frac{z T_l}{T_s/K} \right]^2$ ein unvollständiges Bild vermittelt, nicht so sehr wegen des unter hydraulisch günstigen Verhältnissen bestehenden Einflusses kleiner Werte von $\mu_0 \tau_r$, sondern weil die bewusste Anwendung längerer bezogener Schlusszeiten zur Verbesserung der Stabilität — etwa bei

²⁾ [] in der Abhandlung von Th. Stein benützte Darstellungen.

$n_1 = [1/K]$ setzt die zur Herbeiführung der maximalen Servomotor-Geschwindigkeit notwendige Verstellung des Pendels ins Verhältnis zu dessen wie für Gl. (1) bis (4) definiertem Hub $y_{\max}$. n_1 ist jedoch für eine bestimmte Uebersetzung zwischen Pendel und Steuerventil nicht nur Funktion des Durchflusskoeffizienten der jeweils steuernden Ventiquerschnitte, sondern wird wesentlich mitbestimmt durch die Druckspanne, die über den Arbeitsdruck hinaus zur Deckung der Ventilverluste zur Verfügung steht. Damit wird n_1 auch abhängig von der Ausnutzung des Reglerarbeitsvermögens und insbesondere von den für die einzelnen Servomotorstellungen bestehenden unterschiedlichen Regulierkräften. Diese Abhängigkeit ist bei Festlegung des jeweiligen n_1 -Wertes zu beachten. Der Einfluss von Änderungen der Druckspanne auf n_1 ist überdies verschieden, je nachdem ob es sich um Windkessel- oder Durchflussregler handelt.

Wirtschaftliche Erwägungen lassen die über dem höchsten Arbeitsdruck zur Erzeugung der Durchströmgeschwindigkeit verfügbare Druckspanne kaum über 1,5 bis 2 at wählen. Es kann ferner als Regel gelten, dass die Einschaltung der vollen Servomotorgeschwindigkeit entsprechend der konstruktionsgemäss vorgesehenen kürzesten Schlusszeit bereits bei Drehzahlabweichungen von 1 bis 1,5 %, falls kurze bezogene Schlusszeiten $n_1 T_s$ angewendet werden sollen, erfolgt. Demnach ergeben sich Werte von $n_1 = 0,06$ bis 0,1, unabhängig von der im Einzelfalle durch Abblendung der Servomotorleitungen herbeigeführten effektiven Schlusszeit, s. Fussnote¹⁾.



557

Bild 1

Regelung von Kaplan- oder Freistrahlturbinen — nicht erfasst wird. Wird die in den vorerwähnten Veröffentlichungen¹⁾ bereits angegebene allgemeine Form der dynamischen Grundgleichung des drehenden Systems, welche neben Druckstoss und Charakteristik des Antriebs- und Lastmomentes auch den Einfluss von Wirkungsgrad- und Gefällsänderungen, unterschiedlicher Proportionalität zwischen Wassermengenänderung und Servomotorstellung berücksichtigen lässt, jedoch unter Beschränkung auf die erstgenannten Einflüsse benützt, so gilt

$$(6) \quad \frac{\mu_0}{2} T_r T_a \ddot{\varphi} + (T_a + \frac{\mu_0}{2} T_r k_N) \dot{\varphi} + k_N \varphi + \mu_0 T_r \dot{\mu} - \mu = 0$$

mit $k_N = \frac{\Delta N/N_0}{\Delta \omega/\omega_m} = [z_0 e_s]^{2)}$ als dem aus dem relativen Verlauf von Last- und Antriebsleistung folgenden Selbstregelungs-Koeffizienten.

Aus der Zusammenfassung der für

$$\delta = 0, \beta_a = 0, \beta_b \neq 0$$

bzw.

$$\delta = 0, \beta_a \neq 0, \beta_b = 0$$

identisch bestehenden Steuergleichung (5a)

$$T_i \ddot{\varphi} + T_r \dot{\varphi} + \varphi = 0$$

(5b), mit der vorgenannten dynamischen Gleichung (6) des Systems folgt unter Benutzung bezogener Koordinaten

$$(7a) \quad \alpha_1 = \frac{T_i}{\mu_0 T_r}$$

$$(7b) \quad \alpha_2 = \frac{\varphi_r T_a}{\mu_0 T_r} \text{ mit } \varphi_r \beta_{(a)} = \varphi_r \beta_{(b)}$$

die in einer zweifachen Kurvenschar mit den Parametern k_N und $\mu_0 \tau_r$ sich darstellende Stabilitätsbedingung, deren Abhängigkeit von den erwähnten Parametern bei den in der Praxis zur Anwendung kommenden verhältnismässig hohen Werten von T_i mit genügender Genauigkeit aus der Lage der Asymptoten $\alpha_{2\infty}$ ($T_i = \infty$) beurteilt werden kann. Man findet unschwer die letztere bestimmende Gleichung zu

$$(8) \quad \left(\frac{1}{\mu_0 \tau_r} + 0,5 \right) \alpha_{2\infty}^2 + \left[\left(\frac{1}{\mu_0 \tau_r} + 0,5 \right) k_N \varphi_r - \left(\frac{1,5}{\mu_0 \tau_r} + 0,5 \right) \right] \alpha_{2\infty} + \frac{0,5 k_N \varphi_r}{\mu_0 \tau_r} \left[k_N \varphi_r \left(\frac{1}{\mu_0 \tau_r} + 0,5 \right) - 1 \right] = 0$$

Aus Gl. (8) folgt in den besonderen Fällen

$$(8a) \quad 1. \quad k_N = 0, 0 < \mu_0 \tau_r < \infty \quad \alpha_{2\infty 0} = \frac{3 + \mu_0 \tau_r}{2 + \mu_0 \tau_r}$$

$$(8b) \quad 2. \quad k_N > 0, \mu_0 \tau_r = \infty \quad \alpha_{2\infty \infty} = 1 - 0,5 k_N \varphi_r$$

die Asymptoten an die im Bild 7 der Steinschen Abhandlung dargestellten Kurven festlegend; bzw. 3. für $k_N > 0, 0 < \mu_0 \tau_r < \infty$ die in Bild 2 dargestellte Abhängigkeit $\alpha_{2\infty}$ von $k_N \varphi_r$ und $\mu_0 \tau_r$. Beachtet man, dass sich die praktischen Werte von $k_N \varphi_r$ im allgemeinen zwischen 0,2 bis 0,8 (1,0) bewegen, so erkennt man, dass bei günstigen hydraulischen Verhältnissen (kleinen Werten von $\mu_0 \tau_r$) und geringen Werten von $k_N \varphi_r$ (schwache Selbstregelung) nicht unwesentliche Steigerungen von $\alpha_{2\infty}$ eintreten können, bei Steigerung der φ_r -Werte bzw. Verlängerung der bezogenen Schlusszeit $n_1 T_s$ sich andererseits eine Herabsetzung von $\alpha_{2\infty}$ unter den für $\mu_0 \tau_r = \infty$ geltenden Wert ergibt. Damit erscheint auch ein weiterer Beitrag zur Klärung der Stabilität bei Verlängerung der bezogenen Schlusszeiten $n_1 T_s$ (sinkende Werte von $\mu_0 \tau_r$ bei vorliegenden $\mu_0 T_r$ -Werten) gegeben.

Antwort des Autors

Mit der Veröffentlichung «Drehzahlregelung der Wasserturbinen» sollte festgestellt werden, wie die Regelung auszubilden ist, damit nicht mit Rücksicht auf die Stabilität zusätzliche Schwungmassen in die Turbinengruppe einzubauen sind, die konstruktiv nicht notwendig wären. Durch Behandlung der einfachsten Regler wurde nachgewiesen, welche Grundformen hierzu imstande sind: der ideale Kataraktregler mit Rückführung, der Kataraktregler ohne jede Rückführverbindung und der Beschleunigungsregler.

Die von Fabritz behandelte Abart Bild 1 ist ebenfalls praktisch brauchbar, wenn man, wie er zeigt, die Steuerverbindung «a» benützt, um mit einem statischen Pendel eine permanente Statik herzustellen, wobei dann die Rückführverbindung «b» zur Stabilisierung notwendig wird. Dies stellt eine andere Ausführungsform des bekannten Kataraktreglers mit Rückführung dar. Dagegen wurde bei der ursprünglichen Reglerform nach Bild 1 ohne Steuerverbindung «a» und «b» die neue Tatsache erläutert, dass manganz ohne Rückführverbindung auskommen kann, wenn der Drehzahlregler astatisch ist.

Fabritz zeigt, dass die Beschränkung der Ableitungen auf den vereinfachten Fall des idealen Kataraktreglers

(Schliesszeit 0 des Servomotors) der Tatsache nicht Rechnung trägt, dass in günstigen Fällen mit starker Selbstregelung ($k_N \gg 1$) und kleiner Trägheit der Wassermassen ($\tau_r \ll 1$) eine Verlängerung der Schlusszeiten ($n_1 T_s$) des Servomotors die Stabilität verbessern kann, weil die Selbstregelung stärker wird. Für das aktuelle Problem, in kritischen Fällen mit beschränkten Schwungmassen auszukommen, darf man dennoch die Schliesszeit des Servomotors beim Kataraktregler vernachlässigen. Im kritischen Fall mangelnder Selbstregelung und grosser Trägheit der Wassermassen verschwindet nicht nur der verbessernde Einfluss verlängerter Schliesszeiten. Setzt man in vorstehender Formel (8a) $T_s = 0$ ein, so ist $\tau_r = T_r: n_1 T_s = \infty$. Der Stabilitätswert $\alpha_{2\infty}$, der möglichst klein sein soll, nähert sich dem Werte 1, während er bei grösserer Schliesszeit ($T_s > \tau_r < \infty$) ungünstiger wird. In kritischen Fällen verschlechtert also eine verlängerte Schliesszeit des Servomotors die Stabilität statt, sie zu verbessern. Die Näherung an den idealen Kataraktregler (Schliesszeit 0 des Servomotors), für den die Stabilitätskurven ermittelt wurden, ist dann nicht nur die mathematisch einfachste, sondern auch die beste Lösung. Th. Stein

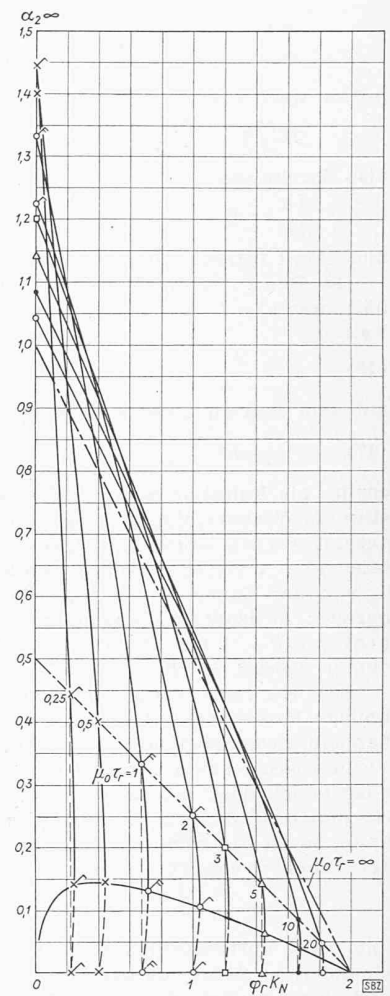


Bild 2

Standesfragen der Ingenieure und Techniker

DK 331.71:62

Der alte Gegensatz der Interessen von Arbeitnehmer und Arbeitgeber ist infolge der lebhaften Konjunktur der letzten Jahre und der damit im Zusammenhang stehenden Teuerung auch in den Kreisen der Ingenieure wieder akuter geworden. Auf eine fast unzulässig vereinfachende Formel gebracht, könnte man sagen, dass die Arbeitgeber das heutige Niveau der Ingenieur-Gehälter als kaum tragbar ansehen, während die unselbständig erwerbenden Ingenieure finden, dass gerade sie relativ am meisten unter der Teuerung zu leiden hätten, und zwar mehr als die Arbeiterschaft einerseits, die leitenden Persönlichkeiten andererseits. Daher ist auch, wie übrigens schon früher, der Wunsch nach einer gewerkschaftlichen Organisation der Ingenieure laut geworden oder die Anregung, der S. I. A. sollte eine konsequente Gewerkschaftspolitik treiben, was natürlich ungefähr das Gegenteil seiner heutigen Haltung wäre.

Solche Fragen haben in der Sektion Waadt des