

# Der Druckstoss als Hindernis bei der Regelung und Dimensionierung von Wasserkraftanlagen

Autor(en): **Stein, T.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **75 (1957)**

Heft 42

PDF erstellt am: **26.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-63437>

## **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.

massgebend erachtete Begriff der «Beleuchtungsstärke» wird heute durch den der «Leuchtdichte» ergänzt, teilweise sogar ersetzt, um sich den Bedürfnissen nach höherem Lichtkomfort anzupassen. In den neuen Leitsätzen sollen auch die sehr interessanten Ergebnisse der Untersuchungen berücksichtigt werden, die von der Gruppe 5 «Öffentliche Beleuchtung» auf den Versuchsstrecken Herzogenmühlestrasse in Zürich, Flugpiste Dübendorf und Hegnau-Gfenn durchgeführt worden sind. Diese Versuche konnten abgeschlossen werden mit Ausnahme jener im Nebel, der sich bisher in geeigneter Dichte nur selten einstellte. Die Gruppe sammelt ferner Erfahrungen mit neuartigen Strassenbeleuchtungsanlagen im Ausland sowie über

den Einfluss ortsfester Beleuchtungen auf nächtliche Verkehrsunfälle. Weitere Gruppen befassten sich mit der Beleuchtung von Sportanlagen (Eisbahnen, Turnplätze und Turnhallen) und mit der Automobilbeleuchtung. Bei dieser wurde versucht, den neuen europäischen Einheitsscheinwerfer in einigen Staaten zu homologieren. Eine gute Zusammenarbeit besteht mit der Polizeibehörde des Eidgenössischen Justiz- und Polizeidepartements, der verschiedene Vorschläge und Berichte eingereicht wurden. In der Internationalen Beleuchtungskommission bestehen verschiedene Arbeitskomitees, die personell neu organisiert worden sind. Die Schweiz führt den Vorsitz des Komitees für Grössen, Wörterbuch und für lichttechnischen Unterricht.

## Der Druckstoss als Hindernis bei der Regelung und Dimensionierung von Wasserkraftanlagen

Von Dipl. Ing. T. Stein, Schio (Italien)

DK 621.248

Vortrag, gehalten am 5. September 1957 an der Tagung der Schweizerischen Gesellschaft für Automatik (SGA) in Zürich

### Gegenüber Dampfturbinen erschwerte Regelung

Je weiter der Zusammenschluss von Kraftwerken und Stromnetzen im nationalen und internationalen Masstab fortschreitet, um so wichtiger ist es, die Unterschiede in den Regelungseigenschaften von Wasserturbinen und Dampfturbinen zu erkennen.

Mit steigenden Drücken und Temperaturen lassen sich die Dampfkraftwerke mit ihren gegen schnelle Temperaturänderungen empfindlichen Turbinen immer weniger leicht wechselnden Belastungen anpassen. Atomkraftwerke werden die Beweglichkeit thermischer Kraftanlagen kaum verbessern. Man ist heute froh, dass es gelungen ist, ein Atomkraftwerk in einer halben Stunde von Vollast auf ein Zehntel Last zu regeln und umgekehrt.

Wasserkraftwerke dagegen sollten sich grundsätzlich in zunehmendem Masse dazu eignen, wechselnde Belastungen auszugleichen, da immer mehr Speicherkraftwerke im Verhältnis zu den Laufkraftwerken gebaut werden.

Das darf nicht darüber hinwegtäuschen, dass bei Wasserturbinen regelungstechnische Bedingungen vorliegen, die viel schwieriger sind als bei Dampfturbinen. Nicht nur, dass die schweren Leitapparate grosser Wasserturbinen bis 75 000 kgm Regelungsarbeit des Servomotors erfordern, also über zehnmal grössere Werte als für grosse Dampfturbinen; bei der Betätigung der Stellorgane der Wasserturbinen entsteht durch die Trägheit der Wassermassen in der Druckleitung und durch die Inkompressibilität des Wassers ein Druckstoss. Dieser behindert die Stabilität, was dazu führen kann, dass man die Schwermassen und die Wasserschlösser der Wasserkraftanlagen nicht nach Konstruktions- und Betriebsbedürfnissen, sondern — nur aus Stabilitätsgründen der Regelung — grösser dimensionieren muss, was die Anlagekosten erhöht.

Indem man den Einfluss des Druckstosses auf die Regelung richtig erkennt, wird das unterschiedliche Verhalten bei der Regelung von Dampfturbinen und Wasserturbinen verständlich. So erklärt sich, warum man bei Dampfturbinen allgemein mit einem rein proportional wirkenden P-Regler auskommt, während man als Folge des Druckstosses bei Wasserturbinen den proportional-integralen PI-Regler braucht. Dagegen ist der proportional-differentiale PD-Regler, der die Regelung von Dampfturbinen verbessert, bei Wasserturbinen infolge des Druckstosses unbrauchbar.

An der harten Nuss der Regelung von Wasserturbinen unter Einschluss der Druckstosstörung hat *Stodola* 1893 seine grundlegende Regelungstheorie geschaffen [1]. Hier soll erklärt werden, was den Druckstoss hervorruft, welchen störenden Einfluss er ausübt, und wie man ihm entgegenwirkt.

### Wie der Druckstoss entsteht

Als Druckstosswirkung ist allgemein bekannt, dass beim Abschalten einer Turbogruppe eine Druckerhöhung in der Druckleitung eintritt, die um so grösser ist, je schneller der Servomotor schliesst [5]. Man begrenzt zum Schutz der Druckleitung den Höchstwert des Druckes, indem man durch Blenden die grösste Stellgeschwindigkeit des Servomotors begrenzt. Man sieht ausserdem noch Mittel am Regler vor, um trotz der begrenzten Stellgeschwindigkeit den Wasserzustrom zur Turbine schneller schliessen zu können. Bei Freistrahlur-

binen lenkt man den Strahl vom Turbinenrad ab, bei Francis-turbinen schafft man einen Nebenauslass (Druckregler). Man glaubt im allgemeinen, dass der Regler seine Pflicht hiermit vollkommen getan hat und er vom Druckstoss nicht mehr belästigt werde<sup>1)</sup>.

Dem ist aber nicht so. Man erkennt dies am besten, wenn man rein theoretisch annimmt, die Stellgrösse des Zuflussorgans zur Turbine werde sprunghaft um einen relativen Stellbetrag  $\Delta y$  von z. B. 10 % geschlossen, d. h. man bestimmt die Uebertragungsfunktion des Stellorgans (Bild 1). Sieht man von der geringfügigen Elastizität von Wasser und Druckleitung ab, so bleibt im ersten Augenblick wegen der Wasserträgheit die Ausflussmenge  $Q$  unverändert. Da die gleiche Wassermenge aber durch einen um 10 % kleineren Querschnitt fließen muss, steigt die Geschwindigkeit im Stellorgan um rund 10 %, was bei der quadratischen Beziehung zwischen Druckhöhe und Durchflussgeschwindigkeit einen um rund 20 % höheren Druck in der Druckleitung hervorruft, den man Druckstoss nennt. Da im ersten Augenblick die Wassermenge unverändert geblieben ist, die Druckhöhe aber um 20 % zugenommen hat, steigt die Leistung zunächst um rund 20 %. Erst unter dem bremsenden Einfluss des vor dem Stellorgan angestiegenen Druckes auf die träge Wassersäule sinkt die Wassermenge und damit die Leistung mit der Zeit um 10 %, wie es der um 10 % verringerten Stellgrösse des Servomotors entspricht.

### Regelwirkung in verkehrter Richtung

Die Uebertragungsfunktion zwischen der Stellgrösse des Servomotors als Eingang und der Aenderung der Leistung, die als Ausgang des Stellorgans der Wasserturbine zuströmt, zeigt also nicht nur eine Verzögerung durch die Trägheit der Wassermassen. In der ganzen Regelungstechnik ist man gewöhnt, dass im Regelkreis durch Speichervorgänge, d. h. träge Reaktion zwischen Eingang und Ausgang eines Regelkreisgliedes, Verzögerungen auftreten. Als sonst in der Regeltechnik bekanntes, für die Stabilität schlimmstes Verhalten eines Regelkreisgliedes zwischen Eingang und Ausgang, gelten Totzeiten: der Ausgang reagiert erst auf Aenderungen des Eingangs nach Ablauf einer Totzeit. Bei der Wasserturbine bleibt aber der Ausgang gegenüber einer Aenderung der Stellgrösse als Eingang nicht nur stehen, sondern die Leistung, die man durch die Stellgrösse um  $\Delta y$  herabsetzen will, nimmt im ersten Augenblick zu, statt ab [9]. Es handelt sich also beim Stellorgan der Wasserturbine um eine anfängliche Reaktion des Ausgangs des Regelkreisgliedes in verkehrter Richtung gegen den vom Servomotor beeinflussten Eingang. Grundsätzlich bewirkt dies eine noch stärkere Störung der Stabilität als eine Totzeit.

Es gibt in der industriellen Regelungstechnik nur noch ein bekanntes Beispiel einer solchen anfänglichen Wirkung in verkehrter Richtung, nämlich bei der Wasserstandsregelung von Dampfkesseln. Hier bewirkt ein sprunghaft erhöhter Zufluss von Speisewasser, das meist kälter ist als die Sattdampf-temperatur im siedenden, von Dampfblasen durchsetzten Wasser-

<sup>1)</sup> Strahlablenker und Druckregler greifen im normalen Betrieb, der nachfolgend untersucht wird, nicht ein.

raum des Kessels, dass durch verstärkte Kondensation der Dampfblasen im ersten Augenblick der geregelte Wasserspiegel zusammensinkt statt anzusteigen [10].

Diese Wirkung in verkehrter Richtung äussert sich im Frequenzgang des Regelkreisgliedes und in den Differentialgleichungen für den Regelkreis durch negative Vorzeichen. Es ist zu erklären, was diese zu bedeuten haben.

**Wasserturbinen weniger stabil als Dampfturbinen**

Hiezu vergleicht man am besten, wie bei Dampfturbinen und Wasserturbinen die Leistung, die der Turbine zugeführt wird, d. h. der Ausgang des Stellorgans, auf den Eingang reagiert, d. h. auf die Stellgrösse, Bild 2.

Man gewinnt nur ein klares Bild, wenn man von allen anderen Verzögerungen im Regelkreis absieht und hier nur das Uebertragungsverhalten des Stellorgans selbst berücksichtigt. Beim praktisch masselosen Dampf ändert sich die Dampfmenge und damit die der Turbine zugeführte Leistung, d. h. der Ausgang des Stellorgans augenblicklich proportional zur Stellgrösse, d. h. zum Eingang des Stellorgans. Das Uebertragungsverhalten des Stellorgans einer Dampfturbine ist also positiv statisch (proportional) ohne Verzögerung.

Das Stellorgan der Wasserturbine ergibt nach längerer Zeit ebenfalls eine zur herabgesetzten Stellgrösse proportionale Leistung als Ausgangsgrösse. Für die Stabilität des dynamischen Regelungsvorganges ist aber entscheidend, dass im ersten Augenblick das Stellorgan der Wasserturbine bei Herabsetzung der Stellgrösse eine zunehmende statt abnehmende Ausgangsgrösse aufweist. Das Stellorgan der Wasserturbine ist also ein Regelkreisglied mit vorübergehend *negativ statischem* oder negativ proportionalem Uebertragungsverhalten. Die negative Statik (Proportional-Wirkung) äussert sich logischerweise in einem negativen Vorzeichen. Wie ein Regler, den man mit negativer, also verkehrter Wirkungsrichtung würde arbeiten lassen [9], bewirkt also das Stellorgan der Wasserturbine durch Trägheit und Inkompressibilität der Wassermassen eine starke Störung der Stabilität im Gegensatz zu dem von Dampfturbinen.

**Physikalische Erklärung der negativen Wirkungsrichtung**

Nicht die Trägheit der Wassermassen an sich bewirkt das vorübergehend negativ statische (proportionale) Uebertragungsverhalten des Stellorgans der Wasserturbine, das die Stabilität so stark behindert. Im Gegenteil wird späterhin gezeigt, dass z. B. die Trägheit der Schwungmassen der Turbogruppe stabilisierend wirkt. Die Massenträgheit von Regelorganen, z. B. die eines Drehzahlpendels, behindert auch im Regelkreis die Stabilität, bewirkt aber keine negativen Vorzeichen im Frequenzgang, die ein negativ statisches (proportionales) Uebertragungsverhalten anzeigen. Auch Flüssigkeitsmassen in geregelten Industriebetrieben, die sowohl Trägheit als auch Inkompressibilität aufweisen, verhalten sich in bezug auf die Stabilität nicht so ungünstig wie Wasserturbinen, weil ihnen die Beschleunigungsenergie meist durch Pumpen zugeführt wird. Die Wasserturbine dagegen muss aus ihrem Druckgefälle, das die Turbinenleistung erzeugt, selbst die Beschleunigungs- und Verzögerungsenergie für die grossen Wassermassen aufbringen. Bei sprunghafter Aenderung der Stellgrösse erfordert dies zunächst eine so grosse Leistung, dass die Ausgangsleistung des Stellorgans sich vorübergehend entgegengesetzt zur Stellbewegung verändert.

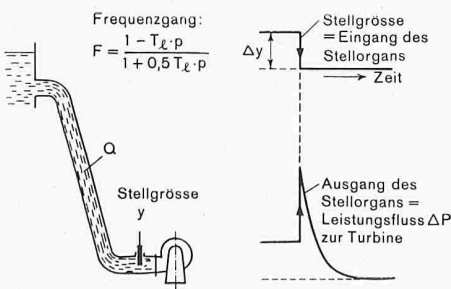


Bild 1. Regelwirkung in verkehrter Richtung im Stellorgan der Wasserturbine

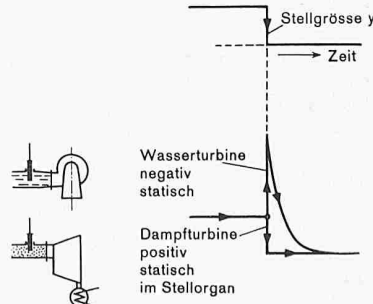


Bild 2. Negativ statt positiv statisches Uebertragungsverhalten im Stell-Organ der Wasserturbine

**Herabsetzung der Druckstosswirkung**

Solange das Stellorgan in Ruhe ist, also bei der Stellgeschwindigkeit 0 des Servomotors, gibt es keinen Druckstoss. Er ist dagegen maximal aber endlich bei sprunghafter Aenderung der Stellgrösse, was einer unendlichen Stellgeschwindigkeit des Servomotors entspricht. Man kann also durch Herabsetzung der Stellgeschwindigkeit den Druckstoss grundsätzlich beliebig verringern.

**Stabilisierender Einfluss von Schwungmassen und Proportionalwirkung**

Es ist wichtig, zu erkennen, dass die Trägheit der Schwungmassen, die die Drehzahl erst mit Verspätung (90°) der Leistungsänderung folgen lässt, das wirksame Mittel ist, um bei der Drehzahlregelung von Wasserturbinen durch langsame Stellbewegung dem Druckstoss stabilisierend entgegenzuwirken, Bild 3. Allgemein gesprochen folgt, wie bei einem Niveauregler für den Wasserstand eines Behälters, das Niveau mit 90° Verspätung der Stellgrösse. Hier ist das um 90° verspätete Niveau die Drehzahl [2], [3].

Es sei zunächst ein rein proportional wirkender P-Regler berücksichtigt. Je grösser man bei gegebenen Zeitkonstanten der Schwungmasse den Proportionalbereich, also die Statik, macht, um so grössere Drehzahländerungen sind notwendig, um den Servomotor von Leerlauf auf Vollast oder umgekehrt zu bringen. Der Servomotor folgt also dem Drehzahlregler mit zunehmender Statik (P-Wirkung) immer langsamer. Durch Erhöhung der Statik kann man also die störende Wirkung des Druckstosses auf die Stabilität beliebig verringern.

Je kleiner die Zeitkonstante der Schwungmassen ist, um so grösser muss die Statik eingestellt werden, damit eine ebenso langsame Stellbewegung die destabilisierende Druckstosswirkung heruntersetzt. Auch mit steigender Zeitkonstante der trägen Wassermassen in der Druckleitung muss man die Statik weiter heraufsetzen, weil der Druckstoss um so länger bestehen bleibt, je höher diese Zeitkonstante ist. Die notwendige stabilisierende Statik muss also um so grösser sein, je kleiner der Verhältnisswert der Zeitkonstante  $T_a$  der Schwungmassen zu der  $T_l$  der Wassermassen ist. Mit der Entwicklung der Wasserkraftanlagen wird dieser Verhältnisswert immer kleiner, also ungünstiger [5]. Früher war die Zeitkonstante  $T_a$  der Schwungmassen grösser als 10 Sekunden; heute ist sie nur noch etwa halb so gross. Im Bestreben, die Anlagekosten der Turbogruppe herunterszusetzen, erreicht man das durch Erhöhen der Schnellläufigkeit der Turbinen.

Die Zeitkonstante  $T_l$  der Wassermassen hat dagegen steigende Tendenz, weil man weniger günstige Wasserkräfte ausbaut, bei denen man oft im Verhältnis zum Gefälle längere Druckleitungen vorsehen muss und in ihnen grössere Wassergeschwindigkeiten zulässt, um die Kosten der Druckleitung zu senken. Die Zeitkonstanten  $T_l$  der Wassermassen, die früher weit unter 1 s lagen, steigen heute bis zu 3 s, so dass der Verhältnisswert  $T_a/T_l$  der Zeitkonstanten von Schwungmasse und Wassermasse mehr als fünfmal ungünstiger liegen kann. Um dem Druckstoss durch die Proportionalwirkung wirksam zu begegnen, sind heute bei Wasserturbinen Statiken zwischen 10 und 60 % und darüber anzuwenden.

Es bestätigt sich aber auch hier trotz der vom Druckstoss bedingten einzigartigen Regelwirkung in verkehrter Richtung, dass es bei Niveaureglern immer die Proportionalwirkung ist, die die Stabilität im Regelkreis herstellt. Dies ist auch beim

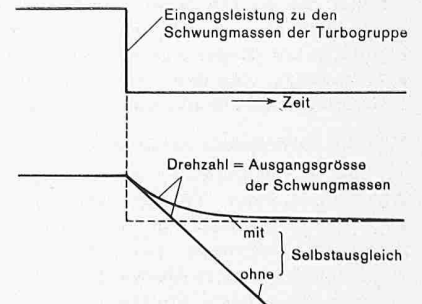


Bild 3. Astatisches Uebertragungsverhalten der Schwungmassen wird durch Selbstausgleich statisch

Druckstoss verständlich, weil durch eine grosse positiv statische Wirkung des Reglers die negativ statische Wirkung des Druckstosses ausgeglichen wird.

### Notwendigkeit der proportional-integralen PI-Regelung bei Wasserturbinen

Es ist klar, dass man mit dem rein proportionalen P-Regler bei Wasserturbinen nicht arbeiten kann. Um den Druckstoss zu stabilisieren, müsste eine dauernde Statik von 10 bis 60 % angewendet werden, was einer Frequenzänderung von 5 bis 19 Hz entspricht. Für den Parallelbetrieb der Turbinen sind Statiken von z. B. 3 % erwünscht, mit denen bei Dampfturbinen, weil sie durch keinen Druckstoss beeinträchtigt werden, der rein proportional wirkende P-Regler ohne weiteres anwendbar ist.

Die hohen Statiken von 10 bis 60 % muss man zwar für die stabilisierende Proportionalwirkung bei Wasserturbinen beibehalten, sie aber durch Hinzufügen einer Integralwirkung im Regler auf eine vorübergehende P-Wirkung begrenzen.

Je grösser die Zeitkonstante der Integralwirkung ist, die man am besten Integralzeit nennt [12], um so länger bleibt die stabilisierende Proportionalwirkung aufrechterhalten, um so langsamer verläuft aber auch der Regelvorgang. Es ist also der Quotient der Integralwirkung (Integralzeit) zur Proportionalwirkung (Statik) entscheidend, den man als Nachstellzeit  $T_n$  bezeichnet.

Man muss erkennen, dass die Stabilität nicht durch die Integralwirkung herbeigeführt wird, trotzdem bei zunehmender Integralzeit der Regelvorgang stabiler wird. Die Stabilität ist nur höher, weil die allein stabilisierende Proportionalwirkung länger erhalten bleibt. Man erreicht bei Drehzahlreglern durch die Proportionalwirkung allein die Stabilität, aber niemals durch eine reine Integralwirkung (rein astatischer Regler). Dies gilt jedoch, wie später gezeigt wird, nur für Drehzahlregler und nicht für Leistungsregelung.

Durch den Druckstoss erklärt sich auch, dass ein proportional-differentialer PD-Regler, der bei Dampfturbinen die Regeleigenschaften durch Einführung einer Vorhalt-Wirkung wesentlich verbessert, für Wasserturbinen unbrauchbar ist. Um den Druckstoss zu dämpfen, muss man eine Integralwirkung in den Servomotor verlegen. Ein PD-Regler mit integral wirkendem Servomotor ergibt aber wiederum einen PI-Regler [12].

### Hilfe des Selbstausgleichs

Mit der Begrenzung, dass der Regelvorgang stabil bleiben muss, ist man bestrebt, möglichst schnell zu regeln. Hier bietet in Netzen mit motorischer Belastung der Selbstausgleich eine starke Hilfe, indem bei sprunghafter Herabsetzung der Eingangsleistung der Turbogruppe die Drehzahl nicht beliebig absinkt, sondern von selbst einem Gleichgewicht zustrebt, da mit sinkender Frequenz die Drehstrommotoren weniger Last aufnehmen [3], Bild 3. Das verändert das Uebertragungsverhalten [15] der Schwungmassen, die ein Regelkreisglied darstellen. Ohne Selbstausgleich folgt die Drehzahl, bei sprunghafter Aenderung der Eingangsgrösse, d. h. der zugeführten Leistung, dieser Grösse rein astatisch (integral). Durch den Selbstausgleich werden dagegen die Schwungmassen zu einem statischen Regelkreisglied, das der negativ statischen Störung durch den Druckstoss entgegenwirkt [5]. Man kann deshalb bei Netzen mit Selbstausgleich bei gleichem  $GD^2$  der Schwungmassen wesentlich schneller regeln, oder bei gleich schneller Regelung das  $GD^2$  heruntersetzen.

Bei der Regelung elektrischer Maschinen [11] kann man bei allen Belastungen mit einem praktisch gleich starken Selbstausgleich rechnen [16]. Auf anderen Gebieten dagegen versagt oft der Selbstausgleich bei Teillast, weil der Ausgleichgrad, der die Statik bildet, bei Teillast proportional zurückgeht [3], [4]. Aber auch der Druckstoss wird bei Teillast kleiner. Es liegt also der glückliche Umstand vor, dass bei Wasserturbinen, die in der Regelungstechnik durch den Druckstoss einen besonders ungünstigen Sonderfall darstellen, wenigstens der Selbstausgleich im Gegensatz zu anderen Gebieten bei allen Belastungen wirksam hilft [5].

Bei reiner Wirklast hingegen, also bei Belastung durch Licht oder elektrische Oefen, ist bei vollkommener und augenblicklich wirkender Spannungsregelung der Ausgleichgrad 0. Das Netz reagiert dann nicht auf Frequenzänderungen, da die

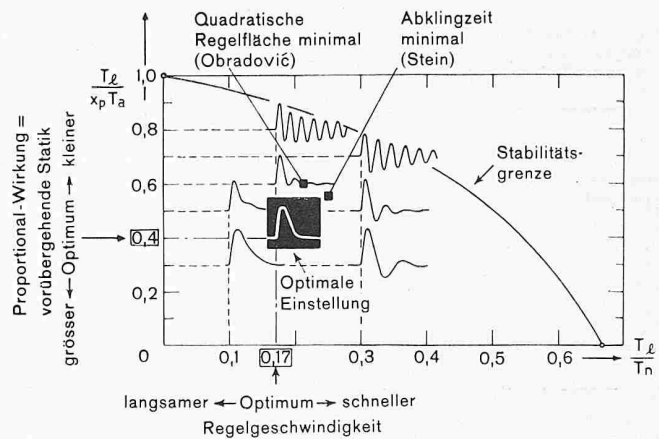


Bild 4. Mit Analog Computer ermittelte optimale Reglereinstellung nach Paynter

Belastung ohmscher Widerstände nur von der Spannung abhängig ist.

Stellt man dagegen die Spannungsregelung ab, so ändert sich die Generatorspannung sehr stark mit der Drehzahl des Generators. Der Wert des Ausgleichgrades, der die natürliche Statik bildet, ist dann 2 bis 5 statt durchschnittlich 2 bei einem Netz mit motorischer Belastung.

Der praktisch schwierigste Regelungsfall für Wasserturbinen ist die Versorgung von elektrischen Oefen in einem isolierten Netz, z. B. für ein Aluminiumwerk. Hier treten plötzliche und grosse Belastungsschwankungen bei reiner Wirklast auf. Ein Mittel, die Stabilität zu verbessern, ist hier eine langsame Spannungsregelung, wodurch vorübergehend ein hoher Ausgleichgrad stabilisierend wirkt. Statt dessen kann man auch den sonst bei reiner Wirklast fehlenden stabilisierenden Ausgleichgrad dadurch hervorrufen, dass man die Spannung in Abhängigkeit von der Frequenz verändert [6] und dadurch eine stabilisierende Statik (Proportionalwirkung) herstellt.

### Optimum und Wahl des $GD^2$

Für gegebene Werte der Zeitkonstanten der Wassermassen, des  $GD^2$  und des Ausgleichgrades gibt es eine optimale Reglereinstellung. Erhöht man die Integralzeit gegenüber diesem Optimum, so wird der Regler stabiler, aber träger; vermindert man sie, so regelt man schneller, muss aber ein abklingendes Hin- und Herregeln in Kauf nehmen. Man hat bisher verschiedene mathematische Methoden entwickelt [9], [17], um dieses Optimum festzustellen, die einigermassen übereinstimmende Einstellungswerte ergeben. Alle diese Methoden haben aber den Nachteil, dass man blind bleibt in bezug auf den wirklichen Verlauf der Regelung. Man berechnet nur die Abklingbedingungen oder die Flächensumme der Abweichungen vom Sollwert (Regelfläche).

Wenn auch die Endergebnisse ähnlich sind und die gleichen Parameter für die Einstellung [5], [9] verwendet werden, erhält man durch Messungen mit Analogiegeräten, wie sie Paynter durchgeführt hat [13], ein besseres direktes Bild des Regelverlaufs bei verschiedenen Einstellungen, Bild 4.

Optimale Einstellung vorausgesetzt ergibt sich für ein bestimmtes  $GD^2$  eine zugehörige Regelgeschwindigkeit, die bei isoliertem Betrieb mit reiner Wirklast durch fehlenden oder kleineren Selbstausgleich kleiner ist als bei Netzbetrieb. Wenn die Regelgeschwindigkeit nicht befriedigt, muss man ein grösseres  $GD^2$  wählen, sonst ist es möglich, mit dem durch die Konstruktion gegebenen «natürlichen»  $GD^2$  auszukommen.

### Kleinere Dimensionierung des Wasserschlosses

Statt das Wasserschloss nach Betriebsbedürfnissen zu dimensionieren, muss man nur aus Stabilitätsgründen den Querschnitt um ein Vielfaches grösser machen, was die Anlagekosten erhöht. Zur Berechnung diente bisher die Formel von Thoma, die voraussetzt, dass der Turbinenregler so schnell arbeitet, dass die Turbinenleistung ständig konstant bleibt.

Evangelisti hat richtig erkannt, dass Stollen, Wasserschloss, Druckleitung und Turbine mit ihrem Regler einen zusammenhängenden Regelkreis bilden und dass sich durch eine

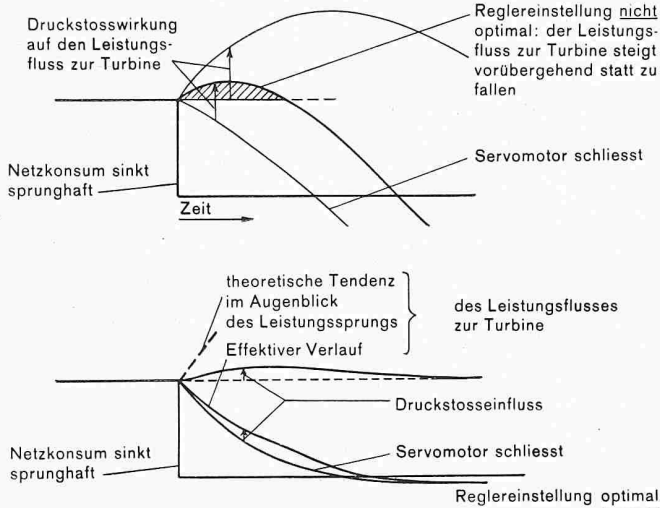


Bild 5. Verschwinden der Regelwirkung in verkehrter Richtung bei optimaler Einstellung

Verlängerung der Nachstellzeit des Turbinenreglers der Querschnitt des Wasserschlosses herabsetzen lässt [7]. Damit ist aber gegenüber der Formel von Thoma nur eine recht begrenzte Verkleinerung möglich. Untersucht man die Ursache hierfür, so findet man, dass dies wiederum auf den vom Stellorgan der Turbine in der Druckleitung erzeugten Druckstoss zurückzuführen ist. Nur wenn man die Zeitkonstante der Druckleitung 0 setzt, was den Druckstoss vor dem Stellorgan der Turbine beseitigen würde, könnte man durch verlängerte Nachstellzeit den Querschnitt des Wasserschlosses aus Stabilitätsgründen beliebig heruntersetzen.

Hingegen gelingt dies, indem man statische Verbindungen herstellt, die der negativen Statik des Druckstosses entgegenwirken [8]. Nach *Cuénod* und *Gardel* wird die elektrische Spannung sowohl mit der Frequenz als auch mit dem Niveau des Wasserschlosses in statische Verbindung gebracht. Nach *Gaden* und *Borel* wird die statische Verbindung statt mit dem Wasserschloss-Niveau mit dem Hub des Servomotors hergestellt.

#### Vollkommen abweichendes Verhalten bei Regelung der Uebergabeleistung

Die Normen der Regelungstechnik [15], bei denen ohne Unterschied jede beliebige Grösse, die geregelt wird, einheitlich «Regelgrösse» heisst, führen leicht dazu, den Umstand zu übersehen, dass es zwei grundverschiedene Regelgrössen gibt [2]. Beim Niveauregler wie dem Drehzahlregler folgt die Regelgrösse der Stellgrösse mit 90° Verspätung. Bei der Leistungsregelung dagegen, die eine Strömungsregelung ist, sind Stellgrösse und Regelgrösse grundsätzlich in Phase.

Das ist der Grund, warum der für Drehzahlregelung bei Wasserturbinen allgemein verwendete PI-Regler bei Uebergabe-Leistungsregelung von Wasserturbinen sich praktisch wesentlich ungünstiger verhält. In der gleichen Wasserkraft-Anlage, in der man bei Drehzahlregelung mit einer vorübergehenden Statik von 25 % auskam, musste man bei der gleichen Turbine bei Regelung der Uebergabeleistung auf 150 % Leistungsstatik übergehen. Die mathematische Stabilitätsuntersuchung ergab als Grund hierfür wiederum den Druckstoss an. Der 90° früher als der Drehzahlregler reagierende Leistungsregler steigert den Druckstoss, was nur durch eine von 25 % auf 150 % erhöhte Statik der Proportional-Wirkung kompensiert werden konnte.

Die Rechnung ergab ferner, dass eine beim PI-Regler störende, druckstossbedingte Stabilitätsbedingung entfällt, wenn man den Leistungsregler integral, also rein astatisch arbeiten lässt. Dabei bleiben alle übrigen Glieder der Regelgleichung identisch, d. h. der Integralregler arbeitet nicht etwa langsamer. Für den um 90° früher als der Drehzahlregler reagierenden Leistungsregler ist deshalb bei Wasserturbinen die rein integrale Regelung das Gegebene. Dies bestätigt sich im praktischen Betrieb.

Für die Leistungs-Frequenzregelung hat man die von der Netzträgheit abhängige Phasenverschiebung der Drehzahlrege-

lung um 90° dadurch aufgeholt, dass man den 90° früher reagierenden Differentialquotienten der Frequenz zusätzlich auf den Regler wirken lässt [14].

Nachdem für Wasserturbinen die rein integrale Leistungsregelung das Gegebene ist, könnte man statt dessen auf einfache Weise Leistungs- und Frequenzsignal in Phase bringen, indem man die Integralzeit des Leistungssignals der Netzträgheit anpasst. Leistungs- und Frequenzsignal haben dann die gleiche Verzögerung, die Leistung durch den Integriervorgang, die Frequenz durch die Netzträgheit.

Diese Ueberlegungen führen zum allgemeinen Schluss, der durch den Frequenzgang des Regelkreises bestätigt wird, dass sich bei Wasserturbinen ein Leistungsregler mit Integralwirkung identisch verhält wie ein Drehzahlregler mit Proportionalwirkung. Der I-Regler für die Leistung ist aber einfacher, weil er schon an sich astatisch ist. Dagegen muss man beim Drehzahlregler einen Integrationsvorgang hinzufügen, um die hohen Statiken seiner Proportionalwirkung im Beharrungszustand zu beseitigen.

#### Wie die Druckstosswirkung verschwindet

Dass bei optimaler Einstellung die Regelwirkung in verkehrter Richtung nicht theoretisch, jedoch tatsächlich verschwindet, zeigt die Gegenüberstellung des Regelverlaufs, Bild 5. Die obere Kurve gilt für einen Regelvorgang, der nicht optimal ist. Der Druckstoss lässt die Eingangsleistung zur Turbine bei sprunghaftem Rückgang der Netzleistung zunächst ansteigen, statt fallen, weil ein Leistungszuwachs entsteht, der grösser ist als die vom Servomotor gesteuerte Querschnittabnahme der Schliessbewegung. Bei der unteren Kurve, die für optimale Einstellung gilt, ist zwar die Tangente der Leistung noch nach oben statt nach unten gerichtet. Schon nach  $\frac{1}{100}$  s ist aber der Leistungszuwachs durch den Druckstoss kleiner, als der Schliessbewegung des Servomotors entspricht. Der Druckstosseinfluss als Regelung in vorübergehend verkehrter Richtung ist also effektiv verschwunden. Beim optimal eingestellten Regler ist die Stellbewegung so langsam, dass die negative Proportionalwirkung des Stellorgans vollkommen kompensiert ist. Dies gilt schon bei Annahme des ungünstigsten Falls einer sprunghaften Laständerung, wie sie normalerweise bei Berechnungen und Versuchen mit Analogie-Geräten zugrunde gelegt wird.

*Obradovic* und *Mesarovic* haben mit der statistischen Methode [17], die auch von *Gaden* und von *Cuénod* [19] angewandt wird, den Nachweis erbracht, dass man Wasserturbinen bei den tatsächlichen Lastschwankungen als Störgrösse z. B. dreimal langsamer als bei sprunghafter Störung regeln könnte, damit für normale Lastschwankungen der Regelvorgang optimal wird. Die Begrenzung der Stellgeschwindigkeiten, die bei Wasserkraftmaschinen notwendig ist, hat demnach im praktischen Netzbetrieb bei richtig eingestellten Reglern keine nachteiligen Wirkungen mehr.

#### Vertauschte Rollen bei der Lastverteilung

Vor dem ersten Weltkrieg waren die Dampfkraftwerke bewegliche Energieerzeuger, die den hydraulischen Laufkraftwerken die Belastungsschwankungen abnahmen. Man arbeitete mit Drücken unter 15 atü und Temperaturen von 350° C, und die Wasserräume der Kessel wiesen grosse Speicherfähigkeiten auf. Das Stellorgan der Dampfturbine ist, wie gezeigt wurde, ein verzögerungsfreies statisches Regelkreisglied.

Heute sind die Rollen vertauscht. Man benützt in Stromnetzen mit gemischter Wasserkraft und Dampfkraft die speicherfähigen hydraulischen Anlagen als Regelkraftwerke und fährt mit den Dampfkraftwerken Grundlast. Diese Entwicklung hat die Regelungstechnik dadurch ermöglicht, dass es ihr gelang, die störende Wirkung des Druckstosses auf die Regelung der Wasserturbinen zu meistern.

#### Literaturverzeichnis

- [1] *Stodola A.*: Ueber die Regulierung von Turbinen, SBZ Bd. 22, S. 113, 121, 126, 134 (1893).
- [2] *Stein T.*: Regelung und Ausgleich in Dampfanlagen, Julius Springer, Berlin 1926.
- [3] *Stein T.*: Selbstreglung, ein neues Gesetz der Regeltechnik, «Z. VDI» 1928, S. 165.
- [4] *Stein T.*: Systematik der Reglerarten, «Escher Wyss Mitteilungen» 1940, S. 56.
- [5] *Stein T.*: Drehzahlregelung der Wasserturbinen, SBZ 1947 Nr. 39, 40, 41, S. 531, 543, 564.

- [6] Keller R.: Die Beherrschung der stabilen Drehzahlregelung bei frequenzunabhängiger Last, «Brown Boveri Mitteilungen» 1947.
- [7] Evangelisti G.: Pozzi piezometrici e stabilità della regolazione, «L'Energia Elettrica» 1950, Nr. 5 und 6.
- [8] Cuénod M. et Gardel A.: Stabilisation des oscillations du plan d'eau dans la chambre d'équilibre, «Bulletin technique de la Suisse Romande» 1950, Nr. 16. — Nouveau procédé pour la stabilisation de la marche de centrales hydro-électriques avec chambre d'équilibre, «La Houille Blanche» 1954, Nr. 3. — Gaden D. et Borel L.: Influence de la loi de variation de la puissance sur la condition de stabilité de Thoma, «Bulletin technique de la Suisse Romande» 1951, Nr. 9.
- [9] Stein T.: L'optimum nella regolazione delle turbine idrauliche, «L'Energia Elettrica» 1951, Nr. 4. — Die optimale Regelung von Wasserturbinen SBZ 1952, Nr. 20, «Regelungstechnik» 1953, Heft 7.
- [10] Oppelt W.: Kleines Handbuch technischer Regelvorgänge, Verlag Chemie, Weinheim/Bergstrasse 1954, S. 138.
- [11] Gerecke E.: Drei Beispiele aus der Elektroservotechnik, «Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik» 1954, Nr. 6.
- [12] Stein T.: Wasserturbinenregler mit identischer Integral- und Differential-Wirkung, SBZ 1954, Nr. 11 und 12.
- [13] Paynter H. M.: The Analog in Governor Design, «Palimpsest on the Electronic Analog Art», G. A. Philbrick Researches Inc. Boston, Massachusetts 1955, S. 228.
- [14] Boll G. und Fleischer W.: Modellversuche zur Frequenz-Leistungsregelung im westdeutschen Verbundnetz, «C. I. G. R. E.» 1956, Nr. 316.
- [15] Profos P. und Oertli H.: Nomenklatur der Regelungstechnik, «Bulletin des SEV» 1956, Nr. 8, S. 329, 372.
- [16] Stein T.: Physikalische Erklärung der Regelvorgänge, SBZ 1956, Nr. 40.
- [17] Obradovic I. und Mesarovic M.: Optimale Einstellung des Reglers nach dem statistischen Kriterium. «Berichtswerk der Internationalen Tagung Regelungstechnik», Heidelberg 1956.
- [18] Gaden D.: Essai d'un procédé pour caractériser la clientèle d'un réseau selon la variabilité de la consommation, «Bulletin des SEV» 1955.
- [19] Cuénod M.: Etude de la réponse d'un système linéaire au moyen de l'analyse impulsionnelle, «Revue générale de l'électricité» 1956.

## Aktiver Lawinendruck und dessen rechnerische Nachprüfung durch Messungen

Von Dipl. Ing. Alf de Spindler, Wettingen

DK 624.182

### A. Einleitung

In den Jahren 1948/49 wurde im Auftrag der Aare-Tessin AG., Olten, von der Motor-Columbus AG., Baden, die bis heute grösste Alpenleitung von Lavorgo über den Ganna Rossa und den Lukmanierpass ins Tavetsch und über die Mittelplatten nach Amsteg gebaut. Bei der Trassierung dieser Alpenleitung im Val Milà, das den Übergang vom Vorderrhein ins Etliztal und nach Amsteg bildet, musste auf Lawinenzüge besondere Rücksicht genommen werden. Hier stellte sich die Frage einer Umgehung dieses lawinengefährdeten Tales über die östlich davon gelegene Alpe Caschle mit den damit verbundenen Nachteilen für den Linienunterhalt an einer hoch und abseits gelegenen Leitung oder die zeitweise mögliche Lawinengefährdung einzelner Masten einer im Tal gelegenen Leitung. Man entschloss sich zur zweiten Lösung.

Bisher hat sich die gewählte Leitungsführung insofern bewährt, als an den gefährdeten Masten dieses Abschnittes nur unbedeutende Schäden infolge Lawinendurchgängen aufgetreten sind, die den Betrieb der Leitung nicht gestört haben. Dass einige dieser Masten von den nachweisbar durch sie hindurchgegangenen Lawinen nicht umgelegt wurden, ist teils ihrer hohen Biegefestigkeit, teils der aerodynamisch sehr günstigen Rohrform ihrer Einzelglieder zu verdanken, welche einer Luft- oder Schneeströmung geringen Widerstand entgegensetzen. Nachdem noch sehr wenig über den von niedergehenden Lawinen ausgeübten Luft- oder Schneedruck bekannt ist<sup>1)</sup>, lag es nahe, zu versuchen, an Hand der beschädigten Objekte diese Kräfte wenigstens grössenordnungsmässig nachzurechnen. Eine Anzahl sekundärer Mastschäden im Val Milà eigneten sich hierfür besonders gut, da abgescherte Bolzen die genaue Feststellung einiger der aufgetretenen Kräfte erlaubten.

### B. Untersuchung eines Einzelschadens

Anlässlich einer örtlichen Besichtigung der Lawinenschäden an den Masten im Val Milà konnte am meistbeschädigten Mast 317 folgendes festgestellt werden:

Eine Lawine muss sich von den Hängen des Mutsch, südlich des Punktes 2791 (Bilder 1 und 3) gelöst haben und über die nordwestlichen Talhänge hinunter bis gegen Mast 317 vorgestossen sein, um diesen dann in diagonalen Richtung zu durchfahren. Im untersten Mastabschnitt weisen alle Diagonalstäbe, ein Teil der Ausfachungsstäbe, und, wenn auch in geringerem Ausmass, die Pfosten Durchbiegungen in Richtung des Lawinendurchganges auf. Interessant ist ferner, dass die Zerstörung am Mast sich nur in dessen unterstem Abschnitt auswirkte, also bis zu einer Höhe von 10,4 m über Bodenpfahl. Daraus darf einerseits gefolgert werden, dass es sich nicht um eine reine Staublawine gehandelt haben kann,

auf jeden Fall nicht im Augenblick des Durchganges durch den Mast. Andererseits zeigt die Art des Abrisses, dass nur eine obere Schneeschicht abgerutscht ist und dass es somit eine Oberlawine aus leichtem, pulverigem Schnee gewesen sein muss, die sich mit grosser Geschwindigkeit dem Mast nähert und diesen in einer Mächtigkeit von maximal 10 m als Fliesslawine durchdrungen hat, wobei sehr bedeutende Druckkräfte auf einzelne Stäbe ausgeübt wurden.

Folgende Zerstörungen konnten u. a. als direkte Wirkung dieses Lawinendurchganges festgestellt werden. Am Mastfuss «A» war die mit zwei Schrauben von  $\frac{7}{8}$ " am Pfosten befestigte Diagonale b abgerissen, wobei die beiden doppel-schnittig beanspruchten Schrauben abgeschert wurden (Bilder 4 und 5). Abgerissen wurden auch die mit je einer doppel-schnittigen Schraube von  $\frac{3}{4}$ " befestigten Füllstäbe f und c, indem ebenfalls die Schrauben abgeschert wurden. Da die beim Abscheren auftretenden Kräfte bestimmt werden können, sollen nachfolgend auf Grund dieser bekannten Kräfte die Schneedrücke auf die Diagonalen b und auf die ebenfalls durchgebogene und mit dieser durch Stab e verbundene Diagonale a rückschliessend berechnet werden. Zu diesem Zweck müssen Annahmen getroffen werden, die in Wirklichkeit nur angenähert zutreffen; den Berechnungsergebnissen kommt daher nur Näherungswert zu. Diese Annahmen sind:

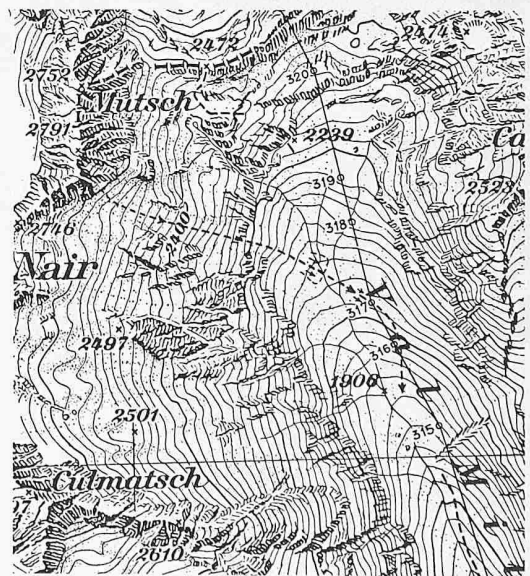


Bild 1. Oberer Teil des Val Milà mit Trasse der Lukmanierleitung, Masstab 1:30 000. Reproduziert mit Bewilligung der Eidg. Landestopographie vom 10. 10. 57

<sup>1)</sup> Vgl. den Aufsatz von Dr. J. Killer in SBZ 1957, Nr. 36, sowie von Dr. A. Voellmy in SBZ 1955, Nr. 12, 15, 17, 19.