Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 73 (1955)

Heft: 31

Artikel: Turbinen-Abnahmeversuche am Innkraftwerk Simbach-Braunau der Oesterreichisch-Bayerischen Kraftwerke AG., Simbach/Inn

Autor: Eschler, Hans

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-61964

Nutzungsbedingungen

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

Conditions d'utilisation

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

Terms of use

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

Download PDF: 14.12.2025

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

Turbinen-Abnahmeversuche am Innkraftwerk Simbach-Braunau

der Oesterreichisch-Bayerischen Kraftwerke AG., Simbach/Inn

Von Dr.-Ing. habil **Hans Eschler**, Töging am Inn, Bayern

DK 621.243.5

Nachdem im letzten Jahrgang dieser Zeitschrift eine eingehende Beschreibung des Kraftwerkes Simbach-Braunau gegeben wurde [1]), soll im folgenden noch über die in der Zwischenzeit vorgenommenen Turbinen-Abnahmeversuche berichtet werden. Die Messungen wurden an Turbine III durchgeführt, die wie die anderen drei Kaplanturbinen des Kraftwerkes für folgende Werte ausgelegt ist: $N = 24\,000$ kW, $Q = 251{,}5$ m³/s, $H = 11{,}0$ m, $n = 83{,}4$ U/min. Aufgabe der Versuche war es, die Gewährleistungen der Turbinenlieferer zu überprüfen, Unterlagen für eine genaue Wassermengenbestimmung zu schaffen, sowie die optimale Zuordnung von Lauf- und Leitradstellungen zu ermitteln. Bei den Messungen, die im Auftrag der Oesterreichisch-Bayerischen Kraftwerke AG., Simbach, von der Innwerk Aktiengesellschaft, Töging, ausgeführt wurden, war auch ein Vertreter des für den hydraulischen Teil verantwortlichen Turbinenlieferanten, der Firma J. M. Voith, Heidenheim, anwesend.

In der Regel wurden bei den Versuchen die Turbinen II und IV aus Gründen einer gleichmässigen An- und Abströmung annähernd wie die zu prüfende Turbine III beaufschlagt, während Turbine I die Verarbeitung der Restwassermenge zu besorgen hatte [2]). Die bei den Versuchen vorhandene Wasserführung des Inn von im Mittel etwa 800 m³/s und ein zeitweiliger geringer Ueberstau im Oberwasser gestatteten es, das Ziel einer möglichst gleichmässigen An- und Abströmung ohne Wasserabführung über das Wehr, also ohne Energieverluste zu erreichen. Die mittlere Nutzfallhöhe betrug während der Versuche 11,0 m.

1. Versuchsanordnung

Die Messung der *Wassermenge* erfolgte mittels hydrometrischer Flügel im Spiraleinlauf, wobei wegen der Schräglage von Decke und Sohle sog. Komponentenflügel der Firma A. Ott, Kempten, verwendet wurden, die bis etwa 45 ° Schräganströmung die Geschwindigkeitskomponente in Richtung ihrer Axe messen. Die 24 Flügel waren an zwei stabilen, aus Rohren zusammengeschweissten Messwagen befestigt, die im durchgehenden Schlitz für die oberwasserseitigen Dammbalken verfahren wurden. Der Einlauf jeder Turbine ist im Kraftwerk Simbach-Braunau durch zwei Zwischenpfeiler in drei Oeffnungen mit gleichem Querschnitt unterteilt. In der Dammbalkenebene sind die Pfeiler aber unterbrochen, so dass bei der Wassermessung nicht drei Flügelwagen verwendet

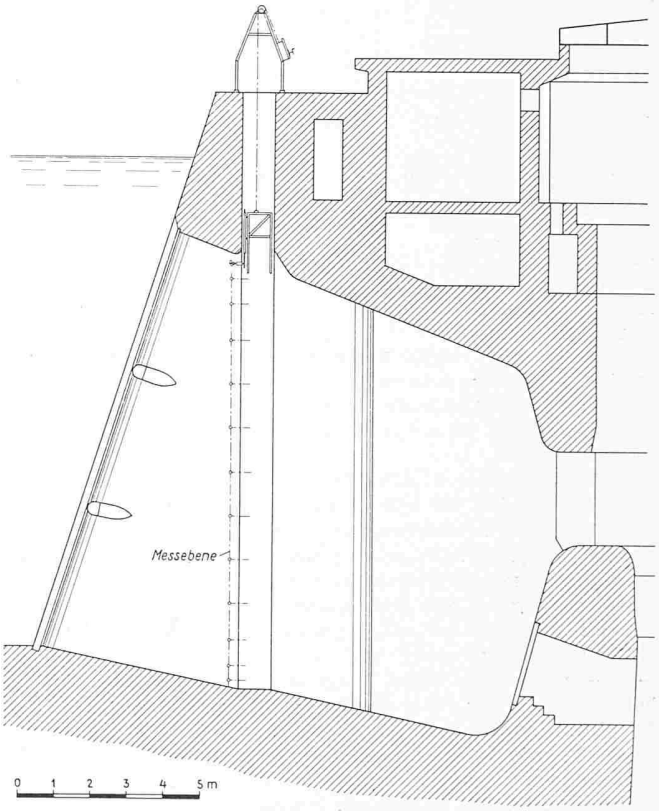

Bild 1. Turbineneinlauf mit Messebene, Masstab 1:200

[1]) Vgl. die Aufsatzreihe: Das Innkraftwerk Simbach-Braunau, SBZ 1954, Nr. 18, 21, 22, 27, 28, 29, 35, 38 und 40.

[2]) Um den Einfluss einer ungleichmässigen Zu- und Abströmung auf den Wirkungsgrad usw. zu untersuchen, wurden auch Versuche mit höherer Beaufschlagung der Turbinen II und IV durchgeführt. Ueber diese Versuche und weitere ähnliche Messungen soll in einem gesonderten Aufsatz berichtet werden.

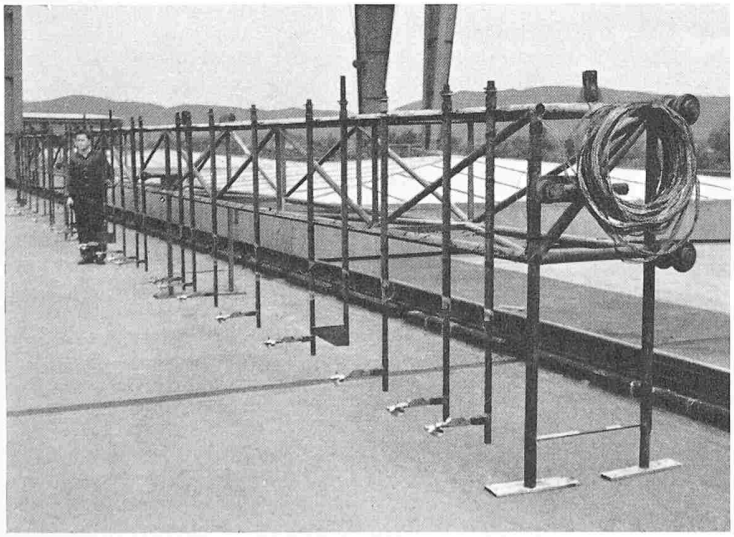

Bild 2. Messwagen auf Krafthausdecke

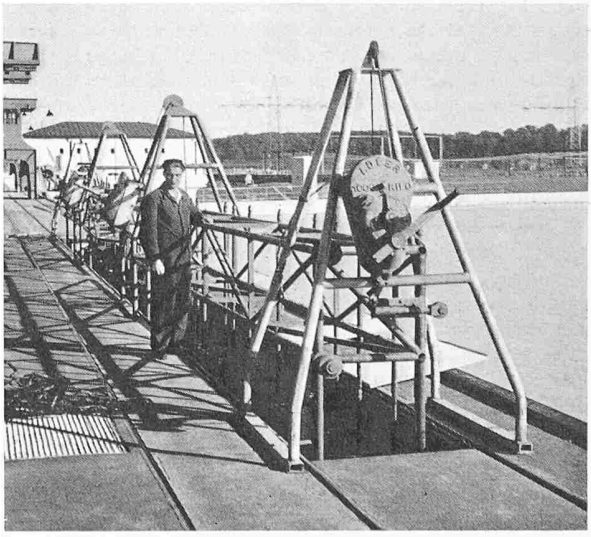

Bild 3. Messwagen über dem Dammbalkenschlitz

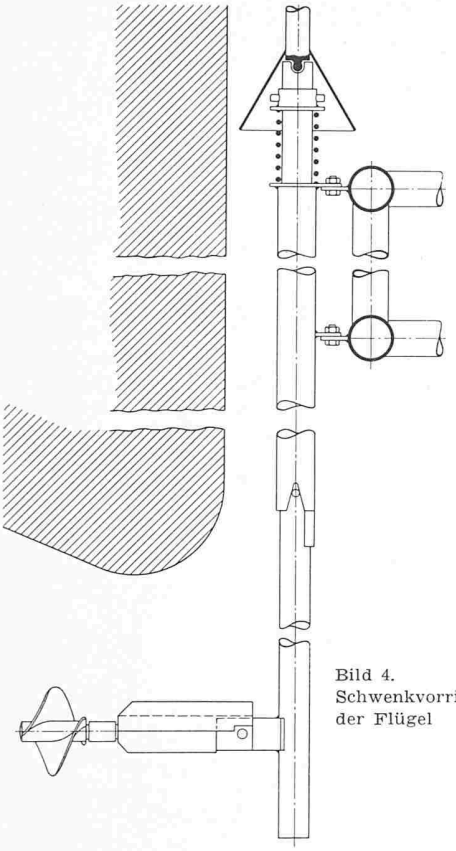

Bild 4. Schwenkvorrichtung der Flügel

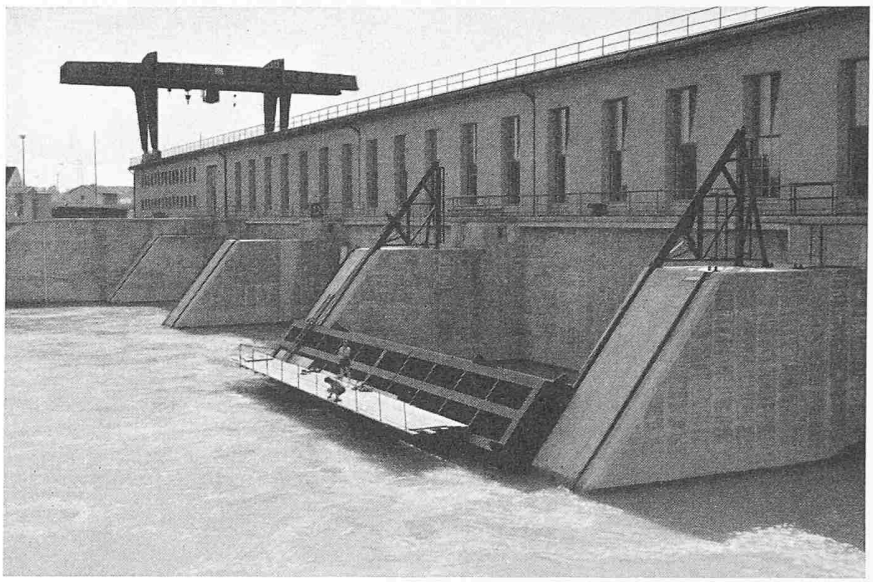

Bild 5. Messung des Unterwasserspiegels

werden mussten, sondern die Möglichkeit bestand, mit nur zwei Wagen auszukommen, von welchen jeder eine ganze und eine halbe Oeffnung bestrich. Aus Bild 1 ist die allgemeine Situation zu ersehen, die Bilder 2 und 3 zeigen die Messwagen.

Um einwandfreie, allseitig begrenzte Messquerschnitte zu erhalten, wurden die Flügel aus ihrer Einfahrstellung (vgl. Bild 3) in die Messtellung (Bild 4) unter Wasser um 180° geschwenkt. Die Schwenkung um die senkrechten Axen erfolgte, nachdem die Wagen bis unter die Höhe der Einlaufdecke abgelassen waren, mit Hilfe eines 4 m langen Steckschlüssels. Die schwenkbare Befestigungseinrichtung der Flügel ist in Bild 4 wiedergegeben.

Zum Bewegen jedes Wagens dienten zwei auf Böcken befestigte Winden (Bild 3); die Höhenlage der Wagen konnte an Messbändern abgelesen werden. In der Regel wurden die Messwagen in 13 Stellungen verfahren, so dass in jedem der drei Messquerschnitte in $8 \times 13 = 104$ Punkten gemessen wurde. Bei einigen Versuchen wurde noch eine weitere Horizontale eingelegt, um den Einfluss des oberen Rechenträgers zu untersuchen, der sich aber nur als geringfügig erwies. Die Flügelverteilung in den Messquerschnitten ist Bild 6 zu entnehmen. Diese Querschnitte wurden noch vor der Flutung der Anlage genau ausgemessen. Zur Aufzeichnung der Flügelsignale und der Signale einer Pendel-Kontaktuhr dienten drei Bandchronographen, die in einer Hütte auf der Krafthausdecke aufgestellt waren. Von hier aus erfolgte auch die Befehlsgabe.

Zur Messung der *Fallhöhe* hat man den Oberwasserspiegel an sechs Stellen im Schlitz für die Dammbalken abgestochen. Das Unterwasser wurde von einem bis knapp über den Wasserspiegel abgelassenen Schrägdammbalken mit angebauter Bühne an vier Stellen gemessen, Bild 5. Man gelangte mit dieser Messvorrichtung zwar nicht, wie es eigentlich erstrebenswert ist, bis unmittelbar über das Saugrohrende, aber doch in dessen Nähe. Die Messung des Unterwasserspiegels über dem Saugrohrende hat den Vorteil, dass dann zur Bestimmung der zugehörigen Geschwindigkeitshöhe die Fläche des Saugrohrendes als wohldefinierter Querschnitt herangezogen werden kann. Zu Kontrollzwecken erfolgte die Messung des Unterwasserspiegels auch unmittelbar am Krafthaus mit einem Messteller.

Zur Messung der *Turbinenleistung* wurde die Leistung des auf das Netz arbeitenden, mit der Turbine gekuppelten Generators bestimmt, und zwar durch Abstoppen des geeichten Präzisionsbetriebszählers, der Wandler der Klasse 0,2 besitzt. Aus Kontrollgründen wurde die Leistung ausserdem nach der Zweiwattmetermethode mit Hilfe eines Koffergerätes gemessen. Der Erregerumformer und die Eigenbedarfsmotoren wurden während der Versuche vom Netz gespeist, so dass der über dem Generator angeordnete Hilfsgenerator unbelastet und unerregt mitlaufen konnte.

In der Spirale der zu untersuchenden Turbine III befinden sich fünf Bohrungen zur *Druckmessung:* zwei Messtellen für hohen Druck, und zwar am Sporn und in der Spiralenwand, sowie drei Messtellen für niederen Druck im oberen und unteren Turbinenkegel und in einer Stützschaufel. Der durch Messung der Drücke an je einer Messtelle für hohen und niederen Druck sich ergebende Differenzdruck steht bekanntlich in einem gesetzmässigen Zusammenhang mit der Turbinenwassermenge (Winter-Kennedy-Methode). Die Standrohre zur Messung der Drücke liessen sich in der Höhenlage passend im Generatorraum aufstellen. Um die Druckschwankungen, die besonders an den Messtellen für niederen Druck auftreten, herabzusetzen, waren den Standrohren Dämpfungsglieder vorgeschaltet.

2. Auswertung

Zur Bestimmung der *Wassermenge* wurden die Chronographenstreifen unter Verwendung der Flügeleichgleichungen in der üblichen Weise ausgewertet und die so erhaltenen Geschwindigkeitswerte graphisch aufgetragen. Das aus der Vielzahl der Versuche herausgegriffene Geschwindigkeitsdiagramm, Bild 6, zeigt, dass die Geschwindigkeitsverteilung mit Ausnahme der obersten Horizontalen recht regelmässig ist. Die dort merklichen Geschwindigkeitsunterschiede sind auf die plötzliche Einschnürung der Strömung an der Oberkante der Einlaufdecke und die gleichzeitige Querschnittsverengung durch die Pfeiler zurückzuführen. Die Auftragung der Geschwindigkeitsflächeninhalte über den Querschnittshöhen ergibt Flächen, welche den Teilwassermengen bereits proportional sind. Bedingt durch die Form der Betonspirale fliesst durch das linke Einlaufdrittel die grösste Teilwassermenge. Bei dem dargestellten Versuch betragen die Wassermengenanteile in den drei Dritteln 37,6; 35,0 und 27,4 %.

Die *Nutzfallhöhe* ergibt sich aus dem Unterschied von Ober- und Unterwasserspiegel unter Berücksichtigung der zugehörigen Geschwindigkeitshöhen. Im Oberwasser wurde der Berechnung der Geschwindigkeitshöhe der Wassermessquerschnitt zugrunde gelegt, während im Unterwasser der letzte Querschnitt im Saugrohr senkrecht zur Mittelaxe verwendet wurde.

Die *Turbinenleistung* folgt aus der Klemmenleistung durch Addition der Generatorverluste. Bei den vor den Abnahmeversuchen durchgeführten Auslaufversuchen hatte sich, bezogen auf 10500 V, 1760 A und 75 ° C Ständerwicklungstemperatur, ergeben:

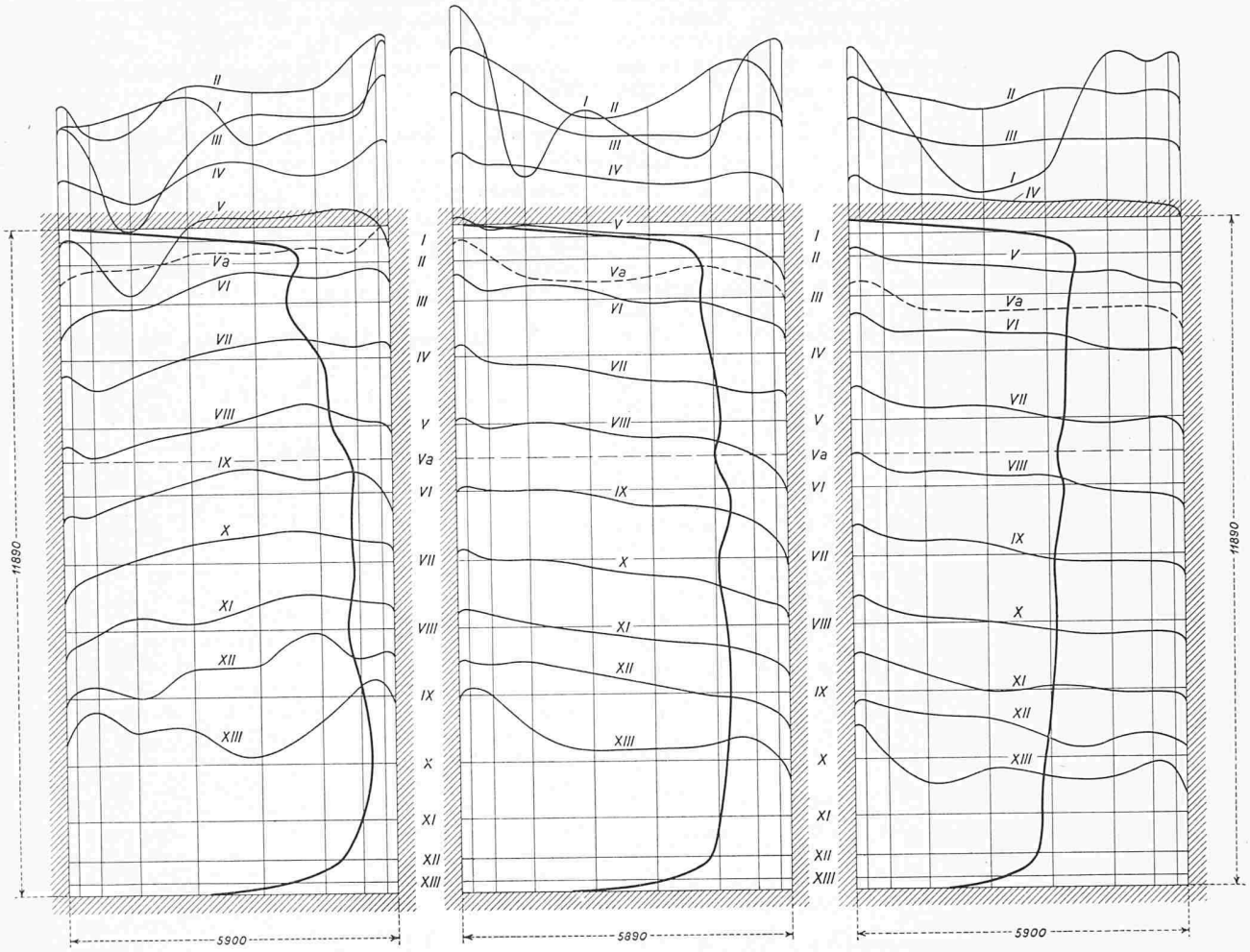

Bild 6. Geschwindigkeitsverteilung in den Messquerschnitten bei $Q_T = 192{,}4$ m³/s
Masstab für die Geschwindigkeiten (vertikal aufgetragen): 1 cm = 0,37 m/s
Masstab für die stark ausgezogenen Summenkurven (horizontal aufgetragen): 1 cm = 1,56 m²/s

Eisen- und Leerlaufzusatzverluste	192,0 kW
Kupferverluste	191,2 kW
Zusatzverluste	51,5 kW
Luftreibungsverluste	62,5 kW
Anteilige Lagerreibung	42,5 kW

Während die beiden letzten Verlustwerte angenähert konstant bleiben, ändern sich die Eisen- und Leerlaufzusatzverluste mit dem Quadrat der Spannung und die Kupfer- sowie Zusatzverluste mit dem Quadrat des Stromes, wobei die Kupferverluste auch temperaturabhängig sind. Zur genauen Ermittlung der Verluste wurden daher bei den Turbinen-Abnahmeversuchen auch Spannung und Strom sowie die Ständerwicklungstemperatur gemessen. Die Erregerleistung und die Antriebsleistung der Reglerölpumpen waren nicht zu berücksichtigen, da beide Leistungen, wie erwähnt, vom Netz aufgebracht wurden. Der Ventilationsverlust des Hilfsgenerators wurde mit 7 kW in Rechnung gesetzt.

Die Auswertung der *Druckmessungen* in der Spirale ergab die Brauchbarkeit sämtlicher sechs Differenzdrücke zwischen den zwei Messstellen für hohen Druck einerseits und den drei Messstellen für niederen Druck anderseits. Bei der Auftragung der Differenzdrücke über der Wassermenge in einem logarithmischen Massystem wurden durchwegs Gerade erhalten, wobei die einzelnen Messpunkte nur wenig streuten.

Der Exponent n im Gesetz

$$Q_T = c \cdot \Delta h^n$$

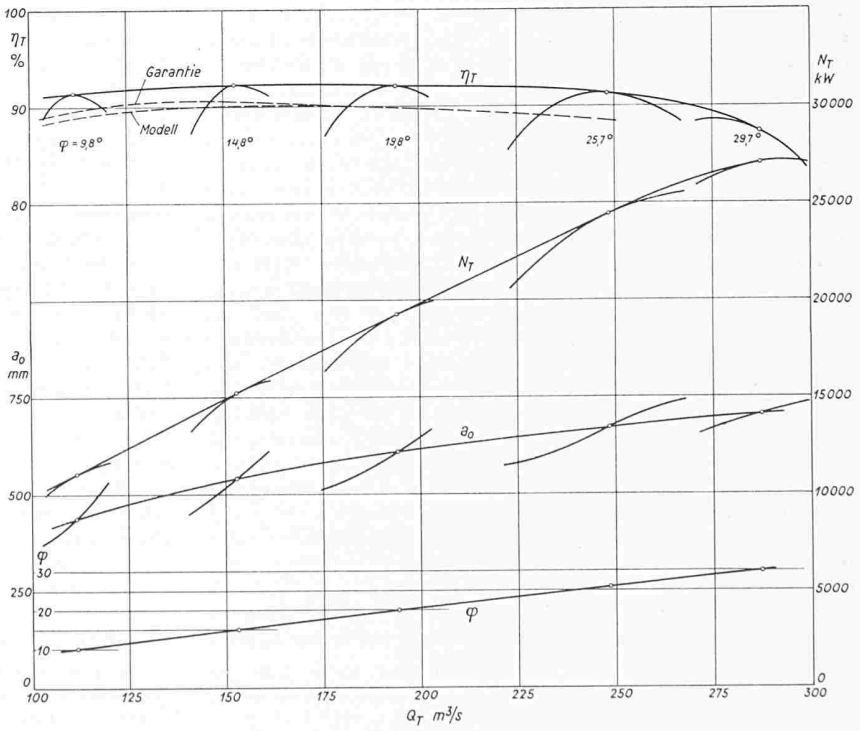

Bild 7. Versuchsergebnis für $H = 11{,}0$ m
η_T Turbinenwirkungsgrad in %
N_T Turbinenleistung in kW
a_0 Leitapparatöffnung in mm
φ Wassermenge in m³/s
Q_T Laufrad-Anstellwinkel in °

(Q_T Turbinenwassermenge, Δh Differenzdruck, c Konstante) lag zwischen $0{,}502 \leqq n \leqq 0{,}519$. Der grösste Differenzdruck ergab sich zwischen den Messstellen am Sporn und in der Stützschaufel; er betrug bei voller Oeffnung der Turbine $\Delta h = 1{,}8$ m.

Die an allen Turbinen geeichte Differenzdruck-Messeinrichtung wird in Zukunft zur Betriebskontrolle und laufenden Bestimmung der Turbinenwassermenge dienen.

3. Versuchsergebnis

In Bild 7 wurde das Ergebnis der Messungen zusammengestellt, wobei über der Wassermenge Q_T der Turbinenwirkungsgrad η_T, die Turbinenleistung N_T, die Leitapparatöffnung a_o und der Laufradwinkel φ aufgetragen wurden. Diese Darstellung hat gegenüber der sonst noch üblichen Auftragung des Wirkungsgrades über der Leistung und einer weiteren Aufzeichnung von Leistung und Wassermenge über der Leitschaufelöffnung u. E. den Vorteil besserer Anschaulichkeit und Uebersicht. Aus Bild 7, in das auch der garantierte Wirkungsgrad für $H = 11{,}0$ m eingetragen wurde, ersieht man, dass die Garantie um 1,5 bis 2,8 % überschritten wird. Der etwas stärkere Abfall der Wirkungsgradkurve im Bereich grösserer Wassermenge, der aber schon ausserhalb des Garantiebereiches liegt, ist auf Kavitationseinflüsse zurückzuführen.

Wenn auch die Garantiewerte durchwegs überschritten werden, so ist es doch von Interesse, die Grösse des Messpiels nach den neuen Deutschen Abnahmeregeln für Wasserturbinen (in Vorbereitung) zu bestimmen. Unter Messpiel f wird die wahrscheinliche Abweichung vom wirklichen Wert verstanden. Als Richtwerte werden angegeben:

Wassermenge durch Flügelmessung	$f_Q = \pm 1{,}5$ %
Fallhöhe durch Abstich	$f_H = \pm 1$ %
Leistung bei Messung der Klemmenleistung	$f_N = \pm 1$ %

Für den Turbinenwirkungsgrad ergibt sich damit ein Messpiel von

$$f_\eta = \pm \sqrt{f_Q^2 + f_H^2 + f_N^2} = \pm 2{,}1\ \%$$

Zur Bestimmung der Grenzen, innerhalb deren der Wirkungsgrad liegen darf, ist dieses Messpiel mit dem tatsächlich erzielten Wirkungsgrad zu multiplizieren. Hätte man z. B. bei 140 m³/s nur einen Wirkungsgrad von 89 % gemessen (tatsächlich wurden 92,1 % erreicht), so wäre die Garantie doch noch erfüllt, da $0{,}89\ (1 + 0{,}021) = 0{,}909$ oder 90,9 % ergibt, der Garantiewert hier aber nur 90,6 % beträgt. Im übrigen glauben wir, dass das Messpiel im vorliegenden Fall tatsächlich erheblich kleiner ist, als auf Grund der Richtwerte berechnet wurde.

In das Diagramm, Bild 7, wurde auch die Kurve der Modellwirkungsgrade eingetragen, die ab 175 m³/s in die Garantiekurve übergeht. Ein Vergleich der Modellwirkungsgrade mit den tatsächlich erzielten Werten ist im vorliegenden Fall von besonderem Interesse, da die Modellturbine, was selten zutrifft, der Grossausführung in allen wasserberührten Teilen vom Einlauf bis zum Auslauf vollkommen ähnlich war. Aus dem Vergleich der Wirkungsgradkurven, Bild 7, ersieht man, dass die beiden Kurven annähernd parallel laufen. Die Maxima liegen fast bei der gleichen Wassermenge und betragen 90,1 bzw. 92,3 %. Auf Grund dieses letzten Wertes lässt sich aus den Modellversuchen schliessen, dass der höchstmögliche Wirkungsgrad der Grossausführung, der bei der maximalen Fallhöhe von 12,2 m liegt, rd. 93 % beträgt.

Die Wirkungsgradmaxima von Modell und Grossausführung lassen sich bekanntlich durch Aufwertungsformeln, von welchen eine ganze Anzahl bekannt wurde, in Zusammenhang bringen[3]). Fast alle diese Formeln gelten für den hydraulischen Wirkungsgrad, ebenso wie der in Bild 7 eingetragene Modellwirkungsgrad der hydraulische Wirkungsgrad ist, da die Lagerreibung bei den Modellversuchen durch ein besonderes Messverfahren ausgeschaltet werden konnte.

Nachfolgend wurde der Gesamtwirkungsgrad der Grossausführung aus dem hydraulischen maximalen Modellwirkungsgrad $\eta_{hM} = 90{,}1$ % mit Hilfe der bekanntesten Aufwertungsformeln berechnet. Für den mechanischen Wirkungsgrad wurde hierbei 99,5 % angenommen. Die übrigen für die Berechnung benötigten Grössen sind $D_M = 0{,}712$ m; $D_A = 6{,}28$ m; $H_M = 3{,}5$ m; $H_A = 11{,}0$ m. Tabelle 1 zeigt die nach der Grösse des erhaltenen Turbinenwirkungsgrades geordneten Werte.

Tabelle 1. Turbinenwirkungsgrad η_T der Grossausführung in %

Formel von	η_T	Formel von	η_T
Ackeret	91,7	Gregorig	94,2
Canaan (Voith)	92,1	Staufer	94,5
Hutton	92,5	Moody	94,6
Pfleiderer	93,2	Fromm	94,6

Wie man sieht, liegen die mit der Formel von *Canaan*

$$\eta_{hA} = 1 - \tfrac{1}{2}\ (1 - \eta_{hM}) \left(1 + \sqrt[4]{\frac{D_M}{D_A}} \sqrt{\frac{H_M}{H_A}}\right)$$

bzw. der Formel von *Hutton*[4])

$$\eta_{hA} = 1 - (1 - \eta_{hM}) \left(0{,}3 + 0{,}7 \sqrt[5]{\frac{D_M}{D_A}} \sqrt{\frac{H_M}{H_A}}\right)$$

errechneten Werte dem bei den Messungen erhaltenen höchsten Wirkungsgrad von 92,3% am nächsten. Die Rechnung bestätigt ausserdem die bereits von anderer Seite ausgesprochene Vermutung, dass die bekannte Formel von Ackeret etwas zu kleine Werte liefert.

Schliesslich soll noch erwähnt werden, dass nach dem vorliegenden Versuchsergebnis eine Uebertragung des optimalen Zusammenhanges zwischen Lauf- und Leitradstellungen vom Modell auf die Grossausführung auch bei völliger Aehnlichkeit beider nicht möglich scheint. Es wurden im gemessenen Bereich Abweichungen der Leitradöffnung bis zu 7 % bei dem gleichen Laufradwinkel festgestellt, was hier wegen des flachen Verlaufes der Propellerwirkungsgradkurven allerdings nur einer Wirkungsgradminderung von 0,6 % entspräche.

Adresse des Verfassers: Dr. Ing. habil. *Hans Eschler*, Töging am Inn (Bayern).

3) Eine recht ausführliche Zusammenstellung findet sich bei Pantell, Aufwertungsformeln für Turbomaschinen, Z. VDI Bd. 95 (1953), S. 97/100.

4) Hutton, Component Losses in Kaplan Turbines and the Prediction of Efficiency from Model Tests. Proc. I. Mech. E., Bd. 168 (1954), S. 743/762.

Unterirdische Krankenhaus-Schutzbauten

DK 725.51:699.852

Die Probleme, die sich beim Bau derartiger Anlagen stellen, werden in Deutschland wieder neu studiert. So untersucht Dr.-Ing. *H. H. Kress*, Stuttgart, in «VDI-Z» 1955, Nr. 8, S. 243, verschiedene Ausführungsmöglichkeiten solcher Bauten für etwa 2500 Personen und zwar a) weitverstreute Einzelbunker von etwa 10 × 20 m Grundfläche mit unabhängiger Lüftung (Umluftbetrieb und Kühlung mittels eines Kastengerätes), die sich namentlich für vorgeschobene Kleinbetriebe eignen; b) eng zusammenhängende Einzelbunker, die insgesamt etwa 150 × 200 m Grundfläche beanspruchen und von sieben zweckmässig verteilten Zentralen aus belüftet und klimatisiert werden; c) einen mehrgeschossigen Tiefbunker von 44 × 160 m Grundfläche mit einer tief unten liegenden Lüftungsanlage und Frischluftfassung durch einen abseitsliegenden Lüftungsturm; diese Form ermöglicht einen fast normalen Betriebsablauf mit kurzen Wegen und bietet geringste Gefahr für Bunker-Psychose; d) das mehrgeschossige Schutzgewölbe von quadratischem Grundriss mit 90 m Seitenlänge, das sich für Grossanlagen in kiesigem Grund eignet und dessen Bauausführung wirtschaftliche und zeitliche Vorteile bietet, während der Betriebsablauf gleich ist wie bei c). Der Verfasser macht ausführliche Angaben über Konstruktion, Bauvorgang und Baukosten, aus denen die Ueberlegenheit der Ausführung c) hervorgeht.

Bei allen derartigen Anlagen bilden Lüftung und Klimaregelung einen besonders wichtigen Aufgabenkreis, auf den Dr. Kress in «VDI-Z» 1955, Nr. 14, S. 429, eingeht. Die Gesichtspunkte sind teilweise die selben, wie sie bei uns für unterirdische Anlagen schon vor 15 Jahren entwickelt worden sind. Unter den Richtsätzen gibt Dr. Kress die Wärmedurchgangszahl von Wänden, Decken und Fussböden an den Fels mit