

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 59/60 (1912)  
**Heft:** 1

**Artikel:** Hydraulische Druckregulatoren  
**Autor:** Dubs, R. / Utard, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-29910>

### **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:** 22.12.2024

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

1,30 bis 1,50 m. Beim Seitenstollen Lauenenbach wie bei der Zentrale in Bunderbach waren die elektrisch angetriebenen Kompressorenanlagen installiert; von unten her folgte die Druckluftleitung von 4"  $\ominus$  dem Tracé der Rohrleitung bis ins Wasserschloss.

Die Zentrale Bunderbach ist von der Landstrasse aus leicht zugänglich; eine Seilbahn führt vom Maschinenhaus aus wie üblich längs der Druckleitung zum Wasserschloss und Stollen hinauf. Weniger einfach gestaltete sich die Zufahrt zu den oberen Arbeitsstellen. Immerhin konnte bei Km. 10,7 der Lötschberg-Dienstbahn, oberhalb des Aegerten-Kehrviadukts, an diese Anschluss gefunden werden. Von hier aus führte eine 200 m lange Seilbahn zum Installationsplatz des Seitenstollens Aegerten und von diesem eine etwa 1300 m lange Rollbahn längs des Hanges zu den Arbeitsplätzen in den Böden und am Lauenenbach. An deren Ende musste noch der Lauenenbach überbrückt werden, was durch ein hölzernes Fachwerk (mit vertikalen Rundeisen-Zugstangen) in Form eines How'schen-Trägers von 20 m Spannweite geschah, den unsere Aufnahme in Abbildung 8 samt ihrem Erbauer zeigt. (Forts. folgt.)

### Hydraulische Druckregulatoren.

Von Dipl. Ing. R. Dubs und Dr. Ing. A. Utard.

Die nachfolgende Abhandlung schliesst sich an frühere Veröffentlichungen an, in denen von uns die Erscheinungen (Druckänderungen) besprochen wurden, die in einer Turbinen-Rohrleitung auftreten, wenn die an die Rohrleitung angeschlossenen Turbinen infolge einer Belastungsänderung geschlossen oder geöffnet werden<sup>1)</sup>.

Da die Resultate dieser, in der Fussnote angeführten Publikationen in der Folge des öfters benützt werden müssen, sollen im folgenden der Kürze halber diese Arbeiten mit „Allgemeine Theorie“ (Allièvi-Dubs) und „Druckschwankungen“ (Utard) bezeichnet werden.

Im Anschluss hieran wurde dann von uns in einer spätern Abhandlung der Einfluss besprochen, den die Druckschwankungen als Sekundärerscheinungen auf den Reguliervorgang als ihren Erreger ausüben<sup>2)</sup>.

Diese Abhandlung wird in der Folge kurzweg mit „Die Beeinflussung des Reguliervorganges“ bezeichnet.

<sup>1)</sup> Allièvi-Dubs, „Allgemeine Theorie der veränderlichen Bewegung des Wassers in Leitungen“. Springer, Berlin 1909. (Siehe auch Besprechung des Buches von Prof. Dr. F. Prášil in Band LV, Seiten 278 und 296 der Schweizerischen Bauzeitung). A. Utard, „Die bei der Turbinenregulierung auftretenden, sekundären Erscheinungen, bedingt durch die Massenträgheit des zufließenden Arbeitswassers“. Dinglers Journal, Heft 26 bis 33, 1909.

<sup>2)</sup> Dubs-Utard, „Die Beeinflussung des Reguliervorganges von seiten der durch Wasserträgheit entstandenen Druckschwankungen“, Dinglers Journal, Heft 8 bis 13 und 15, 1911.

### Das Elektrizitätswerk Kandergrund.

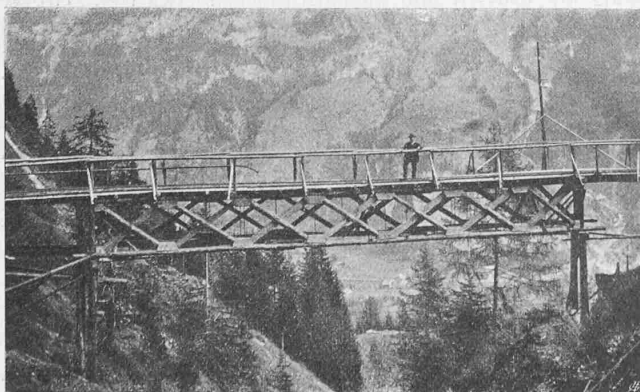
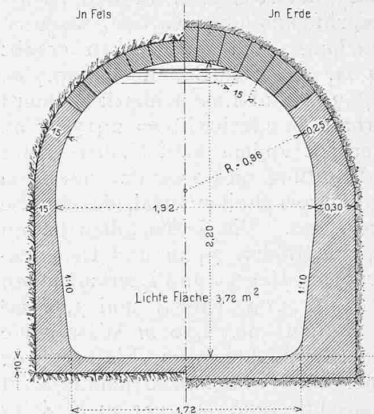


Abb. 8. How'scher Träger beim Seitenstollen Lauenenbach.



	In Fels	In Erde
Widerlager	0,536 m <sup>2</sup>	0,870 m <sup>2</sup>
Aufsatz	0,210 "	0,420 "
Sohle	0,172 "	0,378 "
Total Betonmauerwerk	0,918 "	1,668 "
Gewölbte Formsteine	0,264 "	0,440 "
Gewicht pro Stein	19 kg	32 kg
Anzahl Steine pro l. m.	33	33

Abbildung 7.  
Stollenprofile  
des E.-W. Kandergrund.  
Masstab 1 : 50.

### I. Vorrichtungen zur Verhütung der nachteiligen Wirkungen der Trägheitserscheinungen.

Das Hauptergebnis der vorstehend angeführten Arbeiten von Allièvi-Dubs-Utard war die Erkenntnis, dass infolge der Massenträgheit des der Turbine zuströmenden Arbeitswassers eine grosse Verschiebung der ideellen Verhältnisse hervorgerufen wird. Unter ideellen Verhältnissen verstehen wir dabei diejenigen, die bei einer offenen Turbine, wo also keine oder nur sehr geringe Massenwirkungen auftreten, vorhanden sind. Ideell könnten die Verhältnisse bei einer geschlossenen, d. h. Rohrleitungsturbine nur dann sein, wenn bei einem Oeffnungs- oder Schliessvorgang infolge besonders eingebauter Apparate (Synchronschieber etc.), die wir später besprechen wollen, die Geschwindigkeit des Wassers in der Rohrleitung keinerlei Aenderung erfährt.

Unsere frühern Abhandlungen basierten alle auf der Voraussetzung, dass bei einem Oeffnungs- oder Schliessvorgang eine Beschleunigung oder Verzögerung des der Turbine zuströmenden Arbeitswassers eintritt, und es hat sich gezeigt, dass der Einfluss der dabei auftretenden Massenwirkungen auf den Reguliervorgang ein durchwegs störender und schädlicher ist. Das Bestreben der Konstrukteure war deshalb von jeher dahin gerichtet, Mittel und Wege zu ersinnen, um diesen ungünstigen Wirkungen zu begegnen oder event. deren Ursache aus dem Wege zu räumen.

Bevor wir jedoch auf die Besprechung der erfundenen Vorrichtungen eingehen, soll untersucht werden, ob sich nicht auf andere Weise, d. h. ohne Hinzuziehung eines neuen Konstruktionsteiles, Besserung schaffen liesse.

a) Untersuchung, ob durch besonders gestaltete Oeffnungs- und Schliesskurven die Arbeitsweise des Reglers sich verbessern lässt.

Unter Oeffnungs- und Schliesskurve verstehen wir hier die Aenderung des Austrittsquerschnittes  $f_1'$  des Leitapparates in Funktion der Zeit  $t$  beim Oeffnungs- bzw. Schliessvorgang.

Es kann nun zur Verbesserung der Regulierverhältnisse der Versuch gemacht werden, das lineare Oeffnen und Schliessen, an dem wir bisher bei allen unsern frühern Untersuchungen festgehalten haben, aufzugeben und durch andere Oeffnungs- und Schliesslinien zu ersetzen. Es müssen dann die aus einer beliebigen  $f$ -Kurve resultierenden Verhältnisse untersucht werden<sup>3)</sup>.  $f$  bedeutet hierbei den totalen Austrittsquerschnitt, d. h. die Summe des Austrittsquerschnittes  $f_1'$  der Turbine plus dem Austrittsquerschnitt  $f_1''$  eines event. Seitenauslasses.

Die punktweise Konstruktion der  $H$ - (d. h. Druck-) Kurve unter Berücksichtigung der Elastizitäten ist auch für eine ganz beliebig gestaltete Schlusslinie, nach den Formeln von Allièvi leicht durchführbar. Ist die totale Schliesszeit

<sup>3)</sup> Im folgenden werden vorerst die theoretisch günstigsten Verhältnisse bestimmt, ganz ohne Rücksicht auf die technische Ausführbarkeit. Daraus kann dann entnommen werden, was sich im günstigsten Fall erreichen lässt, während nachträglich leicht zu konstatieren ist, inwieweit die praktische Ausführung sich den ideellen Verhältnissen nähern kann.

$T > \frac{2L}{i}$ , so gilt in jedem Augenblick, d. h. zu jeder Zeit  $t > \frac{2L}{i}$  die Gleichung 1):

$$H^2 + 2H \left[ \mathfrak{H} - 2\varphi + \frac{i^2 b^2 c_1^2}{g^2 2 H_0} \right] + (\mathfrak{H} - 2\varphi)^2 = 0 \quad (1).$$

In dieser Gleichung bedeutet:

$$\mathfrak{H} = H_0 + \frac{i c_1}{g}; \quad L = \text{Leitungslänge.}$$

wo:  $H_0$  = Druckhöhe zur Zeit  $t = 0$ ;  $i$  = Fortpflanzungsgeschwindigkeit des Druckes  $\approx 1000$  m/sek. und  $c_1$  = Maximalgeschwindigkeit des Wassers in der Leitung;  $b$  ist das Verhältnis zwischen der augenblicklichen und der maximalen Eröffnung des Leitapparates.

Man muss für jeden Augenblick des Verstellvorganges, also für jeden Wert der Oeffnung  $b$  den Betrag der zugehörigen Druckrückwirkung  $\varphi$ , d. h. den um die Zeit  $t = \frac{2L}{i}$  vorangegangenen Wert der Druckwelle (des direkten Stosses nach Allièvi) in die Gleichung einsetzen.

Wenn man die Elastizitäten vernachlässigt, so gelten die Pfarr'schen Gleichungen nicht mehr<sup>2)</sup>. Die rein analytische Methode gibt dann auch viel zu komplizierte Ausdrücke.

Der Austrittsquerschnitt  $f$  der Turbine ist nach unsern Voraussetzungen nicht mehr durch die lineare Funktion:

$$f = f_1 \left( \frac{aT-t}{T} \right) = f_1 \left( a - \frac{t}{T} \right) \quad (2)$$

dargestellt, sondern er ist, in Anbetracht der variablen Schliess-, bzw. Oeffnungsgeschwindigkeit, allgemein auszudrücken durch:

$$f = f_1 \left( a - \int \frac{d\psi(t)}{dt} \right) = f_1 \mu(t) \quad (3),$$

wobei jedoch zu beachten ist, dass nun  $f$  den variablen und  $f_1$  den maximalen Leitapparaturquerschnitt der Turbine allein bedeutet, da wir vorläufig von der Anwendung eines Seitenauslasses Abstand genommen haben.  $a f_1$  ist gleich der zu Anfang der Verstellung vorhandenen Leitapparaturöffnung.

Bedeutet  $c$  die variable Wassergeschwindigkeit in der Leitung und  $F$  den Leitungsquerschnitt, dann lautet die allgemeine Differentialgleichung (statt des Ausdrucks, von dem Pfarr ausging, siehe „Druckschwankungen“ Gl. 8) folgendermassen:

$$H_0 dt - \frac{L}{g} dc = \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{F^2}{f_1^2} \cdot \frac{dt}{\left( a - \int \frac{d\psi(t)}{T} \right)^2} \quad (4)$$

oder umgeformt:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{H_0 g}{L} - \frac{F^2}{f_1^2 2 L} \cdot \frac{1}{\left( a - \int \frac{d\psi(t)}{T} \right)^2} \quad (5).$$

Die Integration dieser Differentialgleichung ist nur dann durchführbar, wenn die Funktion  $\psi(t)$  bekannt ist, d. h. wenn die  $f$ -Linie nach einem bestimmten mathematischen Gesetz variiert.

Unter Benützung der in dem Aufsatz über Druckschwankungen gewonnenen Erkenntnis, nach welcher der Inhalt der von der  $H$ -Kurve und der  $H_0$ -Linie eingeschlossenen Fläche unabhängig vom Verlauf der Schlusslinie ist, können wir sofort die Bedingung für möglichst kleines  $H_{max}$  herleiten (siehe auch „Druckschwankungen“ Gleichung 30 und 31).

Die Fläche hat bei bestimmter Basis  $T$  dann die geringste Höhe, wenn der Inhalt gleichmässig über der Strecke  $T$  verteilt ist (siehe Abbildung 1). Wir erhalten damit den kleinsten ohne Seitenauslass erreichbaren Ueberdruck. Derselbe muss besonders dann viel geringer ausfallen als der nach Gleichung 15<sup>3)</sup> zu berechnende Wert von  $h_{max}$ , wenn  $\frac{L}{H_0}$  gross ist, wenn also die ideelle Druckkurve bis

1) Siehe auch „Allgemeine Theorie“, Gleichung 36.

2) Siehe auch „Druckschwankungen“.

3) Siehe die „Beeinflussung des Reguliervorganges“ (Gleichung 15)

$$h_{max} = H_0 \left[ 1 + \frac{m^2}{2} + \sqrt{1 + \frac{m^2}{4} \cdot m} \right], \quad \text{wo } m = \frac{L c_1}{g H_0 T}.$$

gegen Ende des Verstellvorganges fortwährend ansteigt (vergl. „Druckschwankungen“ II. 4). Bezeichnet man den kleinsten möglichen Druck mit  $h$ , so kann derselbe in folgender Weise berechnet werden.

Es ist:

$$dc = \frac{g}{L} (h - H_0) dt \quad (6).$$

Die Integration zwischen den Grenzen  $c = c_1$  und  $c = 0$ , bzw.  $\beta = 1$  und  $\beta = 0$  ergibt:

$$c_1 = \frac{g}{L} \int_{\beta=1}^{\beta=0} (h - H_0) dt \quad (7).$$

Die durch das rechts stehende Integral dargestellte Fläche muss nach Voraussetzung gleich sein dem Inhalt des in Abbildung 1 schraffierten Rechteckes

$$\text{also: } c_1 = \frac{g}{L} (h - H_0) T \quad (8)$$

$$\text{Somit: } h = H_0 + \frac{L c_1}{g T} \quad (9)$$

$$\text{oder: } \frac{h}{H_0} = 1 + m \quad (10)$$

Wie aus dieser Beziehung ersichtlich, ist nun der verhältnismässige Ueberdruck gleich  $m$ , also nur halb so gross als der früher<sup>1)</sup> erhaltene. Es hat dies jedoch nichts

überraschendes an sich, wenn man bedenkt, dass nach „Gleichung 17, Druckschwankungen“ die  $H$ -Linie fast gerade ansteigt, also auch zweimal so hoch gelangen muss, damit der Inhalt zwischen der  $H$ -Kurve und der  $H_0$ -Linie der erforderliche sei; die Ueberdruckfläche ist dann in diesem Falle ein Dreieck, während sie in Abbildung 1 ein Rechteck über derselben Basis ist.

Es fragt sich nun, wie die für die obige  $h$ -Kurve erforderliche Schlusslinie verlaufen muss. Wir betrachten zunächst die Geschwindigkeit im Rohre. Aus Gleich. 6 folgt:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{g}{L} (h - H_0)$$

also in unserm Falle:

$$\frac{dc}{dt} = \frac{g}{L} (h - H_0) = \text{konst} = \frac{c_1}{T} \quad (11)$$

Vom ersten Augenblick des Schliessens ab müssen somit die Werte  $c$  und  $q$ <sup>2)</sup> linear abnehmen; beide fallen daher mit der bisherigen Schlusslinie zusammen. Nun ist nach der Kontinuitätsgleichung

$$f = \frac{F}{v} c \quad (12).$$

Da aber allgemein  $v = \sqrt{2gh}$ , also hier des unveränderlichen Druckes  $h$  wegen, konstant ist, nämlich  $v = \sqrt{2gh}$ , so gilt die Bezeichnung:

$$f = c \cdot \text{konstant} \quad (13)$$

d. h. die Schliesskurve ist ebenfalls linear. An der Stelle  $a$  muss daher eine plötzliche Verengung des Querschnittes mit nachherigem gleichmässigem Schliessen folgen (siehe Abbildung 2). Da aber bei der Füllung  $a$ , d. h. in den ersten Augenblicken des Schliessens die gleiche Wassermenge vor und nach dem plötzlichen Ruck der  $f$ -Linie ausfliessen soll, entsprechend der  $c$ -Linie, so können wir den Betrag  $\Delta f$ , d. h. denjenigen Bruchteil des Ausflussquerschnittes, um den er verkleinert wird, bestimmen.

dem plötzlichen Ruck der  $f$ -Linie ausfliessen soll, entsprechend der  $c$ -Linie, so können wir den Betrag  $\Delta f$ , d. h. denjenigen Bruchteil des Ausflussquerschnittes, um den er verkleinert wird, bestimmen.

1) Nach Gleichung 18. „Die Beeinflussung des Reguliervorganges ist:  $h_{max} = H_0 (1 + 2m)$ .

2)  $q$  bedeutet die ausfliessende Wassermenge.

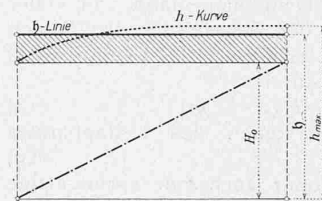


Abbildung 1.

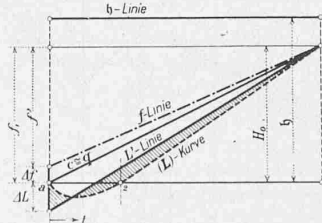


Abbildung 2.

An Stelle von  $a = 1$  ist vor Beginn des Schliessens:

$$f = \frac{F c_1}{v_0} = \frac{f_1 v_0}{v_0} = f_1$$

nach dem Ruck der  $f$ -Linie sei  $f'$  der Wert, auf den die Ausflussöffnung reduziert worden ist; es gilt dann die Beziehung:

$$f' = \frac{F c_1}{v} = \frac{f_1 v_0}{v} = f_1 \sqrt{\frac{H_0}{h}} \quad (14)$$

und wenn man aus Gleichung 10 an Stelle von  $h$  den betreffenden Wert substituiert, folgt:

$$f' = f_1 \frac{1}{\sqrt{1+m}} \quad (15)$$

Die plötzliche Verengung des Leitschaukelquerschnittes beträgt daher für  $a = 1$ , d. h. bei ganz offener Turbine:

$$\Delta f = f_1 - f' = f_1 \left( 1 - \frac{1}{\sqrt{1+m}} \right) \quad (16)$$

Die Leistungskurve verläuft dann ebenfalls linear, denn es ist in jedem Augenblick der Wert von

$$L = c F \gamma h$$

In unserm Falle ist neben den Grössen  $F$  und  $\gamma$ , sowie auch  $h$  während des ganzen Schliessvorganges konstant =  $h$ ; somit lautet die Gleichung für die momentane Leistung:

$$L = c F \gamma h = c \text{ konstante} \quad (17)$$

In dieser Beziehung kann man nach Gleichung 10 den Wert von  $h$  einsetzen. Geht man dann von voller Füllung ( $a = 1$ ) aus, so ist der Betrag der disponiblen Leistung nach dem ruckweisen Schliessen des Leitapparates um den Betrag  $\Delta f$ , gegeben durch:

$$L' = \gamma c_1 F H_0 (1 + m) \quad (18)$$

Vor dem plötzlichen Verstellen des Leitapparates hatte  $L$  den Wert:  $L = \gamma F c_1 H_0$

Die Leistung erleidet somit auch eine sprungartige Aenderung um den Betrag:

$$\Delta L = \gamma F c_1 H_0 m = \frac{F \gamma c_1^2 L}{g T}$$

Trotzdem verläuft nun die  $L$ -Kurve viel günstiger als bei völlig linearem Schluss, wie aus Abbildung 2 hervorgeht. Man kann sich auch leicht davon überzeugen, wenn man in den Kurvenzeichnungen der Abbildung 5 des Aufsatzes über Druckschwankungen vergleichsweise die obigen  $L$ -Linien einzeichnet. Den verschiedenen Rohrlängen  $L$  entsprechen dann folgende Werte von  $L_1$ :

- für  $L_1 = 100 \text{ m}$ ;  $L'_1 = 20\,388 \text{ m kg/sek}$
- „  $L_2 = 200 \text{ m}$ ;  $L'_2 = 40\,776 \text{ m}$  „
- „  $L_3 = 300 \text{ m}$ ;  $L'_3 = 61\,164 \text{ m}$  „
- „  $L_4 = 400 \text{ m}$ ;  $L'_4 = 81\,552 \text{ m}$  „

Es zeigt sich, dass bereits in demjenigen Punkt, wo die nach Pfarr'scher Methode konstruierte  $L$ -Kurve ihren Ausgangswert  $a L^1$  erst wieder erreicht (entsprechend Punkt 2 in Abbildung 2) ein viel geringerer Betrag an Gesamtarbeit nach der obigen neuen  $L'$ -Linie zu verzeichnen ist, als nach den ursprünglichen  $L$ -Kurven.

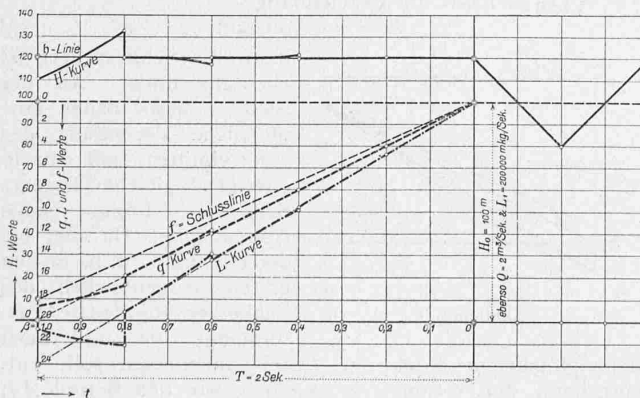


Abbildung 3.

An diese im Vorhergehenden vorausgesetzten Verhältnisse könnte man in der praktischen Ausführung ziemlich nahe herankommen, wenn gleich der Sprung in der Schluss- $f$ -Linie kein so scharfer sein könnte, sondern allmählicher

erfolgen müsste. Leider zeigt sich aber, dass diese Schluss-Linie bei Anwendung der genauern Methode von Alliévi weniger günstige Resultate zeitigt.

Diese Verhältnisse sind durch die Kurvenaufzeichnungen in Abbildung 3 dargestellt. Es sind dabei die gleichen Betriebsdaten wie bei den früheren Beispielen gewählt. Es ist nämlich:  $H_0 = 100 \text{ m}$ ,  $L = 200 \text{ m}$ ,  $c_1 = 2 \text{ m/sek}$  angenommen und die Gesamtschliesszeit  $T$  ist ebenfalls mit  $2 \text{ sek}$  beibehalten worden; nur erfolge nun das Schliessen genau nach der durch die  $f$ -Linie der Abbildung 2 bezeichneten Weise; d. h. zu Beginn des Schliessens ist der Leitapparat plötzlich um ein gewisses durch Gleichung (16) bestimmtes Stück geschlossen gedacht. Bei Berücksichtigung der Elastizität ergeben sich nun im Zeitpunkt  $t = \frac{2L}{i}$  nach Beginn dieses ruckweisen Schliessens viel grössere Druckhöhen als  $h_{max}$  nach der Methode von Pfarr. Bei der Wahl einer Anfangsfüllung, die etwas grösser ist als  $a = \frac{2L}{iT}$  würde sogar der Druck noch grösser ausfallen als  $H_0 (1+2m)$ . In Abbildung 3 sind zum Vergleich auch die  $h$ -Linie und die unter Vernachlässigung der Elastizität nach Gleichung (18) berechneten  $L$ - und  $q$ -Linien eingezeichnet. Während nun gegen Ende einer jeden Druckperiode (nämlich jeweilen nach  $t = \frac{2L}{i} \text{ sek}$ ) die mit Berücksichtigung der Elastizität konstruierte  $H$ -Kurve sich von der  $h$ -Linie entfernt, springt sie am Anfang der darauffolgenden Periode plötzlich wieder auf diesen Betrag zurück, um sich wieder, aber mit wachsender Zeit stets weniger, von der  $h$ -Linie zu entfernen.

b) Konstruktionsteile, die eine Verbesserung der Druck- und Regulierverhältnisse bezwecken.

Aus der vorhergehenden Untersuchung haben wir die Erkenntnis gewonnen, dass sich durch blosse Veränderung der Schluss- und Oeffnungslinie nur wenig erreichen lässt. Es wird deshalb notwendig, neue Konstruktionsteile in den Bau der Turbine oder des Regulators einzufügen, die auf künstliche Weise die Druckschwankungen verkleinern sollen.<sup>1)</sup>

Man hat Windkessel in die Leitung eingebaut, Standrohre angebracht und selbst durch Sicherheitsventile suchte man allzu grosse Drucksteigerungen zu verhüten. Aber mit allen diesen Vorkehrungen hat man zum Teil schlechte Erfahrungen gemacht, da deren Wirkungen sehr oft das Gegenteil der erwarteten waren und somit eine Verschlimmerung statt einer Verbesserung eintrat.

1. Windkessel.

Der Gedanke, der zur Einführung der Windkessel geführt hat, fusste auf einer falschen Ueberlegung. Irregeleitet durch die fast dem direkten Gefühl entspringende Erkenntnis, dass der intensive Stoss momentanen Schlusses durch einen Windkessel herabgemindert werden kann, glaubte man schliessen zu dürfen, dass die Elastizität in allen Fällen günstig wirke. Nichts lag somit näher, als durch Einschalten einer elastischen Zwischenlage die Wirkung der Elastizität künstlich zu erhöhen. Hierdurch gedachte man einerseits gegen allzu grosse Druckerhöhungen bei plötzlichem Schluss eine Garantie zu besitzen und erwartete andererseits auch im Allgemeinen eine ausgleichende Wirkung während des Betriebes.

Es ist nun jedoch die Schlusszeit  $T$  durch die Steuerorgane bestimmt, sodass ein schnelleres Schliessen als das der Grösse entsprechende gar nicht vorkommen kann und dementsprechend auch nicht berücksichtigt werden muss. Bringt man nun einen Windkessel an, so müssen bei dem im Betrieb vorkommenden Schlusszeiten all die Nachteile, die dem Einfluss der Elastizität zuzuschreiben sind, in verstärktem Masse auftreten.<sup>2)</sup> Je grösser die Elastizität ist,

<sup>1)</sup> Budau hat alle Einrichtungen, die zu diesem Zweck konstruiert wurden, eingehend in ihrer Wirkungsweise und in ihrem Bau beschrieben. Es sei somit in dieser Beziehung auf seine Publikation verwiesen: Budau, Druckschwankungen in Turbinenzuleitungsrohren, Spiess, Wien 1905.

<sup>2)</sup> S. a. «Druckschwankungen» Kap. III, 3 und IV, sowie «Allgemeine Theorie» I. Teil, § 14.

umso kleiner ist  $E$  und damit auch  $i$ , wie aus Gleichung (16) „Druckschwankungen“ hervorgeht. Ein verkleinertes  $i$  verlängert aber die Grösse der ersten Druckphase und verhindert somit den günstigen raschen Einfluss der Druckrückwirkung. Je kleiner  $i$  ist, umso grösser ist auch die Beaufschlagung, bei der noch die Elastizität als einflusslos übergangen werden kann (s. Druckschwankungen Gleichung 122); ebenso können nun leicht Schwingungen bei den grössern Beaufschlagungen eintreten. Es ist deshalb nicht zu verwundern, wenn man häufig im Betrieb die Windkessel mit Wasser volllaufen liess und dabei besser fuhr als früher.

Nur in einem ganz speziellen Fall hat der Windkessel d. h. die Vergrösserung der Elastizität unbedingt günstigen Einfluss und zwar dann, wenn die Schlusszeit  $T < \frac{2L}{i}$

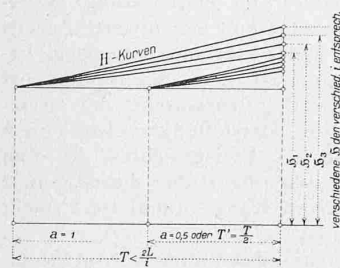


Abbildung 4.

der Enddruck kleiner ausfallen. Dieses wird durch nebenstehende Abbildung 4 erläutert.

In diesem Spezialfall sehr langer Rohrleitungen und kurzer Verstellzeiten dürfte es sich somit empfehlen, auf die heute beinahe ganz verlassenen Windkessel zurückzugreifen, dies umso mehr, als die andern Misshelligkeiten, die den Windkesselbetrieb begleiten, sich wohl auch beseitigen liessen.

Die infolge der hohen Drucke äusserst starke Absorption der Luft wird nämlich im Betrieb sehr unangenehm empfunden, da sie ein stetes Nachpumpen von Luft erfordert. Dem liesse sich dadurch gut vorbeugen, dass man in den Windkessel eine Kork- oder Holzscheibe legt, die auf dem Wasser schwimmend, den Luftinhalt vor dem Kontakt mit der obersten Wasserschicht schützt (vergl. Abbildung 5). Vielleicht könnte auch durch Aufgiessen einer dünnen Schicht, die Gase weniger leicht absorbiert, z. B. von Petroleum, noch bessere Resultate erzielt werden.

Man wirft ferner den Luftkesseln vor, dass sie den Wasserschwingungen Resonanz verleihen und so dem Pendeln in starkem Masse Vorschub leisten. Dass dieses für den allein in Betracht kommenden Fall, wo  $T < \frac{2L}{i}$  ist, auch zutrifft, dürfte nach

der obigen Betrachtung nicht von vornherein angenommen werden können. Die Frage läuft nämlich darauf hinaus, zu konstatieren, wann bei kleinem  $T$  die Aufeinanderfolge von Öffnen und Schliessen günstiger verläuft, d. h. günstigere  $L$ -Kurven<sup>1)</sup> ergibt, ob bei kleinem oder bei grossem  $i$ . Nach den Ergebnissen des Aufsatzes über Druckschwankungen zu schliessen, dürfte das kleinere  $i$  die günstigeren  $L$ -Kurven ergeben, weil dann die  $H$ -Kurve weniger steil verläuft und weniger hoch ansteigt; der Einbau von Windkesseln entspricht somit ungefähr der künstlichen Bewirkung eines kleinern  $i$ . Immerhin ist die Möglichkeit, dass dieses in praxi nicht vollständig zutrifft, zu erwägen, da die Anbringung eines Windkessels nicht ganz dieselben Folgen hat, wie die Verkleinerung von  $i$ .<sup>2)</sup> Das endgültige Urteil

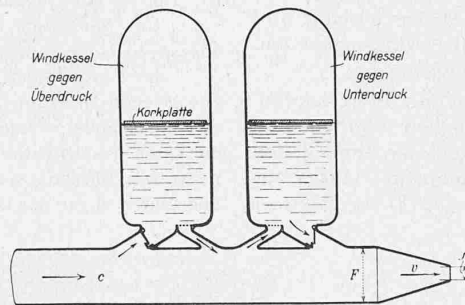


Abbildung 5.

hierüber muss der praktischen Erfahrung überlassen werden; doch sei im folgenden ein Ausweg betrachtet, auf dem sich vielleicht auch in diesem Falle Abhilfe schaffen liesse.

Statt eines Windkessels wenden wir zwei Windkessel an, und zwar den einen zur Wasserabgabe bei Unterdruck im Rohr, den andern zur Wasseraufnahme bei Ueberdruck (Abbildung 5). Die Windkessel seien unten mit entgegengesetzt gerichteten Ventilen oder Klappen versehen und seien überdies durch eine kleine, eventuell regulierbare Öffnung ständig mit der Rohrleitung verbunden, sodass sich der Druck in beiden Windkesseln auf die Dauer stets nach der Druckhöhe der Leitung einstellen muss. Infolge dieser Einrichtung kann somit der Windkessel für Ueberdruck momentan den nötigen Teil des überschüssigen Wassers aufnehmen, jedoch nur langsam durch die seitliche Öffnung abgeben. Der andere Windkessel vermindert den Unterdruck, indem er das Wasser schnell abgibt; er füllt sich aber durch die enge Öffnung nur verhältnismässig langsam mit Wasser an. Zur Vermeidung von Wirbelungen dürfte es dann aber geraten sein, die Wasserabgabe und Wasseraufnahme in der jeweilig entsprechenden Richtung erfolgen zu lassen, wie in Abbildung 5 angedeutet.

2. Standrohre.

Die Standrohre, die in Amerika ziemlich viel gebaut werden, können selbstredend nur bei nicht allzu grossem Gefälle Verwendung finden. Die mit ihnen erzielten Resultate sind nur teilweise befriedigend.<sup>1)</sup>

In zwei Abhandlungen in der Zeitschrift „La houille blanche“ September 1904 und Mai 1905 weist Comte de Sparre nach, dass ein breites Standrohr mit einem Durchmesser gleich demjenigen der ganzen Leitung, den Druck bedeutend herabmindert. Bei plötzlichem Schluss ist der Ueberdruck nur die Hälfte desjenigen ohne Standrohr und bei ganz langsamem Schliessen der Leitschaukeln wäre sogar der Gesamtdruck nicht grösser als der Höhe des Standrohres entsprechend.

Trotzdem dürfte wohl auch hier der Uebergang vom Schliessvorgang zum Öffnen ungünstig wirken. Im Augenblick des Wechsels der Leitapparat-Verstellrichtung müssen nämlich die im Standrohr sich nach oben bewegenden

Wassermassen an der untern Stelle, also beim Austrittsquerschnitt der Rohrleitung, druckerniedrigend wirken, weil das Wasser im Standrohr verzögert werden muss. Da jedoch nur der Druck an der obern Ausflussstelle des Standrohres konstant bleibt, so kann die Verzögerung der Schliessgeschwindigkeit in diesem Standrohr nur durch Druckerniedrigung an der untern Stelle erfolgen. Eine Verbesserung der Verhältnisse liesse sich vielleicht auch hier dadurch hervorbringen, dass man analog dem obigen Vorschlag für Windkessel, ebenfalls

zwei Standrohre anordnet, das eine gegen Unterdruck, das andere gegen Ueberdruck.

3. Sicherheitsventile.

Mit den Sicherheitsventilen hat man auch nur unbefriedigende Erfolge erzielt. Sie werden gewöhnlich als einfaches durch Federdruck belastetes Ventil, das von einer bestimmten Druckhöhe an öffnet, konstruiert. Da aber die Drucksteigerung im Rohre meistens äusserst rasch erfolgt, findet das Ventil keine Zeit schnell genug zu öffnen, bevor der maximale Druck erreicht wird; da es nämlich seine eigene Masse zu beschleunigen hat, muss es stets hinter der gewünschten Eröffnung zurückbleiben. Auch kommt es des öfters vor, dass Sicherheitsventile, die lange keine Gelegenheit hatten, in Tätigkeit zu treten, in dem Augenblicke festsitzen, wo sie in Funktion treten sollen. Aus all diesen Gründen sind die mit Sicherheitsventilen erzielten Erfolge unbefriedigend, wie bereits Eingangs erwähnt.

<sup>1)</sup> Unter  $L$ -Kurven sind hierbei die Leistungskurven in Funktion der Öffnung verstanden.

<sup>2)</sup> s. a. „Allgemeine Theorie“ § 14 wo Alliévi in längerer analytischer Untersuchung zu fast genau denselben Resultaten kommt.

<sup>1)</sup> s. a. „Allgemeine Theorie“ II. Teil.

(Fortsetzung folgt.)