

Das Rheinkraftwerk Ryburg-Schwörstadt

Autor(en): **Motor Columbus AG (Baden)**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **99/100 (1932)**

Heft 21

PDF erstellt am: **27.04.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-45497>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Bei einseitiger Anordnung (Fälle II, IV, VI, VIII, Abb. 22) ist die zulässige Spannung aus Gl. (21) und (25) zu bestimmen. Dann wird

$$Q = F_S \delta_2 + 2 F_F \tau_2 = \delta_2 h (b + 1,6 l) \quad (29)$$

9. Zusammenfassung.

Spannungszustand. Flankennähte von auf Blech geschweissten Flacheisen werden zur Hauptsache auf Schubspannungen beansprucht. Die allgemeine Annahme, die Spannung sei den Nähten entlang konstant, sie sei durch den Quotienten aus Last geteilt durch Haftfläche ausgedrückt, $\tau = \frac{Q}{F_N}$ bzw. $\frac{F_L \sigma_L}{F_N}$, trifft nicht zu; es zeigt sich vielmehr, dass die Spannungen gegen die Enden der Flankennähte ansteigen, sodass $\tau_{\max}$ ein Vielfaches dieses Quotienten erreicht, das 2,4- bis 3,2fache bei den Stäben 12 und 13 (Abb. 5 und 6). Diese Zahlen werden sich je nach Beschaffenheit der Stäbe und Nähte ändern. Bei ringsum geschweissten Flacheisen (Abb. 14 und 15) ist die Zunahme von $\tau_{\max}$ geringer, das 2,2- und 1,72fache von τ wurde ermittelt. Die Stirnnähte entlasten in diesen Fällen die Flankennähte an den Enden.

Die in Flanken- und Stirnnähten auftretenden Schubspannungen sind auf die relativen Verschiebungen von Blech und Flacheisen zurückzuführen. Schubspannungen und Verschiebungsgrösse können als Verhältnisswerte angenommen werden. Der Verschiebungsmechanismus ist verwickelt; die Fälle, dass die Bleche durch Fugen getrennt sind, wobei die Flacheisen die Fugen überbrücken, und jene, dass die Flacheisen über volle Bleche geschweisst sind, sind auseinanderzuhalten. Werden Flacheisen auf Blech aufgeschweisst (z. B. Streben an Knotenbleche) und ist das Ganze belastet, so sind die Normalspannungen im Blech dem Wert nach verschieden von jenen in den Flacheisen. Die Unterschiede der Dehnungen beim einen oder andern Teil infolge des Hooke'schen Gesetzes haben relative Verschiebungen zur Folge. Diese, die sogen. „inneren relativen Verschiebungen“ (Δa_1) sind veränderlich. Die Verschiebungsgrösse Δa_1 verschwindet in der Symmetrieebene bei Stäben ohne Trennfuge, und in den Bezugsebenen bei Stäben mit Trennfuge. Die Bezugsebene ist der Schnitt durch die Stelle, in der σ_S (Stab) = σ_L (Lasche). Bei Stäben mit Trennfuge (nur bei diesen) kommt die „äussere relative Verschiebung“ Δa_2 hinzu, sodass die gesamte relative Verschiebung $\Delta a = \Delta a_1 + \Delta a_2$. Die äussere relative Verschiebung ist durch konstante Werte Δa_2 gekennzeichnet.

Festigkeit der Kehlnähte und ihre Berechnung. Der Verfasser hat elektrisch geschweisste Stirn- und Flankennähte wiederholt auf ihre Festigkeit geprüft. Die Ergebnisse einiger Versuche werden hiervor bekannt gegeben. Es hat sich gezeigt, dass die Festigkeit der Kehlnähte (sie wird „Abreissfestigkeit“ genannt und mit K_δ bezeichnet) mit zunehmender Nahthöhe bzw. mit zunehmendem Nahtquerschnitt zurückgeht. Die Gründe hierfür werden besprochen, die Festigkeit in Funktion der Nahthöhe empirisch bestimmt.

Für die Bestimmung der zulässigen Beanspruchungen δ gegen das Abreißen der Stirnnähte und τ bezügl. Schub der Flankennähte in Funktion der Nahthöhe h (cm), sowie der durch elektrisch geschweisste Kehlnähte übertragbaren Kräfte Q (kg) wurden die in Tabelle III zusammengestellten Formeln vorgeschlagen. Diese nehmen auf die in Abb. 22 gezeichneten Fälle Bezug und sind hauptsächlich auf Eisenkonstruktionen anwendbar. Die Versuche, auf die sich die Formeln stützen, wurden mit Nähten vorgenommen, die mit umhüllten Elektroden hergestellt wurden.

In der Regel ist Q gegeben, auch die Breite b des Flacheisens. Dann bleiben die Nahthöhe h und die Länge l der Flankennähte gegeneinander abzuwägen. Der Zeitaufwand hierfür ist gering, wenn man für die Werte $\delta = f(h)$ eine Tabelle oder graphische Darstellungen entsprechend den Abb. 21 und 23 zur Hand hat. Eine Nahthöhe h von 12 mm ist reichlich, über 15 mm sollte man nicht hinausgehen; die Teile der Naht, die im Scheitel des

auszuschweisenden rechten Winkels liegen, sind die widerstandsfähigsten, die spezifische Festigkeit einer Naht nimmt mit zunehmender Höhe ab. Die Flankennähte sind nach der Ansicht des Verfassers für die Festigkeit einer Verbindung wichtiger als die Stirnnähte. Es steht dem Konstrukteur frei, zur Vermehrung der Sicherheit die Flankennähte für eine gewählte Höhe h länger zu machen als durch obige Formeln gegeben; es empfiehlt sich jedoch nicht, über die praktisch bewährte Grenze $l = 1,25b$ bis $1,5b$ hinauszugehen, worin b die Breite mittlerer Flacheisen bedeutet.

10. Nachtrag.

In den vorliegenden Ausführungen wird als Bezugsdimension für die Berechnung und Ausführung der Kehlnähte die Höhe h (gemäss Abb. 24, Profil 1 die Kathete des ein gleichschenkliges rechtwinkliges Dreieck bildenden Nahtquerschnittes) gewählt. Die VSM-Normen 10335, Blätter 1 bis 5, beziehen sich ebenfalls auf diese Dimension. Die

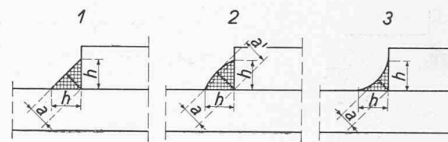


Abb. 24. Kehlnähte mit verschiedenem Profil.

Wahl der Höhe h rechtfertigt sich dadurch, dass sie am Stück leicht abgemessen oder für die Ausführung angezeichnet werden kann, was von grösster Wichtigkeit für die Praxis ist. Die DIN-Normen 4100 benützen dagegen als Bezugsdimension das Mass a (Abb. 24), d. h. die eingeschriebene Höhe des schraffierten gleichschenkligen Dreiecks. Das konvexe Nahtprofil 3 (Abb. 24) ist in den VSM-Normen nicht vorgemerkt. Die konkave Form sollte überhaupt aus der Darstellung der Nähte ausgemerzt werden. Die Nähte sind in der Längsrichtung der Flacheisen beansprucht, daher ist das konvexe Profil (2 der Abb. 24) das richtige wegen seiner Form, die jener gleicher Festigkeit eines auf Biegung beanspruchten Balkens nahe kommt.

Das Rheinkraftwerk Ryburg-Schwörstadt.

Mitgeteilt von der MOTOR-COLUMBUS

A.-G. für elektrische Unternehmungen in Baden (Schweiz).

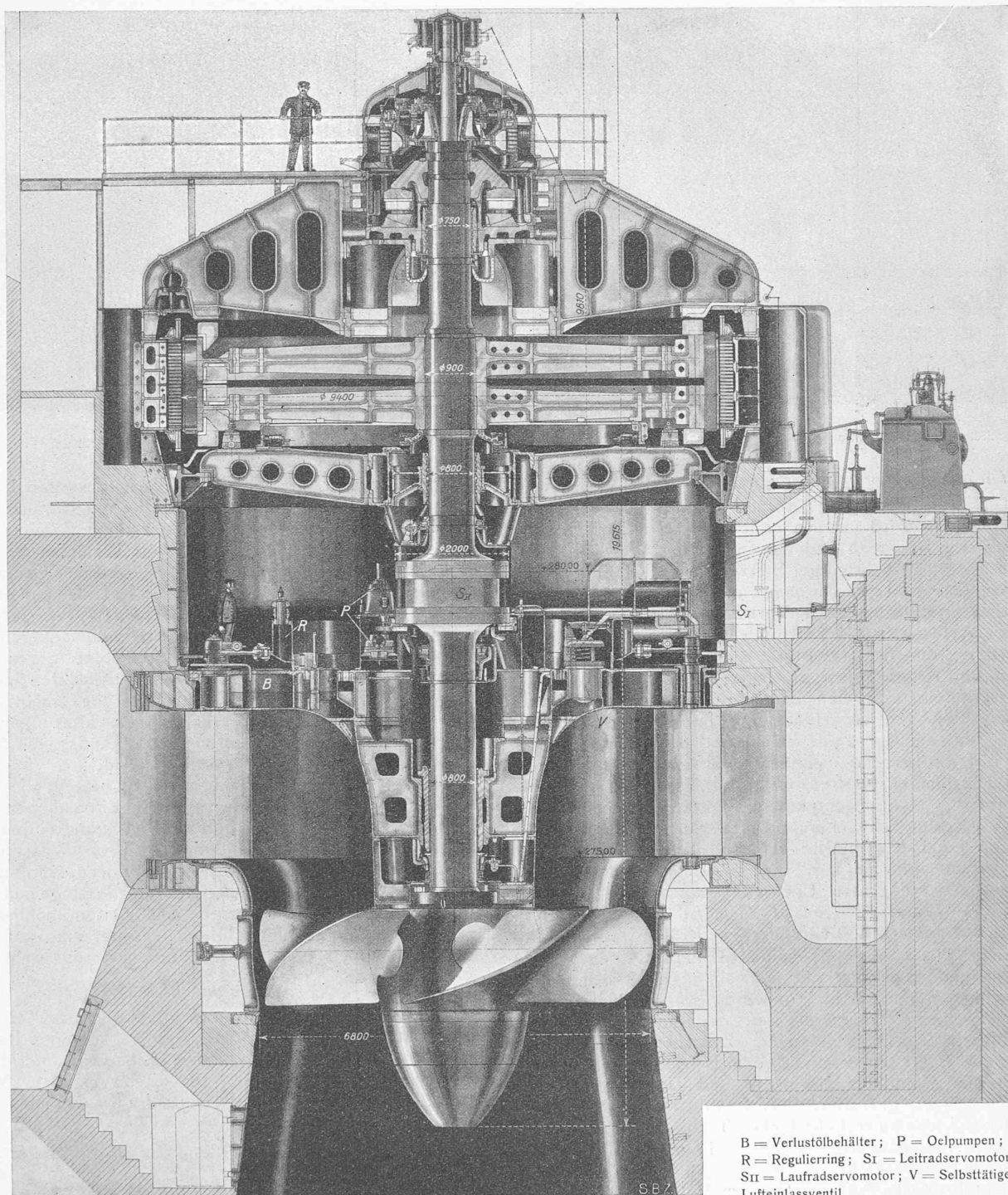
VI. DIE TURBINEN.

(Fortsetzung von Seite 244.)

Allgemeine Anordnung.

Die vier Turbinen sind von den Firmen J. M. Voith in Heidenheim, A.-G. der Maschinenfabriken Escher Wyss & Cie. in Zürich und Ravensburg, sowie Ateliers des Charmilles S. A. in Genf nach einem gemeinschaftlichen Entwurf gebaut worden. Es sind Kaplanmaschinen mit senkrechter Welle zum Einbau in Betonspiralengehäuse für eine normale Betriebswassermenge von 250 m³/sec bei 75 Uml/min und für eine Leistung, die je nach Gefälle 20000 bis 35800 PS beträgt, und die bei 120 prozentiger Oeffnung des Leitapparates, also bei Ueberlastung der Turbine, bis 38700 PS gesteigert werden kann. Diese Turbinen stellen eine mit Kaplanmaschinen bis jetzt auch nicht annähernd erreichte konstruktive Leistung im Turbinenbau dar; es ist deshalb begreiflich, dass die Bewältigung der mechanischen und hydraulischen Verhältnisse nicht geringe Schwierigkeiten bot. Das restlose Gelingen dieser Maschinen hat der Kaplanmaschine das Gebiet des Gross-Turbinenbaues erobert und die seit längerer Zeit erstrebte wirtschaftlichere Ausnützung von Wasserkraften mit grosser Wassermenge in Niederdruckwerken mit Hilfe weniger grosser Maschineneinheiten wesentlich gefördert.

Bei solch grossen Maschineneinheiten ist es wichtig, dass bei allfälligen Reparaturen durch die Demontage und Montage einer Maschinengruppe nur wenig Zeit verloren geht, weshalb verlangt war, dass für das Herausheben des Generatorrotors und des Turbinenrotors mit Deckel die Maschinengruppe in nur wenigen, wenn auch schwere Teile



B = Verlustölbehälter; P = Ölpumpen;
R = Regulierung; S_I = Leitradservomotor;
S_{II} = Laufradservomotor; V = Selbsttätiges
Lufteinlassventil

Abb. 18. Uebersichtsquerschnitt 1:100 einer Maschinengruppe. Max. Durchm. des Turbinenkessels 7000 mm; max. Leistung 38 700 PS bei 11,5 m, 75 Uml/min.

zerlegt zu werden brauche. Es wurde sogar in Erwägung gezogen, den ganzen rotierenden Teil einer Maschinengruppe mittels eines hohen fahrbaren Portalkranes auf einmal herauszuheben und auf eine Maschinenhalle ganz zu verzichten. Die hierfür studierten Projekte und Kostenberechnungen liessen jedoch keine so grosse Anlagekosten-Ersparnis erwarten, um die beim hiesigen Klima sich immerhin ergebenden Unbequemlichkeiten und Gefahren der Freiluftaufstellung der Generatoren zu rechtfertigen. Da, wie bereits erwähnt, bei den Turbineneinläufen keine eigentlichen Schützen, sondern nur Notverschlüsse zur Ausführung kamen, dienen die Leitschaufeln der Turbine als Wasserabschluss für das Stillsetzen einer Maschinengruppe. Bei etwaigem Versagen der Leitrads-Regulierung

können die Laufradschaufeln selbst bei der Durchbrenndrehzahl in eine solche Endstellung gedreht werden, dass der Wasserdurchfluss auf etwa der grössten Schluckfähigkeit gedrosselt wird. Bei dieser Durchflussmenge kann der erwähnte Notverschluss leicht eingesetzt werden.

Die Turbinen sind für folgende Hauptdaten gebaut:

Grösste Leistung je	38 700 PS
Grösste Betriebswassermenge je	295 m ³ /sec
Grösstes Gefälle	11,5 m
Drehzahl	75 Uml/min

Die Einheitsleistung, d. h. die auf 1 m Gefälle bezogene Leistung der Turbinen, beträgt 1020 PS, während die bis dahin grössten Kaplanturbinen, nämlich die des Kraftwerkes Lila Edet, nur eine solche von 675 PS aufweisen.

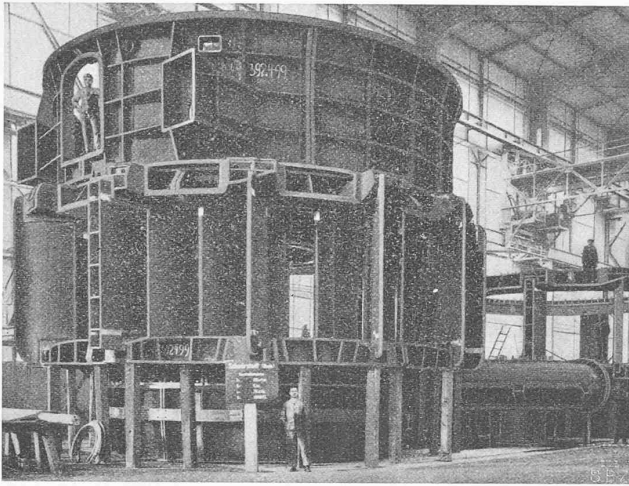


Abb. 19. Feste Leitschaufeln mit aufgebautem Schachttring.

Turbinengehäuse mit Leitapparat.

Die Anordnung der Turbinen und ihr äusserer Aufbau ist aus Abb. 18 und 19 ersichtlich. Die Verbindung zwischen dem Betonbau und der eigentlichen Turbine stellt der gusseiserne, mehrteilige Stützring mit seinen beiden Mauerringen von 11 m Durchmesser und den dazwischen liegenden zwölf Stütz- oder Vorleitschaufeln her, die die anteilige Auflagerkraft der Betondecke des Spiralgehäuses, die Turbine, den Generator und einen Teil der Gebäude-mauern- und Kranbahnlast zu tragen haben. Auf einzelnen Vorleitschaufeln ruht eine Last von 220 t. Sie sind im Grundriss gebogen ausgeführt und haben weiterhin die Aufgabe, das aus der 23 m weiten und 8 m hohen Spiralkammer herausfliessende Wasser dem Leitapparat in geordneter Strömung stossfrei zuzuführen. Nach oben setzt sich der Stützring als Schachtpanzerung von 9500 mm i. W. bis zum Tragring des Generators fort, während nach unten der nach einer Kugelfläche geformte Turbinenkessel aus Stahlguss mit 7000 mm i. W. und daran anschliessend eine Stahlblechpanzerung den Uebergang zum Betonsaugrohr bilden. Der Turbinenkessel als Gehäuse im Bereich des Laufrades ist starken hydraulischen Kräften ausgesetzt. Bei seiner Ausbildung und seiner Absteifung gegen das umschliessende Mauerwerk durch zwölf an seinem Umfange angeordnete Stützen (Abb. 19) wurde sowohl hierauf als auch auf eine Ausbaumöglichkeit der einzelnen Kessel-segmente Rücksicht genommen. Zwischen Kessel und Mauerwerk liegt ein während des Betriebes begehbare ringförmiger Gang für Kontrolle und Druckmessungen. Ein sechstheiliger, gusseiserner Turbinendeckel schliesst den über der Spiralkammer befindlichen Turbinen-Schacht nach unten ab. Aussen übernimmt er die Lagerung für die 24 drehbaren Leitschaufeln und innen die Befestigung des Turbinenführungslagers von 800 mm Bohrung.

Die aus Stahlguss hergestellten Leitschaufeln haben 2600 mm Höhe und 4000 mm Gesamthöhe einschliesslich Drehzapfen. Zum Einbringen und Herausnehmen der Leitschaufeln befinden sich im Turbinendeckel zwölf längliche Oeffnungen, die durch entsprechende Verschlusskörper mit je zwei Stopfbüchsen für die Schaufelzapfen abgedeckt sind. Hebel mit doppelseitigen Bruchsicherungen und Lenker übertragen die Bewegung des grossen Regulierendes in bekannter Weise auf die Leitschaufeln. Für die Rechts- und Linksdrehung des Regulierendes sind zwei Servomotoren vorhanden, die an der Schachtpanzerung befestigt sind und durch Zugstangen unmittelbar tangential am Regulierend angreifen (Abb. 20).

An dem Turbinendeckel ist der zentral angeordnete, sich nach unten verjüngende Führungslagerschacht aufgehängt, in dem das Führungslager möglichst nahe beim Laufrad untergebracht ist. Vierteilige Ausführung und

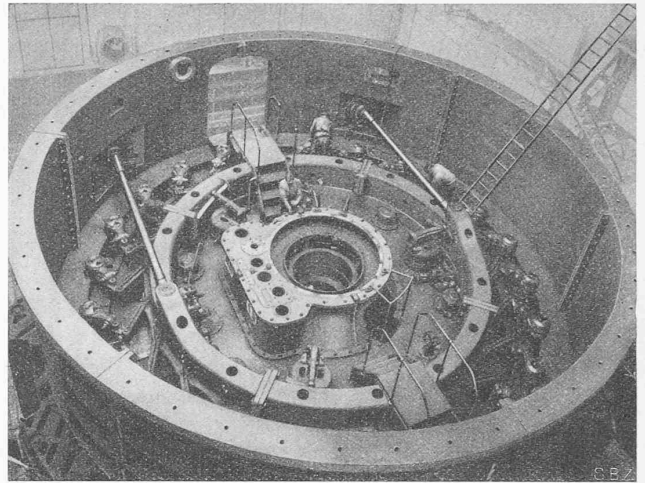


Abb. 20. Regulierung und Reguliergestänge für den Leitapparat.

kegeliger Sitz der mit Weissmetall ausgegossenen Lager-schale sichern gute Befestigung und leichte Herausnehmbarkeit. Eine kleine mechanisch angetriebene Zahnrad-Oelpumpe mit Oelbehälter sorgt für sichere Umlaufschmierung während des Betriebes. Beim Anfahren wird der Oelumlauf durch eine weitere, elektrisch angetriebene Oelpumpe erzeugt. Strömungsanzeiger für den Oelumlauf, Temperatur-relais und Gefahrmeldeeinrichtungen vervollständigen die Ausrüstung des Halslagers. Zum Abdichten gegen eindringendes Wasser ist auf dem Boden des Schachtes (im Turbinendeckel) eine Kohlenring-Stopfbüchse angebracht, doch ist zur unbedingten Wasserfreihaltung des Führungslagerschachtes auch noch eine Saugpumpe vorhanden, die durch eine Schwimmervorrichtung gesteuert wird.

Infolge der grossen Saugrohrlänge besteht die Möglichkeit, dass bei plötzlichen grossen Entlastungen die Wassersäule im obern Saugrohrteil abreisst und ein nahezu vollkommenes Vakuum mit darauffolgendem Wasserrückschlag auftreten kann. Um dies zu verhindern, sind in den Turbinendeckel besondere Lufteinlassventile eingebaut, die sich beim Ueberschreiten einer bestimmten Schliessgeschwindigkeit der Regelung öffnen. Weiter sind auf dem Deckel Oelpumpen für die Regelung usw. untergebracht.

Laufrad, Welle und umlaufender Servomotor.

Der weitaus wichtigste und interessanteste Teil der Turbine ist das Laufrad von rd. 7000 mm äusserem Durchmesser mit seinen fünf drehbaren Schaufeln und deren Bewegungsmechanismus (Abb. 18 und 21 bis 24). Massgebend für die Konstruktion des Laufrades war einerseits

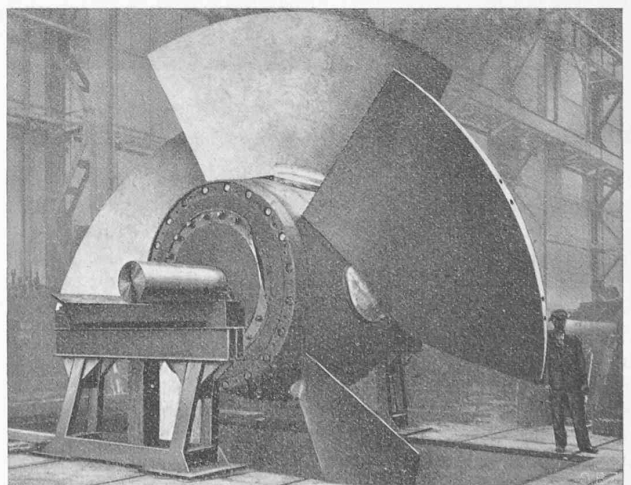


Abb. 21. Laufrad beim Auswuchten in der Werkstatt (retouchiert).

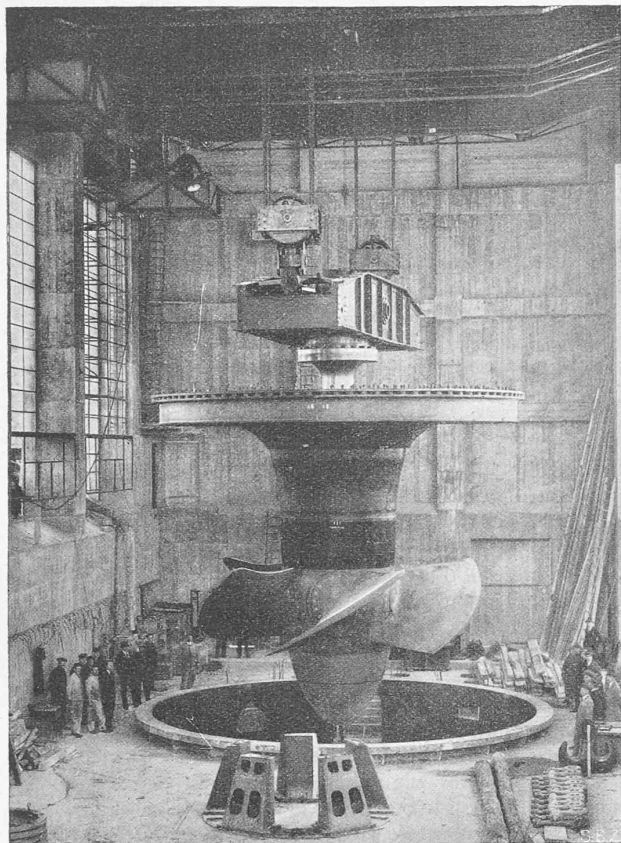


Abb. 24. Laufrad, Welle und Deckel der Turbine 1, bereit zum Einsetzen in den Turbinenschacht. (8. III. 1930.)

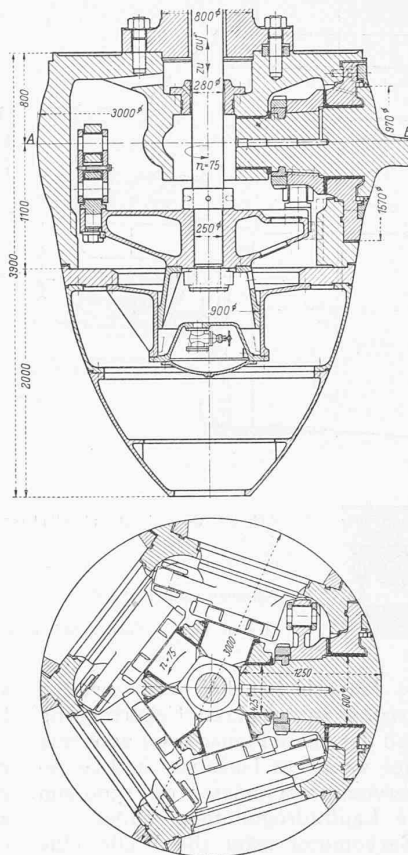


Abb. 22. Vertikal- und Horizontalschnitt durch die Laufradnabe. — 1 : 50

die bei allfälligem späterem Höherstau um $\frac{1}{2}$ m sich ergebende Vergrößerung der Leistung bei der normalen Drehzahl von 75 Uml/min und andererseits die Durchbrenndrehzahl von 175 Uml/min, die vor allem für die Bemessung der Laufradnabe (Abb. 22) bestimmend war. Jede der je 10 t wiegenden Laufradschaufeln erfährt in axialer Richtung eine zu der Gewichtswirkung hinzukommende hydraulische Belastung von 72 t und im Falle des Durchbrennens der Turbine eine radiale Belastung durch die Fliehkraft von etwa 800 t. Abgesehen hiervon wirken auf die Schaufelkurbeln bedeutende Regulierkräfte, die die Schaufelzapfen auf Verdrehung beanspruchen. Als Werkstoff für das Gehäuse der Laufradnabe wurde, um die grossen Kräfte beherrschen zu können, Stahlguss von hoher Festigkeit gewählt, während für die noch höher belasteten Laufradschaufeln ein nickelhaltiger Stahlguss von 6000 kg/cm² Festigkeit und 18 bis 16 % Dehnung verwendet werden musste. Die Schaufelblätter haben angegossene Drehzapfen von 600/425 mm Durchmesser, die in fünf radialen, mit Bronze gefütterten Bohrungen der Nabe drehbar gelagert sind (Abb. 22). Das äussere Zapfenlager wird von einem

möglichster Nachahmung der wirklichen Betriebsverhältnisse neun verschiedene Bronzelegierungen für die Büchsen und zwei Stahlgussorten für die Schaufelzapfen unter Verwendung geeigneter Schmierölsorten auf Höchstdruck, Verschleiss und Reibung eingehend untersucht, sodass für den Bau der Maschinen die Werkstoffe ausgesucht werden konnten, die volle Gewähr für einen unbedingt sichern Betrieb bieten.

Zur Schmierung der Zapfen und Gelenke ist die Laufradnabe mit 3500 kg dickflüssigem Öl gefüllt, das unter Umständen unter einen gewissen Ueberdruck (bis zu etwa 1 at) gesetzt wird. Daher musste zur Vermeidung von Ölverlusten für eine gute Abdichtung der Schaufelzapfen gesorgt werden. Den konstruktiven Uebergang vom Schaufelblatt zum Drehzapfen bildet eine runde Scheibe von 970 mm Durchmesser, gegen deren Schleifrand eine federnde Lederdichtung drückt. Nach aussen wird der Lederring durch einen mehrteiligen Verschlussring gestützt, der die Erneuerung des Lederdichtungsringes ohne Ausbau der Laufradschaufel ermöglicht.

Um verschiedene Konstruktionen von Dichtungsringen in wahrer Grösse und unter vollständiger Nachahmung der Betriebsverhältnisse prüfen zu können, baute man einen besonderen Versuchsapparat. Die endgültig gewählte Ausführung erwies sich in monatelangem Tag- und Nachtbetrieb vollständig öldicht und frei von Abnutzung; die Zahl der hierbei vom Schleifrand ausgeführten Hin- und Herbewegungen war so hoch, dass sie den Regelungsvorgängen in der Turbine wohl für viele Jahre entsprechen dürfte.

Besondere Aufmerksamkeit erforderte die sorgfältige Bearbeitung der Schaufeloberfläche. Die in der Versuchsanstalt am Modellrad erprobte beste Schaufelform wurde auf die Schaufeln genau übertragen; die Oberflächen wurden sorgfältig geschliffen. Geringste Fehler können schon von fühlbarem Einfluss auf den guten Wirkungsgrad sein.

Die durchbohrte Turbinenwelle (Abb. 23) hat 800 mm Schaftdurchmesser und 5000 mm Länge. Der untere, mit

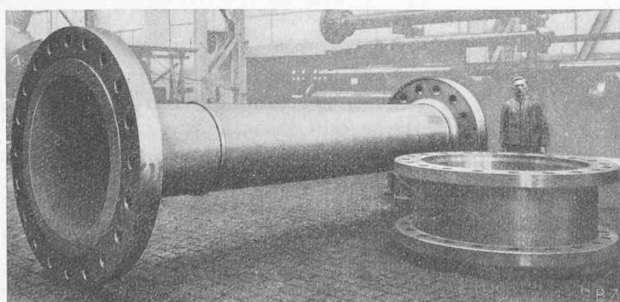


Abb. 23. Hohle Turbinenwelle; rechts Laufrad-Servomotorzylinder.

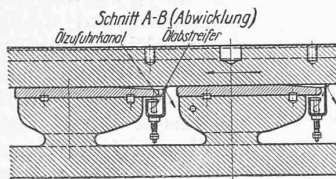
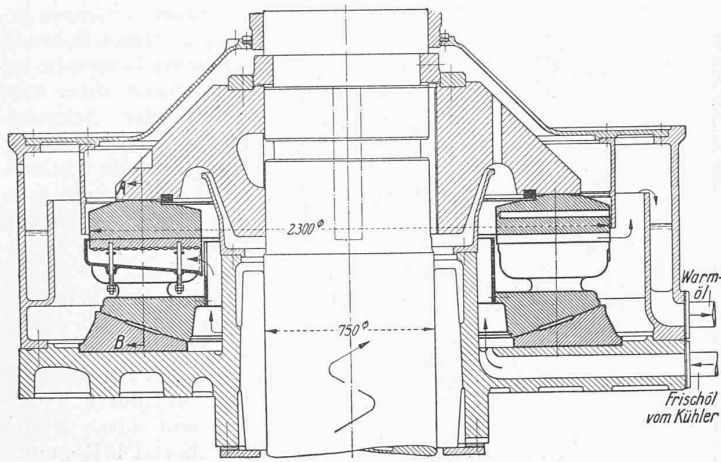


Abb. 26. Querschnitt und Zylinderschnitt durch ein Spurlager der Kaplan-Turbine mit Angabe des Oeldurchflusses.

Aufzunehmende Last 900 t.

Masstab 1:30. Nach „VDI“-Zeitschrift.

dem Laufrad verschraubte Flansch hat bei jeder zweiten Stiftschraube einen Scheerring zur sicheren Uebertragung des Drehmomentes, während der obere Flansch von 2000 mm Durchmesser den Boden des zwischen Turbinen- und Generatorwelle eingebauten Servomotorzylinders von 1500 mm Bohrung (Abb. 23) für die Laufradregulierung bildet.

Dicht unter dem Servomotor trägt die Welle eine Schale, in die Nachfüllöl für die Laufradnabe durch Bohrungen in der Welle, wenn nötig auch während des Betriebes, eingegossen werden kann, und weiter unten einen Abstützbund, der bei abgekuppeltem Generator das rund 140 t betragende Gewicht von Laufrad und Welle auf den Turbinendeckel absetzt.

Für den Zusammenbau des Laufrades mit Welle, Regulierspindel, Schaufeln, Getriebe und Oelfüllung dienten im Maschinensaal ein besonderer Montagebock als Unterlage und die früher erwähnten Laufkrane. Sodann ist um die Welle herum und auf dem Laufrad aufliegend der Turbinendeckel mit Führungslagerschacht eingesetzt worden. Da das Gesamtgewicht der zusammengebauten Teile rd. 280 t beträgt, mussten zum Anheben beide Laufkrane verwendet werden, die mit Hilfe des Waagebalkens am Wellenflansch angriffen. Die Abb. 24 zeigt, wie auf diese Weise Laufrad, Welle und Turbinendeckel in den Turbinenschacht eingesetzt werden. Sobald der Turbinendeckel seine Auflager erreicht hat, trägt er umgekehrt mittels des genannten Abstützbundes die Welle samt Laufrad, worauf dann die Leitschaufeln paarweise eingesetzt werden können.

Spurlager.

Das Spurlager bildet einen äusserst wichtigen Bestandteil der Maschinengruppe. Seine Gesamtbelastung, die sich aus dem Gewicht des Generator-Polrades, des Turbinenlaufrades samt Welle, Servomotor und Oelfüllung und dem hydraulischen Druck zusammensetzt, beträgt rd. 900 t. Um an Gesamtbauhöhe der Maschinensätze und demzufolge auch an Gebäudehöhe zu sparen, hat man die Spurlager in die obere Tragsterne der Generatoren vollständig versenkt eingebaut. Da infolge dieser Anordnung die Zugänglichkeit im Betrieb etwas erschwert ist, sind dafür verschiedene Kontrolleinrichtungen mit unbehinderter Ablesbarkeit angebracht worden.

Die Spurlager selbst (Abb. 25 und 26) sind nach einer Bauart ausgeführt, die sich seit über zehn Jahren bei den verschiedensten Grössen und Drehzahlen stets bewährt hat. Die laufende Gleitfläche des Spurlagers ist die Unterseite eines auf der Turbinenwelle aufgekeilten Tragringes,

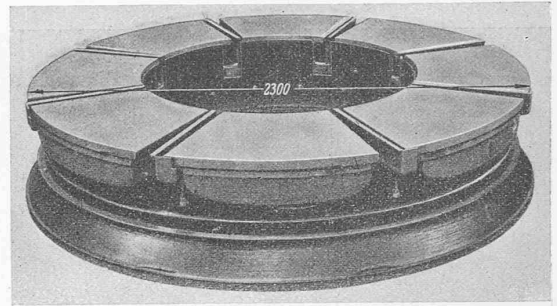


Abb. 25. Spurlager. Ruhender Teil mit Segmentflächen.

während die mit dem Lagergehäuse verbundene ruhende Gleitfläche in acht einzelne, im Kreise angeordnete Segmentflächen aufgelöst ist, auf die die gesamte senkrecht wirkende Belastung übertragen wird. Die Unterlagen der elastisch gelagerten Segmentplatten sind mit einem kugelig gelagerten Ring, mit dem sie durch Stützsäulen verbunden sind, zu einer Einheit zusammengelassen. Der Tragring zieht bei seiner Bewegung durch Adhäsionswirkung bei jeder Segmentplatte eine Oelschicht (einen zusammenhängenden Oelfilm) ein, sodass er die Segmentplatte überhaupt nicht berührt, sondern auf der Oelschicht schwimmt. Es tritt also nur Flüssigkeitsreibung auf, der Reibungskoeffizient ist daher gering.

Die Schmierung des Spurlagers ist als Umlaufschmierung ausgebildet. An den Stellen, wo der Tragring Öl einzieht, wird Kaltöl zugeführt, das sich durch die Reibung zwischen Ring und Segment erwärmt. Nach Verlassen eines jeden Segmentes wird das Warmöl durch federnd anliegende Abstreifer abgestreift (Abb. 26) und durchläuft hierauf einen Rohrkühler. Der Oelkreislauf wird für gewöhnlich durch eine von der Turbinenwelle aus angetriebene Zahnradpumpe aufrecht erhalten, die durch eine jederzeit betriebsbereite, elektrisch angetriebene Hilfspumpe ersetzt werden kann.

Zur Prüfung des fertig eingebauten Lagers wurde bei der Maschinengruppe I nach längerem Dauerbetrieb unter Vollast die Wasserkühlung versuchsweise abgestellt, wobei die stationäre Oeltemperatur an der wärmsten Stelle der Drucksegmente innerhalb 65 min von 40° auf nur 55° anstieg. Nach Wiedereinschalten der Kühlung wurde der ursprüngliche Zustand nach 80 min wieder erreicht. Bei Maschinengruppe II, die damals auf einen Wasserwiderstand arbeitete, wurde sogar einmal gleichzeitig Wasserkühlung und Oelförderung abgestellt, wobei trotz der kleinen Oelmengen im Spurlagerbehälter und dank der oben erwähnten Oelabstreifvorrichtung die höchste Oeltemperatur an gleicher Stelle nach einer Stunde Betrieb von 23° asymptotisch auf nur 55° anstieg. Hiermit dürfte die grosse Betriebssicherheit der gewählten Spurlagerkonstruktion erwiesen sein.

(Forts. folgt.)

Das Bürgerhaus in der Schweiz,

XXIII. Band, Kanton Basel-Stadt (III) und Basel-Land.

Herausgegeben vom SCHWEIZER. ING.- UND ARCH.-VEREIN
im Orell Füssli-Verlag, Zürich und Leipzig.

Der neue Bürgerhaus-Band bildet die Ergänzung und den Abschluss der beiden bereits erschienenen Basler Bände. In einem zweiten Teil sind die Bürgerbauten des Kantons Baselland dargestellt.

Der den 160 Tafeln vorangestellte Text nimmt das Thema des zweiten Basler Bandes¹⁾ wieder auf: die Basler Bauten des XVIII. Jahrhunderts, diesmal als Geschichte der Autoren, der Architekten, der Stukkateure, Bildhauer und Maler. Glück und Zufall zumeist haben die wichtigsten Namen auf unsere Tage gebracht. Als erster in der Reihe

¹⁾ Besprechung und Bildproben siehe „S. B. Z.“, Band 94 S. 286 (7. Dezember 1929). Red.