

Zeitschrift:	Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber:	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band:	99/100 (1932)
Heft:	9
Artikel:	Versuche an den hydraulischen Maschinen des Kraftwerkes Wäggital
Autor:	[s.n.]
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-45458

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: 14.01.2026

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

INHALT: Versuche an den hydraulischen Maschinen des Kraftwerkes Wäggital. — Sollen Betriebsingenieure an der E. T. H. ausgebildet werden? — Wettbewerb zur Altstadtsanierung in Bern. — Mitteilungen: Versuchsergebnisse mit der Dieseldruckluftlokomotive der Deutschen Reichsbahn. Welland-Kanal in Kanada. Ferienpraktikum für Färbereichemie an der E. T. H. Trockenlegung der Zuidersee. Wasser-

rückkühlungen. Das Eisenbahnproblem der Mandschurie. Stein-Holz-Eisen. Freivorbau einer armierten Backstein-Gewölbebrücke. — Nekrolog: Otto Brodbeck-Strübin. Literatur. — Schweizerischer Verband für die Materialprüfungen der Technik. — Mitteilungen der Vereine. — Sitzungs- und Vortrags-Kalender.

Band 99

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. 9

Versuche an den hydraulischen Maschinen des Kraftwerkes Wäggital.

(Schluss von Seite 90.)

III. ABNAHMEVERSUCHE AN DEN PUMPEN DER ZENTRALE REMPEN.

A. Normale Versuche.

Das Verhalten einer Zentrifugalpumpe im Betrieb ist bestimmt durch die sogenannte Pumpencharakteristik, eine Darstellung, bei der die manometrische Förderhöhe in Funktion der Fördermenge (Q - H -Kurve), die Leistung in Funktion der Fördermenge (Leistungskurve) und der Wirkungsgrad in Funktion der Fördermenge (Wirkungsgradkurve), alle Größen bei konstanter Drehzahl der Pumpe bestimmt, aufgetragen sind. Diese Charakteristiken wurden an jeder Pumpe aufgenommen. Ferner wurden noch einige Spezialversuche durchgeführt.

Messung der Fördermenge. Gemäss Lieferungsvertrag hat die Messung der Fördermenge vermittelst der in der Pumpendruckleitung zwischen Drosselventil und Kugelschieber eingebauten, geeichten Venturidüse zu erfolgen. Die Eichung der Venturidüse geschah im Versuchslab der Pumpenlieferantin, und zwar bei Einbau in die eigentliche Pumpendruckleitung in genau gleicher Weise, wie die Düse an Ort und Stelle in der Zentrale Rempen eingebaut ist. Die Düse befindet sich zwischen dem kombinierten Drossel- und Rückschlagventil von 700 mm lichter Weite (Eintrittsdurchmesser der Düse) und dem Kugelschieber von 450 mm lichter Weite (Austrittsdurchmesser der Düse). Während im allgemeinen der Durchflusskoeffizient einer Düse unabhängig ist von der Wassermenge (abgesehen von den ganz kleinen Wassermengen), zeigte sich nun bei der Eichung dieser Düse, wie von vornherein erwartet wurde, dass der Durchflusskoeffizient beeinflusst wird durch das vorgebaute Drosselventil. Die eingehenden Versuche zeigten, dass der Durchflusskoeffizient der Düse abhängt: 1. von der Öffnung des Drosselventils, d. h. vom Grad der Drosselung, 2. von der Durchflussmenge selbst.

Während beim normalen Einbau einer Düse der Durchflusskoeffizient immer kleiner ist als 1, zeigte sich bei dieser Eichung, dass bei stärkerer Drosselung des Wassers im vorgebauten Drosselventil der Durchflusskoeffizient sogar wesentlich über 1 steigen kann, was darauf zurückzuführen ist, dass sich der Druckrückgewinn hinter der Drosselstelle durch die Düse hindurch fortsetzt.

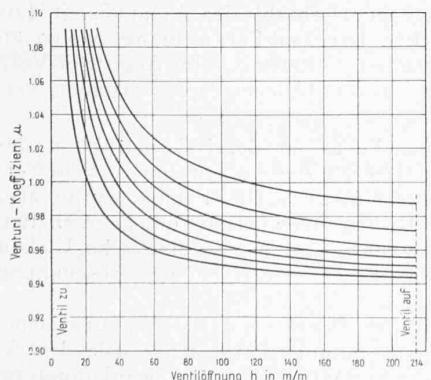


Abb. 11. Eichung der Venturidüse.
Darstellung des Durchfluss-Koeffizienten bei verschiedenen Wassermengen, in Abhängigkeit der Öffnung des Drosselventils.

ABNAHMEVERSUCHE AN DEN PUMPEN
DES KRAFTWERKS REMPEN.

Bei Verschwinden der Drosselung, d. h. bei ganz geöffnetem Drosselventil und grosser Wassermenge nähert sich der Durchflusskoeffizient der Düse jenem Wert, der bei Eichung der Düse bei normalem Einbau in gerader Rohrleitung festgestellt wurde. In Abb. 11 ist der Durchflusskoeffizient der Düse in Abhängigkeit von der Öffnung des Drosselventils und von der theoretischen Durchflussmenge dargestellt. Daraus ist ersichtlich, dass sich, wie schon erwähnt, der Durchflusskoeffizient bei voller Öffnung des Drosselventils und bei grosser Wassermenge dem Werte von 0,9445 nähert, der bei Eichung der Düse im normalen Einbau festgestellt wurde.

Messung der Förderhöhe. Gemäss Lieferungsvertrag ist die Förderhöhe definiert als die Summe aus manometrischer Druckhöhe im Pumpenstutzen, bezogen auf die Axe des Druckstutzens, plus statischer Saughöhe, d. h. der Höhendifferenz zwischen dem Unterwasserspiegel bei den Pumpensaugrohren und der Axe des Druckstutzens plus Geschwindigkeitshöhe im Druckstutzen plus Geschwindigkeitshöhe im Saugstutzen.

Die Messung der Leistung erfolgte als Messung der vom Motor aufgenommenen elektrischen Energie.

Die Messung der Drehzahl erwies sich als die heikelste aller Messungen, denn die Drehzahl muss möglichst genau festgestellt werden, weil sich die Förderhöhe mit deren Quadrat verändert und sich demnach der relative Fehler in der Bestimmung der Drehzahl bei Umrechnung der Förderhöhe auf konstante Drehzahl als doppelter relativer Fehler bemerkbar macht. Am sichersten erwies sich die Messung der Drehzahl als Frequenzmessung mit dem Präzisions-Zeiger-Frequenzmesser.

Zuerst wurden jeweilen Fördermenge, Förderhöhe und Leistung aus den entsprechenden Instrumenten-Ablesungen berechnet und daraus der Pumpenwirkungsgrad ermittelt. Dann wurden diese Werte nach den bekannten Formeln auf konstante Normaldrehzahl von 750 Uml/min umgerechnet und in Form der Q - H -Kurve, der Leistungskurve und der Wirkungsgradkurve in Funktion der Fördermenge dargestellt. Dabei wurden sowohl die vom Motor aufgenommene elektrische Leistung in kW, als auch die von der Pumpe aufgenommene Leistung in PS in Funktion der Fördermenge dargestellt. So zeigt beispielsweise Abb. 12 die Charakteristik der Pumpe 2.

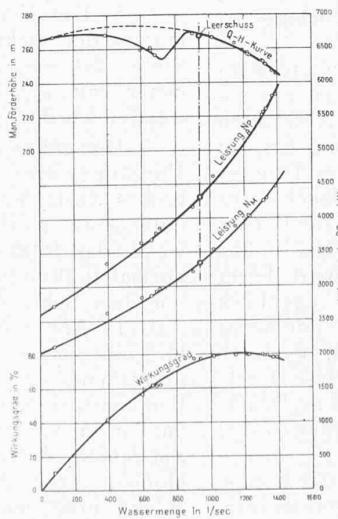


Abb. 12. Abnahmeversuche an Pumpe 2.

B. Spezial-Versuche.

1. Feststellung der Durchbrenndrehzahl der Pumpe bei Rückwärtslauf der Turbine. Tritt beim Betrieb der Pumpe bei einer Betriebsstörung eine Abstellung des elektrischen Stromes ein, so schnappt die Pumpe ab. Bleiben in einem solchen Fall der Pumpenschieber und die Rückschlagklappe offen, so beginnt sich die Pumpe nach kurzer Zeit rückwärts zu drehen und läuft als Turbine, wobei sie eine gewisse Durchbrenndrehzahl erreicht. Da beim Versagen des Rückschlagventils dieses Durchbrennen eintreten kann, muss der Rotor des Pumpenmotors durchbrennsicher gebaut sein. Es ist daher wichtig, die Durchbrenndrehzahl zu kennen.

Bei den Versuchen zur Feststellung der Durchbrenndrehzahl wurde die Pumpe absichtlich rückwärts als Turbine mit Durchbrenndrehzahl betrieben, wobei die Drehzahl durch Drosseln mit dem vorgebauten Schieber

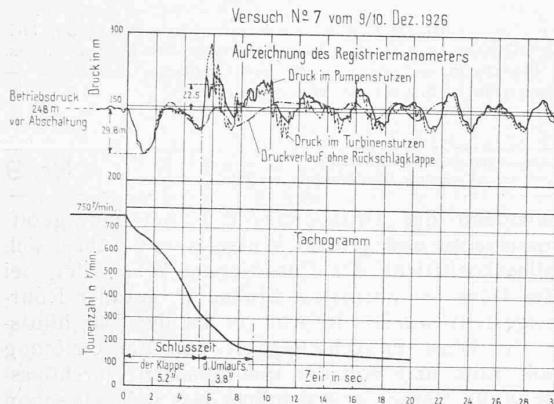


Abb. 13. Abschaltversuch an Pumpe 4. Normale Abschaltung mit Rückschlagventil im Ablieferungszustand (versehen mit Luftkatarakt). Betriebzustand vor der Abschaltung: Ventilöffnung 117 mm, Wassermenge 1118 l/sec, Förderhöhe 262,8 m, Leistung der Pumpe 5040 PS, Leistung des Motors 3875 kW, Drehzahl 750 Uml/min.

begrenzt wurde. Die Versuche ergaben bei einem Druck in der Pumpe von 177 m eine Durchbrenndrehzahl von 755 in der Minute. Bei vollem Druck in der Pumpe von 264 m, der sich bei einem Oberwasser von Kote 900 im Stausee Innental und einem Unterwasser von Kote 636 im Rempenbecken einstellt, würde sich eine Durchbrenndrehzahl von 922 Uml/min ergeben.

Bei diesen Versuchen wurde auch die Wassermenge gemessen, die durch die Pumpe rückwärts zum Abfluss gelangt. Die Messung ergab, dass die Durchflussmenge beim Durchbrennen der Pumpe als Turbine unter vollem, maximalem Gefälle 0,83 m³/sec erreichen wird. Diese Wassermenge ist also beträchtlich kleiner als jene, die von der Pumpe beim Normalbetrieb gefördert wird, und ist auch kleiner, als im allgemeinen für diesen Betriebsfall geschätzt wird.

2. *Abschaltversuche*. Wird bei einer in normalem Betrieb befindlichen Pumpe die Energiezufuhr zum Motor plötzlich abgeschnitten, so treten sehr verwickelte Vorgänge ein. Nach dem Abschalten der Energiezuführung hört die Förderung der Pumpe fast augenblicklich auf, ihre Drehzahl sinkt rasch und es tritt durch Rohrleitungen und Pumpe eine Rückwärtsströmung des Wassers ein. Ist in die Pumpendruckleitung ein Rückschlagventil eingebaut, so wird dieses durch das rückströmende Wasser zugeschlagen, die Pumpe wird von der Druckleitung abgeschlossen und das Aggregat läuft normal aus. Ist kein Rückschlagventil eingebaut oder an dessen Stelle nur ein langsam schließender Schieber, so dauert die Rückströmung des Wassers durch die Pumpe fort, innert kurzer Zeit wird das Aggregat auf Stillstand abgebremst und beginnt unmittelbar darauf, vom Wasser als Turbine angetrieben, rückwärts zu drehen, bis die Durchbrenndrehzahl der Pumpe als Turbine erreicht ist.

Diese Vorgänge sind gleichzeitig mit Druckschwankungen in der Druckleitung verbunden. Zufolge des sofortigen Aufhörens der Förderung nach erfolgtem Abschalten tritt in der Druckleitung eine Druckverminderung ein, an die sich schwingungsförmige Schwankungen des Druckes anschliessen, deren Amplitude und Schwingungsdauer durch die physikalischen Daten der Druckleitung und die Grösse der abgeschalteten Wassermenge gegeben sind. Bei Einbau einer Rückschlagsklappe in die Druckleitung wird dieser normale Ablauf der Druckschwankungen im Augenblick des Zuschlags der Rückschlagsklappe gestört, indem das rückfliessende Wasser plötzlich abgestellt wird, wodurch sich, von der Rückschlagsklappe ausgehend, sekundäre Druckschwankungen ausbilden, die sich den ersten Druckschwankungen, die im Moment des Abschaltens der Pumpe auftreten, überlagern.

Je nach dem Verhältnis der Betriebsdaten der Pumpe und der Konstruktionsdaten der Druckleitung können beim Abschalten von Pumpen Drucksteigerungen in der Rohr-

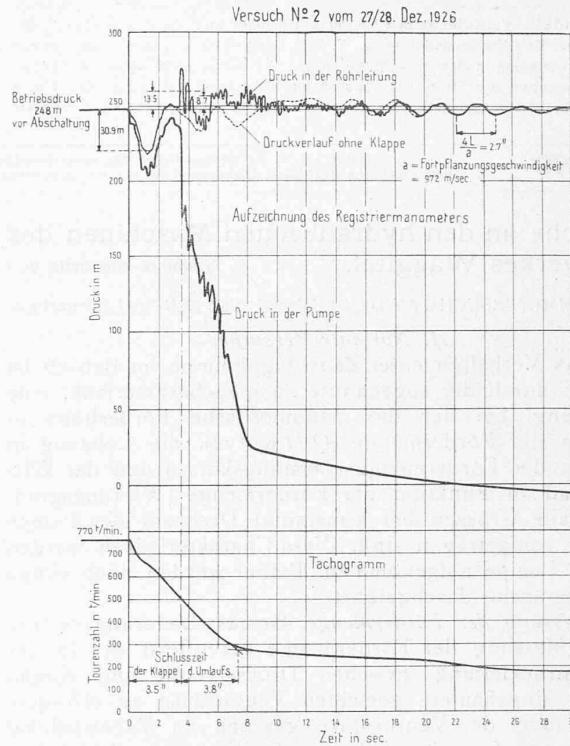


Abb. 14. Abschaltversuch an Pumpe 4. Normale Abschaltung mit Rückschlagventil im Anlieferungszustand (versehen mit Luftkatarakt). Betriebzustand vor der Abschaltung: Ventilöffnung 100 mm, Wassermenge 1320 l/sec, Förderhöhe 260,4 m, Leistung der Pumpe 5945 PS, Leistung des Motors 4550 kW, Drehzahl 750 Uml/min.

leitung auftreten, die beträchtliche Werte erreichen und dem Bestand der Anlage gefährlich werden können. Insbesondere entsteht beim Zuschlagen des Rückschlagventils ein harter Schlag, und als im Frühjahr 1926 anlässlich einer Pumpenabschaltung ein Schieberbruch eintrat, gab dies Veranlassung, durch spezielle Versuche die Vorgänge beim Abschalten einer Pumpe eingehend zu untersuchen. Wie sich im folgenden zeigen wird, sind die Drucksteigerungen, die durch das Schliessen der Rückschlagsklappe verursacht wurden, dem absoluten und relativen Wert nach nicht aussergewöhnlich hoch, aber der Schlag ist sehr hart, und dieser Beanspruchung hielt das Gussmaterial des Schiebers nicht stand.

Bei den Abschaltversuchen wurden im besondern beobachtet:

1. Die Druckschwankungen in der Rohrleitung und in der Pumpe mittels registrierenden Doppelmanometers der Blancke-Werke, Merseburg.

2. Der Verlauf der Drehzahl des Pumpenaggregats mittels der elektrischen Drehzahl-Fernmeldung, wobei an Stelle des empfangenden Voltmeters ein Registrier-Voltmeter mit grossem, sekundlichem Papiervorschub verwendet wurde.

Die ersten Versuche galten der Rekonstruktion der Vorgänge, wie sie anlässlich des vorerwähnten Schieberbruchs verlaufen sein mussten. Die Pumpe wurde also unter genau gleichen Bedingungen belastet und abgeschaltet, wobei das Rückschlagventil und der automatische Umlauf normal funktionierten, wie seinerzeit bei der Abschaltung vor dem Schieberbruch.

In Abb. 13 sind die Druck- und Drehzahlendiagramme für eine typische Abschaltung dargestellt. Die Druckdiagramme zeigen den Verlauf der Druckschwankungen im Pumpenstutzen, oberwasserseits des Rückschlagventils, und im Turbinenstutzen, oberwasserseits des Turbinenschiebers. Sie lassen deutlich das rasche Abfallen des Druckes im Moment nach der Abstellung der elektrischen Energiezufuhr erkennen, sowie den Uebergang in die normal verlaufenden Druckschwankungen. Bevor jedoch die Druck-

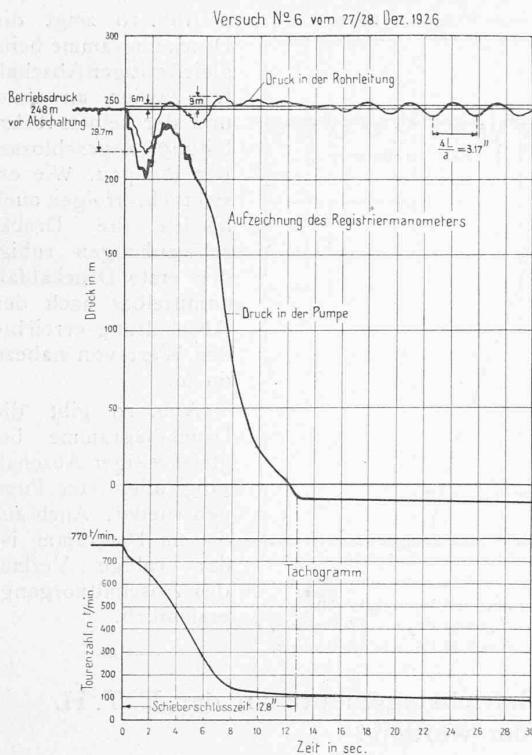


Abb. 15. Abschaltversuch an Pumpe 4. Rückschlagventil ausgeschaltet. (Abschluss durch Keilschieber.) Schieberschlusszeit 12,8 sec.
Betriebszustand vor der Abschaltung: Wassermenge 1262 l/sec, Förderhöhe 263,7 m, Leistung der Pumpe 5950 PS, des Motors 4550 kW, Drehzahl 770 Uml/min.

schwingung das Maximum erreicht, schliesst das Rückschlagventil mit hartem Schlag, was sich in einer sehr brüsken Drucksteigerung auswirkt. Die Drucksteigerung ist absolut und relativ nicht sehr hoch, sie beträgt 21 m, d. h. rund 8,5 % des Betriebsdruckes vor der Abschaltung. Man erkennt deutlich den harten Charakter dieses Druckschlags, dem, wie sich gezeigt hat, Gusseisen nicht ganz einwandfreier Qualität nicht gewachsen ist. Es wurden denn auch in der Folge sämtliche gusseisernen Pumpenschieber durch solche aus Stahlguss ersetzt.

Die gleiche Abb. 13 enthält auch die Aufzeichnungen des Tachographen, aus denen hervorgeht, dass die Drehzahl des Pumpenaggregats während der Schlusszeit der Klappe sehr rasch abfällt, etwas langsamer während der Schlusszeit des automatischen Umlaufs, weil durch diesen der Druck schon stark gedrosselt wird, und schliesslich zeichnet sich der langsame Auslauf der Gruppe nach erfolgtem Schluss der Klappe und des Umlaufs ab.

In Abb. 14 ist ein weiterer Abschaltversuch dargestellt, bei dem ausser dem Druck bergseits der Rückschlagklappe auch noch der Druck in der Pumpe registriert wurde. Es zeigt sich, dass in der ersten Phase nach der Abschaltung bis zum Schluss der Rückschlagklappe der Druck in der Pumpe selbst ganz ähnlich verläuft wie oberhalb der Rückschlagklappe, dass nach dem Schliessen der Rückschlagklappe der Druck in der Pumpe ebenso rasch abfällt wie er bergwärts der Rückschlagklappe ansteigt, und dann mit fortschreitendem Schliessen des Umlaufs rasch weiter abnimmt bis zum vollständigen Schluss des Umlaufs und daraufhin sich mit der Abnahme der Drehzahl des Pumpenaggregats langsam vermindert.

Die Versuche liessen mit aller Deutlichkeit erkennen, dass es notwendig war, die Schlusszeit der Rückschlagklappe zu verlängern und die Bewegung derart zu dämpfen, dass das schlagartige Schliessen vermieden wurde. Um über das Mass der Schlusszeit der Rückschlagklappe und den damit erreichbaren Ablaufvorgang und Druckschwankungen ein Bild zu erhalten, wurden weitere Versuche gemacht, wobei der Abschluss statt durch die Rückschlag-

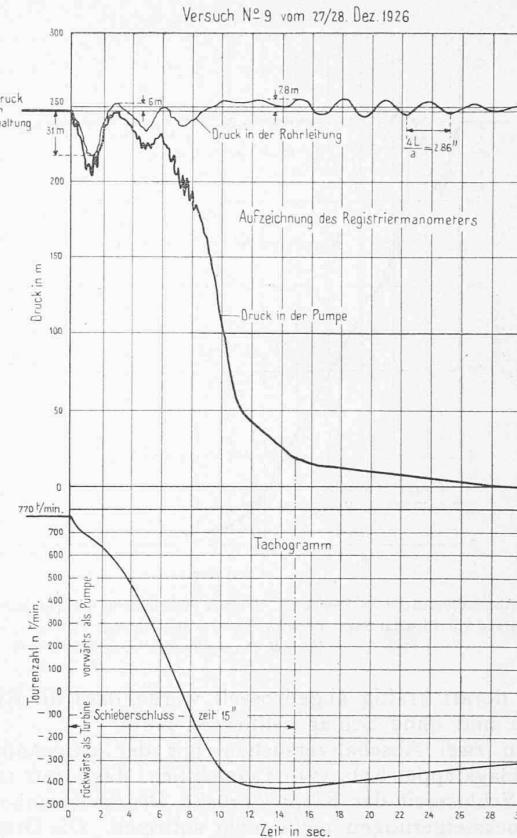


Abb. 16. Abschaltversuch an Pumpe 4. Rückschlagventil ausgeschaltet. (Abschluss durch Keilschieber.) Schieberschlusszeit 15 sec.
Betriebszustand vor der Abschaltung: Wassermenge 1365 l/sec, Förderhöhe 256 m, Leistung der Pumpe 6075 PS, des Motors 4650 kW, Drehzahl 770 Uml/min.

klappe durch einen hydraulisch gesteuerten Keilschieber erfolgte, dessen Schlusszeit beliebig eingestellt werden konnte. Abb. 15 zeigt einen Abschaltversuch mit einer Schlusszeit des Schiebers von 12,8 sec. Die Druckschwankungen verlaufen in Pumpe und Druckleitung stetig und ohne brüske Druckstöße. Der Verlauf der Drehzahl ist ähnlich wie bei den vorstehend beschriebenen Abschaltversuchen, d. h. die Drehzahl fällt ziemlich rasch ab bis auf rund 100 Uml/min, worauf die Pumpe langsam ausläuft. Der Abschaltvorgang bei längerer Schlusszeit des Schiebers von 15 sec ist aus Abb. 16 ersichtlich. Dabei wurde absichtlich darauf gehalten, dass die Pumpe zum Rückwärtslaufen kam, bevor der Schieber den grössern Teil der Schliessbewegung zurückgelegt hatte. Die Druckdiagramme zeigen wiederum den stetigen Verlauf der Druckschwankungen ohne brüske Druckstöße und ohne beträchtliche Drucksteigerung. Aus dem Tachogramm geht hervor, dass die Pumpe in der Zeit von 7,5 sec zum Stillstand kommt, unmittelbar darauf rückwärts zu drehen beginnt und einen sehr raschen Drehzahlanstieg erfährt, der innerhalb weniger rund 10 sec die Durchbrenndrehzahl erreichen würde, wenn nicht vorher schon der Schieber geschlossen hätte.

Diese zweite Versuchserie mit dem Keilschieber als Abschlussorgan lässt erkennen, dass bei stetigem Schliessen des Abschlussorgans schlagartige Druckstöße und grössere Drucksteigerungen ganz vermieden werden können, und dass auch ein Rückwärtsdrehen der Pumpe vermieden werden kann, wenn die Schlusszeit des Abschlussorgans nicht wesentlich grösser als 10 sec gewählt wird.

Aus dieser Erkenntnis heraus wurde die Rückschlagklappe abgeändert. Der ursprüngliche Luftkatarakt, der den Schlag der Klappe nur ungenügend abzudämpfen vermochte, wurde geändert in einen Flüssigkeits-(Wasser)-katarakt, wobei der Austritt des Wassers aus dem Kataraktzylinder gegen das Ende der Schliessbewegung der

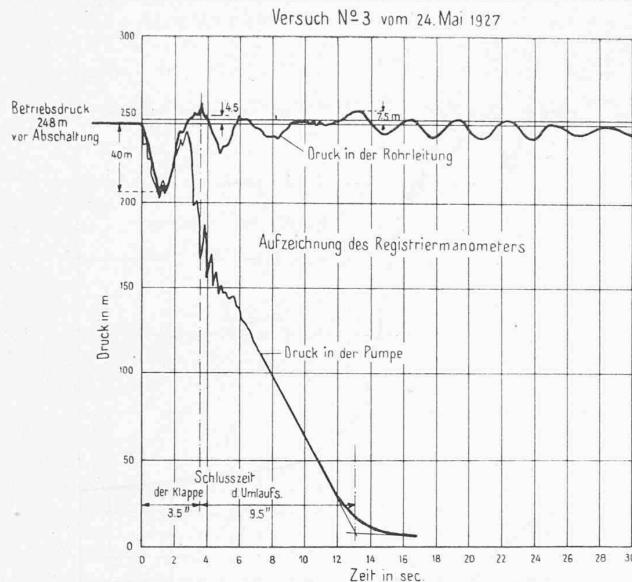


Abb. 17. Abschaltversuche an Pumpe 2. Normale Abschaltung mit abgeändertem Rückschlagventil (versehen mit Wasserkatarakt).
Betriebszustand vor Abschaltung: Versuch N° 3: Ventilöffnung 25 mm, $Q = 1075 \text{ l/sec}$, $H = 260,2 \text{ m}$, $N = 5460 \text{ PS}$, $n = 750 \text{ Uml/min}$.
Versuch N° 4: Ventilöffnung 105 mm, $Q = 1210 \text{ l/sec}$, $H = 255,4 \text{ m}$, $N = 5750 \text{ PS}$, $n = 750 \text{ Uml/min}$.

Klappe derart kräftig abgedrosselt wurde, dass die Klappe langsam und ohne Schlag schliessen muss.

An zwei Abschaltversuchen mit der umgeänderten Rückschlagklappe (Abb. 17) ist ersichtlich, dass trotz relativ kurzer Schlusszeit der Klappe brüsk Druckschwankungen und Drucksteigerungen nicht mehr auftreten. Die Drehzahl der Pumpe wurde bei diesen Versuchen nicht mehr registriert; es konnte jedoch festgestellt werden, dass ein Rückwärtsdrehen der Pumpe nicht mehr eintrat.

Nachdem sich durch Versuche an jeder einzelnen Pumpe mit dem geänderten Rückschlagventil erwiesen hatte, dass die Abschaltungen nunmehr durchaus ruhig verlaufen, wurden sicherheitshalber auch noch Versuche durchgeführt mit gleichzeitiger Abschaltung mehrerer Pumpen.

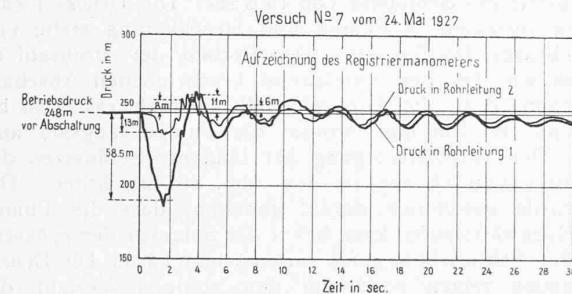


Abb. 18. Abschaltversuche in Rempen. Gleichzeitige Abschaltung von Pumpe 1 und 2, nach Änderung der Rückschlagventile.
a) Ventilöffnung 75 mm,
Pumpe 1: $Q = 1230 \text{ l/sec}$, $H = 260,4 \text{ m}$, $N = 5350 \text{ PS}$, $n = 745$.
Pumpe 2: $Q = 1205 \text{ l/sec}$, $H = 259,9 \text{ m}$, $N = 5420 \text{ PS}$, $n = 745$.

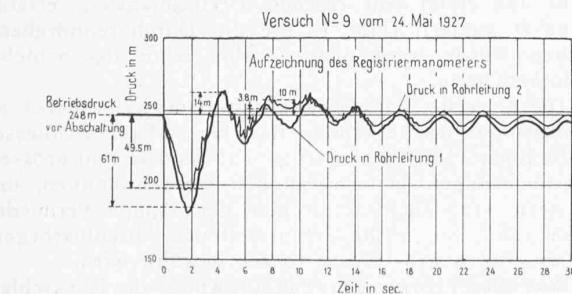


Abb. 19. Abschaltversuche in Rempen. Gleichzeitige Abschaltung aller vier Pumpen nach Änderung der Rückschlagventile.
a) Ventilöffnung 75 mm.
Pumpe 1: $Q = 1230 \text{ l/sec}$, $H = 256,4 \text{ m}$, $N = 5490 \text{ PS}$, $n = 742$.
Pumpe 2: $Q = 1222 \text{ l/sec}$, $H = 256,9 \text{ m}$, $N = 5610 \text{ PS}$, $n = 742$.
Pumpe 3: $Q = 1222 \text{ l/sec}$, $H = 253,4 \text{ m}$, $N = 5490 \text{ PS}$, $n = 742$.
Pumpe 4: $Q = 1155 \text{ l/sec}$, $H = 255,3 \text{ m}$, $N = 5220 \text{ PS}$, $n = 742$.

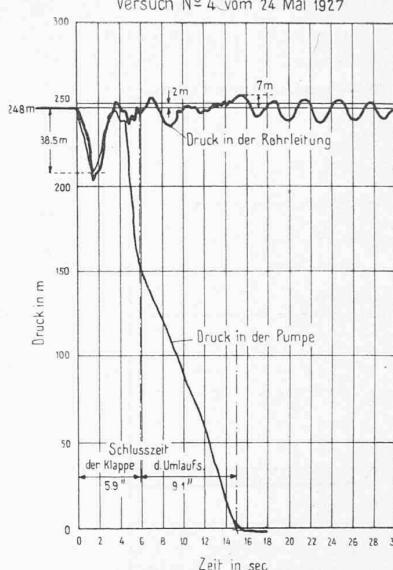


Abb. 18 zeigt die Druckdiagramme beim gleichzeitigen Abschalten zweier, an einer und der selben Rohrleitung angeschlossener Pumpen. Wie ersichtlich, erfolgen auch hierbei die Druckschwankungen ruhig, der erste Druckabfall unmittelbar nach der Abschaltung erreichte den Wert von nahezu 60 m.

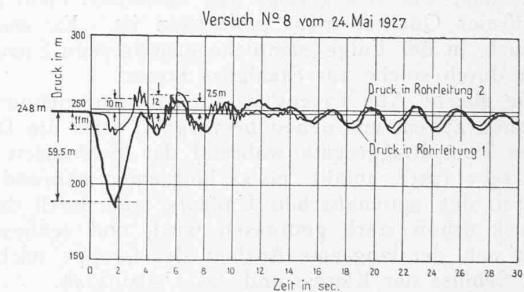
Abb. 19 gibt die Druckdiagramme bei gleichzeitiger Abschaltung aller vier Pumpen wieder. Auch aus diesem Diagramm ist der ruhige Verlauf des Abschaltvorgangs ersichtlich.

Sollen Betriebsingenieure an der E. T. H. ausgebildet werden?

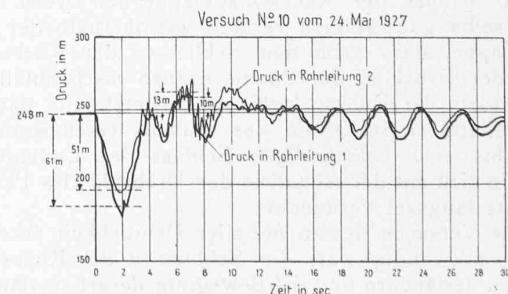
Von Dr. A. CARRARD, Dozent an der E. T. H.

Diese Frage wird in letzter Zeit in den Kreisen, denen die E. T. H. am Herzen liegt, oft diskutiert, und die Meinungen gehen noch sehr stark auseinander.

Ein Blick in unsere Industrien zeigt, dass eigentlich nur relativ wenig Ingenieure Betriebsleiter sind; man trifft an solchen Posten noch viele alt erfahrene Praktiker ohne Hochschulbildung. Dies mag auch mit einer Erklärung sein, warum so viele beratende Ingenieure und Organisatoren in den Betrieben tätig sind, die diesen Praktikern die neuern Erkenntnisse auf dem Gebiete der wissenschaft-



b) Ventilöffnung 105 mm.
Pumpe 1: $Q = 1240 \text{ l/sec}$, $H = 255,9 \text{ m}$, $N = 5420 \text{ PS}$, $n = 743$.
Pumpe 2: $Q = 1320 \text{ l/sec}$, $H = 255,5 \text{ m}$, $N = 5610 \text{ PS}$, $n = 743$.



b) Ventilöffnung 105 mm.
Pumpe 1: $Q = 1215 \text{ l/sec}$, $H = 250,4 \text{ m}$, $N = 5490 \text{ PS}$, $n = 748$.
Pumpe 2: $Q = 1250 \text{ l/sec}$, $H = 256,9 \text{ m}$, $N = 5610 \text{ PS}$, $n = 748$.
Pumpe 3: $Q = 1225 \text{ l/sec}$, $H = 256,9 \text{ m}$, $N = 5490 \text{ PS}$, $n = 748$.
Pumpe 4: $Q = 1220 \text{ l/sec}$, $H = 257,9 \text{ m}$, $N = 5490 \text{ PS}$, $n = 748$.