

Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins
Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke
Band: 28 (1937)
Heft: 22

Artikel: Die Rückwirkung der Reguliervorgänge auf die hydraulischen Anlagen
Autor: Dubs, R.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-1059880>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 03.04.2025

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

Für diese hohen Werte von τ muss man in die Verbindungsreaktanzen die vollen Synchronreaktanzen der Maschinen und nicht bloss die Streureaktanzen einbeziehen, auch wenn sie vorübergehend sind. Diese langen Schwingungen führen übrigens meistens zu einer beträchtlichen Dämpfung.

Abgesehen von diesen Uebergangsschwingungen, die von dem Unterschied zwischen den ursprünglichen Verhältnissen und dem neuen Betriebszustand abhängen und deren Bestimmung mehr oder weniger verwickelt ist, deren Periode und Dauer aber im allgemeinen zu kurz sind, um die Regulierung ernstlich zu beeinflussen, besteht die Haupterscheinung, die dem Auftreten einer Ueberlast dQ in irgendeinem Punkt des Systems folgt, bevor die Regler Zeit zum Eingreifen gehabt haben, in einer allgemeinen Verlangsamung, infolge deren die neue den Werken auferlegte Belastung zunächst aus der gesamten kinetischen Energie W der Maschinen gedeckt wird, so dass die Ableitung der Frequenz durch die Beziehung

$$dQ = - \frac{2W}{f} \frac{df}{dt}$$

gegeben ist.

Die Verteilung zwischen den Werken vollzieht sich wie im Fall des stationären Betriebes ohne irgendwelche Rücksicht auf ihre bezügliche Lage in dem System und im Verhältnis nicht mehr des Quotienten der Leistung in die Statik, sondern der kinetischen Energie jeden Werkes.

Daraus folgt, indem man $K'' = \frac{2W}{f}$ einsetzt, dass jede der m Grössen

$$II'' = K'' \cdot \frac{df}{dt} - p,$$

die den verschiedenen Netzen zugehören, unveränderlich bleibt, wenn die Störung irgendwelcher Art ausserhalb des betrachteten Netzes liegt, während sie im entgegengesetzten Fall (bis auf das Vor-

zeichen) die ihr zufallende Korrektur exakt bestimmt.

Während die Konstanten K' und K die Dimensionen einer Leistung, bzw. einer Energie besitzen, hat K'' die Dimensionen des Produktes einer Energie und einer Zeit, d. h. einer Wirkung (vgl. theoretische Mechanik: Prinzip der kleinsten *Wirkung*).

Die Bestimmung der Ableitung der Frequenz verlangt eine Einrichtung zur Beschleunigungsmessung. Die Betrachtung der Funktion II'' bestätigt also die Gedanken, welche einige Konstrukteure schon dazu geführt haben, die gewöhnlichen tachymetrischen Regulatoren mit Zusatzeinrichtungen zu versehen, um auf sie entweder die Beschleunigung oder die elektrische Leistung einwirken zu lassen.

Diese Funktion II'' besitzt alle die befriedigenden Eigenschaften, die bereits für die analoge Funktion II des stationären Betriebes für richtig erkannt wurden und die durch II' , die sich auf die subtransitorische Phase bezieht, im Gegensatz dazu nicht vollständig erreichbar sind: vollkommene Unabhängigkeit in bezug auf das, was im übrigen Teil des Systems vor sich geht, und sichere Anzeige bei interner Störung. Sie würde sich also zu einer sicheren Verbesserung der Reguliergeschwindigkeit eignen, und zwar in den Sonderfällen, welche die strafere Berücksichtigung des Uebergangszustandes verlangen; es ist jedoch anzunehmen, dass die einfache Lösung für den stationären Betrieb unter alleiniger Benutzung der Funktion II , die ausschliesslich mit bekannten Begriffen und erprobten Apparaten arbeitet, noch auf lange Zeit hinaus für die verschiedensten Fälle des Netzzusammenschlusses ausreichen wird.

Der Vorsitzende dankt Herrn Darrieus für das interessante Referat. Herr Darrieus hat die Schwierigkeiten gezeigt und verschiedene Methoden der Frequenz- und Leistungsregulierung angegeben. Dann hat er seine eigene Meinung dargelegt, wie das Problem angepackt werden muss, um es einfach zu gestalten. Er wiederholt in deutscher Sprache einige Kernsätze aus dem Referat.

Die Rückwirkung der Reguliervorgänge auf die hydraulischen Anlagen.

Von Prof. R. Dubs, Zürich.

Es wird ein Ueberblick gegeben über die Beanspruchungen, die in den hydraulischen Anlagen bei Reguliervorgängen auf der Belastungsseite auftreten, besonders bei plötzlicher Entlastung. Das Zustandekommen und der Einfluss der Gefällsänderungen wird besprochen; ferner wird auf die Druckstösse unter Berücksichtigung der Elastizität der Rohrleitungen und des Wassers eingegangen.

L'auteur donne un aperçu des sollicitations qui se produisent dans les installations hydrauliques lors de variations de la charge et du réglage qui s'en suit, en particulier lors de décharge brusque. Il explique ensuite comment les variations de la hauteur de chute se produisent et quelle influence elles exercent, et examine finalement les coups de bélier en tenant compte de l'élasticité des conduites et de l'eau.

Wenn die Frequenz, d. h. die Drehzahl der elektrischen Maschinen konstant gehalten werden soll, so muss stets Gleichgewicht zwischen Last und Antrieb bestehen, d. h. auf eine Maschine bezogen, muss das antreibende Moment M_a stets gleich sein dem widerstehenden Moment M_w . Bezeichnet man mit ω die Winkelgeschwindigkeit und mit t die Zeit, so gilt stets:

$$\Theta \frac{d\omega}{dt} = M_a - M_w$$

wenn Θ das Massenträgheitsmoment aller rotierenden Teile bedeutet. Erfolgt nun eine Aenderung des widerstehenden Momentes M_w , z. B. durch eine Entlastung der Maschine, so müsste, damit ω konstant bleibt, das antreibende Moment M_a vollständig synchron zu M_w verändert werden. Dies ist nun aber aus zwei Gründen nicht möglich. Erstens wird die Anpassung des antreibenden Momentes M_a an das widerstehende Moment M_w durch Eingreifen des Fliehkraftregulators erst eingeleitet, *nachdem*

bereits eine Veränderung der Winkelgeschwindigkeit erfolgt ist, und zweitens können auch die modernsten Regulatoren eine Wasserturbine nicht so rasch schliessen wie eine Entlastung auf elektrischem Wege möglich ist. Es müssen deshalb bei Belastungsänderungen immer vorübergehende, relativ kleine Drehzahl-, bzw. Frequenzänderungen in Kauf genommen werden.

Für den Fall einer plötzlichen vollen Entlastung der elektrischen Maschine von Vollast auf Leerlauf erfolgt eine Drehzahlsteigerung, deren relativer Wert, gegeben durch die Reglereigenschaften:

$$\delta = \frac{\omega_m - \omega_n}{\omega_n} = \frac{n_m - n_n}{n_n}$$

sei, wo n_m die maximale und n_n die normale Drehzahl bedeutet. Wenn P_n die normale Leistung der Turbine in kW, und T_s die Schliesszeit des Leitapparates in Sekunden ist, so besteht bei linearer Variation der Leistung während des Schliessvorganges in Funktion der Zeit die Beziehung:

$$\delta_+ = 183\,000 \frac{P_n \cdot T_s}{n_n^2 \cdot G \cdot D^2} \quad (1)$$

Dabei ist: $G \cdot D^2 = 4 \cdot g \cdot \Theta$ das sog. Schwungmoment in $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

Die Beziehung (1) zur Berechnung der relativen Drehzahlsteigerung δ_+ setzt nun aber weiter voraus, dass die Druckhöhe H der Wasserturbine während des Reguliervorganges unverändert bleibt. Diese Voraussetzung ist aber, streng genommen, nie erfüllt. Durch das Schliessen des Leitapparates wird die vor und nach dem Leitapparat sich in Bewegung befindende Wassermasse in der Zeit T_s zum Stillstand gebracht. Die kinetische Energie dieser Masse wird durch den Schliessvorgang in potentielle Energie umgewandelt und dadurch entsteht eine Druckerhöhung an der Abschlußstelle, die bis zu einer gewissen Grenze um so grösser ausfällt, je rascher der Leitapparat geschlossen wurde. Durch die während des Schliessvorganges auftretende Druckerhöhung wird nun aber die Leistungsvariation beeinflusst, da, bei sonst gleichen Verhältnissen, die Leistung

$$P = P_n \cdot \sqrt{\left(\frac{H}{H_n}\right)^3} \quad (2)$$

eine semikubische Funktion der Druckhöhe ist. Bei sehr kurzer Schlusszeit T_s würde wohl nach Gleichung (1) eine relativ kleine Drehzahlsteigerung erfolgen, aber es könnte bei extremen Verhältnissen (lange Rohrleitungen) eine so starke Druckerhöhung eintreten, dass, abgesehen von der Gefährdung der Zuleitungen, trotz des Schliessens in den ersten Zeitmomenten die Turbinenleistung nicht abnimmt, sondern konstant bleibt oder sogar zunimmt. In solchen Fällen würde die Gl. (1) zu vollständig falschen Ergebnissen führen und man muss dann eine die Druckerhöhung berücksichtigende Korrektur vornehmen. Man erkennt nunmehr, dass durch den Reguliervorgang zur Errei-

chung konstanter Drehzahlen die in der Turbine ausgenützte Druckhöhe H_n beeinflusst wird und damit rückwärts wieder der Reguliervorgang selbst. Dieser Einfluss macht sich selbst bemerkbar bei Niederdruckanlagen ohne Rohrleitungen (Stauwerke mit oder ohne Ober- und Unterwasserkanal), bei welchen zwecks Erzielung eines guten Wirkungsgrades ein im Verhältnis zum Gefälle langes Saugrohr angeordnet werden muss. Beim raschen Schliessen des Leitapparates tritt dann infolge der Massenwirkung des Wassers im Saugrohr am Austritt aus dem Laufrad ein zusätzlicher Unterdruck auf, der, bei extremen Verhältnissen, so grosse Werte erreichen kann, dass unter dem Laufrad ein Hohlraum (Kavitation) entsteht. Beim Zurückschwingen der Wassersäule steigt dann der Druck wieder und die Dampfblasen stürzen zusammen, der Hohlraum verschwindet und es treten Schläge auf, die zu Erschütterungen der Maschine und selbst des Gebäudes führen können. Um diese Erscheinungen zu verhüten, wird bei rascher Entlastung oben am Saugrohr oder im schaufellosten Raum zwischen Leitapparataustritt und Laufradeintritt Luft eingelassen. Ausser diesen Vorgängen im Saugrohr tritt bei rascher Entlastung auch auf der Oberwasserseite eine Druckerhöhung infolge Aufstau des Wassers ein, die sich, nach Feifel, für ein Werk mit Oberwasserkanal nach der Beziehung:

$$Y_{max} = \frac{v_n (v_n + \sqrt{v_n^2 + 4g Y_n})}{2g} \quad (3)$$

berechnen lässt.

Hierin bedeutet:

Y_{max} die maximale Wassertiefe im Kanal beim Maschinenhaus,

Y_n die normale Wassertiefe,

also:

$Y_{max} - Y_n$ den Aufstau infolge des Schliessvorganges und

v_n die Wassergeschwindigkeit in der Stelle, wo Y_n gemessen wird.

Für die Berechnung der Aufstauhöhe in Kanälen spielt die Grösse der Schliesszeit praktisch keine Rolle, im Gegensatz zu geschlossenen Rohrleitungen, bei welchen sich, ohne Berücksichtigung der Elastizität des Materiales der Rohrwandung und der Kompressibilität des Wassers, die Drucksteigerung unter Voraussetzung zeitlich linearen Schliessens des Leitrades, nach der Beziehung:

$$v_{max} = \sqrt{v_n^2 + v_R^2} + v_R \quad (4)$$

berechnen lässt,

wo

$\frac{v_{max}^2}{2g} = H_{max}$ die maximale Druckhöhe während des Schliessens,

$\frac{v_n^2}{2g} = H_n$ die normale Druckhöhe und

$v_R = \frac{F_n \cdot L}{F \cdot T_s}$ = eine Ersatzgeschwindigkeit, in welcher

$$F_n = \frac{Q}{\sqrt{2g \cdot H_n}} = \frac{Q}{v_n}$$

der theoretische Austrittsquerschnitt des Leitapparates, L die Länge und F den Querschnitt der Rohrleitung, und Q die Wassermenge pro Zeiteinheit bedeutet. Da die meisten Druckleitungen abgestuft sind, d. h. nicht auf ihrer ganzen Länge einen konstanten Durchmesser besitzen, so ist dann für v_R der Wert:

$$v_R = \frac{\sum_{i=1}^n (L_i \cdot v_i)}{v_n \cdot T_s}$$

zu setzen.

Hierin bedeutet L_i die Länge der Zone einer Leitung mit konstantem Durchmesser, in welcher die konstante Geschwindigkeit v_i herrscht.

Bei der Aufstellung der Bewegungsgleichung des Wassers in der Rohrleitung erhält man die Relation:

$$\frac{\sum_{i=1}^n (L_i \cdot v_i)}{g} = \int_0^{T_s} (H - H_n) dt$$

und setzt man:

$H - H_n = h =$ zeitlich variabler Ueberdruck während des Schliessens, so folgt:

$$\frac{\sum_{i=1}^n (L_i \cdot v_i)}{g} = \int_0^{T_s} h \cdot dt \tag{5}$$

Da die linke Seite dieser Gleichung lediglich durch die Verhältnisse in der Rohrleitung bei Beginn der Schliessbewegung bestimmt und unabhängig von dem Charakter der Schliessbewegung ist, so folgt, dass der Flächeninhalt, der von der Ueberdruckkurve h , der Zeitachse t und der Endordinate $t = T_s$ begrenzt wird, konstant, d. h. unabhängig von dem Charakter der Schliessbewegung ist (Fig. 1).

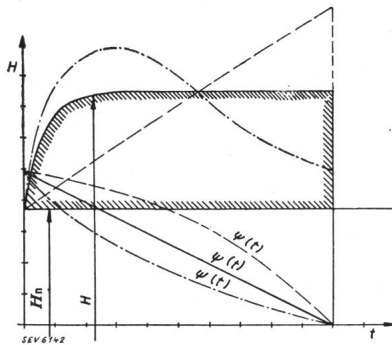


Fig. 1.

Diese Tatsache hat sich der amerikanische Ingenieur Gibson zunutze gemacht und vorgeschlagen, die Gleichung (5) zur Durchführung von Wassermessungen zu benutzen. Es wird der Verlauf der Ueberdruckhöhe in Funktion der Zeit experimentell aufgenommen und der Wert des Integrales graphisch bestimmt. Mit Hilfe der Kontinuitätsglei-

chung werden auf der rechten Seite der Gleichung alle Geschwindigkeiten auf eine Geschwindigkeit reduziert. Nach der Gibson-Wassermessmethode wurden dann auch in Amerika schon zahlreiche Wassermessungen durchgeführt.

Aus Gl. (4) ist zu entnehmen, dass bei kleiner werdender Schliesszeit T_s der maximale Druck H_{max} und damit die Druckerhöhung immer grösser wird. Im Grenzfall, d. h. bei $T_s = 0$, würde nach Gl. (4) der maximale Druck dem Werte ∞ zustreben, was aber physikalisch nicht möglich ist. Es treten eben nun die Vernachlässigungen der Elastizitäten in Erscheinung.

Als erster hat Alliévi im Jahre 1904 eine Theorie zur Berechnung der beim Regulieren von Wasserkraftmaschinen auftretenden Druckschwankungen mit Berücksichtigung der Elastizität des Materials der Rohrwandung und der Kompressibilität des Wassers aufgestellt. Die Aufstellung der Bewegungsgleichungen unter Berücksichtigung der Elastizitäten führt zur Erkenntnis, dass es sich hier um ein Problem der Akustik handelt. Eine Druckänderung an irgendeiner Stelle pflanzt sich mit einer Geschwindigkeit a fort, wobei diese Geschwindigkeit mit der Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Schalles übereinstimmt. Allgemein gilt für diese:

$$a = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}}$$

wo p die spezifische Pressung und $\rho = \frac{\gamma}{g}$ die Dichte bedeutet. Für stark kompressible Medien (Gase) erhält man bei isothermer Zustandsänderung:

$$a = \sqrt{g \cdot R \cdot T}$$

wo R die Gaskonstante und T die absolute Temperatur ist. Bei adiabatischer Zustandsänderung wird hingegen:

$$a = \sqrt{k \cdot g \cdot \frac{p}{\gamma}}$$

wo $k = \frac{c_p}{c_v} \sim 1,4$ das Verhältnis der spezifischen Wärmen bei konstantem Druck und konstantem Volumen bedeutet.

Bei Flüssigkeiten, also schwach kompressiblen Medien, erhält man:

$$a = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\rho}} = \sqrt{\frac{\varepsilon \cdot g}{\gamma}}$$

wo nun ε der Elastizitätsmodul der Flüssigkeit ist.

In unserem speziellen Falle kommt nun noch die Elastizität des Materials der Rohrwandung hinzu und man erhält, unter Voraussetzung einer vollständig frei gelagerten Leitung:

$$a = \frac{\sqrt{\frac{\varepsilon \cdot g}{\gamma}}}{\sqrt{1 + \frac{D}{s} \cdot \frac{\varepsilon}{E} \left(1 - \frac{1}{2m}\right)}}$$

Darin ist:

- D der Durchmesser, und
- s die Wandstärke der Rohrleitung,
- E der Elastizitätsmodul des Rohrmaterials

und m die Poissonsche Zahl. Bei Druckleitungen, deren Länge nicht verändert werden kann, fällt $\frac{1}{2m}$ weg. Die Grösse von a bewegt sich bei normaler Druckleitung zwischen 800 und 1200 m/s. Eine Druckwelle pflanzt sich also mit dieser Geschwindigkeit längs der Leitung fort. Wird nun durch die Einleitung des Schliessvorganges (Leitapparat) die Druckhöhe an der Abschlußstelle verändert, so wandert eine Druckwelle mit der Geschwindigkeit a längs der Leitung hinauf bis zum freien Wasserspiegel, d. h. bis zur Stelle, wo Atmosphärendruck herrscht. Dort wird die Druckwelle dann reflektiert und wandert mit der Geschwindigkeit a wieder hinunter zur Abschlußstelle, an welcher während dieser Zeit der Druck sich stetig verändert hat, sofern das Absperrorgan seine Schliessbewegung fortsetzte. Durch das Eintreffen der Reflexionswelle wird nun der stetige Druckanstieg (beim Schliessen) unterbrochen und der weitere Druckverlauf steht unter dem Einfluss der immer wieder neu eintreffenden Reflexionswellen bis zum vollständigen Abschluss des Absperrorgans. Man kann also nun zwei deutliche Phasen unterscheiden:

1. Phase des direkten Wasserstosses in der Zeit $t \leq \frac{2L}{a}$ und
2. Phase des Gegenstosses: $t > \frac{2L}{a}$

wo L die Länge der Rohrleitung bedeutet.

Wenn die Schliesszeit des Leitapparates kleiner oder höchstens gleich $\frac{2L}{a}$ Sekunden ist, so kann man die sich maximal einstellende Druckhöhe, wie Alliévi gezeigt hat, sehr einfach aus der Beziehung:

$$H_{max} = H_n + \frac{a \cdot v_n}{g}$$

berechnen. Da die Grösse a von den Leitungsdimensionen abhängt, so hat man bei einer abgestuften Leitung angenähert zu setzen:

$$a = \frac{L_1 + L_2 + L_3 + \dots}{\sum_1^n \left(\frac{L_i}{a_i}\right)} = \frac{L_{tot}}{\sum_1^n \left(\frac{L_i}{a_i}\right)}$$

Zu dem gleichen Ergebnis kommt man auch durch Anwendung des Impulssatzes.

Die ganze Bewegung wird charakterisiert durch das simultane System der beiden grundlegenden Differentialgleichungen:

$$I. \quad \frac{\partial v}{\partial t} = g \cdot \frac{\partial H}{\partial x}$$

$$II. \quad \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{g}{(a)^2} \cdot \frac{\partial H}{\partial t}$$

Diese beiden Gleichungen können sehr leicht so umgeformt werden, dass die Gleichungen:

$$Ia. \quad \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = \frac{1}{(a)^2} \cdot \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}$$

$$IIa. \quad \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{(a)^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}$$

entstehen, welche mit den grundlegenden Gleichungen der Akustik übereinstimmen.

Als allgemeine Intergrale dieser Differentialgleichungen kann man schreiben:

Für die erste Phase:

$$H = H_n + F\left(t - \frac{x}{a}\right)$$

$$v = v_n - \frac{g}{a} \cdot F\left(t - \frac{x}{a}\right)$$

wo F eine noch unbekannte Funktion des kombinierten Argumentes $t - \frac{x}{a}$ bedeutet. Hierin ist t die Zeit und x die Ortsabszisse.

Für die zweite Phase gilt:

$$H = H_n + F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right)$$

$$v = v_n - \frac{g}{a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]$$

Für den Druckverlauf an der Abschlußstelle lässt sich für die erste Phase die Gleichung ableiten:

$$H^2 - 2H \cdot \left[H_n + \frac{a v_n}{g} + \frac{(a)^2}{g} \cdot \frac{\psi^2(t)}{1 - \psi^2(t)} \right] + \left[H_n + \frac{a \cdot v_n}{g} \right]^2 = 0$$

wo $\psi(t)$ die Funktion des Schliessgesetzes bedeutet.

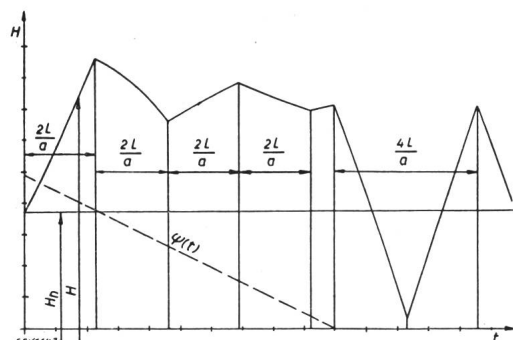


Fig. 2.

Führt man für einen konkreten Fall die Berechnungen durch, so zeigt sich ein Bild des Druckverlaufes etwa nach Fig. 2.

Nach dem Stillstand des Abschlussorgans treten periodische Schwingungen auf, deren Amplituden

infolge der Reibungseinflüsse immer kleiner werden (gedämpfte Schwingung).

Da sich die Drucksteigerung, wie die Rechnung zeigt, annähernd linear längs der Leitung fortpflanzt, so treten, je nach dem Leitungstracé, die *relativ* grössten Drucksteigerungen oft oben an der Druckleitung auf.

Bei Wasserkraftanlagen mit Zuleitung des Betriebswassers durch einen Stollen ist deshalb in den weitaus meisten Fällen zwischen der Druckleitung und dem Stollen ein sog. Wasserschloss eingeschaltet, um die Druckschwankungen innerhalb zulässiger Grenzen zu halten. Beim Schliessen des Absperrorgans (Leitapparat der Turbine) wandert dann die Druckwelle zunächst bis zum freien Wasserspiegel im Wasserschloss und wird dort reflektiert. Infolge der Massenwirkung des sich im Stollen in Bewegung befindenden Wassers tritt nun beim Schliessen im Wasserschloss eine Niveauerhöhung h auf, die sich, unter Vernachlässigung der Reibungseinflüsse, aus der einfachen Beziehung

$$h = \frac{Q}{\sqrt{F_1 \cdot F_2}} \cdot \sqrt{\frac{L}{g}}$$

berechnen lässt. Hierin bedeutet F_1 den Querschnitt des Stollens und F_2 den Querschnitt (horizontal) des Wasserschlosses, L die Länge des Stollens und Q die abgesperrte Wassermenge. Wenn an der Turbine nur eine teilweise Entlastung erfolgt ist und die neue Belastung konstant bleibt, so wird infolge des Niveaustieges im Wasserschloss das Nutzgefälle vergrössert und es muss nun der Turbinenregulator, damit die Drehzahl konstant bleibt, den Leitapparat dementsprechend weiter schliessen. Da aber das Niveau im Wasserschloss, nach Erreichung des Maximums, zu sinken beginnt, nimmt damit das Nutzgefälle wieder ab und der Turbinenregulator muss sich wieder öffnen, um die Drehzahl konstant zu halten. Es lässt sich leicht erkennen, dass die Gefahr der Resonanz und damit der angefachten Schwingungen besteht, wenn der Querschnitt F_2 des Wasserschlosses ein gewisses Minimum unterschreitet. Für den minimalen Querschnitt hat Thoma die Beziehung abgeleitet:

$$F_{2min} \geq \frac{\pi}{4} \cdot \frac{D^3}{\lambda \cdot H_n}$$

in welcher D den Durchmesser des Stollens, H_n das Nettogefälle und λ die Reibungsziffer der Stollenwandung bedeutet.

Bei den meisten Anlagen mit Rohrleitungen zeigt die Rechnung, dass, um gefährliche Drucksteigerungen zu verhüten, die Schliesszeit T_s des Turbinenleitapparates verhältnismässig gross gewählt werden müsste, wodurch nach Gl. (1) entweder grosse Dreh-

zahlsteigerungen δ entstehen oder grosse Schwungmassen $G \cdot D^2$ nötig würden. Um dies zu verhüten, greift man in solchen Fällen zu den Druckregulierapparaten bei den Francisturbinen und Strahlablenkern bei den Freistrahlturbinen. Bei den Druckregulierapparaten wird synchron mit dem Schliessen des Leitapparates der Turbine ein Nebenauslass geöffnet, der die gleiche Wassermenge durchlässt, welche die Turbine vorher konsumiert hat. Es findet also gewissermassen eine Umschaltung statt, die sehr rasch erfolgen darf, da sie keine Drucksteigerungen zur Folge hat. Der Druckregulierapparat wird dann, um eine Wasserverschwendung zu verhüten, automatisch geschlossen, wobei die Schliesszeit entsprechend den Verhältnissen der Druckleitung eingestellt ist, damit die zulässigen Drucksteigerungen nicht überschritten werden. In prinzipiell gleicher Weise funktioniert bei der Freistrahlturbine die Ablenkerregulierung, bei welcher ein Ablenker den Wasserstrahl vom Laufrad bei einer Entlastung rasch ablenkt, wobei keine Veränderung der durch die Leitung fliessenden Wassermenge und damit keine Drucksteigerung stattfindet. Die Regulier-nadel wird dann langsam geschlossen und synchron damit gibt der Ablenker den Strahl wieder frei. Diese Konstruktionen haben sich zur Verhütung von unzulässigen Drucksteigerungen gut bewährt.

Die Theorie der Berechnung der Drucksteigerungen ist im Laufe der Jahre ein sehr beliebtes Gebiet der mathematisch veranlagten Ingenieure geworden, denn es sind in den letzten 30 Jahren weit über 200 Publikationen (Bücher und Aufsätze in Zeitschriften) auf diesem Gebiete erfolgt, ohne dass es aber bis heute restlos gelungen wäre, eine für den praktischen Gebrauch einfache und doch genügend genaue Theorie zu entwickeln. Da auch noch verhältnismässig wenig experimentelle Ergebnisse vorliegen, so hat der Schweiz. Ingenieur- und Architekten-Verein eine «Schweiz. Druckstosskommission» ins Leben gerufen und mit der Aufgabe betraut, wenn irgend möglich das Problem des «Druckstosses» einer praktischen Lösung entgegenzuführen.

Auch über den Zusammenhang zwischen den Trägheitswirkungen des der Turbine zufließenden Arbeitswassers und dem Reguliervorgang sind bis heute bereits über 20 Veröffentlichungen erschienen und es zeigt sich immer wieder, dass auch dieses Problem äusserst komplex ist, was mit Rücksicht auf die vorstehend beschriebenen Vorgänge auch ohne weiteres erkannt werden kann.

Der Vorsitzende verdankt auch dieses Referat herzlich und gibt seiner Befriedigung Ausdruck, dass Herr Prof. Dubs die Rückwirkung der Reguliervorgänge auf die hydraulischen Anlagen so glücklich und klar formuliert hat.