Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 119/120 (1942)
Heft: 17

Artikel: Der Druckwellen-Kompressor: ein Vorschlag
Autor: Eichelberg, G. / E.H. / K.H.G.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-52456

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

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

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

Download PDF: 02.10.2025

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

INHALT: Der Druckwellen-Kompressor. — Anmerkung zum Wellenkompressor. — Mittelschulreform und Ingenieurausbildung. — Laboratoire suisse de recherches horlogères. — Von der E. T. H.-Tagung für Landesplanung. — Schweiz. Stadtbau-Kongress in Neuchâtel, 9./11. Oktober 1942. — Die Kleinhaussiedelung Au-Schwamendingen der Stadt Zürich. — Mitteilungen: 35. Generalversammlung der Schweiz. Vereinigung für Gesundheitstechnik. Transsahara-Bahn. Frostschäden an der Barberine-Staumauer. Stadtplanung von Lyon. — Wettbewerbe: Bebauung des Gebietes Terreaux du Temple, Genf. — Nekrologe: Louis Dénéréaz. Hans Nabholz. — Literatur. — Mitteilungen der Vereine. — Vortragskalender.

Band 120
Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet
Nr. 17

Der Druckwellen-Kompressor

Ein Vorschlag von Prof. Dr. G. Eichelberg, E. T. H. Zürich

Einleitung

Wird ein mit Wasser vom Druck p_2 gefülltes Rohr plötzlich mit einem Reservoir vom Druck p_1 verbunden (Abb. 1), so pflanzt sich eine Ueberdruckwelle mit Schallgeschwindigkeit im Rohre fort, während wegen der Kompression des Wassers ein Einströmen mit der Geschwindigkeit v erfolgt. Am hintern Rohrende wird die Druckwelle reflektiert, wobei infolge des Stosses die Front der zurückgeworfenen Welle nochmals um den Betrag $p_1 - p_2$ gegenüber dem jetzt herrschenden Druck p_1 überhöht ist. Beim Zurücklaufen dieser Welle wird das gegen das hintere Ende strömende Wasser im Rohr entsprechend dem Fortschreiten der Welle abgebremst, und wenn diese wieder beim Schieber angelangt ist, ruht das ganze Wasser im Rohr. Schliesst man in diesem Augenblick den Schieber, so bleibt im Rohr der Druck $2p_1 - p_2$ bestehen.

Ist der Druck p_1 im Reservoir kleiner als p_2 im Rohr, so spielt sich ein analoger Vorgang mit negativem Ausschlag ab, d. h. eine Entspannungswelle durchläuft das Rohr, die nach

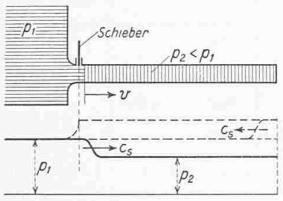

Abb. 1. Ueberdruckwelle im Wasserrohr

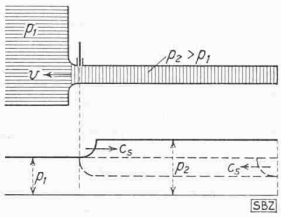

Abb. 2. Unterdruckwelle

der Reflexion nochmals um $p_2 - p_1$ abgesenkt wird, und das Wasser expandiert mit der Geschwindigkeit v vom Rohr ins Reservoir (Abb. 2).

Die Druckwelle bringt den Rohrdruck über, die Entspannungswelle bringt ihn unter den Behälterdruck, sodass das eine Mal aus dem Rohr Wasser an ein höher liegendes, das andere Mal nur noch an ein tiefer liegendes Reservoir abgegeben werden kann. Prof. Dr. *G. Eichelberg* (E. T. H.) kam nun auf den originellen Gedanken, durch Druck- und Entspannungswellen Mitteldruckwasser in ständig wiederholtem Spiel in Hoch- und Niederdruckwasser aufzuteilen. Damit hat er, ohne Anwendung von Pumpe und Turbine, eine neuartige Fördermaschine erfunden.

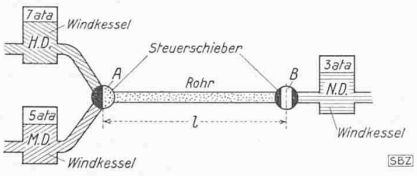

Abb. 3. Schema eines Druckwellen-Kompressors bei Schaltung I

Aufbau und Arbeitsweise

Mit der in Abb. 3 wiedergegebenen Schaltung I lässt sich bei Betätigung der Steuerschieber A und B ein in drei Phasen zerfallendes Arbeitspiel errechnen, wie in Abb. 4 dargestellt.

Zuerst wird das Rohr, in dem ursprünglich ein Druck von 1 ata herrsche, plötzlich mit dem MD-Windkessel von 5 ata verbunden: Eine Druckwellenfront durchläuft das Rohr mit Schallgeschwindigkeit, wird bei B reflektiert und kehrt

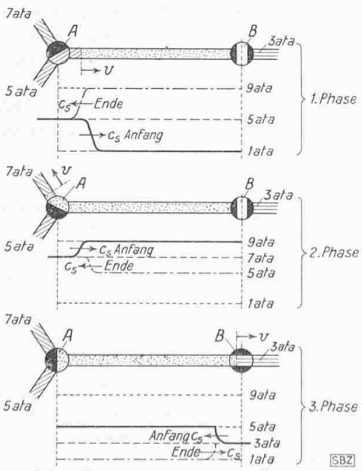

Abb. 4. Arbeitsspiel nach Schaltung I

mit 9 ata nach A zurück. Unterdessen ist Wasser aus dem MD-Windkessel ins Rohr eingeströmt. Im Moment, da die Welle wieder in A ankommt, wird der Schieber A auf den HD-Windkessel umgestellt. Damit ist die zweite Phase eingeleitet. Weil der HD-Windkesseldruck unter dem gegenwärtigen Rohrdruck liegt, durchläuft jetzt eine Fntspannungswelle das Rohr, die nach der Reflektierung mit 5 ata wieder in A ankommt. Bis dahin strömt Wasser aus dem Rohr nach dem HD-Behälter. Sobald die Unterdruckwelle zum Schieber A zurückgekehrt ist, wird dieser geschlossen. Die zweite Phase ist beendigt, und im Rohr ist ruhendes Wasser von 5 ata. Durch Oeffnen des Schiebers B wird die dritte Phase eingeleitet, bei der von B ausgehend eine Entspannungswelle das Rohr durchläuft, die mit 1 ata nach B zurückkehrt. Bis zu diesem Moment strömt Wasser aus dem Rohr nach dem ND-Windkessel; jetzt wird der Schieber B geschlossen, und der Anfangszustand ist wieder hergestellt. Die bei der Kompression von 1 auf 9 ata aus dem MD-Windkessel ins Rohr eingeströmte Wassermenge ist zur Hälfte in den HD-Behälter, unter Entspannung von 9 auf 5 ata, zur andern Hälfte in den ND-Behälter entleert worden, unter weiterer Entspannung von 5 auf 1 ata.

Theorie und Berechnung

Pro Arbeitspiel legt der Schall in dem mit Wasser gefüllten Rohr von der Länge l [m] mit der Geschwindigkeit a [m/s] die Strecke $6\,l$ zurück. Auf die Sekunde entfallen somit

$$n = \frac{a}{6\,l}\left[\mathrm{s}^{-1}\right]$$

Arbeitspiele (Förderfrequenz).

F [m²] sei der Rohrquerschnitt, also $V = lF$ [m³] das zu Beginn der ersten Phase vom Wasser im Rohr ausgefüllte Volumen. Am Ende dieser Phase hat es eine der Druckerhöhung Δp [kg/m²] (in unserm Beispiel $(9 - 1)\,10^4 = 80\,000$ kg/m²) entsprechende Kontraktion erfahren:

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{\Delta p}{\varrho\, a^2}$$

(ϱ = Dichte [kg s² m^{-4}]). Das freigewordene Volumen ΔV ist jetzt von dem eingeströmten Wasser ausgefüllt; es ist die pro Arbeitspiel dem MD-Windkessel entnommene Wassermenge. Die sekundliche Liefermenge Q ist mithin

$$Q = n\,\Delta V = \frac{a}{6\,l}\,lF\,\frac{\Delta p}{\varrho\, a^2} = k\,\Delta p\ [\mathrm{m^3/s}] \quad . \quad . \quad (1)$$

Hierin bedeuten

$$k = \frac{F}{6\,\varrho\, a}\,,\quad \Delta p = p_{\max} - p_{\min}$$

$p_{\max}$ und $p_{\min}$ sind die extremalen Rohrdrücke (am Ende und Beginn der ersten Phase). Mit p_M werde der Mitteldruck bezeichnet, $p_M = (p_{\min} + p_{\max})/2$, mit p_H und p_N die Drücke des Hoch- und des Niederdruck-Windkessels, mit Q_N die an diesen, mit Q_H die an jenen sekundlich gelieferte Wassermenge:

$$Q = Q_N + Q_H$$

Oben wurde $p_H = (p_M + p_{\max})/2$ angenommen, mit der Folge $Q_N = Q_H$. Allgemein entspricht, wie gleich zu zeigen, bei gegebenen Werten p_M und Δp jedem Verhältnis

$$r = \frac{Q_N}{Q_H} \quad . \quad . \quad (2)$$

ein bestimmter Druck p_N und damit auch ein bestimmter Druck p_H. Die Druckverhältnisse sind in Abb. 5 dargestellt, wobei $\overline{p}$ den Rohrdruck am Schluss der zweiten Phase bezeichnet. Wegen $p_H = (\overline{p} + p_{\max})/2$ und $p_N = (p_{\min} + \overline{p})/2$ ist

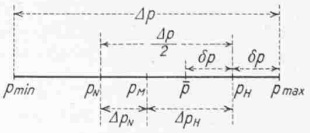

Abb. 5. Druckverhältnisse bei Schaltung I

$$p_H - p_N = \frac{\Delta p}{2} = p_M - p_{\min} = p_{\max} - p_M \quad . \quad . \quad (3)$$

Analog zu (1) ist ferner $Q_N = k\,(\overline{p} - p_{\min}) = 2\,k\,(p_N - p_{\min})$ und $Q_H = k\,(p_{\max} - p) = 2\,k\,(p_{\max} - p_H)$, oder, mit

$$\Delta p_H = p_H - p_M\,,\quad \Delta p_N = p_M - p_N$$

$$Q_N = 2\,k\,\Delta p_H\,,\quad Q_H = 2\,k\,\Delta p_N \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Aus (4) folgt

$$\nu = \frac{\Delta p_H}{\Delta p_N} = \frac{p_H - p_M}{p_M - p_N} = \frac{p_N - p_{min}}{p_{max} - p_H}$$

oder $\nu p_H + p_N = p_{min} + \nu p_{max}$

Dies, zusammen mit (3), ergibt:

$$p_H = p_M + \frac{\nu}{1+\nu}\frac{\Delta p}{2} = p_M + \frac{Q_N}{Q}\frac{\Delta p}{2},$$

$$p_N = p_M - \frac{1}{1+\nu}\frac{\Delta p}{2} = p_M - \frac{Q_H}{Q}\frac{\Delta p}{2} \quad (5)$$

Die aus (4) und (1) folgende Gleichung

$$Q_H \Delta p_H = Q_N \Delta p_N = \frac{Q_N Q_H}{Q}\frac{\Delta p}{2} \quad . \; . \; . \quad (6)$$

drückt die Energiebilanz aus.

In einer Anlage wird der Mitteldruck p_M des zufliessenden Wassers gegeben sein. Zur Vermeidung von Lufteintritt und Kavitation wird man mit p_{min} nicht unter 1 ata gehen. Mit p_M und p_{min} ist $\Delta p = 2(p_M - p_{min})$ bestimmt, mit ν gemäss (5) oder Abb. 6 auch p_H und p_N.

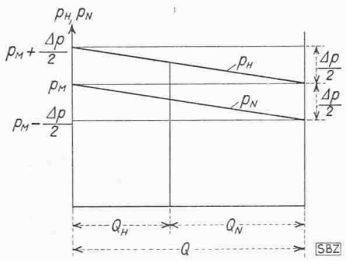

Abb. 6. Drucke und Liefermengen

Das Anfahren

Steht eine Kompressoranlage zur Verfügung, so können alle Windkessel vor dem Anfahren unter Betriebsdruck gesetzt werden, und die Förderung beginnt, sobald die Drehschieber die der Frequenz der Schwingung entsprechende Drehzahl erreicht haben. Aber auch ohne Druckluft, nur unter Ausnützung des Zulaufdruckes p_M, kann die Anlage durch Aufschaukeln der Schwingung in allen Teilen auf den Betriebsdruck gebracht werden: Wie der MD-Windkessel, steht auch der HD-Windkessel anfänglich unter dem Zuflussdruck p_M, das Rohr und der ND-Windkessel unter dem ν entsprechenden Druck p_N. Die nun einsetzenden Arbeitspiele mit der angegebenen Phasenfolge bewirken, wie oben dargelegt, durch Ausnützung des erzeugten Hin- und Herlaufs von Druckwellen eine abwechselnde Speisung des HD- und des ND-Windkessels. Während dieser, etwa durch ein federbelastetes Ventil, ständig unter dem Druck p_N gehalten wird, ist infolgedessen jeweils vor einem Arbeitspiel der Druck im HD-Windkessel grösser, im Rohr kleiner geworden als vor dem vorangehenden Arbeitspiel. Mit sukzessiver Annäherung des ersten Drucks an den ν entsprechenden Wert p_H nähern sich die Ausschläge der Druckwellen und damit die Fördermengen den stationären Werten.

Wirkungsgrade

Wegen Undichtheit und Ueberdeckung der Oeffnungszeiten der Steuerorgane weichen die effektiv in den HD- und in den ND-Windkessel gelangenden Fördermengen von den theoretischen ab, und zwar erfahrungsgemäss um den gleichen Betrag ΔQ:

$$Q_{N\,eff} = Q_H - \Delta Q \text{ und } Q_{N\,eff} = Q_N + \Delta Q$$

Der hydraulische Wirkungsgrad wird definiert als Verhältnis der gewonnenen zur aufgewendeten Energie. Theoretisch als Verhältnis von $Q_H \Delta p_H$ zu $Q_N \Delta p_N$ gemäss (6) gleich eins, beträgt er in Wirklichkeit

$$\eta_h = \frac{Q_{H\,eff}(p_H - p_M)}{Q_{N\,eff}(p_M - p_N)} = \frac{Q_{H\,eff}}{Q_H}\frac{Q_N}{Q_{N\,eff}} = \frac{1 - \frac{\Delta Q}{Q_H}}{1 + \frac{\Delta Q}{Q_N}} \quad (7)$$

Aus dieser Gleichung geht hervor, dass zur Erreichung eines guten Wirkungsgrades die Verhältnisse $\Delta Q/Q_H$ und $\Delta Q/Q_N$ klein sein müssen, was nur bei verhältnismässig grosser Liefermenge Q der Fall sein wird. Zur Bestimmung des totalen Wirkungsgrades muss auch die Antriebsleistung L für die Steuerschieber als Energieaufwand in Rechnung gesetzt werden.

$$\eta_{tot} = \frac{Q_{H\,eff}(p_H - p_M)}{Q_{N\,eff}(p_M - p_N) + L} \quad . \; . \quad (8)$$

Neben den Undichtheitsverlusten ist infolge der Querschnittsverengungen in den Steuerorganen auch mit Druckverlusten zu rechnen. Mit der Gestaltung der Schieber oder Ventile hat man es in der Hand, den Drosselverlust minimal zu gestalten. Besonders schädlich wirkt sich Luft in der Leitung aus, denn sie verzögert die Schwingung, flacht die Front der Druckwelle ab und verringert die Liefermenge.

Leistungssteigerung durch Schaltung II

Bei gegebenen Druckverhältnissen und Schieberabmessungen wird der stündliche Undichtheitsverlust konstant bleiben. Demnach muss man zur Verbesserung des Wirkungsgrads versuchen, die Fördermenge zu vergrössern, was nicht nur mit einem grossen Rohrquerschnitt F, sondern auch mit einer verbesserten Schaltung erreicht werden kann.

In dem Bestreben, den nach der Durchfahrt einer Welle im Rohr geschaffenen Druck- und Geschwindigkeitszustand sofort auszunützen, tritt bei dieser Schaltung (Abb. 7) eine Schieber-Verstellung nach jedem einfachen Wellendurchgang ein, nicht erst nach einem Hin- und Hergang der Welle wie bei der ersten Schaltung. Ein Arbeitspiel umfasst jetzt nicht mehr sechs Hingänge einer Welle, sondern nur noch deren vier. Die Dauer eines Arbeitspiels ist auf $^2/_3$ reduziert, während das Fördervolumen pro Arbeitspiel das selbe bleibt. Zu Beginn der ersten Phase herrscht im Rohr, entsprechend Gl. (3), der Druck

$$p_{min} = p_M - p_H + p_N \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (8)$$

In dem in Abb. 7 gewählten Beispiel ist also $p_{min} = 1$ ata. Die nachfolgende Tabelle kennzeichnet, zusammen mit Abb. 8, für dieses Beispiel in grossen Zügen die vier aufeinanderfolgenden Phasen eines Spiels.

Phase	Phasenbeginn: Rohrdruck ata	Phasenbeginn: Strömungs-Richtung	Rohrenden A, B verbunden mit: A	B	Strömungsrichtung zum Rohr: in A	in B	Druckwelle läuft nach
1	1	—	MD	—	ein	—	rechts
2	5	rechts	MD	HD	ein	aus	links
3	7	rechts	ND	HD	aus	aus	rechts
4	3	links	ND	—	aus	—	links

Lieferte der MD-Behälter bei Schaltung I *pro Arbeitspiel* das Wasservolumen $\Delta V = lF(p_{max} - p_{min})/\varrho a^2$, so liefert er bei Schaltung II während der ersten Phase das Volumen $lF(p_M - p_{min})/\varrho a^2$ und während der zweiten Phase, bei der gemäss Abbildung 8 die Einströmgeschwindigkeit in das Rohrende A unverändert anhält, ebensoviel, mit Rücksicht auf (8) und (3), somit *pro Arbeitspiel*

$$2\frac{lF}{\varrho a^2}(p_H - p_N) = \frac{lF}{\varrho a^2}(p_{max} - p_{min})$$

also in der Tat gleichviel wie bei Schaltung I. Da die Förder-Frequenz jetzt

$$n^* = \frac{a}{4l}\left[s^{-1}\right]$$

beträgt, erhält man jetzt als *sekundliche* Liefermenge

$$Q^* = n^* \Delta V = k^*(p_M - p_{min}) = k^*(p_H - p_N)\ [m^3/s]$$

$$k^* = \frac{F}{2\varrho a} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (9)$$

Während der vierten Phase strömt das Wasservolumen $lF(p_N - p_{min})/\varrho a^2$ in den ND-Behälter, ebensoviel während der dritten Phase, sodass in den ND-, bzw. HD-Behälter sekundlich $Q^*_N = k^*(p_N - p_{min}) = k^* \Delta p_H$ und

$$Q^*_H = Q^* - Q^*_N = k^* \Delta p_N\ [m^3/s] \quad (10)$$

gefördert werden, mit $\Delta p_H = p_H - p_M$, $\Delta p_N = p_M - p_N$.

Versuche und Ergebnisse

Prof. Eichelberg liess in dem ihm unterstellten Institut der E. T. H. ein Modell des Druckwellen-Wasserkompressors bauen, an dem wertvolle und für Grossausführungen wegleitende Erkenntnisse gewonnen wurden.

Die beiden in den selben Gehäusen zusammengefassten Schieber A und B wurden von einem Gleichstrommotor mittels

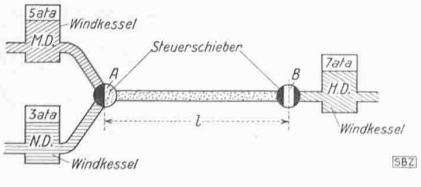

Abb. 7. Schaltung II

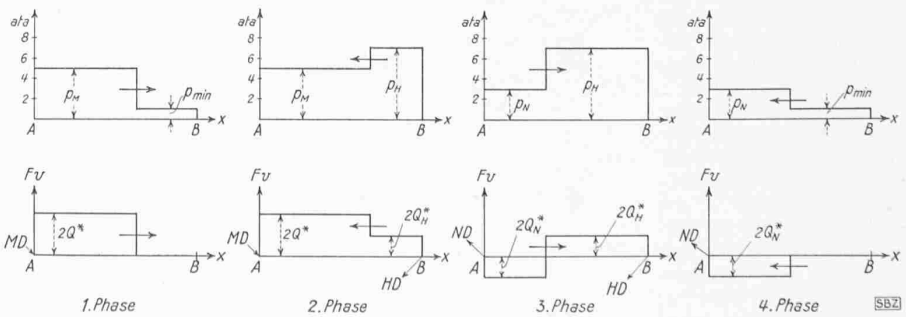

Abb. 8. Druck- und Geschwindigkeitswellen bei Schaltung II, schematisch

Riemen angetrieben. Um möglichst kurze Zuleitungen zu erhalten, waren die Windkessel unmittelbar an die Schiebergehäuse angebaut; trotzdem verursachte der Druckabfall in den kurzen Zufuhrkanälen eine kleine Abstufung der Druckwellenfront. Zur Beobachtung der Vorgänge waren über den Luftpolstern der Windkessel je ein Manometer und an den beiden Rohrenden Indikatoranschlüsse angebracht. Als Schwingungsstrecke diente eine Rohrschleife, die zusammen mit den Verschraubungen eine Schwingungslänge, gemessen von Schieberschlitz zu Schieberschlitz, von 14,47 m ergab. Demnach wurde das Rohr von der Druckwelle in rd. $^1/_{100}$ s einmal durchlaufen.

Der Zulauf (MD-Windkessel) wurde mit dem Wasserleitungsnetz von $p_M = 4{,}5$ ata verbunden; p_{min} im Rohr wurde zu 1 ata gewählt. Somit waren festgelegt:

$$p_M - p_{min} = 3{,}5 \text{ ata}, \quad 2\,p_M - p_{min} = p_{max} = 8 \text{ ata}$$
$$\Delta p = p_{max} - p_{min} = 7 \text{ at}$$

Nach (1) wird mit Schaltung I $Q = 0{,}0785 \cdot 3600\,F = 282{,}2 \cdot F$ m³/h. Mit Schaltung II wird Q^* um 50 % grösser: $Q^* = 1{,}5\,Q$. Es wurden $^1/_2$"-, $^3/_4$"- und 1"-Röhren verwendet. Danach ergeben sich theoretisch folgende Werte:

Rohr "	F 10^{-4} m²	Q l/h	Q^* l/h
$^1/_2$	1,265	35,8	53,7
$^3/_4$	2,85	80,7	121
1	5,07	143,6	215,4

In Wirklichkeit wurde mit 1"-Rohr und Schaltung II z. B. $Q^* = 245$ l/h gemessen ($Q^*_H = 105$ l/h und $Q^*_N = 140$ l/h), also 14 % mehr als berechnet, was sich mit dem Transport des Wassers durch die rotierenden Schieber erklären lässt.

Vor dem Anlassen wurde im HD-Windkessel mit Druckluft ein bestimmter Anfangsdruck p_H und im ND-Teil mittels eines Auslassventils der zugehörige Druck p_N eingestellt. Mit dem Erreichen der richtigen Frequenz an den Steuerschiebern wurde die Schwingung dann von selber aufgeschaukelt. Um eine Betriebscharakteristik aufzunehmen, wurde der Ausfluss aus dem HD-Windkessel variiert und damit p_H und das Verhältnis v verschoben. Im ND-Teil stellte sich dann der zugeordnete Druck von selber ein.

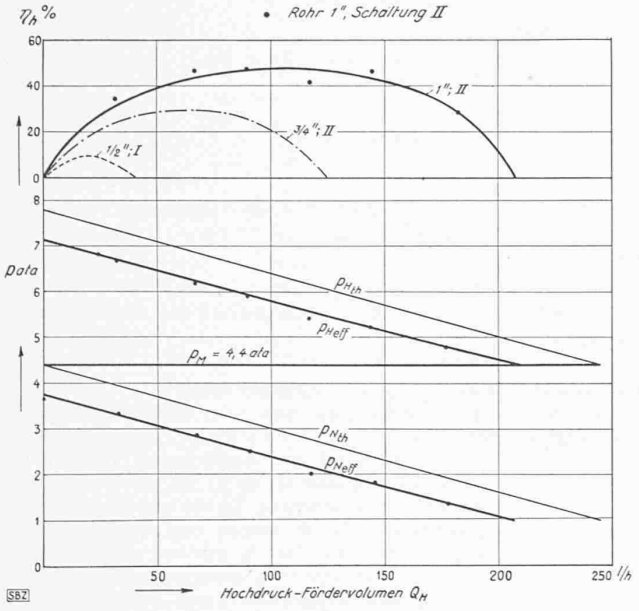

Abb. 9. Gemessener und theoretischer Druckverlauf; hydraulischer Wirkungsgrad für Schaltung I und II und verschiedene Rohrweiten

Nach Gl. (7) dürfen weder Q_H noch Q_N zu klein werden, wenn annehmbare Werte für den hydraulischen Wirkungsgrad erreicht werden sollen. Die Versuche ergaben denn auch einen Bestwert für η_h, wenn ungefähr die Hälfte des theoretischen Fördervolumens Q in den HD-Teil geleitet wurde. Aus Abb. 9 ist die Verbesserung von η_h mit Steigerung von Q, sei es durch Vergrösserung des Rohrquerschnittes oder durch Uebergang von Schaltung I zu Schaltung II, zu erkennen.

Für den grössten Rohrdurchmesser ist in Abb. 9 auch der Verlauf der Drücke wiedergegeben.

Der Bestwert von $\eta_h = 48$ % wurde gemessen bei $Q_H = 105$ l/h $= 2{,}92 \cdot 10^{-5}$ m³/s, $Q_N = 140$ l/h $= 3{,}89 \cdot 10^{-5}$ m³/s, $\Delta p_H = 1{,}32$ at $= 13\,200$ kg/m² und $\Delta p_N = 2{,}08$ at $= 20\,800$ kg/m². Für den Schieberantrieb wurden im Modellversuch allerdings $\backsim 0{,}8$ kW benötigt, d. h. $\backsim 80$ mkg/s. Es ergibt sich daraus ein Gesamtwirkungsgrad

$$\eta_{tot} = \frac{0{,}292 \cdot 1{,}32}{0{,}389 \cdot 2{,}08 + 80} = \underline{0{,}47\ \%}$$

Dieses vernichtende Ergebnis ist aber bedingt durch das Missverhältnis der hydraulischen Leistung gegenüber der mechanischen Antriebsleistung für die Schieber des kleinen Modell-Apparates. Eine praktische Verwertung des Druckwellen-Wasserkompressors ist demnach nur möglich, wenn die hydraulische Leistung gewaltig vergrössert wird. Die Rohrquerschnitte müssen gegenüber den Schieberspaltquerschnitten gross sein, damit Antriebsleistung und Undichtheitsverlust relativ kleiner werden. Vor allem aber wird man die hydraulische Leistung durch grössere Druckdifferenzen steigern; Q nimmt mit Δp, die Undichtheitsverluste nehmen aber nur mit $\sqrt{\Delta p}$ zu.

Als Hauptschwierigkeit stellte sich beim Versuch die Abdichtung der Schieber heraus, insbesondere in Umfangsrichtung, da die Schieber ohne Zwischendichtungen Wasser mitreissen und von einem Steuerschlitz zum andern bringen.

Die Anwendung als Speicherpumpe

Aus den Versuchsergebnissen geht eindeutig hervor, dass eine wirtschaftliche Verwendung des Druckwellen-Wasserkompressors nur in grössten Abmessungen in Frage kommt, für Wassermengen, wie sie z. B. von Speicherpumpen bewältigt werden. Nehmen wir an, ein hydraulisches Kraftwerk mit beschränkter Speichermöglichkeit für das zufliessende Wasser verfüge über ein höher gelegenes Akkumulierbecken, in das bei Energie-Ueberschuss Wasser gepumpt wird, so könnte mit einer solchen Einrichtung die Förderung in den oberen Stausee ohne den Umweg über die elektrische Energie erfolgen.

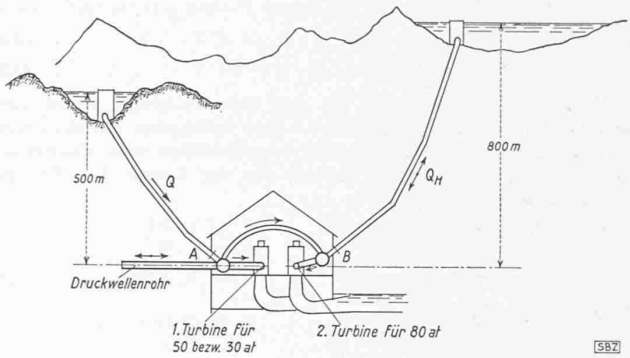

Abb. 10. Hydraulisches Kraftwerk mit Eichelberg'schem Druckwellen-Kompressor als Speicherpumpe

In der skizzierten Anlage (Abb. 10) betrage z. B. $Q = 1$ m³/s. Dann könnte bei grosser Netzbelastung die erste Turbine das ankommende Wasser mit 50 at voll ausnützen, und die Turbine 2 würde, gespeist vom oberen Stausee, noch zusätzliche Leistung abgeben. Für die erste Turbine würde

$$\underline{N_{theor.}} = \frac{\gamma\,Q\,H}{75} = \frac{1000 \cdot 500}{75} = \underline{6670 \text{ PS}}$$

In Zeiten geringen Strombedarfes würde das zufliessende Wasser Q zuerst in die Druckwellenpumpe geleitet und dort aufgeteilt in Q_H mit 80 at und Q_N mit 30 at. Q_N könnte in der ersten Turbine noch Leistung abgeben und Q_H würde in den oberen Stausee geleitet.

Ohne Verluste gerechnet, ergäben sich folgende Werte:

$$Q_H : Q_N = \Delta p_N : \Delta p_H = 20 : 30$$

also $Q_H = 0{,}40$ m³/s und $Q_N = 0{,}60$ m³/s.

Somit: Speicherleistung: $\dfrac{400 \cdot 800}{75} = 4270$ PS

In Turbine I ausgenützt: $\dfrac{600 \cdot 300}{75} = 2400$ PS

Total 6670 PS

Gestützt auf die am Modell gemessenen Undichtheits- und Druckverluste errechnet Prof. Eichelberg für das vorliegende Beispiel ein $\eta_h \sim 0{,}8$ und ein $\eta_{tot} \backsim 0{,}74$, während man für elektrische Uebertragung der Pumpenleistung von A nach B, Abbildung 10, nur $\eta_{tot} = \eta_{Turb}\,\eta_{Gen}\,\eta_{Mot}\,\eta_{Pumpe} \backsim 0{,}66$ erhält.

E. H. und K. H. G.