

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 68 (1950)
Heft: 7

Artikel: Das Kraftwerk Rapperswil-Auenstein
Autor: [s.n.]
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-57968>

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: 24.01.2026

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

Ueber glockenförmige Häufigkeitskurven im Dienste der Vorausberechnung und der Nachkalkulation technischer Vorgänge

Von Prof. Dr. W. KUMMER, Ingenieur, Zürich

DK 519.24

Durch den Aufsatz: «Grosszahl-Methodik als Erkenntnismittel in Technik und Wissenschaft» von Dr. Ing. K. Daeves¹⁾ ist den Lesern der «Schweizerischen Bauzeitung» kürzlich die Wichtigkeit des Gausschen Verteilungsgesetzes, d. h. des Idealtyps der *symmetrischen glockenförmigen Häufigkeitskurve*, auf dem Gebiete der Technik gezeigt worden, wobei durch die im Aufsatz erläuterte Methodik auch die empirisch als unsymmetrische Häufigkeitskurven auftretenden Verteilungen von Kollektiven technischer Vorgänge deutbar und in der Grosszahl-Forschung verwendbar werden.

Die Grosszahl-Forschung ist grundsätzlich als eine Nachkalkulation zu betrachten. Wir stellen ihr die für eine Projektierung technischer Anlagen unentbehrliche Operation der Vorausberechnung entgegen.

Für die Vorausberechnung technischer Vorgänge, die nicht der strengen, sondern der statistischen Gesetzmässigkeit unterliegen, sind nun, wie noch begründet werden soll, Idealtypen *unsymmetrischer glockenförmiger Häufigkeitskurven* naheliegend. Ein Beispiel der Vorausberechnung hat Dipl. Ing. H. Schellenberg in seinem Aufsatz «Belastungsausgleich in Verteilanlagen»²⁾ gegeben, wobei als Häufigkeitskurve der Idealtyp nach der von S. D. Poisson gegebenen Formel benutzt wurde. Die Formeln von Poisson, sowie von Gauss sind übrigens ohne weiteres aus der allgemeineren, ebenfalls eine unsymmetrische Glockenkurve lieferenden, sogenannten Binomialformel von J. Bernoulli ableitbar.

Zur Vorausberechnung technischer, auf statistischer Gesetzmässigkeit beruhender Vorgänge werden die Formeln von Bernoulli und von Poisson besonders erfolgreich seit langem von Ingenieuren des Telephondienstes verwendet; über diese Arbeiten orientiert eingehend das 1924 (im Verlag von J. Springer, Berlin) erschienene Buch: «Der Fernsprechverkehr als Massenerscheinung mit starken Schwankungen». Im Jahre 1925 zeigte dann der Schreibende, dass diese Formeln auch geeignet sind, um das Schwankungsverhältnis im Kraftbedarf von Zentralanlagen der Energieversorgung vorzubestimmen³⁾, wenn eine Erweiterung der Grundlage durch die Einführung eines der Erfahrung zu entnehmenden Zahlenwertes im relativen Zeitmass vorgenommen wird. Die so entstandene Methode, von der auch die oben erwähnte Arbeit von H. Schellenberg Gebrauch macht, fand 1930 in einer Arbeit des Schreibenden «Die Effektschwankung im elektrischen Betrieb der Schweizerischen Bundesbahnen»⁴⁾ eine, den in empirisch feststellbaren Häufigkeitskurven vorkommenden Massgrössen angepasste Formulierung, wobei für die allgemein gültige Darstellung der Effektschwankung die hier wiederholten Kurven gebildet wurden (Bilder 1 und 2). Die Methode nimmt an, dass das zentrale Werk für die Abgabe von Elektrizität, von Wasser oder von Gas, dessen Effektschwankung zu berechnen ist, Abnehmer seiner Produkte bediene, die insofern «homogen», bzw. durch geeignete Gruppierung «homogenisiert» sein sollen, als sie je ungefähr gleiche Anschlusseffekte und auch je ungefähr gleiche, auf die mögliche Verbrauchszeit bezogene Benutzungsdauern aufweisen. Dann sind die in den Bildern 1 und 2 für die Betriebszeiten eine Woche, bzw. ein Jahr, dargestellten Schwankungsverhältnisse K des Effektes, als K_h für die Woche und als K_a für das Jahr, allgemein durch den Quotienten:

$$K = \frac{\text{Werk-Maximaleffekt}}{\text{Werk-Durchschnittseffekt}}$$

definiert. Für die Abszissen y der Kurven in den Bildern 1 und 2 gilt die Definition:

$$y = \frac{\text{Werk-Durchschnittseffekt}}{\text{Abnehmer-Anschlusseffekt}}$$

die also ein relatives Mass der Anlagegrösse bilden.

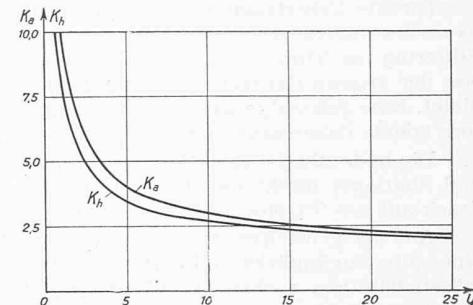
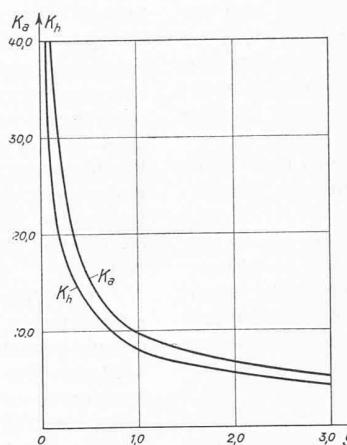


Bild 2. Vorausberechnete Schwankungsverhältnisse für grössere Relativwerte der Anlagegrösse

Bild 1 (links). Vorausberechnete Schwankungsverhältnisse für kleine Relativwerte der Anlagegrösse

Ausser der Vergleichung von Erfahrungswerten aus dem elektrischen Bahnbetrieb, wie in der oben erwähnten Arbeit von 1930, hat der Schreibende 1937 und 1938 auch Vergleiche von Erfahrungswerten aus der Warmwasser-Ver- sorgung und aus der Gasversorgung mit den nach den Kurven in den Bildern 1 und 2 bestimmten Zahlenwerten durchgeführt und stets eine befriedigende Uebereinstimmung festgestellt; ein beziiglicher, zusammenfassender Bericht wurde 1939 veröffentlicht⁵⁾. Auch die oben erwähnte Arbeit von H. Schellenberg verwendet diese Kurven des Schwankungsverhältnisses, wenn auch, gemäss den Bedingungen des Beispiels, für wesentlich kürzere Betriebszeiten, als sie den Bildern 1 und 2 zu Grunde liegen.

Nun muss hier noch begründet werden, weshalb bei der Vorausberechnung der Belastungsverhältnisse technischer Anlagen, soweit es sich um statistische Gesetzmässigkeit handelt, von vornherein unsymmetrische glockenförmige Häufigkeitskurven in Betracht zu ziehen sind. Solche Anlagen werden nämlich aus Sicherheitsgründen stets eher zu gross als zu klein projektiert. Infolgedessen liegt dann der Durchschnittseffekt einer Anlage immer näher bei ihrem Leerlauf, als bei ihrer Vollbelastung. Damit erhält dann die Häufigkeitskurve der Belastung die unsymmetrische Glockenform.

Das Kraftwerk Rupperswil-Auenstein

Fortsetzung von Seite 65

DK 621.311.21(494.22)

4. Maschinelle Anlagen

a. Turbinen

Wassermengen- und Gefällsverhältnisse beim Kraftwerk Rupperswil-Auenstein sprachen für den Einbau von Kaplan- turbinen. Der Abschluss durch das Leitrad und durch das Laufrad gestattete, auf den Einbau von Turbinenschützen zu verzichten und nur die Anordnung von Dammbalken vorzusehen. Ein Charakteristikum der Maschinenanlage liegt darin, dass das Turbinenlaufrad rund 4,3 m tief unter dem mittleren Unterwasserspiegel liegt. Hierfür waren bestimmend:

1. Die relativ hohe spezifische Drehzahl. Um trotz der Verschiedenheit der Frequenzen (16 2/3 Hz für den SBB- und 50 Hz für den NOK-Generator) beide Turbinen gleich ausführen zu können, kamen nur die Drehzahlen 83,3, 90,9 und 100 in Frage, von denen die letzte gewählt wurde, da sie bei noch gutem Wirkungsgrad die billigsten Maschinengruppen ergab.

Die zwei Kaplan-turbinen sind als Lieferung einer Arbeitsgemeinschaft der Firmen Ateliers des Charmilles S. A. Genf und Escher Wyss A.-G. Zürich je für folgende Hauptdaten gebaut worden:

Normalleistung:	23 000 PS bei 10,75 m Gefälle
Maximalleistung:	27 000 PS bei 12,09 m Gefälle
Maximale Betriebwassermenge:	193 m ³ /s
Gefälle:	9,75 bis 12,93 m
Drehzahl:	100 U/min.

⁵⁾ «Monatsbulletin des Schweiz. Vereins von Gas- und Wasserfachmännern», 19. Jg., S. 257 (Dez. 1939).

¹⁾ SBZ 1949, Nr. 17, S. 233*. ²⁾ SBZ 1947, Nr. 36, S. 495*.

³⁾ SBZ Bd. 86, S. 169 (3. Okt. 1925).

⁴⁾ SBZ Bd. 96, S. 1 (5. Juli 1930).

Die Turbinen sind im allgemeinen von der bei solchen Anlagen üblichen Bauart. Eine Abweichung besteht indessen darin, dass das Spurlager nicht im oberen Lagerstern des Generators eingebaut, sondern auf dem Turbinendeckel aufgebaut ist (Bilder 12 und 13). Als Vorteile dieser Anordnung sind folgende zu nennen:

Direkte Uebertragung des rotierenden Gewichtes vom Gehäuse des Laufradservomotors auf den Turbinendeckel und den Stützring der Turbine und durch diesen auf die Fundamente, was der grossen Generatorausmasse wegen besondere Vorteile bietet. Eine Schachtpanzerung bis zum Grundring des Generators konnte daher wegfallen.

Die hydraulische Reaktion des Laufrades wird über Welle und Spurlager direkt mit dem von unten wirkenden Wasserdruk auf den Turbinendeckel ausgeglichen.

Aus der gewählten Anordnung des Spurlagers ergibt sich eine gute Zugänglichkeit im Betrieb. Auch beim verhältnismässig häufigen Ausbau des Polrades zur Reinigung der Wicklungen und Lüftungsschlüsse kann das empfindliche Spurlager unberührt gelassen werden. Durch zweckmässige Wellenunterteilung konnte zudem an Bauhöhe des Maschinenhauses gespart werden.

Im weiteren verdient erwähnt zu werden, dass mit Ausnahme der Notpumpe zum Schliessen des Turbinenlaufrades beim Ansprechen des Sicherheitsreglers, welche über ein Stirnrad direkt von der Turbinenwelle angetrieben wird, sämtliche Hilfspumpen für Lagerschmierung und Turbinenregulierung, sowie die Entwässerungspumpen elektrisch angetrieben sind. Der mechanische Antrieb der Notpumpe war aus Sicherheitsgründen angezeigt, da keine Turbineneinlaufschützen vorhanden sind.

Die Turbine ist auf das starre Gerippe des Stützschaufelringes aufgebaut. Diese festen Leitschaufeln sind einzeln hergestellt und mit dem unteren und oberen Mauerring verschraubt. Beide Mauerringe sind einbetoniert, wodurch eine feste Verbindung zwischen Beton und Stützschaufelsystem entsteht.

Der vierteilige Laufradmantel wird, um den grossen hydraulischen Kräften zu begegnen, durch acht auf dem Umfang verteilte, radiale Stützen gegen den Betonkörper verstift. Sie dienten bei der Montage auch für die genaue Zentrierung des Mantels gegenüber dem Laufrad; die Laufradschaufeln weisen aussen nur 2,5 mm Spiel auf. Der ringförmige Kontrollgang um das Laufradgehäuse ist während des Betriebes begehbar; von ihm aus können auch die unteren Leitschaufellager kontrolliert werden. Der zweiteilige Deckel aus Grauguss schliesst den Turbinenschacht gegen die Wassersseite ab. Er ist für die Aufnahme des Spurlagerdruckes von 600 t besonders kräftig dimensioniert. Die elastische Einsenkung, die beim Aufsetzen des Polrades gemessen wurde, betrug 1,00 mm, was nach der Berechnung zu erwarten war.

Der Turbinendeckel enthält zwei Lufteinlassventile von 480 mm Lichtweite, die nur öffnen, wenn im Spalt Raum zwischen Leit- und Laufrad ein gewisser Unterdruck herrscht und zugleich der Regulierring eine rasche Schliessbewegung ausführt, wie das bei einer grossen Lastabschaltung vorkommt. Bei langsamem Regulierbewegungen öffnen sich die Ventile infolge der Kataraktwirkung nicht.

Die 24 Leitschaufeln aus Stahlguss sind 2000 mm hoch; ihre Gesamthöhe, gemessen über die angegossenen Zapfen, beträgt 3370 mm. Auf den Leitschaufelzapfen aufgekeilte, mit Bruchsicherungen versehene Regulierhebel sind in üblicher Weise

durch Lenker mit dem auf dem Turbinendeckel innerhalb des Leitschaufelkreises gelagerten Regulierring verbunden, der durch zwei tangential angreifende Servomotoren direkt betätigt wird. Diese sind in Mauernischen gegen den Regulatorenraum hin untergebracht. Auf dem Turbinendeckel ist außerdem die mit Drucköl gesteuerte Verriegelung des Regulierringes aufgebaut.

Am Turbinendeckel ist der zweiteilige Wasserführungs konus eingehängt, der in Laufradnähe das Führungs Lager von 640 mm Bohrung und die Kohlenringstopfbüchse trägt. Im Innern dieses konischen Schachtes sind am Boden des Gusskörpers Sammelbehälter für die Oelumlaufschmierung des Turbinenhalslagers, sowie für das Leckwasser der Stopfbüchse angeordnet, die durch zwei bzw. eine vertikale, schwimmer gesteuerte Elektro-IMO-Pumpen entleert werden. Außerdem ist für das Sickerwasser zusätzlich eine Reserve-Handpumpe eingebaut.

Das Turbinenlaufrad weist fünf drehbare Stahlguss schaufeln mit angegossenen Drehzapfen von je 4,4 t auf. Sein Gesamtgewicht beträgt rund 40 t, sein Aussendurchmesser 5300 mm. Die normal auf jede Schaufel wirkende hydraulische Axialkomponente beträgt zusätzlich rund 53 t. Beim Durchgehen der Turbine auf 280 U/min kann eine radiale Flieh kraft von 5×573 t auftreten, die von der Nabe aufgenommen werden muss. Die Nabe ist deshalb aus Stahlguss von hoher Festigkeit hergestellt. Die doppelt gelagerten Zapfen und Schaufeln ruhen in Lagerstellen, die mit Bronze ausgeblüst sind. Zwischen den beiden Lagerstellen befindet sich der Hebel aus Stahlguss zum Verdrehen der Schaufeln, der gleichzeitig in der Lage ist, die von der Flieh kraft stammende radiale Schaufelkraft aufzunehmen. Von diesen Hebeln wird das Schaufeldrehmoment über Laschen auf ein gemeinsames Verstellkreuz übertragen, das in Richtung der Wellenaxe verschiebbar ist und durch eine Verstellstange für 850 t Schliessdruck in der Turbinenhohlwelle mit dem nahen Laufradservomotorkolben verbunden ist.

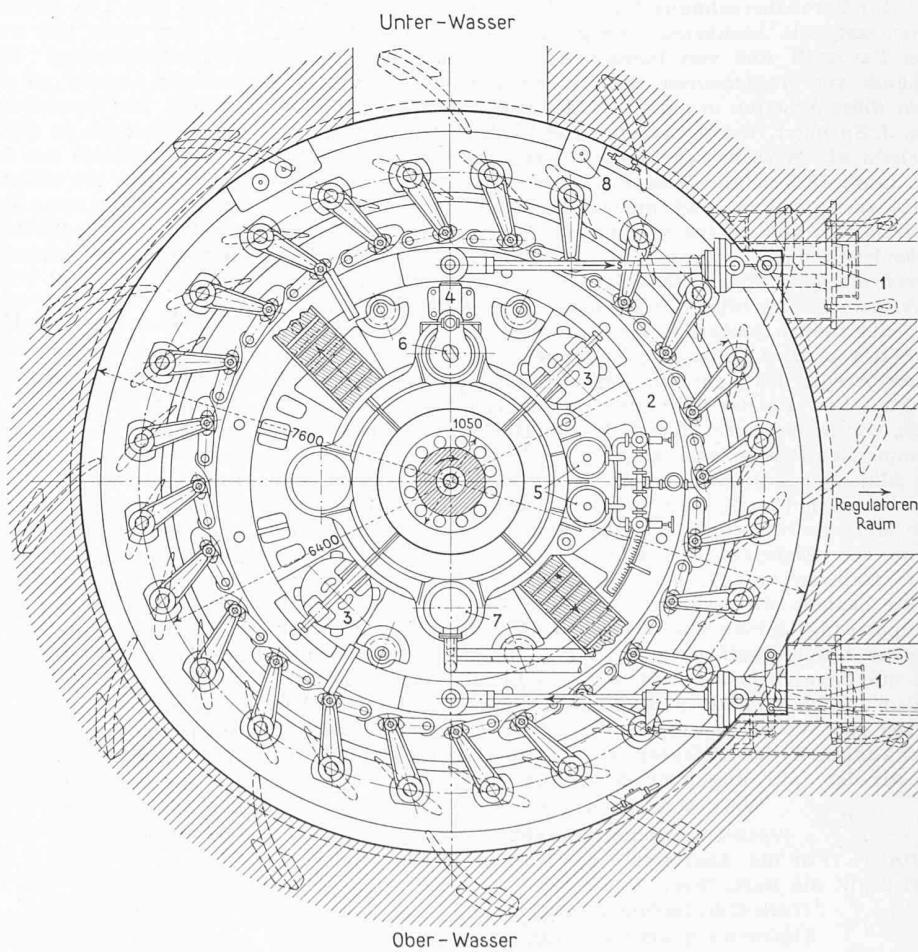


Bild 12. Anordnung der Apparate auf dem Turbinendeckel der NOK-Gruppe.
Masstab 1:75

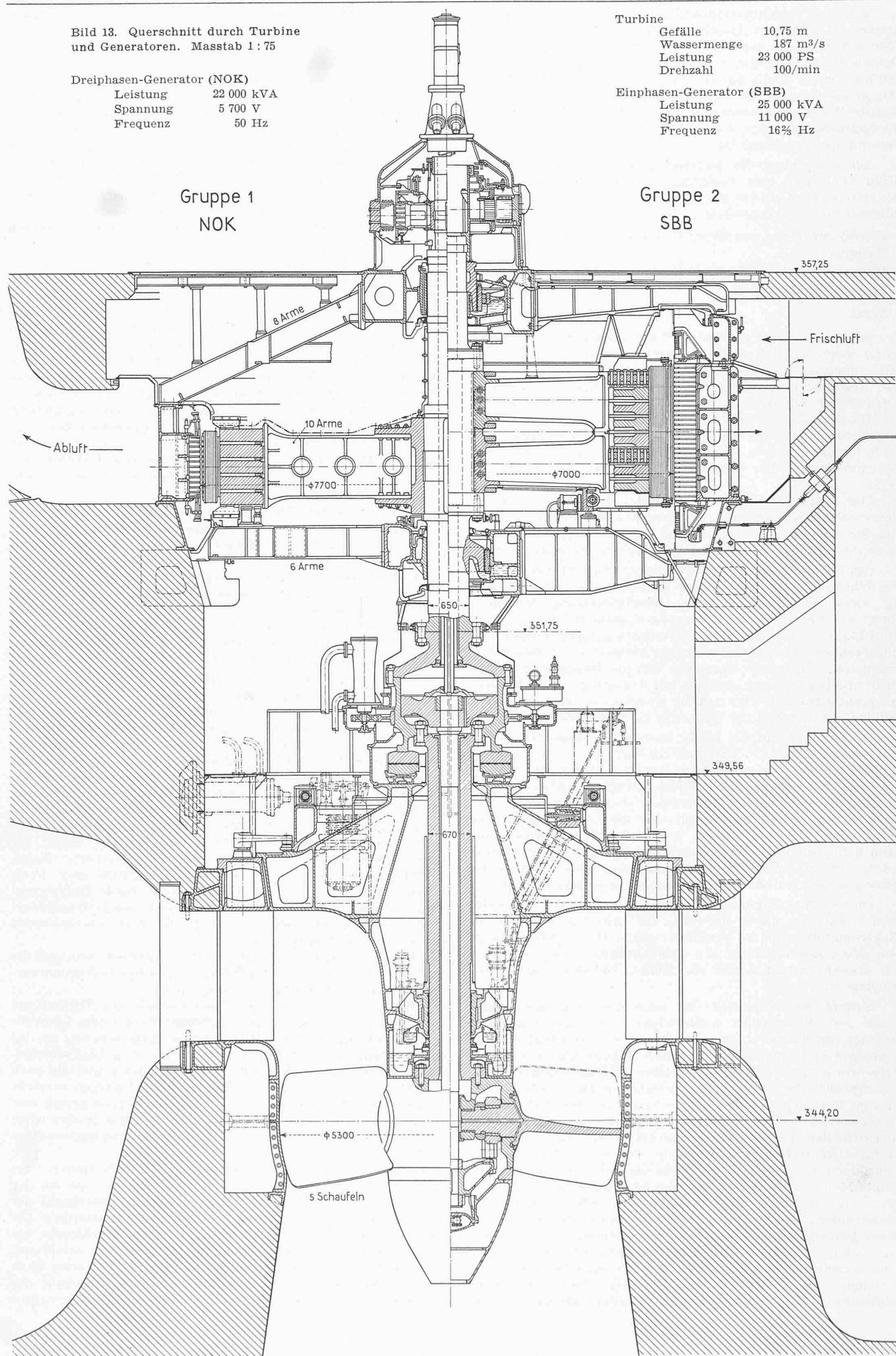
1 Leitradservomotoren	5 Spurlagerölpumpen
2 Regulierring	6 Sicherheitsregler
3 Lufteinlassventile	7 Notpumpe
4 Riegel	8 Sickerölpumpe

Bild 13. Querschnitt durch Turbine und Generatoren. Maßstab 1:75

Dreiphasen-Generator (NOK)
 Leistung 22 000 kVA
 Spannung 5 700 V
 Frequenz 50 Hz

Turbine
 Gefälle 10,75 m
 Wassermenge 187 m³/s
 Leistung 23 000 PS
 Drehzahl 100/min

Einphasen-Generator (SBB)
 Leistung 25 000 kVA
 Spannung 11 000 V
 Frequenz 16 2/3 Hz



Auf der Turbinen-Hohlwelle von 650 mm Aussendurchmesser ist oben der Laufradservomotor aus Stahlguss mit 1500 mm Bohrung angeflanscht. Durch Passbolzen, die gegen Oelüberdruck gedichtet sind, wird das Drehmoment von rd. 200 mt von der Welle auf den Servomotorzylinder übertragen. Das grosse Gehäuse des Laufradservomotors liess sich auf einfache Weise als besonders starrer einteiliger Mitnehmer für die Spurlinse ausbilden, sodass das ganze rotierende System am Servomotor eingehängt ist.

Die Anordnung des Spurlagers auf dem Turbinendeckel (Bild 13) ergibt eine vollständig symmetrische Abstützung der rotierenden Last von 600 t, die sich aus folgenden Gewichtskomponenten zusammensetzt:

Polrad mit Welle und Erregeranker	240 t bzw. 200 t
Turbinenteile	80 t
Hydraulische Axialkomponente	265 t
Sicherheitszuschlag	15 t
Total	600 t

Die zweiteilige Spurlinse von 1910 mm äusserem Durchmesser erhält durch den steifen, am Servomotorgehäuse angegossenen Mitnehmerring eine äusserst stabile Lagerung. Der aus speziellem Feinguss hergestellte Spurring rotiert auf zehn selbst-einstellbaren Kippsegmenten aus Grauguss mit Weissmetall-gleitflächen, die ihrerseits über gehärtete Stützzapfen mit kugeliger Unterfläche auf einem Weicheisenring liegen, sich bei Belastung in diesen einpressen und damit eine gleichmässige Beanspruchung aller Segmente gestatten (Bauart Escher Wyss).

Das Spurlager enthält die erforderlichen Sicherheits- und Ueberwachungs-Einrichtungen, wie Wasser-, Oelströmungs- und Standzeiger mit Signalisierung, sowie Temperatur-Fernmesseinrichtungen und Maximal-Temperatursignalapparate.

Als Fehlerschutz sind die genannten Einrichtungen infolge der Wärmeträgheit der grossen Schutzobjekte nicht vollwertig, indem die Meldung einer Uebererwärmung dem Zeitpunkt des Fehlereintrittes wesentlich nacheilt. Da im Falle eines Lagerdefektes die Temperaturanstiegeschwindigkeit ein Mehrfaches derjenigen bei normalem Anlassen einer Maschinengruppe ist, wurden die Spurlager und die Halslager von Turbinen und Generatoren erstmals auf Anregung der NOK durch Temperaturgradient-Signalgeräte ausgerüstet, die den Zweck erfüllen, die Trägheit der Oelmenge zu überbrücken.

Im Hinblick auf die einzig bestehende Wasserabschlussmöglichkeit durch die Turbinen mussten an die Regulierung ganz besondere Anforderungen gestellt werden. So wurden für Leit- und Laufrad vollständig getrennte Regulierkreise geschaffen, die wohl im Normalbetrieb miteinander im Zusammenhang stehen, im Notfall aber die Laufradregulierung selbstständig einsetzen lassen. Auch die Druckölvorsorgung kann beim Ausfallen einer Pumpengruppe gekuppelt werden, indem nur eine Pumpe in beide Windkessel fördert. Ueber den schematischen Aufbau der Regulierung orientiert Bild 14.

Die gesamte Regulierung ist in ein grosses Oelbassin eingebaut, auf dem die Steuerwerke für Leit- und Laufrad, die Elektromotoren für die vertikalachsenigen Oeldruckpumpen zu den Windkesseln, sowie die Druckbehälter montiert sind. Das Bassin enthält ferner die Kühler für das Regler- und Spurlageröl.

Sowohl die Einphasen- als auch die Dreiphasengruppe wurde mit elektrischen Steuerwerken (Primärregler) ausgerüstet, um einerseits einem mechanischen Pendelantrieb auszuweichen und anderseits mit diesen Regulierungen im Industrie- wie im Bahnbetrieb bei gleichen hydraulischen Verhältnissen praktische Erfahrungen zu sammeln. Die ein- bzw. dreiphasige Speisung des Frequenzmesssystems des elektrischen Steuerwerkes erfolgt bei beiden Reglern über Spezialspannungswandler, die an den Generatorschienen liegen. Die Regler arbeiten nach der Nullmethode, sodass bei Uebereinstimmung der Ist- mit der Sollfrequenz das vom Drehsystem ausgebüte Moment gleich Null ist. Dies ist grundsätzlich bei jeder Spannung der Fall. Bei Nullspannung würde darum der Steuerregler stillstehen; damit aber in diesem Fall die Turbine sicher geschlossen bzw. in die Leerlaufstellung zurückgeführt wird, sind die Rotoren der Steuerwerke mit einer in der Schliessrichtung wirkenden einfachen mechanischen Richtkraft (Gewicht und Feder) versehen. Durch diese zusätzliche Schliesskraft wird die vom Regler gehaltene Drehzahl etwas

spannungsabhängig, was sich jedoch nur bei grösseren Spannungsabsenkungen auswirkt. Die normalerweise vorkommenden kleinen Spannungsänderungen beeinflussen die Regulierung nicht.

Zur Stabilisierung der Regulierungsvorgänge sind die Turbinenregulatoren mit der von der Firma Escher Wyss angewandten «Rückdrängvorrichtung» mit Oeldämpfung versehen, die über eine am Steuerwerk angebrachte elektrische Feder mit diesem gekuppelt ist. Diese elektrische Feder wird direkt vom gleichen Spannungswandler gespeist, an dem auch das elektrische Steuersystem liegt; sie wird deshalb bei Spannungswegang an den Sammelschienen im gleichen Moment wirkungslos wie das elektrische Drehmoment des Steuerwerkes. Die erwähnte Schliesskraft kommt bei Nullspannung deshalb voll zur Auswirkung.

Bei besonders intensiver Reguliertätigkeit, wie sie z. B. bei Netzstörungen auftritt, kann der Druck im Reguliersystem abfallen und der Oelstand in den Windkesseln sinken. Um zu verhindern, dass sich diese Veränderungen auf den Schnellschluss auswirken, wurde eine automatische Nachlaufsteuerung entwickelt, die alsdann über Druckkontakte und Niveaumeter die Turbine langsam schliesst. Gleichzeitig wird noch das Steuerorgan zusätzlich gedämpft, womit die Ursache des abnormalen Regulierölverbrauchs beseitigt wird. Im statio-nären Betrieb gestattet die automatische Nachlaufregulierung dem elektrischen Steuersystem dauernd ein gewisses, zum vor-aus einstellbares Spiel. Für besondere Betriebsverhältnisse ist auch eine Blockierung der Automatik bzw. eine Handfernverstellung der Hubbegrenzung von der Schalttafel im Maschinen-saal aus möglich.

Jede der beiden IMO-Pumpen beansprucht eine Antriebsleistung von 45 PS, um eine Oelmenge von 500 l/min in je einem der Windkessel von 3,8 m³ Inhalt zu fördern. Druckautomaten lassen die Pumpen normalerweise leer arbeiten, womit der Energieaufwand bedeutend reduziert wird. Fällt der Windkesseldruck unter einen gewissen Minimalwert, so setzt die Oelförderung selbsttätig wieder ein. Die elektromotorischen Pumpenantriebe gestatten, die beiden Oelsysteme vor der ersten Inbetriebnahme der Turbine sowie nach Ueberholungen wieder aufzufüllen. Diese Möglichkeit ist von grossem Vorteil.

Zur Fernübertragung des variablen Oelstandes in den Leit- und Laufradwindkesseln nach der Schalttafel im Maschinen-saal sind an Stelle von Schwimmern mit Stopfbüchsen erstmals hydraulisch betätigte registrierende BBC-Niveaumeter mit elektrischen Geben verwendet worden [8]. Aus den Regi-strierdiagrammen des Oelstandes kann das Arbeiten der Druckautomaten und der Regulierung insbesondere bei Be-triebsstörungen verfolgt werden. Hilfskontakte signalisieren zunächst die extrem tiefe Lage des Oelstandes, wodurch es noch möglich wird, die Turbine von Hand zu schliessen oder die hydraulische Handregulierung einzukehren. Sinkt der Oelspiegel weiter, z. B. infolge abnormal gesteigerter Reguliertätigkeit durch Betriebsunregelmässigkeiten oder Fehl-manipulationen, so bewirkt die nachregulierende Hubbegrenzung automatisch das langsame Schliessen des Leitradsteuer-ventils der Turbine, was mit Hilfe des noch verbleibenden Oeldruckes möglich ist.

Die Oeffnungszeit ist auf rd. 10 s eingestellt, während die Schliesszeit des Reglers 4,5 s beträgt, um stabilere Regulierver-hältnisse im Normalbetrieb zu erreichen.

Bei Ueberschreitung der Nenndrehzahl der Turbine um rund 30% spricht ein von einem Zahnkranz auf dem Laufrad-Servomotor angetriebenes Fliehkraft-Sicherheitspendel an, das ein Vorsteuerventil betätigt, wodurch die vom Laufradwindkessel kommende Steuerölleitung abgeschlossen und die nach dem Regulierventil gehende entlastet wird. Dadurch verstellt sich das Laufrad-Regulierventil so, dass die Notpumpe, die vom gleichen Zahnkranz wie das Sicherheitspendel angetrieben wird, Drucköl direkt auf die Schliessseite des Laufrad-Servomotors fördert.

Die normalerweise leer mitlaufende IMO-Notpumpe erzeugt momentan einen Druck von rd. 50 kg/cm², um bei der höchsten Ueber- und sogar bei der Durchgangsrehzahl der Turbine eine genügend grosse Schliessreserve zu besitzen. Die Laufradschaufeln werden hierbei um 5° mehr geschlossen, als der betriebsmässigen Schliessstellung der Schaufeln entspricht, weshalb die Turbine beim höchsten Gefälle mit nur etwa 40% über der Normaldrehzahl weiterläuft und ein Einsetzen der Oberwasserdammbalken und ein Abbremsen des Aggregates

Legende zum Regulierschema, Bild 14

Leitradregulierung:

- 1 Leitradschaufeln
 - 2 Regulierung
 - 3 Verstellstange
 - 4 Servomotorkolben
 - 5 Oeffnungsseite
 - 6 Schliessseite
 - 7 Schliessleitung
 - 8 Oeffnungsleitung
 - 11 Regulierventilgehäuse
 - 12 Regulierventilkolben
 - 13 Vorsteuerkolben
 - 14 Ventilhebel
 - 15 Ventilbüchse
 - 17 Regulierventil-Indikatoren
 - 18 Haupthebel zur Leitradrückführung
 - 19 Federbüchse
 - 20 Rückführgestänge
 - 22 Griff für Einkupplung der Handregulierung
 - 24 Handrad für Handregulierung

Riegel:

- 28 Riegelkolben
33 Riegelventil
34 Handrad für
Riegelbetätigung

Leitrad-Steuerwerk:

- 37 Regulierölfilter
 40 Sicherheitsventil
 42 Elektrisches Steuerwerk
 43 Elektrische Feder
 48 Regulierventil
 49 Steuerwerksservomotor
 52 Anlasskolben für
 Leitradöffnung
 53 Anlassventil
 55 Verstellung der bleibenden
 56 Drehzahländerung 0 ÷ 10 %
 60 Drosselspule
 61 Drehzahlverstellung innerhalb
 der Werte 83 bis 113 U/min
 63 Hubbegrenzung
 66 verstellbare Drosselschraube
 68 Stellungsanzeige zu 49 und 60

Windkessel

- Winkelschleifer
 71 Druckölbehälter 3800 1
 72 Druckölpumpe 500 1/min
 74 Druckautomat,
 Schaltgrenzen 22 \div 25 at
 75 Sicherheitsventil
 81 Hydr. Absperrschieber
 82 Vierwegehahn zur Steuerung
 von 81
 87 Manometer mit Minimalkontakt
 auf Dämpfungsmagnet 566
 wirkend
 96 Entleerungsschieber
 98 Niveaumeter mit Minimal-
 kontakt auf Dämpfungs-
 magnet 566 wirkend
 98a Oelstandglas
 100 Oelreservoir für Leit- und
 Laufradregulierung
 Normalölfüllung 4000 1

Lauftradregulierung:

- 101 Laufradschaufeln
 - 103 Verstellstange
 - 104 Servomotorkolben
 - 105 Oeffnungsseite
 - 106 Schliesseite
 - 107 Schliessleitung
 - 108 Oeffnungsleitung
 - 110 Oelreservoir für Laufradnabe
 - 110a Oelstandglas
 - 111 Regulierventilgehäuse
 - 112 Regulierventilkolben
 - 113 Vorsteuerkolben
 - 114 Ventilhebel
 - 115 Ventilbüchse

- 117 Regulierventil-Indikatoren
- 119 Hydraulische Laufradrück-führung
- 131 Sicherheitspendel
- 133 Ventil zum Sicherheitspendel
- 141 Notpumpe 500 l/min,
max. Druck 50 at
- 144 Sicherheitsventil
- 145 Manometer der Notpumpe

Laufradsteuerwerk:

- 152 Anlasskolben für Laufdröffnung
 153 Steuerwalzenverstellhebel für Gefälle von 9,75 bis 13 m
 158 Steuerwalze
 160 Hubbegrenzung
 168 Indikator Stellung
 169 Indikator Stellung
 Laufradregulierventilkolben
 Indikator Stellung
 Leitradregulierventilkolben

Windkessel:

- 171 Druckölbehälter 3800 l
 172 Druckpumpe 500 1/min
 174 Druckautomat,
 175 Schaltgrenzen 22 ÷ 25 at
 Sicherheitsventil
 181 Hydraul. Absperrschieber
 182 Vierweghahn zur Steuerung
 von 181
 187 Manometer m. Minimalkontakt
 für Signalgabe
 196 Entleerungsschieber
 198 Niveaumeter m. Minimal-
 kontakt auf Dämpfungs-
 magnet 566 wirkend
 198a Oelstandglas

Spurlager:

- 201 Spurlager
 - 204 Spurlagerölpumpe 350 l/min
 - 206
 - 229
 - 230 Strömungsanzeiger mit
Signalkontakt
 - 232 Filter
 - 224 Sicherheitsventil

Kühlung:

- Kühlung:

 - 251 Kühlwasserzuleitung
 - 261 Spurlagerölkühler,
Kühlfläche 14 m²
 - 271 Regulierölkühler,
Kühlfläche 6 m²
 - 288 Strömungsanzeiger
mit Signalkontakt

Druckluftanlage

- Stückzettelanlagen:**

 - 301 Kompressor 63 m³/h, 30 at, zweistufig, wassergekühlt
 - 303 Kühlsystem, erste Stufe
 - 307 Kühlsystem, zweite Stufe
 - 311 Druckluftkessel 800 l, 30 at
 - 312 Sicherheitsventil
 - 313 Kontaktmanometer für Motorschaltung
 - 314 Kontaktmanometer für Signalgabe
 - 317 Absperrschieber mit Magnetsteuerung
 - 321 Dreiweghahn für
 - 322 Drucklufteinlass
 - 328 Entleerungsschieber

Sickeröl:

 - 361 Sickerölzpumpe 37 l/min
 - 362 Handpumpe
 - 371 Oelfilter

Turbinenschacht:

 - 401 Halslagerölzpumpe 30 l/min
 - 402 Sickerwasserpumpe 220 l/min
 - 411 Handpumpe

Elektrische Ausrüstung:

- 503 Geber für Fernanzeige der Leitradstellung
 - 505 Geber für Fernanzeige der Laufradstellung
 - 511 Magnet für Fernsteuerung des Riegels
 - 515 Druckschalter auf Riegelmagnet 511 wirkend bei Druckabfall unter 17 at
 - 526 Magnet zum Anlassventil 53
 - 531 Motor zur elektrischen Drehzahlverstellung 1/30 PS
 - 535 Motor zur elektrischen Hubbegrenzung 1/30 PS
 - 537 Geber für Fernanzeige der Hubbegrenzung
 - 542 Motor zur Regulierölspumpe 45 PS
 - 546
 - 550 Druckschalter, wirkt auf Magnet 552 der Notauslösung, wenn der Druck unter 17 at fällt
 - 552 Magnet am Sicherheitsregler für Notauslösung
 - 566 Magnet zur Drosselschraube 66
 - 571 Motor zur Spurlagerölspumpe 11 PS
 - 572
 - 585 Motor zum Druckluftkompressor 25 PS
 - 587 Motor zur Halslagerölspumpe 1,5 PS
 - 588
 - 591 Motor zur Sickerölspumpe 1,5 PS
 - 596 Motor zur Sickerwasserpumpe 3 PS

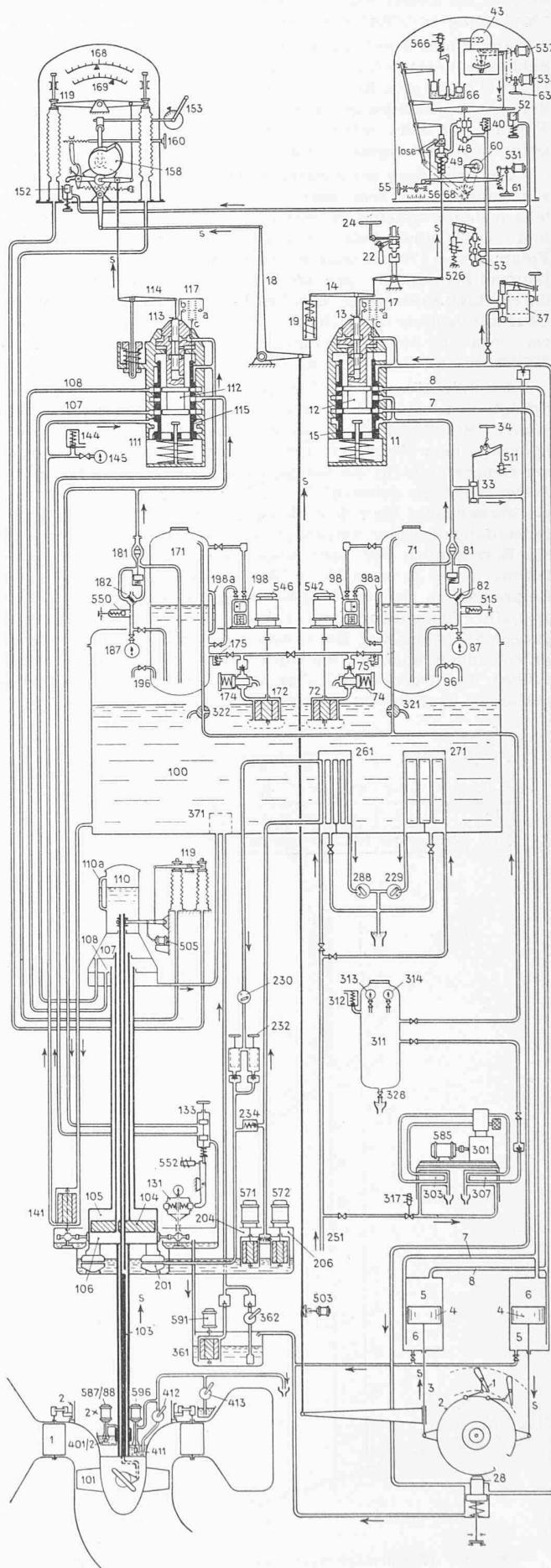


Bild 14. Regulierschema der Turbinen

möglich ist. Dieser Fall tritt jedoch nur ein, wenn die Leitradregulierung vollständig versagen sollte.

Im Hinblick auf das Bestreben des Leitapparates, in der Schlussstellung zu öffnen, wird der Regulierring durch einen mit Drucköl betätigten Riegel festgehalten, bevor die beiden Reguliersysteme drucklos gemacht werden dürfen. Ferner kann die Turbine nur dann entriegelt und geöffnet werden, wenn das gesamte Reguliersystem unter Druck gesetzt ist.

Die Steuerung der aussergewöhnlich grossen Reguliermasse erfordert ein sehr beachtenswertes Arbeitsvermögen der beiden Reguliersysteme. So entwickeln die beiden Leitrad-Servomotoren bei einem Betriebsdruck von $23,5 \text{ kg/cm}^2$ und einem Volumen von 170 dm^3 eine Regulierarbeit von 40 000 mkg. Der Laufrad-Servomotor, der beim Durchgehen der Turbine die durch stark gesteigerte Fliehkräfte erhöhten Reibungen der Laufradschaufeln mit Sicherheit bewältigen muss, ist imstande, bei etwa 460 dm^3 Hubvolumen eine Regulierarbeit von rd. 220 000 mkg zu entwickeln.

Die Rückführung der Laufradstellung zu den Regulatoren erfolgt nicht wie bisher üblich mechanisch vermittelst Ge stänge, Stahlband oder Drahtseilübertragung, sondern auf hydraulischem Wege mit Drucköl, da der versenkte Einbau der Generatoren für die mechanische Uebertragung besondere Schwierigkeiten gebracht hätte. Der Geber ist auf dem Oel-einführungskopf über dem Erreger beim mechanischen Laufradstellungsanzeiger eingebaut und vermittelt doppelwirkend die Bewegungen des Laufrad-Servomotors über zwei Rohrleitungen von je rund 30 m Länge nach dem gleichgebaute n Empfänger in der Laufradsteuerung im Reglerraum. Eine spezielle Temperaturkompensation schützt diese Uebertragungseinrichtung vor Beeinflussung durch äussere Wärme einwirkungen, ohne auf die Rückführwege einen Einfluss auszuüben. Die Druckverhältnisse in diesem sog. «Flüssigkeits gestänge» sind an Manometern jederzeit erkennbar.

Turbinenabnahmen

Wegen der allgemeinen Energieknappheit seit der Inbetriebsetzung des Kraftwerkes standen die Maschinengruppen nur selten für Versuche zur Verfügung. Es wurden daher nur die notwendigsten Messungen und Kontrollen vorgenommen, von denen hier die Wirkungsgrad- und Leistungsmessungen an den Turbinen erwähnt werden sollen.

Diese Messungen hatten den Zweck, neben der Ueberprüfung der Garantiewerte auch den günstigsten Zusammenhang zwischen Lauf- und Leitradstellung zu ermitteln. Die zugeführte Leistung wurde aus der Wassermenge und dem Nutzgefälle bestimmt; die abgegebene Leistung aus der Generatorleistung unter Berücksichtigung der garantierten Generatorwirkungsgrade.

Der Wasserstand vor dem Rechen, abgetastet mit Messplatte, und die freie Spiegelhöhe in den Dammbalken nuten wurden zu Kontrollzwecken und zur Bestimmung der Druckverluste im Rechen gemessen. Die Druckverluste nehmen angenähert quadratisch mit zunehmender Durchflusswassermenge zu und erreichen bei $200 \text{ m}^3/\text{s}$ einen Wert von 56 mm Wassersäule.

Für die Ermittlung der Energielinie vor der Turbine dienten die Wasserdrücke an der Decke der Einläufe, die durch ein Sammelrohr abgenommen und auf ein Wasserstandsglas geführt wurden, vermehrt um die jeweilige Geschwindigkeits höhe des Wassers im zugehörigen Durchflussquerschnitt.

Der Wasserstand beim Turbinenauslauf konnte wegen starker Turbulenz nicht direkt am Ende des Saugrohres gemessen werden. Gute Messresultate wurden etwa 35 m weiter unten mit Messplatten erzielt, welche in 2 m Entfernung von beiden Ufern des Unterwasserkanals die Höhe des Wasserspiegels abtasteten. Die Mittel der gefundenen Werte, wieder vermehrt um die zugehörige Geschwindigkeitshöhe, ergaben die Höhe der Energielinie nach der Turbine.

Pos.	1	2	3	4	5	6
$\Delta \alpha$	$17^{\circ}44'$	$15^{\circ}48'$	$15^{\circ}48'$	$17^{\circ}12'$	19°	$21^{\circ}12'$
Pos.	7	8	9	10	11	12
$\Delta \alpha$	$23^{\circ}36'$	$26^{\circ}48'$	$30^{\circ}24'$	$34^{\circ}48'$	$39^{\circ}36'$	45°

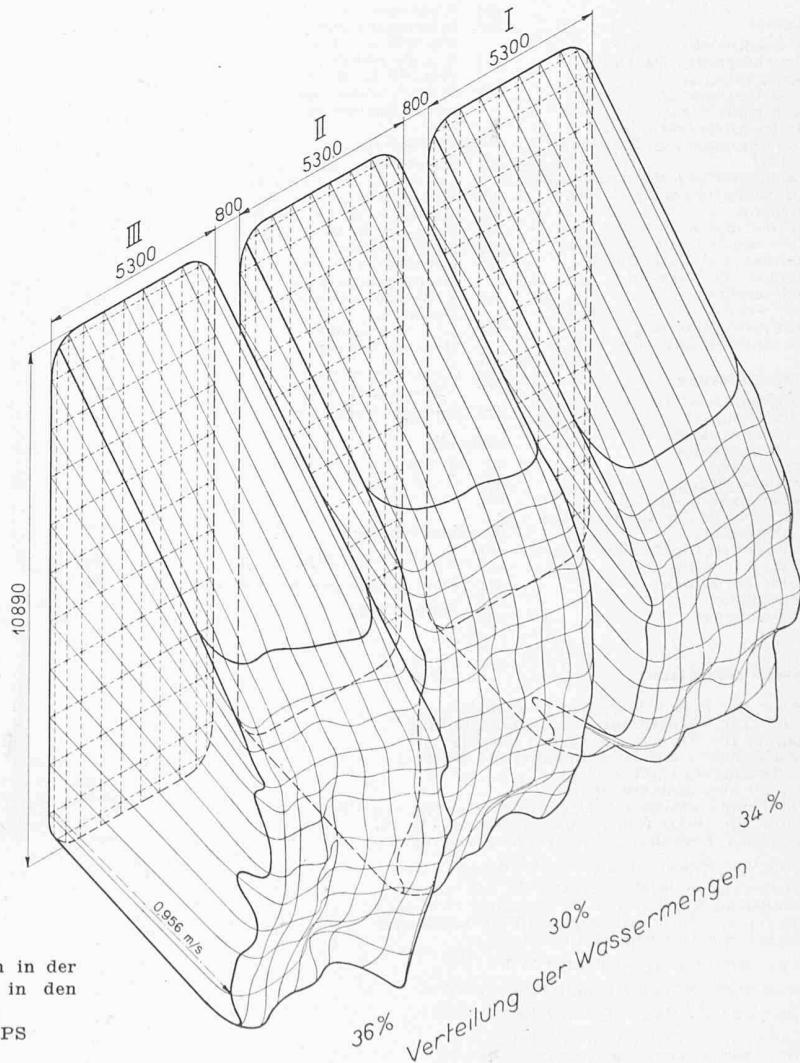
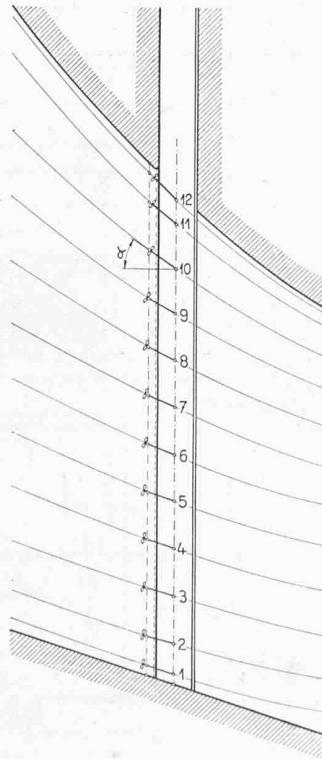


Bild 15. Wassermessungen. Flügelstellungen in der Messebene und Geschwindigkeitsverteilung in den Turbineneinläufen bei Wassermenge $178 \text{ m}^3/\text{s}$, Nettogefälle $12,09 \text{ m}$, Turbinenleistung 25 400 PS

Gemessener und garantierter Turbinenwirkungsgrad bezogen auf das Nettogefälle von 12,09 m

Belastung	0/0	40	50	60	70	80	90	100	Maximallast
Gemessener Wirkungsgrad 0/0	89,8	91,5	92,2	89,5	88,8	88,8	88,0	87,5	
Garantierter Wirkungsgrad 0/0	87,9	89,5	90,2	90,25	90,0	89,1	86,9	86,7	

Während einer Wassermengenmessung wurden rund 40 Wasserstandsmessungen durchgeführt, um gute Mittelwerte für jeden Messpunkt zu erhalten. Da das Gefälle während der Versuche zwischen 11,79 und 12,13 m schwankte, war es angebracht, die gemessenen Werte für die Wassermenge und die Leistung auf das Garantiegefälle von 12,09 m umzurechnen.

Für die Bestimmung der Wassermengen zwischen 50 und 250 m³/s kam einzig die Messung mit hydrometrischen Flügeln in Frage. Als Messort des Geschwindigkeitsfeldes wurden die Dammbalkenschlitze in den drei Turbinenteileinläufen gewählt mit einem Messquerschnitt von 3 × 57,02 m². Um die Flügelachsen in die Strömungsrichtung zu legen, mussten wegen des schiefen und sich verengenden Einlaufes die Flügel in jeder Höhenlage um einen ganz bestimmten Winkel zur Horizontalen geneigt werden. Die Neigungswinkel ergaben sich aus dem Bilde der Strömungslinien, welches rechnerisch ermittelt und anlässlich der Versuche zur Bestimmung der Neigung der Rechenzwischenträger im elektrolytischen Trog nachgeprüft wurde.

Gemessen wurde in zwölf Horizontalen mit zehn (in der obersten und untersten Lage wegen der Abrundung des Einlaufes nur acht) Ott-Flügeln von 120 mm Durchmesser, welche an einem drehbaren Träger von stromlinienförmigem Querschnitt befestigt waren. Der Träger seinerseits ruhte in einem starren Rahmen, der in den Dammbalkennuten geführt und von einer Motorwinde vertikal bewegt werden konnte. Befestigt war die Winde auf einem fahrbaren Gerüst, das über die Teil-Einläufe geschoben werden konnte. Diese Einrichtung gestattete, in 3 × 116 Messpunkten die Wassergeschwindigkeiten zu bestimmen (Bild 15).

Die Aufnahme von sechs Turbinencharakteristiken bei festen Laufradstellungen (15; 31; 48; 65,7; 81 und 97% Öffnung) ergab den Verlauf von Wassermenge, Leistung und Wirkungsgrad in Funktion der Leitradöffnung. Wegen Zeitmangel war es nicht möglich, jede dieser Charakteristiken durch eine genügende Anzahl vollständiger Wassermessungen zu erfassen. Die Firma Charmilles, welche die Wassermessungen besorgte, entwickelte deshalb ein neues, abgekürztes Verfahren, mit welchem aus der Wassergeschwindigkeit in sechs Punkten einer Horizontalen des mittleren Einlaufes die totale Durchflusswassermenge mit praktisch genügender Genauig-

keit auf Grund der Ähnlichkeit der Strömungen bei verschiedenen Wassermengen bestimmt werden konnte. Eine solche abgekürzte Messung dauerte rund 15 Minuten statt 3 Stunden für eine vollständige Messung. Die Auswertung der Messungen ergab für das Nettogefälle von 12,09 m die Wirkungsgrade gemäss nebenstehender Tabelle und Bild 16.

Die Kontrolle der Turbinenleistung beim Gefälle von 12,09 m ergab einen Wert von 20 800 kW gegenüber der garantierten Leistung von 19 695 kW, also eine Ueberschreitung des Garantiewertes um rund 6%.

(Schluss folgt)

„Darex AEA“ beim Betonieren von Staumauern

DK 6.6.974.191

Die langjährigen Erfahrungen in den USA beim Bau von mehreren grossen Staumauern (z. B. Bluestone Dam West Virginia, Allatoona Dam Georgia, Fort Gibson Dam Oklahoma, Center Hill Dam Tennessee, Fall River Dam Kansas und Union Village Dam Vermont) zeigen, was für grosse Fortschritte die neue Technik des kontrollierten Luftein schlusses¹⁾ der Betontechnologie gebracht hat. Anlässlich eines Vortrages beim städtischen Tiefbauamt in Zürich hat Dipl. Ing. Roger Frey, Zürich, die Vorteile dieser Methode durch einen Farben-Schmalfilm dokumentiert. Dieser Film, der im Rätherichsboden aufgenommen wurde, gibt einen gesamten Ueberblick der sehr modern eingerichteten Baustelle und veranschaulicht die Plastizität, sowie das leichte Einbringen und Vibrieren des Betons.

Die *Staumauer Rätherichsboden* des Kraftwerks Handeck II der KWO²⁾ wird rd. 84 m hoch, hat rd. 75 m Sohlenbreite, rd. 450 m Kronenlänge und eine Betonkubatur von 280 000 m³. Aus wirtschaftlichen Gründen kommen zwei Betonarten zur Anwendung, Vorsatzbeton und Füllbeton (Massenbeton). Der Vorsatzbeton hat eine Stärke, senkrecht zur Oberfläche gemessen, von 2 m auf der Wasserseite und 1,50 m an der Luftseite. Dieser Beton hat eine Zementdosierung von 280 kg/m³ Beton und besteht aus vier Komponenten: 0 – 3 mm, 3 – 8 mm, 8 – 25 mm, 25 – 60 mm. Der Massenbeton hat eine Zementdosierung von 180 kg/m³ Beton und die vier gleichen Komponenten wie der Vorsatzbeton, dazu aber noch Kies von 60 – 180 mm. Es ist in der Schweiz die erste Baustelle, wo mit so grossem Korn gearbeitet wird. Seine Verwendung bringt Ersparnisse mit sich, z. B. an Zement, sowie eine bessere Ausnutzung des Kieses und wirtschaftliche Vorteile für die Steinbrechanlage; er stellt jedoch zugleich ausserordentliche Probleme für die Verarbeitung, die wirtschaftlich nicht ohne die Verwendung der neuen Technik des Luftein schlusses lösbar sind. Die Bauleitung der KWO beschloss nach fast einjährigen Versuchen, den Vorsatzbeton mit «Darex AEA» zuzubereiten, weil dies die Wasserundurchlässigkeit und

Widerstandsfähigkeit des Betons gegen Frost und Tauschäden um ein Vielfaches erhöht. Für den Füllbeton dagegen wurde es der Unternehmung überlassen, diese Methode auf eigene Kosten ebenfalls anzuwenden. Die Unternehmung glaubte anfänglich, davon Abstand nehmen zu können, weil sie aus finanziellen Gründen Bedenken hatte. Trotz Verwendung grosser amerikanischer Spezial-Vibratoren erwies sich die Verarbeitung des Betons als sehr schwer; sämtliche Vibratoren³⁾ sind warm gelaufen und verursachten hohe Reparaturkosten. Die Unternehmung entschloss sich nach diesen schlechten Erfahrungen, mit Darex AEA zu betonen, wodurch die Verarbeitung, trotz erheblichen Wasserreduktionen gegenüber dem Normalbeton, leicht möglich wurde. Der W/Z-Faktor beträgt heute im Durchschnitt 0,70, was in Anbetracht der maximalen Korngrösse von 180 mm und der niedrigen Zementdosierung von 180 kg/m³ als sehr gut zu bezeichnen ist. Die Unternehmung konnte feststellen, dass die Anwendung der Methode des Luftein schlusses mit allen ihren Vorteilen den m³-Preis des Betons praktisch nicht verteuerte.

¹⁾ Siehe SBZ 1947, Nr. 33, S. 450 u. 1948, Nr. 29, S. 402.
²⁾ Siehe SBZ Bd. 128, S. 9* (6. Juli 1946).

³⁾ Orientierungshalber sei erwähnt, dass die amerikanischen Vibratoren für den Massenbeton eine Leistung von rd. 7500 Vibratoren aufweisen, im Gegensatz zu den Schweizer Notz-Vibratoren für den Vorsatzbeton mit 12 – 14 000 Vibratoren.

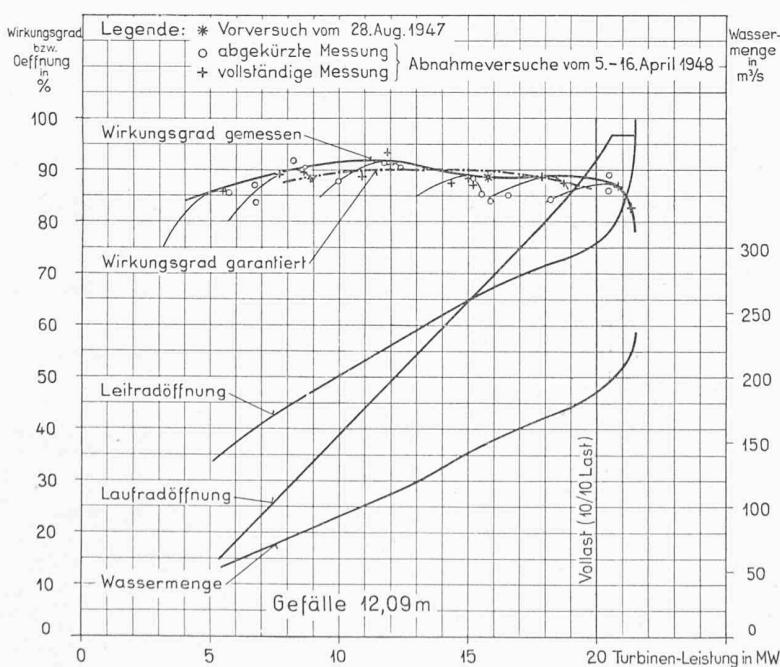


Bild 16. Turbinencharakteristiken auf Grund der Abnahmevereekte