

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 69/70 (1917)
Heft: 12

Artikel: Wirtschaftlichkeit der Wasserkraftwerke und eine neue Bauart von Turbinen und Pumpen grosser Leistungsfähigkeit
Autor: Zuppinger, W.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-33943>

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: 14.03.2025

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

der landschaftlich interessanteste Bildausschnitt mit dem am tiefsten eingeschnittenen Teil des Limmattettes vom Schulhaus und der Ost-Terrasse aus jederzeit sichtbar bleibt. — 10. Die Bebauung im südlichen Teil der Brunnmatt muss sich auf die Partie längs der Strasse beschränken. Die schattige Waldwiese eignet sich für eine starke Ueberbauung nicht. — 11. Es wird sich empfehlen, die Vorgärten längs der Ostseite der Zürcherstrasse zu kassieren, um das Trottoir bis an die Häuser zu verbreitern. Die Gärten dürfen dann längs des Trottoirs zwischen den Häusern durch Mauern abgeschlossen werden.

*

Nach wiederholter sorgfältiger Prüfung der neun in engere Wahl gezogenen Projekte wurden folgende fünf Arbeiten für die Prämierung ausgewählt:

1. Rang: Entwurf Nr. 6. Der von keiner Arbeit übertroffene Hauptvorteil dieses Entwurfes liegt in der Verbindung einer klaren Gesamtdisposition mit guter einheitlicher Architektur; sie wertet die Reize der Landschaft am meisten aus. Alle Schulzimmer erhalten gleich günstige Orientierung, Beleuchtung und Aussicht. Die Anlage ergibt schon im ersten Ausbau ein gutes Bild. Die Kosten sind auf ein Minimum beschränkt.

2. Rang: Entwurf Nr. 3. Vorzügliche Gesamtorganisation und straffe Durchführung der gewählten Architektur sicherten dieser Arbeit den zweiten Rang.

3. Rang: Entwurf Nr. 2. Der Verfasser gibt in der guten Architektur des Hauptbaues und im Vorschlag der Zweigeschossigkeit wertvolle Wegleitung für die Ausführung.

4. Rang: Entwurf Nr. 11. In der knappen Zusammenfassung und guten Ordnung der Gebäude und Plätze liegt ein beachtenswerter Vorzug dieser Lösung.

5. Rang: Entwurf Nr. 4. Hier ist die klare Gesamtdisposition bemerkenswert.

Das Preisgericht empfiehlt Uebertragung des Bauauftrages an den Verfasser des erstprämiierten Projektes.

*

Das Vorgehen der Behörden von Baden, die eine beschränkte Anzahl Architekten zur Lösung der aussergewöhnlich interessanten und schwierigen Aufgabe eingeladen haben, hat sich sehr gut bewährt, denn die eingereichten Arbeiten sind ernsthaft durchgeführt und in der Mehrzahl derselben liegen künstlerische Lösungen von hohem Wert. Die Aufgabe, deren Vielseitigkeit sowohl im Programm, als in der Lage und Gestaltung des Bauplatzes lag, war nur zu erreichen durch Ausschaltung aller Zufälligkeitseffekte einerseits und Hinarbeiten auf bestimmten, gesetzmässigen Aufbau andererseits.

Das Preisgericht beschliesst, die zur Verfügung stehende Summe von 10000 Fr. wie folgt zu verwenden: 5600 Fr. werden gleichmässig auf alle 14 Teilnehmer verteilt, der Rest von 4400 Fr. wird zur Ausrichtung von fünf Preisen im Betrage von 1300 Fr., 1000 Fr., 800 Fr., 700 Fr. und 600 Fr. verwendet.

Nach Eröffnung der Briefumschläge ergab sich folgendes Resultat:

- I. Preis, 1300 Fr. Entwurf Nr. 6; Motto: „Blick ins Limmattal“. Verfasser: *Otto Dorer*, Dipl. Architekt in Baden; Mitarbeiter: *H. Loepfe*, Architekt in Baden.
- II. Preis, 1000 Fr. Entwurf Nr. 3; Motto: „Einheit“. Verfasser: *Gebr. Bräm*, Architekten B. S. A. in Zürich.
- III. Preis, 800 Fr. Entwurf Nr. 2; Motto: „Tschori“. Verfasser: *Bridler & Völki*, Architekten in Winterthur.
- IV. Preis, 700 Fr. Entwurf Nr. 11; Motto: „Pro Juventute“. Verfasser: *Emil Schäfer*, Architekt B. S. A. in Zürich.
- V. Preis, 600 Fr. Entwurf Nr. 4; Motto: „Rousseau“. Verfasser: *Hans Hächler*, Architekt in Baden.

Das Preisgericht war in allen seinen Schlussnahmen einstimmig.

Baden, den 4. August 1917.

Das Preisgericht:

K. Moser. H. Bernoulli. F. Widmer.

J. Jäger. R. Keller.

Wirtschaftlichkeit der Wasserkraftwerke und eine neue Bauart von Turbinen und Pumpen grosser Leistungsfähigkeit.

Von *W. Zuppinger*, konsult. Ingenieur in Zürich.

(Schluss von Seite 134.)

III. Diagonale Leitschaufeln mit axialer Wasserzuführung.

Die Theorie lehrt, dass die günstigste Wasserzuflussrichtung zum Laufrad einer Francisturbine mit zylindrischer Eintrittskante eine logarithmische Spirale ist, weshalb für solche Turbinen das *Spiralgehäuse* als die vollkommenste Art von Wasserzuführung angesehen werden muss. Abb. 16 (S. 146) stellt ein solches Spiralgehäuse mit drei verschiedenen Leitschaufeltypen schematisch dar.

Der keulenförmige Schaufeltyp A mit durchgehender Drehachse bezweckt eine gute Wasserführung. Der dadurch bedingte breite Rücken der Schaufel verursacht aber Störungen und Wirbelungen beim Eintritt in das Leitrad, beeinträchtigt dadurch den Wirkungsgrad der Turbine und erfordert ausserdem grössere Regulierarbeit.¹⁾ Für Spiralgehäuse passt also der Typ A nicht, wie auch Pfarr nachgewiesen hat.²⁾

Durch den Typ B, bestehend aus dünnen sichelartigen Leitschaufeln mit angezogenen Drehzapfen, ist diesem Uebelstande abgeholfen. Solche Schaufeln haben aber wenig Widerstandskraft gegen allfällig eingeklemmte Fremdkörper, was umso schwerwiegender ist, als die halbe Turbine demontiert werden muss, um einzelne gebrochene Schaufeln auszuwechseln.

Die als Typ C dargestellte Leitschaukel (nach Pfarr) ist ein Mittelding zwischen Typ A und B. Durch die Spitze werden die Störungen am Eintritt verhindert, die Schaufel ist solid und ermöglicht durchgehende Drehachse, bietet aber keine gute Wasserführung.

Bei allen diesen drei Typen liegt der Reguliermechanismus ausserhalb des Turbinengehäuses (sog. Aussenregulierung), wie dies heute mit Recht allgemein verlangt wird, in Rücksicht auf die Betriebssicherheit und Abnützung. Die Typen A und C aber haben vor dem Typ B auch den Vorteil voraus, dass jede einzelne Schaufel durch Herausziehen des Drehbolzens in kurzer Zeit ausgewechselt werden kann.

Das Spiralgehäuse, wenn verbunden mit einer perfekten Leitschaukel, bildet in der Tat eine theoretisch ideale Wasserzuführung zum Laufrad einer eigentlichen Francisturbine. Dessenungeachtet betrachte ich für die in vorstehendem Kapitel *vorgeführten Laufradtypen* das Spiralgehäuse für *unnötig* wegen der Konizität des Laufrades und des grossen Schaufelspaltes.

Die Verschiedenheit der Umfangsgeschwindigkeit am äusseren und inneren Eintrittsdurchmesser D_{1a} und D_{1i} (s. Abb. 1) bedingt bei diesen Typen einen variablen Eintrittswinkel α_1 des Wasserstrahles längs der Eintrittskante, während der Austrittswinkel α_0 im Leitrad konstant ist, wenn die Leitschaukel drehbar sein soll. Deshalb ist eben hier ein *genügend grosser Schaufelspalt notwendig*, um diese Differenzen auszugleichen, d. h. damit die Wasserströmung im Spalt eine ungezwungene wird und der Strahl in jedem Punkt sich *von selbst* unter dem richtigen Eintrittswinkel α_1 und stossfrei einstellen kann. Die Leitschaufeln dienen daher bei diesen Laufradtypen mehr zur Verengerung des Durchflussquerschnittes im Leitrad, um dem Wasser die nötige absolute Eintrittsgeschwindigkeit c_1 zu erteilen.

Ferner werden hier, im Gegensatz zu den eigentlichen Francisturbinen mit zylindrischer Eintrittskante, die Wasserstrahlen in dem grossen Schaufelspalt *um beinahe 90° abgelenkt, bevor sie das Laufrad erreichen* (siehe Abbildung 16). Infolgedessen sind hier die Vorbedingungen zur Theorie der Spirale nicht mehr erfüllt. Wir haben es hier mehr mit *Axialturbinen* zu tun, die mit Francisturbinen sozusagen nichts mehr gemein haben.

Abbildung 17 stellt *dasselbe Laufrad* wie in Abbildung 16 wiederum schematisch dar, aber mit *diagonal gestellten Leitschaufeln* und *axialem Wasserzufluss*. Im Gegensatz zum Spiralgehäuse fliesst hier das Wasser mit *kleiner Geschwindigkeit, vollständig ungezwungen und gleichmässig auf dem ganzen Umfang* dem Leitrad zu, sodass keine Veranlassung zu Störungen oder Wirbelungen vorliegt, welches auch die Form der Leitschaufeln sein möge. Als solche ist in Abb. 17 der keilförmige Typ D nach Prof. Wagenbach (siehe Hütte) gewählt. Dieser bietet den Vorteil, dass er einfach

¹⁾ Honold und Albrecht, die Francisturbinen, S. 146.

²⁾ Pfarr, II. Auflage, Seite 543.

ist und dass das Wasser bei jeder Schaufelstellung zwischen genau parallelen Wänden geführt wird, wenn die Konizität der Schaufeln gleich dem Zentriwinkel δ der Teilung gemacht wird, also eine *vorzügliche Wasserführung*. Letztere, sowie ein *konvergierender Wasserstrahl* im Schaufelspalt (siehe Abbildung 17) sind nach meiner Erfahrung Hauptfordernisse für jedes Turbinensystem.

Nach meiner Auffassung ist daher für vorliegende Laufradtypen die Zuleitung des Wassers zum Leitrad nach Abbildung 17 in hydraulischer Hinsicht ebenso vorteilhaft wie nach Abbildung 16, bietet aber in *wirtschaftlicher* Beziehung wesentliche Vorteile, indem das Turbinengehäuse bedeutend einfacher, billiger und kleiner wird als ein Spiralgehäuse.

Vom *mechanischen Standpunkt* aus scheint allerdings die schiefe Stellung der Leitschaufeln weniger einfach als die radiale, sowohl für den Reguliermechanismus als für die Bearbeitung; die Schwierigkeiten sind aber mehr scheinbar. So habe ich für die Regulierung der Drehschaufeln eine Konstruktion gefunden, die nicht komplizierter ist als die gewöhnliche für Francisturbinen. Der ganze Bewegungsmechanismus liegt auch hier ausserhalb des Wassers als Aussenregulierung, ist übersichtlich im Bereich des Maschinenwärters, und alle sich abnützenden Teile sind leicht auswechselbar. Was die Bearbeitung anbelangt, so ist zunächst eine genaue Bohrung für die Drehachsen natürlich Grundbedingung für richtiges Funktionieren der Regulierung. Diese Bohrung ist aber absolut genau ausführbar vermittelt einer besonderen Vorrichtung. Für eine kinematisch richtige Bewegung diagonaler Drehschaufeln muss der Leitradkörper Kugelflächen bilden für die äussere und innere Begrenzung der Leitschaufeln (s. Abbildung 17). Wäre dort ein dichtes Abschliessen derselben erforderlich, so würde eine Bearbeitung dieser Flächen notwendig und weniger einfach sein. Bei dem grossen Schaufelspalt aber ist eine solche Bearbeitung vollkommen überflüssig und kann durch sorgfältiges Giessen auch in rohem Zustande ein genügend kleiner Spielraum erreicht werden. In geschlossener Stellung können die Leitschaufeln ohnehin nicht hermetisch abschliessen und es wird ja bei längerem Stillstand der Turbine begreiflicherweise stets die Einlaufschütze oder der Wasserschieber geschlossen.

Es wäre auch denkbar, für ein konisches Laufrad und axiale Wasserzuführung die *Leitschaufeln axial* zu stellen, d. h. mit radial gerichteten Drehachsen, was die Bearbeitung einigermaßen vereinfachen würde. Damit aber dann der Wasserstrahl im Spalt nicht divergent werde, was eine erhebliche Einbusse am Wirkungsgrad der Turbine zur Folge hätte, wären in diesem Falle flache dünne Leitschaufeln unumgänglich, was aber nach früher Gesagtem nicht empfehlenswert ist.

Der Vorteil diagonaler Leitschaufeln liegt einerseits in einer sanfteren Ablenkung der Wasserstrahlen beim Uebergang vom Leitrad ins Laufrad, andererseits darin, dass wie gesagt das Turbinengehäuse kleiner, einfacher und billiger wird als bei der Spiralturbine und dass durch die axiale Wasserzuführung auch der Einbau der Turbine vereinfacht wird, wie wir in der Folge sehen werden.

Prinzipiell ist auch für Francisturbinen mit radialen Leitradern der axiale Wasserzufluss nicht neu (sog. Frontalturbinen mit einem oder zwei Laufrädern). Dabei wird aber das Wasser allzu scharf abgelenkt und der Durchmesser des Gehäuses unverhältnismässig gross, also unwirtschaftlich. Dasselbe ist der Fall bei den sog. Kesselturbinen, dazu tritt hier noch eine sehr kostspielige Konstruktion der ganzen Turbine.

Wenn eine derartige Turbine mit umgekehrter Drehrichtung als *Pumpe* arbeiten soll (siehe meinen vorerwähnten früheren Aufsatz), so sollen keine drehbaren Leitschaufeln verwendet werden, weil dann der Wirkungsgrad weniger gut wäre. Da nämlich die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2 ($= c_1$ bei der Turbine) immer bedeutend grösser ist als die Geschwindigkeit c_0 in der Druckleitung, so muss zu einer stossfreien Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck der Ueberführungsquerschnitt sich *ganz allmählich* erweitern. Das ist durch feste langgezogene Leitschaufeln und entsprechende Form der seitlichen Begrenzungen des Leitrades zu erreichen möglich (analog der Wirkung eines konischen Saugrohres). Aus demselben Grunde wird es sich empfehlen, die Schluckfähigkeit solcher Pumpen kleiner zu wählen, als diejenige von Turbinen gleicher Bauart und gleicher Grösse, sowie bei Hochdruckpumpen die Mehrstufigkeit schon bei weniger grossen Förderhöhen anzuwenden.

IV. Vertikale oder horizontale Welle?

Seitdem es der Technik gelungen ist auch riesenhafte Laufräder grosser Schnellläufigkeit zu bauen, ist es selbstverständlich, dass man heute nur noch *einrädige* Turbinen baut. Solange es sich um kleine oder mittlere Gefälle handelt, ist es naheliegend, dazu auch *vertikale Wellen* zu verwenden, und in der Tat werden in neuerer Zeit die meisten grösseren Turbinen so ausgeführt. Gegenüber den mehrrädigen Turbinen ist dies auch ganz begreiflich, weil der Einbau viel einfacher wird und weniger überbaute Fläche beansprucht. Daneben bestehen aber auch *Nachteile der vertikalen Bauart*: Erstens in der Unübersichtlichkeit der Anlage und zweitens in der grossen Belastung des Spurzapfens, der eine besonders kräftige Unterstützung verlangt und namentlich auch eine besonders kräftige Fussbodenkonstruktion, wenn sich der Spurzapfen oberhalb des Generators befindet.

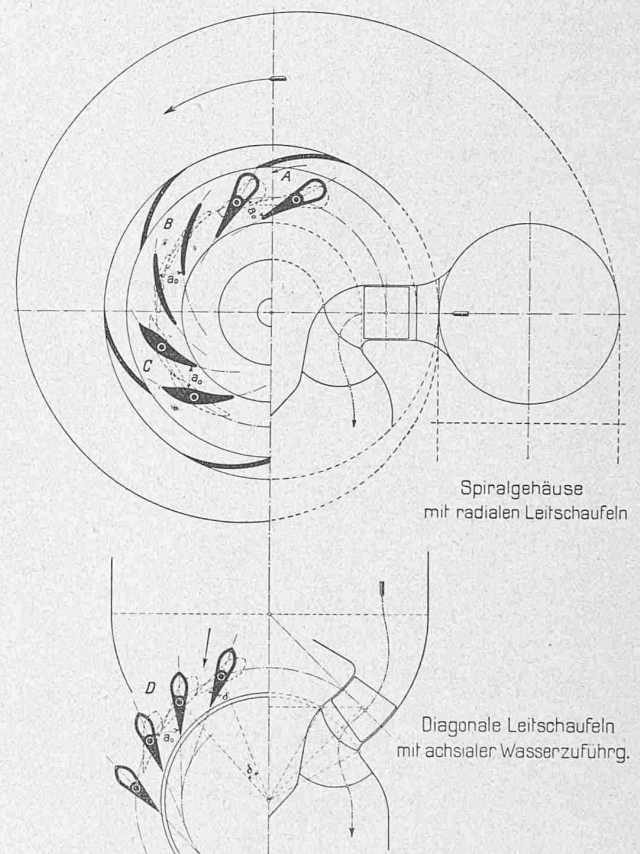


Abb. 16 (oben). — Abb. 17 (darunter).

Noch im Jahre 1912 schrieb unser Altmeister Pfarr auf Seite 415 seines klassischen Werkes: „Die stehende Welle wird nur da angewandt, wo die liegende unmöglich ist; die Annehmlichkeiten der liegenden Welle sind so offenbar, dass weitere Worte überflüssig sind.“ Wie in der Mode, ist man also auch im Turbinenbau in Zeit von wenigen Jahren von einem Extrem ins andere geraten und man muss sich fragen: Sollen denn jene bekannten Vorzüge, die seinerzeit der horizontalachsigen Turbine so raschen und allgemeinen Eingang verschafft haben, auf einmal nichts mehr wert sein? *Einrädige* Turbinen sind wie gesagt heute selbstverständlich geworden, nicht aber die vertikale Welle, ausser bei wirklich kleinem Gefälle und wo bei Hochwasser eine Ueberschwemmung des Maschinenraumes zu befürchten wäre.

Ich habe mir deshalb die Aufgabe gestellt, die einrädige Diagonalturbine auch für kleinere und mittlere Gefälle mit *horizontaler Welle* weiter auszubilden, und habe gefunden, dass durch diese Bauart der *bauliche Teil einer Turbinenanlage* wesentlich vereinfacht und verbilligt werden kann, wie die Abbildungen 18 und 19 beweisen.

Auch Ingenieur *Hallinger* sagt in seinem sehr interessanten Aufsatz¹⁾ „Eine neue Bauweise für Wasserturbinen-Anlagen mit Gefällen von 2 bis 30 m“, dass nach Vergleichsberechnungen die

¹⁾ Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1914, S. 393 u. ff.

installierte PS bei vertikalen Turbinen bedeutend mehr koste als bei Anordnung mit horizontaler Welle nach seiner neuen Bauweise. Dass vertikalachsige Generatoren 15 ÷ 20% teurer sind als horizontalachsige, habe ich bereits erwähnt.

V. Aufbau und Einbau der Diagonalturbine.

Nach vorstehenden Erörterungen hat mein Vorschlag nach Abbildung 10 des früheren Aufsatzes in konstruktiver Hinsicht wesentliche Aenderungen erfahren. Dazu hat mich auch eine verdankenswerte Kritik von befreundeter Seite über einige Details jener Konstruktion geführt; es war eben eine erste Idee, die noch weiter entwickelt werden musste.

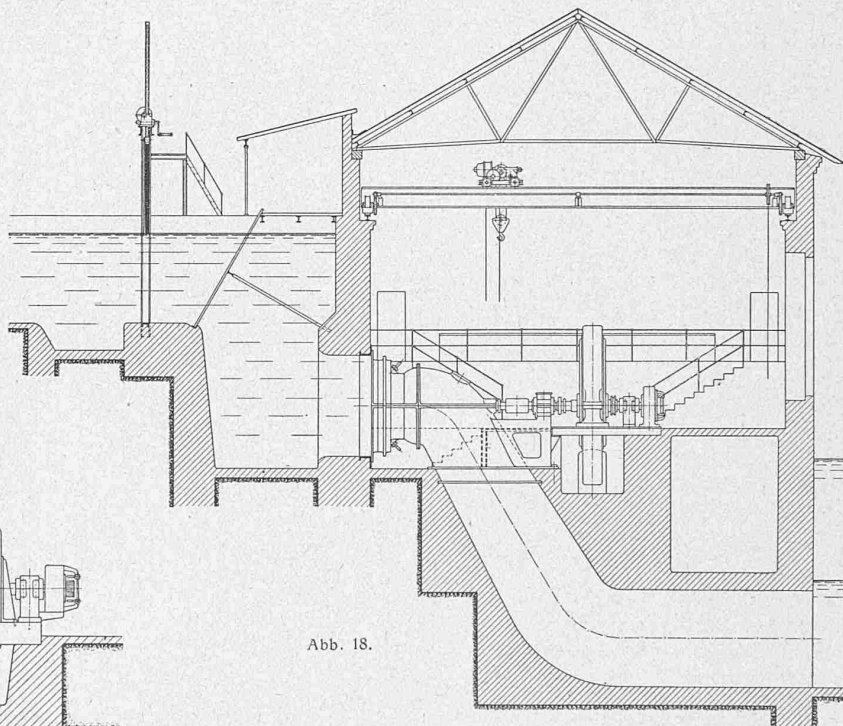
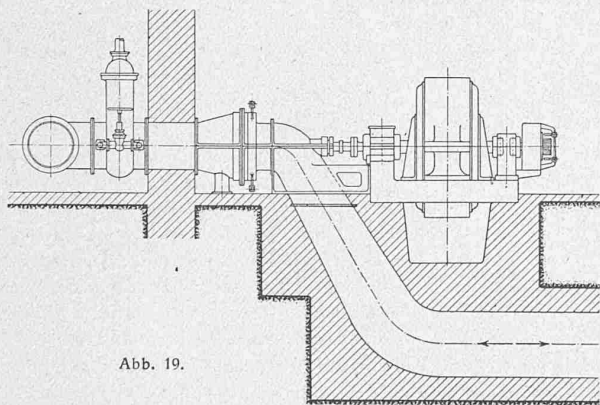
Zunächst haben sich die Tragsäulen bei vertikaler Welle als unnütze Beigabe erwiesen, sie können erspart werden durch breitere Basis und Umgestaltung des Turbinengehäuses.

Das *Laufrollager* soll für Oelschmierung eingerichtet werden (anstatt Fettschmierung), wie dies moderne Anlagen heute erfordern. Dieses Lager liegt im Wasser, ist also während des Betriebes nicht zugänglich, dessenungeachtet aber jederzeit kontrollierbar. Es kann nämlich leicht so ausgebildet werden, dass das Schmieröl mittels einer kleinen Ölpumpe durch das Lager gepresst wird und die Rückleitung in ein offenes Gefäss ausmündet, wo mittels eines Thermometers und eines Ueberfalls der Maschinenwärter jederzeit ohne weiters sich davon überzeugen kann, ob das Lager warm läuft oder ob Öl verloren geht. Da übrigens das Hauptlager beständig von frischem Wasser bespült wird, so ist damit auch eine natürliche Lagerkühlung geschaffen.

Ausführung (ohne Pumpe) ausgebildet und mit bestem Erfolg in der Praxis eingeführt hat. Für horizontale Wasserturbinen wird sich also bei Anwendung solcher Lager der Reibungsverlust auf ein Minimum reduzieren und deren Disposition nach Abbildung 18 ungleich einfacher sein als diejenige mit Spurlagern für vertikalachsige Turbinen.

Das *Turbinengehäuse* der horizontalen Diagonalturbine ist zweiteilig. Nachdem die Drehbolzen der oberen Hälfte der Leitschaufeln herausgezogen sind, kann der obere Teil des Gehäuses einfach abgehoben werden wie bei einer Dampfturbine. Durch Anschluss der Grundplatte des Generators an die Turbine ist für eine solide Verbindung dieser beiden Teile gesorgt.

Was das *Maschinenhaus* anbetrifft, so wird dieses bedeutend schmaler als bei mehrrädriigen horizontalen Turbinen. Ferner ist auch weniger Platz erforderlich als bei vertikalen für die Ablagerung einzelner Teile bei der Montage und bei grösseren Reparaturen.



Die Abbildung 18 zeigt den Einbau einer solchen *horizontalen halboffenen Niederdruckturbine* mit angekuppeltem Generator. Das Eigengewicht von Laufrad, Welle und Rotor ist hier auf drei Lager verteilt, wovon das mittlere zugleich den axialen Wasserdruck aufzunehmen hat. Bei horizontaler Anordnung ist dieser Druck ganz bedeutend kleiner als die Belastung der Spur bei vertikaler Welle.

Als *Drucklager* sind in neuerer Zeit ganz eigenartige Konstruktionen in Anwendung gekommen¹⁾, die sich durch ausserordentlich hohe Belastungsfähigkeit, durch sehr kleinen Reibungskoeffizienten und kleinen Platzbedarf auszeichnen. Nach Versuchen der Westinghouse Machine Co. mit einem solchen modernen Drucklager an einer Dampfturbine mit 3460 Uml/min konnte die Belastung bis auf 417 kg/cm² gesteigert werden ohne wesentliche Erwärmung und mit einem Reibungskoeffizienten von bloss 0,01 bis 0,03, das ist etwa zehnmal weniger als bei normalen Kammlagern. Für kleinere Geschwindigkeiten war der Reibungskoeffizient noch erheblich geringer.

In der Schweiz haben Escher Wyss & Cie. und Brown Boveri & Cie. die kombinierten Trag- und Drucklager ebenfalls gründlichen Studien und Versuchen unterworfen²⁾, auf Grund derer jede dieser Firmen ihren eigenen Typ in bedeutend einfacherer konstruktiver

Die ganze Maschinenanlage ist *übersichtlich und bequem* für den Maschinenwärter.

Diese Bauart erlaubt auch einen *langgezogenen Aspirator* mit möglichst sanfter Querschnitt-Erweiterung. Dadurch wird der wirkliche Austrittsverlust $\frac{c^2}{2g}$ am Ende desselben auf das kleinstmögliche Mass reduziert und die Rückgewinnung von Energie die denkbar grösste, wie Versuche mit ähnlich gestalteten Aspiratoren bewiesen haben.

Für die *Wassermessung* bei Abnahmeversuchen und für spätere periodische Kontrollen ist zwischen Einlaufschütze und Rechen eine Strecke regelmässigen Kanals geschaffen zur Flügelmessung, wobei die Vorkammer durch Zwischenräume geteilt ist, um jede Turbine für sich unabhängig zu machen. Die Wassermessung erfolgt an dieser Stelle viel zuverlässiger als im Abflusskanal wegen der dort sehr unregelmässigen Wasserströmung infolge der meist kreisenden Bewegung des Wassers im Saugrohr. Je mehr nämlich die Füllung der Turbine von der normalen abweicht, desto mehr nimmt diese kreisende Strömung zu. Jedenfalls soll bei Wassermessung im Untergraben die Messtelle möglichst weit vom Auslauf des Saugrohres entfernt sein, womöglich unter Einschaltung eines Beruhigungsmittels (Parallelrichters), bestehend aus einem Rechen von horizontalen und vertikalen Holzlatten.

Ganz dieselbe Bauart dient auch für *geschlossene Turbinen* nach Abbildung 19, wobei einfach der Rohrstützen des Einlaufs durch die Mauer hindurch verlängert ist bis zum Anschluss an die Rohrleitung, mit Einschaltung eines Absperr-Schiebers an Stelle der Einlaufschütze.

¹⁾ Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen 1914, S. 423.

²⁾ B B C Mitteilungen vom Januar 1917 u. ff.

VI. Zweistufige Hochdruckturbinen.

Die Abbildung 13 zeigt uns, dass sich für kleinere Leistungen auch mit dem Laufradtyp *D* für Gefälle $> 200 m$ zu grosse Umlaufzahlen ergeben würden. Nun gestattet uns aber der axiale Wasserzufluss zum Leitrad eine relativ einfache Konstruktion, um dieselbe Turbine *D* nach Abbildung 20 zweistufig auszuführen. Hierbei wird das Gefälle theoretisch in zwei gleiche Stufen geteilt, indem dieselbe Wassermenge zwei auf der gleichen Welle sitzende genau gleich gebaute Leit- und Laufräder nacheinander durchströmt, analog den mehrstufigen Dampfturbinen oder Zentrifugalpumpen. Auf diese Weise können wir die Drehzahl auf das 0,7fache der einstufigen Turbine reduzieren, ohne die hydraulisch günstigen Verhältnisse preisgeben zu müssen.

Eine zweistufige Francisturbine ist bekanntlich im Jahre 1907 nach den Angaben *Pfarr's* für „Wiesberg“ ausgeführt worden und ergab für eine Leistung von 2000 PS bei 87 m Gefälle Wirkungsgrade bis 86%. Allerdings war dort die Zweistufigkeit für bloss 87 m Gefälle kaum berechtigt und die Konstruktion der Turbine derart kompliziert, dass jene Bauart als zu teuer meines Wissens bisher vereinzelt geblieben ist.)

Für die Diagonalturbine aber mit axialer Wasserzuführung wird nach Abbildung 20 die Konstruktion bedeutend einfacher (allerdings nicht gerade so einfach wie es nach dieser „schematischen“ Darstellung scheinen möchte). Auch hier ist das Gehäuse in axialer Richtung geteilt, zum Abheben des oberen Teiles; die Lagerschalen können durch Mannlöcher nachgesehen und eventuell ausgewechselt werden. Will man sich dazu bequem, für letztere Operation den Deckel des Gehäuses abzuheben, was wohl nicht zu viel verlangt ist, so kann die in Abbildung 20 dargestellte Bauart noch vereinfacht und verkürzt werden.

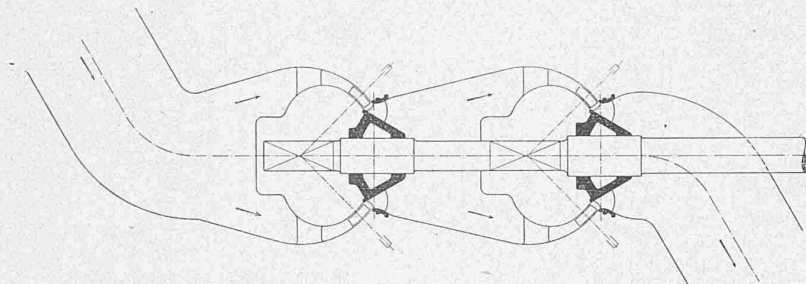


Abbildung 20.

In Abbildung 14 sind die Leistungen N und Drehzahlen n solcher zweistufiger Hochdruckturbinen vom Typ *D* dargestellt. Wenn $Q_1' n_1'$ die Werte von $Q_1 n_1$ für die einstufige Turbine bezeichnen für $H = 1 m$, und $Q_1'' n_1''$ für die zweistufige von derselben Grösse, ebenfalls für $H = 1 m$, so ist:

$$n_s' = n_1' \sqrt{10 Q_1'} = 150$$

$$Q_1'' = Q_1' \sqrt{0,5 H} = 0,707 Q_1'$$

$$n_1'' = n_1' \sqrt{0,5 H} = 0,707 n_1'$$

$$\text{also } n_s'' = 0,707 n_1' \times \sqrt{0,707 \times 10 Q_1'} = 0,60 n_1' \sqrt{10 Q_1'} = 0,60 n_s' = 90.$$

Für $H = 200 m$ ergibt eine einstufige Turbine vom Typ *D* mit Durchmesser $D_{1a} = 800$ eine Leistung $N = 10300$ PS mit $n = 1120$ Uml./min. Dasselbe Laufrad zweistufig angewandt bei demselben Gefälle ergibt $N = 7280$ PS mit $n = 790$ Uml./min.

Dasselbe Laufrad von $D_{1a} = 800$ zweistufig angewandt auf $H = 400 m$ ergibt $N = 20600$ PS mit $n = 1120$ Uml./min, also die doppelte Leistung mit derselben Drehzahl wie die einstufige bei $H = 200 m$.

Der Laufradtyp *D* hat einen normalen Austrittsverlust $\Delta_s = \frac{c_2^2}{2g} = 5,2\%$. Auf $H = 200 m$ macht dies $0,052 \times 200 = 10,40 m$ als einstufig und $0,052 \times 100 = 5,20 m$ als zweistufig. Wir gewinnen also durch die Zweistufigkeit $5,20 m$ an Gefälle bei gleich grossem Wirkungsgrad des Aspirators. Die Mehrkosten der zweistufigen Bauart rechtfertigen sich aber noch mehr bei Gefällen $> 200 m$; bei $H = 400 m$ wäre eine einstufige Turbine mit $20,80 m$ Austrittsverlust gar nicht denkbar, abgesehen von der allzu hohen Drehzahl.

¹⁾ Dargestellt in Band L, Seite 131 und 141 (September 1917). Vergl. auch den bezügl. Meinungs-Austausch Seiten 192, 206 und 211 von Band L. Red.

Für Gefälle zwischen etwa 200 und 400 m wird daher die zweistufige Diagonalturbine mit $n_s = 90$ eine willkommene Brücke bilden zwischen der Francisturbine und der Peltonurbine, sofern es sich um grössere Wassermengen und grosse Leistungen handelt.

Folgende Tabelle zeigt einige Anwendungen einstufiger und zweistufiger Diagonalturbinen vom Typ *D* bei Umdrehungen $n = 1000$ und 1500 i. d. Min. für Gefälle $H = 200, 300$ und 400 m.

<i>H</i>	Typ <i>D</i>	<i>n</i> /min	<i>D</i> _{1a}	<i>N</i>	<i>Q</i>
200 m	einstufig	1000	910 mm	12500 PS	5,82 m ³ /sek
200 m	einstufig	1500	610 mm	5700 PS	2,66 m ³ /sek
300 m	zweistufig	1000	790 mm	12400 PS	3,83 m ³ /sek
300 m	zweistufig	1500	520 mm	5300 PS	1,65 m ³ /sek
400 m	zweistufig	1000	910 mm	25000 PS	5,82 m ³ /sek
400 m	zweistufig	1500	610 mm	11400 PS	2,66 m ³ /sek

VII. Versuchsanstalt für Turbinen und Pumpen.

Hauptbedingungen für guten Erfolg bei jedem Turbinensystem sind und bleiben: eine „sichere“ theoretische Grundlage zur Berechnung des Lauf- und Leitrades, korrekte Form und Entwicklung der Schaufelfläche, günstige Durchflussquerschnitte mit sanften Uebergängen, möglichst kleiner Austrittsverlust, Vermeidung von Unterdruck und gute Wasserführung von Anfang bis zum Ende.

Dessenungeachtet kommt bekanntlich auch der beste Turbinenkonstrukteur nicht ohne praktische Versuche aus. Es haben daher in neuerer Zeit einige grosse Turbinenfirmen mit bedeutenden Kosten eigene Versuchsanstalten eingerichtet; das können sich aber leider nur grosse Firmen leisten. Die Notwendigkeit praktischer

Versuche stellt sich mit den stets gesteigerten Forderungen nach höheren Drehzahlen und grösserer Schluckfähigkeit immer mehr heraus. Daneben sind noch viele andere Punkte bei einer Turbine, über die uns nur die Versuche sichern Aufschluss geben können, z. B. über die Rückgewinnung der Energie im Saugrohr oder Aspirator, je nach deren Form und Länge. Ganz besonders aber heute, wo bei den grossen Einheiten Hunderttausende von Franken auf dem Spiele stehen, ist die Verantwortung der Turbineningenieure sowohl wie die der Bauherren ungeheuer gewachsen, sodass es beinahe als Leichtsinns zu bezeichnen ist, derartige Anlagen ohne Vorversuche mit geometrisch

verkleinerten Versuchsturbinen desselben Typs auszuführen. Ich unterstütze deshalb die Ansicht des Herrn Prof. Camerer¹⁾ vollkommen: „Der Allgemeinheit dienen amtliche Prüfstationen, wie eine solche jetzt auch dem neuen hydraulischen Institut der Technischen Hochschule München angegliedert werden soll, und die Zeit wird vielleicht nicht allzu fern sein, wo der Abnehmer einer Turbine das amtliche Zeugnis des Versuchsmodells ebenso verlangen wird, wie etwa beim Kauf einer Präzisionsuhr das Zeugnis der Sternwarte.“

Die Erfahrung hat gelehrt, dass die an einem kleineren Versuch-Modell konstatierten Resultate bei einer geometrisch ähnlich vergrösserten Ausführung eher noch besser werden, weil dann die Durchflussquerschnitte grösser, also umso kleiner die Reibungswiderstände werden. In der Schweiz haben wir leider noch keine „offizielle“ Versuchsanstalt für Turbinen und können daher nur die eigentlichen Turbinen an Ort und Stelle experimentiert werden. In einem früheren Aufsatz in der Schweiz. Bauzeitung 1911 „Versuche und Erfahrungen aus dem Wasserturbinenbau“²⁾ habe ich ausführlicher über solche Versuche bei industriellen Turbinenanlagen berichtet. Es wurde dabei auch auf die Notwendigkeit hingewiesen, bei Neuanlagen die Möglichkeit einer einwandfreien Wassermessung zu berücksichtigen.

Hierin ist es bis heute nicht besser geworden, denn es existieren ganz neue, grosse Wasserkraftwerke, bei denen eine zu verlässige Wassermessung irgend welcher Art geradezu ausgeschlossen ist. Ja noch mehr: es existieren sogar gewisse Versuchsanstalten für Turbinen, die infolge unglücklicher Disposition nicht einwandfrei sind.

¹⁾ Camerer, Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen 1914, Seite 229.

²⁾ Auch als Sonderabdruck im Verlag der „Schweiz. Bauztg.“ erschienen.

Es scheint mir, als ob man heute im allgemeinen das Augenmerk zu sehr auf Erhöhung des Wirkungsgrades und zu wenig auf die Wirtschaftlichkeit der ganzen Anlagen und des Betriebes richte. Die Erfahrung muss lehren, in welchen Grenzen diese drei Erfordernisse gleichzeitig erfüllt werden können. Jedenfalls darf man um so eher auf einige Mehrprozente im Wirkungsgrad verzichten, je geringer die Anlagekosten pro PS sind und je vorteilhafter eine Wasserkraft ausgenützt werden kann.

Ueber die *Wassermessungen* seien mir einige persönliche Bemerkungen erlaubt. Es fehlt uns nicht an einwandfreien Messinstrumenten oder Messmethoden, die Hauptsache liegt auch weniger in einem Prozent mehr oder weniger Genauigkeit, sondern vielmehr in der Schwierigkeit, jene Messmethoden in der Praxis auch richtig anzuwenden. Meines Erachtens ist es auch schwierig, hierfür sog. „Normen“ aufzustellen, denn die Verhältnisse bei ausgeführten Anlagen sind so mannigfach und verschieden, dass man die Wassermessung unmöglich schablonenmässig behandeln kann, sondern „von Fall zu Fall“ beurteilen muss, wo und wie eine möglichst einwandfreie Wassermessung bewerkstelligt werden kann, wenn eine solche überhaupt möglich ist.

In meinem vorerwähnten Aufsatz habe ich gezeigt, wie schwierig es „in praktischen Betrieben“ gewöhnlich ist, einwandfreie *Ueberfallmessungen* anzuordnen und durchzuführen, welche Art Messung übrigens nur für relativ kleine Wassermengen anwendbar ist. In den meisten Fällen und namentlich für grössere Wassermengen kommt einzig die *Flügelmessung* in Betracht. Wenn die Kanalverhältnisse günstig liegen, so lässt die Flügelmessung vom praktischen Standpunkt nichts zu wünschen übrig, namentlich seitdem Flügel konstruiert werden, die auch die kleinsten Geschwindigkeiten angeben, und seitdem wir in der neuen schweizerischen Prüfanstalt für hydrometrische Flügel¹⁾ eine aufs vortrefflichste eingerichtete Anstalt besitzen, die den weitestgehenden Anforderungen an Genauigkeit entspricht. Die Hauptsache aber ist und bleibt, wie bereits erwähnt, dass die Herren Wasserbau- und Turbineningenieure ihre Anlagen so disponieren, dass man mit dem Flügel auch einwandfrei messen kann (siehe Abschnitt V).

Ganz andere Gesichtspunkte sind massgebend für die Anlage einer speziellen *Versuchsanstalt für Turbinen und Pumpen*. Für die komplette Untersuchung einer Turbine ist eine ganze Reihe einzelner Versuche notwendig, mit verschiedenen Drehzahlen und Füllungen. Diese Einzelversuche müssen daher schnell ausführbar sein und mit beliebig grossen Wassermengen. Ersteres ist nicht möglich mit der Flügelmessung, letzteres nicht mit dem Ueberfall. Ausserdem schliesst der Ueberfall eine Menge von Fehlerquellen in sich, die mit dem Wirrwarr von Koeffizienten immer einen Zankapfel bildeten und bilden werden.

Für solche Versuchsanstalten ist heute die *Schirmmessung*²⁾ nach meiner Ansicht die einzig in Betracht kommende Messmethode; sie ergibt ausser grosser Genauigkeit sofort ein unzweideutiges einwandfreies Resultat nach jedem Einzelversuch, erlaubt umfassende Versuche in kurzer Zeit mit kleinen und grossen Wassermengen und hat sich deshalb in neueren Turbinen-Versuchsanstalten in der Tat vorzüglich bewährt.

Es würde hier zu weit führen, auf die übrigen Einrichtungen einer solchen Versuchsanstalt einzutreten, wofür vielerlei Lösungen möglich sind; insbesondere werden dabei auch die verfügbaren Mittel mitspielen. In jedem Fall soll die Anstalt eine *öffentliche* sein mit offiziellem Charakter im Interesse der Auftraggeber und damit auch kleineren Maschinenfabriken Gelegenheit geboten werde, ihre Neukonstruktionen zu erproben. Ich halte eine solche „offizielle“ Versuchsanstalt für unbedingt notwendig für eine intensivere Entwicklung des Turbinenbaues und schreibe es namentlich dem bisherigen Mangel einer solchen zu, dass der Fortschritt im Wasserturbinenbau sich viel langsamer vollzogen hat als derjenige im Bau der viel jüngeren Dynamomaschinen, Dampfturbinen und Dieselmotoren, die man eben in den Konstruktionswerkstätten selbst ausprobieren kann. Es ist daher zu hoffen, dass die massgebenden Kreise, in richtiger Erkenntnis der Wichtigkeit einer solchen Versuchsanstalt, deren Verwirklichung ermöglichen helfen und an die

¹⁾ Die Schweiz. Prüfanstalt für hydrometrische Flügel in Papiermühle bei Bern, von Prof. Dr. Kummer und Ing. O. Lütschg. 1916. (Eine kurze Beschreibung dieser Anlage erscheint demnächst. *Red.*)

²⁾ Mitteilungen der Schweiz. Landeshydrographie 1913, Nr. 2, von Ingenieur O. Lütschg, sowie Schweiz. Bauzeitung vom 26. Juli 1913.

Hand nehmen mögen. Dass der Wasserturbinenbau noch einer grossen Weiterentwicklung fähig ist, glaube ich in Vorstehendem bewiesen zu haben.

Zusammenfassung.

Es wird gezeigt, dass durch elektrische Verkuppelung verschiedener bestehender Wasserkraftwerke, in Verbindung mit rationell ausgebauten *Kraftakkumulierungsanlagen*, an günstigen Orten im Bereich des Leitungsnetzes jener Werke gelegen, sowohl Nieder- als Hochdruckwerke auf das vorteilhafteste ausgenützt werden können. Auf diese Weise, ausgedehnt auf alle bedeutenderen Wasserkraftwerke der Schweiz, und mit Unterstützung elektrochemischer Industrien, können sozusagen sämtliche Abfallkräfte nützlich verwertet und dadurch die *Kosten der elektrischen Energie verbilligt* werden *im Interesse der Allgemeinheit*.

Sodann sind die charakteristischen Eigenschaften einer *neuen Bauart von Turbinen und Pumpen grosser Leistungsfähigkeit* beschrieben, in vier verschiedenen Typen mit spezifischen Drehzahlen $n_s = 500, 350, 250, 150$ für Gefälle von 2,50 bis 200 *m*, mit graphischer Darstellung ihrer Leistungen und Drehzahlen für die passenden Grössen. Der Hochdrucktyp lässt sich auch zweistufig anwenden für Gefälle bis 400 *m* mit sehr hoher Leistungsfähigkeit.

Für alle diese Laufradtypen können entweder gewöhnliche radiale Leiträder mit Spiralgehäusen oder besser *diagonale Leiträder mit axialem Wasserzufluss* angewandt werden. Der Unterschied dieser beiden Systeme in hydraulischer und in baulicher Beziehung ist ebenfalls eingehend besprochen.

Schliesslich wird die *Notwendigkeit einer offiziellen schweizerischen Versuchsanstalt für Turbinen und Pumpen* dargelegt und deren Verwirklichung befürwortet.

Zürich, im Mai 1917.

Miscellanea.

Magnetelektrische Lampen. Ueber eine neue von Ingenieur *Karl von Dreger* in Budapest erstellte Taschenlampe, bei der die wegen ihrer kurzen Lebensdauer sehr ungeeignete Trockenelemente-Batterie durch eine kleine Dynamo ersetzt ist, berichtet die „E. T. Z.“. Durch wiederholtes Niederdrücken, mit dem Daumen der die Lampe haltenden Hand, eines durch Federkraft jeweils in seine Anfangslage zurückschnellenden Hebels wird unter Vermittlung eines Gesperres eine Feder gespannt, die ihrerseits unter Zwischenschaltung einiger Zahnräder mit annähernd konstanter Drehzahl eine kleine Dynamo antreibt, die als Feld einen Dauermagneten besitzt. Durch die Feder ist zugleich eine Möglichkeit zur Aufspeicherung von Energie gegeben, deren Betrag noch erhöht werden kann, wenn man mehrere Federn der Reihe nach aufzieht und entsprechend zeitlich hintereinander ablaufen lässt. Das Gewicht des ganzen Apparates beträgt 450 *g*, bei Einbau einer Vorrichtung mit dreiminütlicher Aufspeicherung etwa 850 *g*. Eine Lampe schwererer Ausführung, die mittels eines zweiteiligen Handgriffs durch Oeffnen und Schliessen der ganzen Hand betätigt wird, wiegt 950 *g*, für zehninütliche Aufspeicherung 2350 *g*.

Eine etwas andere Ausführung der magnetelektrischen Lampe, die auch durch Niederdrücken eines Hebels in Tätigkeit gesetzt wird, rührt von *O. Pletscher* her. Hier ist der rotierende Teil der zu diesem Zwecke in eigenartiger Weise zusammengesetzte Magnet, der, auf Kugellagern laufend, gleichsam als Schwungrad dient; Uebertragungsfedern sind nicht vorhanden.

Das besprochene Prinzip kann auch für andere Zwecke, z. B. bei Zünddynamos für Sprengwerke, bei Läutewerken, Fahrstühlen, für Türöffner usw., Anwendung finden.

Schweizerische Eisenzentrale. Die vor etwa einem Jahre als Genossenschaft gegründete „Schweizerische Zentralstelle für den Bezug von Stahl und Eisen aus Deutschland“¹⁾ hat sich aufgelöst. Sie wird ersetzt durch eine neue, als Amtstelle gegründete „Eisenzentrale“, die dem Volkswirtschaftsdepartement angegliedert wird. Als Geschäftsführer der neuen Zentralstelle wurde von diesem Departement auf Vorschlag des Vorstandes der bisherigen Eisenzentrale Fürsprecher *Dr. Dübi* in Solothurn ernannt. Für die neue Zentrale ist eine Aufsichtskommission von 15 bis 18 Mitgliedern und ein geschäftsleitender Ausschuss von fünf Mitgliedern in Aussicht genommen.

¹⁾ Vergl. Band LXVIII, Seite 208 (28. Oktober 1916).