Die Wirkungsgradversuche an der Rohrturbine "Rüchling"

Autor(en): **Gerber, hans**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Wasser- und Energiewirtschaft = Cours d'eau et énergie**

Band (Jahr): **57 (1965)**

Heft 4

PDF erstellt am: **24.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-921018

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.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

Bei dieser Lösung konnte das Landschaftsbild von Huborganen freigehalten werden, wobei zugleich Ausgaben für deren Investition eingespart wurden.

SCHLUSSBEMERKUNGEN

Nach erfolgter Inbetriebnahme aller drei Gruppen in den Monaten November 1962 bis März 1963 wurde, wie üblich bei Erstausführungen, den Lieferanten Gelegenheit geboten, noch einige Nacharbeiten zu machen. Seither sind die Maschinengruppen fast ununterbrochen und zur Zufriedenheit des Bestellers in Betrieb.

Anfänglich waren Bedenken vorhanden wegen der Geräuschentwicklung der Maschinensätze. Es darf aber gesagt werden, dass sich dieselbe in normalem Rahmen hält und keineswegs grösser ist als bei konventionellen Kaplanturbinen.

Es wurde auch befürchtet, dass sich im Innern der Rohrgehäuse Schwitzwasser bilden würde. Die Flanschverbindungen sind alle tropfdicht, und es konnte bis heute weder im Stillstand noch während des Betriebes Schwitzwasserbildung bemerkt werden. Die guten Betriebserfahrungen zeigen, dass die von Escher Wyss für das Kraftwerk Rüchlig vorgeschlagene Bauart von Rohrturbinen für kleine Fallhöhen zweckmässig ist.

Erstmals bei einer grösseren Rohrturbinenanlage wurden Wirkungsgradmessungen an der Grossausführung durchgeführt. Ueber die Versuchsanordnung und Resultate berichtet Professor Gerber in seinem nachfolgenden Artikel.

DIE WIRKUNGSGRADVERSUCHE AN DER ROHRTURBINE «RÜCHLIG»

Prof. Hans Gerber, ETH

DK 621.224

1. Einleitung

Wirkungsgradmessungen in Niederdruck-Kraftwerken sind zeitraubend, kostspielig und betriebsstörend. Mehr und mehr werden deshalb die Abnahmeversuche für die Grossturbinen am Modell durchgeführt. Die IEC[1] sah sich veranlasst, dieser Entwicklung Rechnung zu tragen, und gegenwärtig ist ein Regelentwurf für Abnahmeversuche an Modellen in redaktioneller Bearbeitung. Im Hinblick auf ihre vielen Wasserkraftwerke und die einschlägige Exportindustrie hat sich die Schweiz von Anfang an und eingehend mit diesen Fragen befasst.

Wesentlich sind dabei die Modellgrössen und Labor-Messeinrichtungen sowie vor allem die Uebertragung der Versuchsergebnisse vom Modell auf die Grossausführung. Hierzu werden sogenannte «Aufwertungsformeln» verwendet, die auf Grund theoretischer Ueberlegungen und aus dem Vergleich von Modell- mit Gross-Versuchen entstanden sind. Dass dabei, wie übrigens auch heute noch, bei weitem nicht alle Probleme und Einflussfaktoren bekannt sind, ging aus der Diskussionstagung vom 13. Februar 1959 deutlich hervor[2].

Während man beispielsweise heute bei den üblichen vertikalachsigen Kaplanturbinen mit Saugkrümmern über recht zuverlässige Umrechnungsunterlagen verfügt, ist das bei andern Maschinentypen weniger der Fall, und bei neuen Formen müssen diese Unterlagen eigentlich erst geschaffen werden. Zu diesen gehören heute sicher die Rohrturbinen, die früher auch als «Unterwasser-Turbinen» und «Arno Fischer-Turbinen» bekannt waren. Eine Konsequenz ihrer baulichen Vereinfachung ist die Tatsache, dass bis heute offenbar sehr wenige Anlagen auf Wirkungsgrad gemessen wurden, da vor allem für die Wassermengen-Messungen keine Möglichkeiten bestehen und auch für die Gefällsmessungen nichts vorgekehrt war. Uns ist nur die Messung an der Lechstufe X bekannt, bei welcher der Verfasser noch selbst mitgewirkt hat[3]. Auch von den neuesten Mosel-Anlagen sind uns keine Publikationen über Wirkungsgradmessungen bekannt.

Es war deshalb sehr verdienstlich von den Jura-Cement-Fabriken Wildegg, dass sie sich entschlossen, an einer der Rohrturbinen im erweiterten Kraftwerk Rüchlig an der Aare in Aarau solche Messungen durchführen zu lassen, unter Leitung des Verfassers dieses Berichtes. Dabei waren sich alle Beteiligten klar darüber, dass diese Versuchsergebnisse in der Fachwelt auf einiges Interesse stossen würden, und dass daher weder Mühe noch Kosten gescheut werden dürften, um ein Höchstmass an Zuverlässigkeit zu erreichen. Dass es vielleicht nicht in allen Einzelheiten gelang, dieses Ziel zu erreichen aus Gründen, die sich zufällig einstellen können, wird jeder einsehen, der schon mit solchen umfangreichen Versuchen in einer Niederdruckanlage zu tun hatte.

Der Berichterstatter ist auf alle Fälle der Direktion der Jura-Cement-Fabriken dankbar, dass sie ihm für die Vorbereitung und Durchführung der Versuche freie Hand liess und die Arbeit tatkräftig unterstützte. Dieser Dank betrifft aber auch die beteiligten Lieferfirmen :

Escher Wyss AG, Zürich	für die Turbine
Maag-Zahnräder AG, Zürich	für das Getriebe
Brown, Boveri & Cie., AG, Baden	für den Generator

Es soll nun schrittweise gezeigt werden, wie diese Messungen vorbereitet und durchgeführt wurden. Zunächst soll der Versuchsingenieur erfahren, was alles zu einer solchen Messung an einer leistungsmässig doch relativ kleinen Maschinengruppe gehört. Dann aber soll der Rahmen geschaffen werden zur Beantwortung der Frage nach der Zuverlässigkeit der Messergebnisse. Darauf wird im Schlussabschnitt in einer besonderen Betrachtung eingegangen.

2. Vorbereitungen

Alle Lieferanten wurden zu Beginn der Arbeiten, das heisst bereits 1960, über die vorgesehenen Messungen, deren Zweck und Umfang orientiert, ebenso die Bauunternehmung. Damit war Sorge getragen, dass kein wichtiger Termin für Vorarbeiten verpasst wurde.

Konstruktiv wurde eine wichtige Aenderung getroffen. Es war naheliegend, infolge des sehr beschränkten Platzes in diesem Unterseeboot-ähnlichen Raum, die Oelkreise aller Lagerungen usw. von Generator, Getriebe und Turbine aus einem gemeinsamen Oelbehälter zu speisen. Auf unseren Vorschlag hin wurde das aber geändert, denn sonst wären bei kalorimetrischen Messungen erhebliche Schwierigkeiten entstanden. Die Versuche haben die Zweckmässigkeit

[1] Internationale Elektrotechnische Commission

[2] Mitteilung Nr. 3 des Institutes für Hydraulische Maschinen und Anlagen der ETH, Sonneggstrasse 3, 8006 Zürich, über «Modellversuche für Hydraulische Maschinen»

[3] H. Cardinal v. Widdern, «Die Rohrturbine», Escher Wyss Mitteilungen 25/26, S. 22 1952/53

dieser Massnahme bestätigt. Unter Bezugnahme auf die zwei vorstehenden Aufsätze über den Bau der Anlage und über den mechanisch-elektrischen Teil werden die zu messende Maschinengruppe und ihre Einbau-Verhältnisse als bekannt vorausgesetzt. Das Endziel waren natürlich die Turbinen-Wirkungsgrade. Aber hierzu mussten auch die Verluste in Getriebe und Generator bekannt sein, und für den Betrieb ist schliesslich der Global-Wirkungsgrad allein massgebend, während seine Aufteilung von technischem Interesse ist, nicht zuletzt für die Beurteilung ähnlicher Projekte.

Schliesslich sei noch erwähnt, dass für die Turbinen die Schweizer Regeln für Wasserturbinen, Publ. SEV Nr. 178, 3. Auflage, 1957 verbindlich waren.

3. Generator-Verluste

Für die Drehstromgeneratoren BBC, 2050 kVA, 8600 V, 138 A, 50 Hz, 1000 U/min. waren in der üblichen Art technische Garantien abgegeben worden. Bei der Ueberprüfung dieser Werte ist stets daran zu denken, dass für die Turbinen-Versuche der Generator nur als Leistungsmesser zu betrachten ist, und dass deshalb alle seine Verluste der Turbine gutzuschreiben sind.

Dieser Hinweis ist durchaus nicht überflüssig, denn je nach den vertraglichen Messnormen können sich Unterschiede in der Interpretation ergeben. Im vorliegenden Bericht kümmern wir uns nicht um die Nachprüfung der vertraglichen Generator-Wirkungsgrade sondern nur um alle Verluste, die innerhalb der elektrischen Maschine entstehen und von der Turbine gedeckt werden müssen.

Mit diesen Messungen, die am 31. Oktober und 1. November 1962 im Prüffeld der AG Brown, Boveri & Cie. in Birrfeld durchgeführt wurden, war die Material-Prüfanstalt des Schweiz. Elektrotechnischen Vereins in Zürich betraut worden. Auf deren Prüfbericht A Nr. 40418 vom 15. Januar 1963, der in der üblichen Weise abgefasst war und Auskunft gab über die ausgeführten Einzelverlustmessungen, soll nur in einem besonderen Punkt eingegangen werden.

Den örtlichen Verhältnissen entsprechend besitzen die Generatoren verhältnismässig lange rechteckige Blechleitungen für die Abluft, und deren Druckverlust ist nicht bekannt. Bei den Prüffeldversuchen wurde auf unser Verlangen hin dieser Kanal auf 2 m Länge nachgebildet; weiter wurden die Leerlaufverluste bei verschiedenen Drosselzuständen und bei den Nenndaten gemessen. Nach Abzug der Eisenverluste von 13,3 kW und der Lagerverluste von 2,2 kW (kalorimetrisch gemessen, inkl. Strahlungszuschlag) ergab sich folgendes Bild:

Ventilations-Verluste kW	Druck am Stutzen mm WS	Drosselung am Austritt
11,0	8	voll offen
10,0	15	1/3 zugedeckt
10,8	45	2/3 zugedeckt
10,5	56	ganz geschlossen

im Mittel also 10,6 kW für den «unbekannten Betriebszustand» gegenüber den 11,0 kW für offenen Kanal, wie sie in der Generator-Verlustrechnung eingesetzt wurden. Auf die Weiterverfolgung dieser 0,4 kW wurde in Anbetracht anderer Messungenauigkeiten in der Folge verzichtet.

Wie genau im übrigen die Verlustmessung war geht schliesslich noch aus folgendem Vergleich hervor:

Leerlaufverluste	
aus der direkten Messung	26,5 kW
aus den Auslaufversuchen	26,7 kW

Massgebend ist die direkte Messung. Für den Vollastpunkt von 2050 kVA und bei cos $\psi = 1$ ergab sich vergleichsweise folgendes Bild:

Belastung 100 % = 2050 kW	Spannung 8600 V	
Rotorstrom (Erregung) 257 A	Statorstrom 138 A	
Verluste:	Reibung und Ventilation	13,2 kW
	Eisenverluste	13,3 kW
	Lastverluste	26,1 kW
	Rotorverluste (Erregung)	7,5 kW
	Verluste in Erreger usw.	1,9 kW
	Totale Verluste	62,0 kW
	Wirkungsgrad	97,06 %

Abschliessend kann festgehalten werden, dass die Generator-Wirkungsgradgarantien bei allen Betriebszuständen und Lasten eingehalten und im Mittel um 0,78 % überschritten wurden.

Für die Berechnung der vom Generator aufgenommenen Leistungen wurde von den Einzelverlustkurven ausgegangen.

4. Getriebe-Verluste

Für das Maag-Stirnräder-Uebersetzungsgetriebe waren die folgenden Daten bekannt:

Leistung	2350 PS = 1730 kW
Uebersetzung	75/1000 U/min
Wirkungsgrad bei Vollast	98,1 ± 0,2 %

Für die Lager- und Zahn-Schmierung des Getriebes ist eine Maag-Zahnradpumpe angekuppelt:

Drehzahl n	= 1000 U/min
Fördermenge Q_f	= 210 lit/min
p	= 1...3 atü

Weiter ist für die Druckölversorgung der Turbinenregulierung starr gekuppelt die Maag-Zahnradpumpe:

Drehzahl n	= 1000 U/min
Fördermenge Q_f	= 75 lit/min
Oeldruck p	= 45 atü

Alle von diesen Pumpen aufgenommenen Leistungen gehen nicht zu Lasten der Turbine.

Die Schwierigkeit bei Anlagen mit Getrieben besteht ganz allgemein in der Tatsache, dass die Getriebe-Wirkungsgrade unbekannt sind, und Garantiewerte bilden keinen vollwertigen Ersatz. Höchstens werden im Lieferwerk die Leerlauf-Verluste gemessen und darauf basierend gerechnete Werte, die man mangels direkter Unterlagen dann verwenden muss. Dem Berichterstatter ist in den vielen Jahren noch nie eine im Lieferwerk bei verschiedenen Lasten gemessene Wirkungsgradkurve irgend eines Getriebes für eine Wasserkraftanlage vorgelegt worden. Die Schwierigkeiten und Umtriebe für eine solche Messung werden anerkannt, machen jedoch die Situation nicht besser.

Um im Falle Rüchlig nicht vor der gleichen Situation zu stehen wurde folgendes vorgekehrt:

a) Das Getriebe wird in den Werkstätten der Lieferfirma im Leerlauf gemessen, wobei die Messung der Verluste direkt und indirekt erfolgte.

b) Die auf diese Art «geeichte» indirekte Messmethode wurde dann im Kraftwerk unter Last sinngemäss angewendet.

Wie die Ergebnisse später zeigen werden, hat sich dieses Vorgehen bewährt, und es soll deshalb etwas eingehender beschrieben werden.

4.1 LEERLAUFVERSUCHE IM LIEFERWERK

Während das Getriebe 1 für die üblichen Werkversuche montiert war, konnten alle Vorbereitungen für die Versuche am Getriebe 2 besprochen und getroffen werden. Das war deshalb günstig, weil aus Gründen der Wasser-Zuströmung aus dem breiten Oberwasserkanal beschlossen worden war, die Turbinen-Versuche an der mittleren Turbine 2 der drei neuen Rohrturbinen durchzuführen.

Alle Werkversuche wurden bereits mit dem gleichen Oel durchgeführt, welches im Kraftwerk verwendet werden sollte, das heisst

Mobil DTE Oil heavy K

γ = 862,25 kp/m³, bei 50 °C
c_p = 0,49645 kcal/1 k_p/1 °C, bei 50 °C

Für die direkte Messung der Antriebsleistung des Getriebes wurde von Escher Wyss ein geeignetes Torsions-Dynamometer zur Verfügung gestellt.

4.1.1 Reglerölpumpe NNP 565612.

Bei den Getriebeversuchen im Lieferwerk war diese Pumpe nicht angekuppelt, jedoch muss ihre Leistung laut SEV-Regeln der Turbine gutgeschrieben werden. Nach unbefriedigenden Vorversuchen wurde die Pumpe schliesslich mit einem Pendelmotor durchgemessen, und zwar in weitem Druckbereich und bei verschiedenen Oeltemperaturen. Die Fördermenge wurde mit einem Zähler gemessen, der seinerseits mit einem Behälter kontrolliert werden konnte. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in Bild 1 dargestellt.

4.1.2 Lager- und Zahnflanken-Schmierpumpe GP-70.

Die Verluste dieser bei den Prüffeld- und den Abnahmeversuchen direkt angetriebenen Pumpe gehen zu Lasten des Getriebes und sind deshalb der Turbine auch gutzuschreiben. Die Pumpe wurde von einem BBC-Pendelmotor angetrieben, wobei das Drehmoment direkt an einer Buschwaage abgelesen werden konnte. Der angebaute TEL-Tachometer wurde mit einem geeichten Hasler-Handzähler kontrolliert. Die Ergebnisse sind in Bild 2 zusammengestellt. Die Aufnahmeleistung ist gering und liegt bei dem vorgesehenen Betriebsdruck von ca. 1 atü bei ca. 1,7 bis 1,3 PS je nach Oeltemperatur, ist also kleiner als 1 Promille der Getriebeleistung. Die Konstruktions-Fördermenge ist praktisch genau eingehalten.

4.1.3 Getriebe G2-687/57 spez.

Ueber zwei Reduktionsgetriebe und das Torsionsdynamometer wurde das Getriebe von einem Gleichstrommotor n = 618,9 U/min mit n = 75 U/min angetrieben. Die Fördermenge der zwar durchgemessenen Schmierölpumpe (siehe 4.1.2) wurde wieder mit einer Flügelradmessuhr kontrolliert, von welcher Eichkurven mit dem benutzten Oel vorlagen. Die Zu- und Ablauftemperaturen von Kühlöl und Kühlwasser wurden mit Quecksilber-Thermometern gemessen, die regelmässig vertauscht wurden. Weiter wurde der Förderdruck der Kühlölpumpe gemessen, während der Zulaufdruck ähnlich war wie bei den Separatversuchen unter 4.1.2. Das heisse Gehäuse des Getriebes strahlt Wärme in den Raum aus. Die Raumtemperaturen wurden in einem Abstand von 1 m an drei verschiedenen Stellen gemessen, dort wo dies nach den Plänen auch im Kraftwerk möglich sein dürfte. An charakteristischen Stellen der Gehäuse-Oberfläche waren

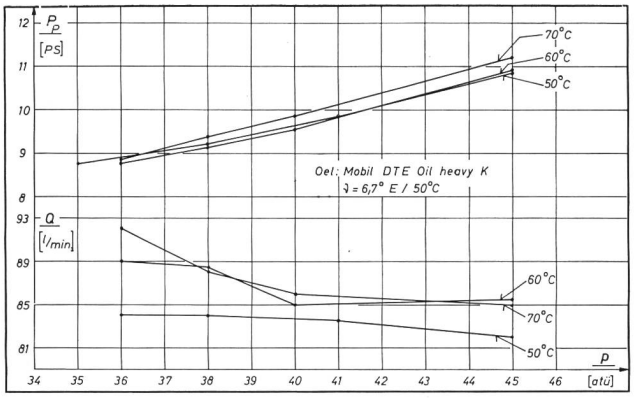


Fig. 1 Reglerölpumpe NNP 56 56 12; gemessene Charakteristiken.

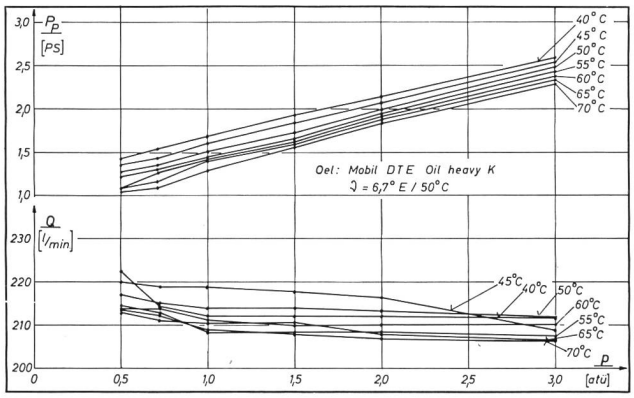


Fig. 2 Lager- und Zahnflanken-Schmierölpumpe GP-70; gemessene Charakteristiken.

neun Thermometer angebracht. Aehnlich wie im Generatorenbau wurde der Strahlungsverlust P_s berechnet zu

$$P_s = S \cdot \Delta t \cdot A \text{ [W]}$$

S ist ein Erfahrungswert und beträgt für gestrichene Blechverschalungen etwa

$$S = 10 \text{ Watt/1 m}^2 \text{ Oberfläche / 1 °C } \Delta t$$

Die vom Kühlöl abgeführte Wärme ist nach dem Ansatz zu berechnen:

$$P_w = \gamma_{oel} \cdot Q_{oel} \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot \frac{427}{60 \cdot 75} \text{ [PS]}$$

Die Antriebsleistung der Kühlölpumpe ist Bild 2 zu entnehmen.

Es wurden jeweils Dauerversuche über mindestens 3 h durchgeführt bei vier verschiedenen Oel-Eintrittstemperaturen. Die Beharrung benötigte einige Zeit und war befriedigend, obschon jedes Oeffnen der Werkstattüren sich sofort bemerkbar machte. Alle Werte wurden schliesslich für einen bestimmten mittleren Betriebszustand gemittelt.

Mit diesen Versuchsergebnissen konnte schliesslich eine Leistungsbilanz aufgestellt werden, die sofort recht vernünftig ausfiel. Nachdem der Strahlungswert zu 12,1 Watt (statt 10 Watt) eingesetzt worden war, ergab sich folgende Bilanz:

Wärme-Abfuhr P_w PS	Raum-Strahlung P_s PS	Kühlöl-pumpe P_p PS	ΣP_v Verluste weg PS	Tors. Dyn. $P_{T \cdot D}$ zu PS	Δ P PS	$\frac{\Sigma P_v}{P_{T \cdot D}}$
0,34	6,74	1,52	8,60	8,04	+0,56	1,070
3,09	5,45	1,79	10,33	10,89	−0,56	0,949
6,74	4,36	2,10	13,20	13,31	−0,11	0,992
11,23	2,84	2,75	16,82	16,34	+0,48	1,030
−1,13	7,41	1,49	7,77	8,08	−0,31	0,962
			arithmetisches Mittel		+0,01	1,0003

Damit war nachgewiesen, dass mit der kalorimetrischen Methode es möglich sein sollte, bei den Turbinenversuchen im Kraftwerk Rüchlig die Getriebeverluste auch unter Last mit befriedigender Genauigkeit zu messen.

4.2 GETRIEBEMESSUNGEN IM KRAFTWERK

Soweit als möglich wurden alle Thermometer, im Raum und am Gehäuse des Getriebes, gleich angeordnet wie bei den Werkversuchen. Bild 3 zeigt das Innere des vom Wasser umströmten Raumes mit dem Getriebe Richtung Turbine. In gleicher Weise wurden die Drücke und Temperaturen des Kühlöls und des Oels der Regulatorpumpe gemessen.

Die Aufnahme-Leistungen der zwei Pumpen wurden sinngemäss den Diagrammen von Bild 1 und 2 entnommen. Die Strahlungsleistung und die durch das Kühlöl abgeführte Wärmeleistung wurden genau gleich berechnet wie in Kapitel 4.1.3. Damit konnte wie früher die Summe der Verlustleistungen gebildet werden:

$$P_V = P_S + P_P + P_R + P_w$$

Zählt man diese Verlustleistungen zur Aufnahmeleistung des Generators = Abgabeleistung des Getriebes, so erhält man die Aufnahmeleistung des Getriebes = Abgabeleistung P_f der Turbine. Die Regulatorpumpen-Antriebsleistung P_r berührt das Getriebe nicht. Mit der Restsumme

$$\Sigma P_V = P_S + P_P + P_W$$

konnte nun ein Getriebewirkungsgrad η_g berechnet werden, unter Benützung der Kupplungsleistung P_k des Generators:

$$\eta_G = \frac{P_K}{P_K + \Sigma P_V} \cdot 100 \quad \text{in } \%$$

In Bild 4 sind die so berechneten, das heisst gemessenen Getriebewirkungsgrade über der Abgabe-Leistung P_k des Getriebes aufgetragen. Es ergibt sich eine für kalorimetrische Messungen dieser Art erfreulich stetige Kurve mit Anstieg bis zur Vollast.

Eine Ausnahme machen nur die Versuchspunkte 28 bis 32, bei welchen das Kühlwasser für das Oelbassin eingeschaltet werden musste, während bei allen andern Messpunkten ohne Wasserkühlung gearbeitet wurde. Die mittlere Differenz von ca. 0,85 % stimmt in der Grössenordnung gut mit der im Kühlwasser im Mittel abgeführten Wärmeleistung von 18,8 kW. Auf die mittlere Leistung von 1640 kW bezogen würde das einen Wirkungsgrad-Verlust von ca. 1,15 % bedeuten. In Bild 4 ist schliesslich noch der für Vollast garantierte Wirkungsgrad von 98,1 ± 0,2 % eingetragen. Es zeigt sich, dass ohne Kühlwasser, das heisst mit relativ warmem Getriebe dieser Garantiewert bis ca. 950 kW hinunter eingehalten wird, also bis ca. 54 % der Nennleistung. Im Betrieb sollte folglich das Kühlwasser nicht unnötig früh eingeschaltet werden. Abschliessend soll für diesen Teil der maschinellen Anlage doch noch der erfreulich geräuscharme Lauf des Getriebes besonders erwähnt werden.

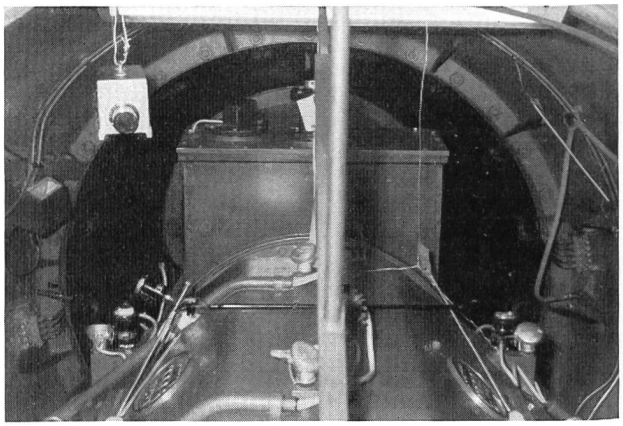


Fig. 3 Ansicht des Getriebes, Richtung Turbine; links oben ein Registrier-Thermometer.

5. Messungen an der Turbine

Für die Bestimmung des Turbinen-Wirkungsgrades müssen die folgenden drei Grössen gemessen werden:

- Turbinenleistung P_T
- Nutzgefälle H
- Sekundliche Wassermenge Q

Als Bezugsgrössen sind zu notieren:
- Leitapparat-Oeffnungen β_o
- Laufrad-Stellungen β_2
- Drehzahl der Gruppe n U/min

In Rüchlig war auch eine Druckdifferenz-Einrichtung zu eichen, die nach der Winter-Kennedy-Methode eine fortlaufende Registrierung der durchfliessenden sekundlichen Turbinenwassermengen ermöglichen sollte.

Alle diese Grössen wurden im einzelnen wie folgt gemessen.

5.1 LEITAPPARAT-ÖFFNUNG

Die massgebliche Leitapparat-Oeffnung β_0 (in %) wurde an der vorhandenen Reglerskala abgelesen. Zur Kontrolle wurde auch die Skala am Regulierring abgelesen, wobei sich ein stetiger Zusammenhang zu β_0 ergab.

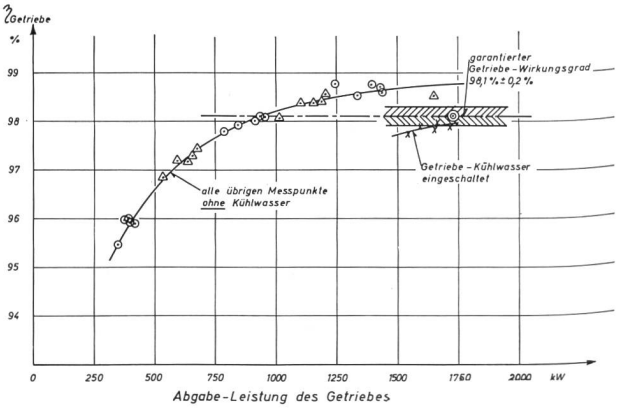


Fig. 4 Getriebe-Wirkungsgrade in Funktion der Abgabe-Leistung.

5.2 LAUFRAD-STELLUNG

Die relative Stellung der Laufradschaufeln β_2 (in %) konnte ebenfalls an einer besonderen Reglerskala abgelesen werden. Der Zusammenhang zur wirklichen Schaufelstellung (in °) wurde für unsere Zwecke nicht benötigt.

5.3 DREHZAHL

Wenn auch in solchen Anlagen die Drehzahl vom Netz bestimmt wird, dessen Frequenz wenig vom Sollwert abweichen sollte, wurde der Vollständigkeit halber die Drehzahl mit Hilfe eines Dekadenzählers mit optischem Fühler gemessen, entsprechend Bild 5. Bei sechs Kontakten auf der Generatorwelle und einer Messzeit von 10" konnte direkt die Umdrehungszahl in U/min abgelesen werden.

Bei einem Sollwert von 1000 schwankten die Mittelwerte über einen Versuch zwischen 1001,7 und 999,0; das entspricht Abweichungen von + 1,7 Promille und – 1,0 Promille. Die Bedingungen von Ziffer 59 der SEV-Regeln sind deshalb gut eingehalten, da nach diesen Regeln ± 10 Promille zulässig sind.

Im Mittel aller 32 Versuche betrug die Drehzahl 1000,16 U/min, also fast genau den Sollwert.

5.4 KLEMMENLEISTUNGEN

Die Messung erfolgte nach der 2-Wattmeter-Methode mit einem vollständigen Satz von Präzisions-Strom- und Spannungswandlern. Aus Platzgründen mussten sie im Raum oberhalb der Versuchsgruppe aufgestellt werden, wobei sie mit flexiblen Kabeln mit den Generatorklemmen verbunden waren. Bild 6 zeigt die Wandler und die Norma-Zeigerinstrumente. Die Messwandler wurden unmittelbar vor, die Zeigerinstrumente sofort nach den Versuchen vom Schweiz. Elektrotechnischen Verein geeicht und zwar bei Verwendung der gleichen Sekundärkabel und bei gleicher Schaltung mit der richtigen Bürde. Die Auswertung geschah in der üblichen Weise durch Berücksichtigung aller Korrekturen. Für die Berechnung der Generator-Verluste und damit der Generator-Aufnahmeleistungen wurden die Einzelverlustkurven nach dem Bericht SEV verwendet (siehe Kapitel 3).

5.5 TURBINEN-NUTZGEFÄLLE

Es ist heute unbestritten, dass neben der Wassermengen-Messung die Bestimmung des wirklichen Nutzgefälles umso schwieriger wird je kleiner das Absolutgefälle und je höher die spezifische Schnelläufigkeit der Turbine sind. In der Anlage Rüchlig hatte man es bei H = 3,3 m und n_s = 722 zweifellos mit einem Extremfall zu tun, insbesondere bezüglich Gefälle, wo 33 mm = 1 % Wirkungsgrad entsprechen. Demgemäss wurde das Gefälle auf drei Arten gemessen.

5.5.1 Anlage-Gefälle

Zur Erfassung des Bruttogefälles der Anlage wurden die Rittmeyer-Fernmeldepegel abgelesen, von welchen der eine oberwasserseitig, in der Nähe des Steges über den Oberwasserkanal, linksufrig placiert ist, der andere auf dem linken Ufer des Unterwasserkanals. Hier ist natürlich ein gewisses Rinngefälle bis zum Turbinen-Einlauf und vom Saugrohr-Austritt weg eingeschlossen; im Oberwasser ebenfalls der Druckverlust in der hölzernen, rechteckigen Wassermessdüse.

5.5.2 Direkter Abstich

In Uebereinstimmung zu früheren Messmethoden wurde der freie Spiegel, kurz oberhalb des Einlaufrechens, links und rechts je ca. 1 m von den Seitenmauern entfernt, direkt abgestochen, entsprechend Bild 7. In gleicher Weise wurde der Unterwasserspiegel an zwei Stellen unmittelbar über dem Saugrohr-Austritt abgestochen.

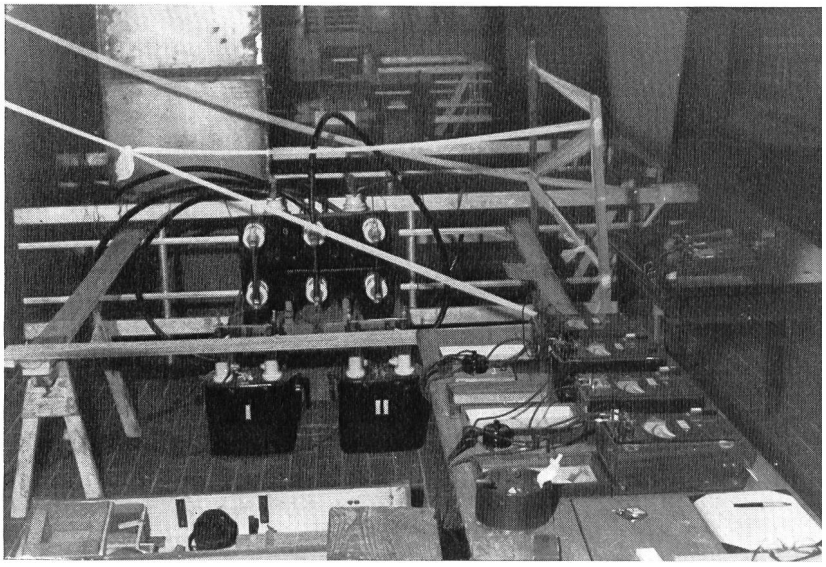
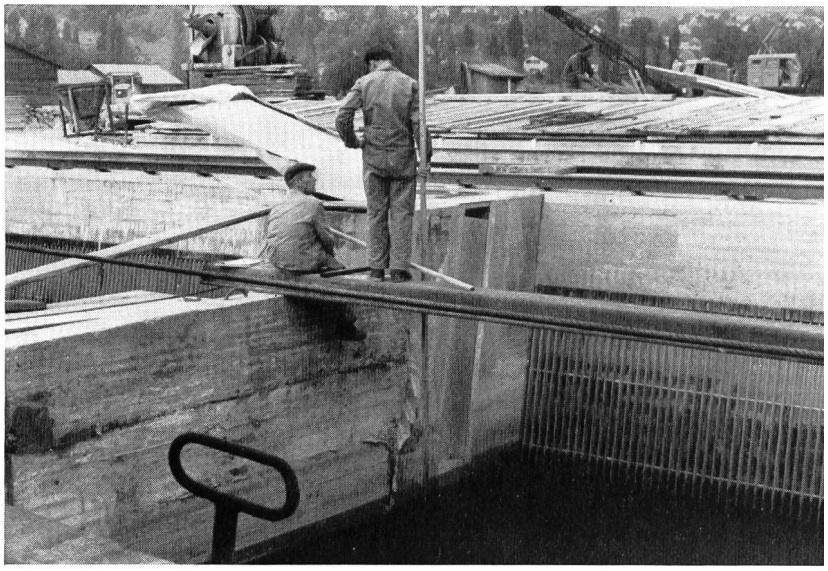


Fig. 6 Wandler und Zeigerinstrumente für die Messung der Klemmenleistungen.

Fig. 7 Abstich linksufrig des Oberwasserspiegels vor dem Einlaufrechen, nach der Q-Messdüse.



5.5.3 Piezometer-Messungen

Massgebend für die Bestimmung des Nutzgefälles der Turbine waren jedoch die Druckmessungen mit Piezometern. Unmittelbar hinter dem Rechen und kurz vor dem Ende des Saugrohres waren je sechs Druckmessanschlüsse, über den rechteckigen Querschnitt verteilt, vorhanden. Die zugehörigen Lochbleche, bündig mit den Beton-Oberflächen, und die Verbindungsrohre bis zum Maschinenhausraum waren während des Baues angebracht worden. Im Innern des Maschinenhauses konnten die Piezometer in der richtigen Höhenlage aufgestellt werden. Bild 8 zeigt die sechs Glas-Standrohre für die Oberwasser-Piezometer. Die Transparent-Schläuche erlaubten die Kontrolle auf Lufteinschlüsse und waren steigend angeordnet. Im tiefsten Punkt der Leitungen und unmittelbar vor den Glasrohren waren Spülhahnen angebracht, so dass jeder Temperatur-Einfluss eliminiert sein sollte, umsomehr als die Umgebungstemperatur an sich nicht viel über der Wassertemperatur lag.

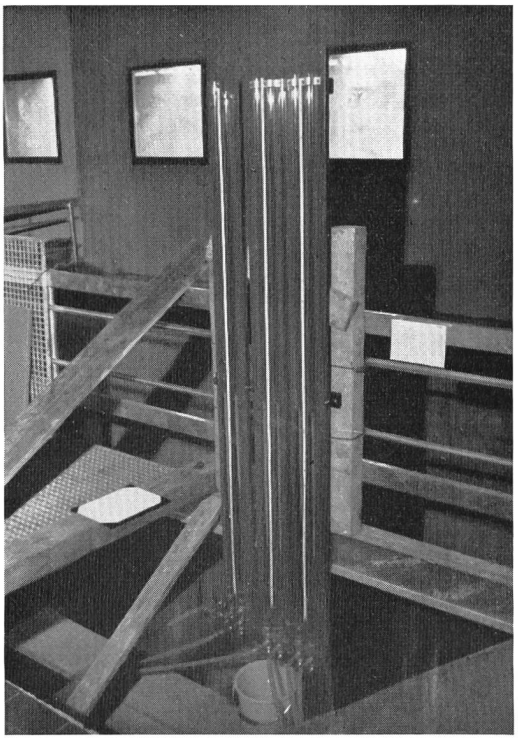


Fig. 5 Drehzahlmessung mit Dekadenzähler.

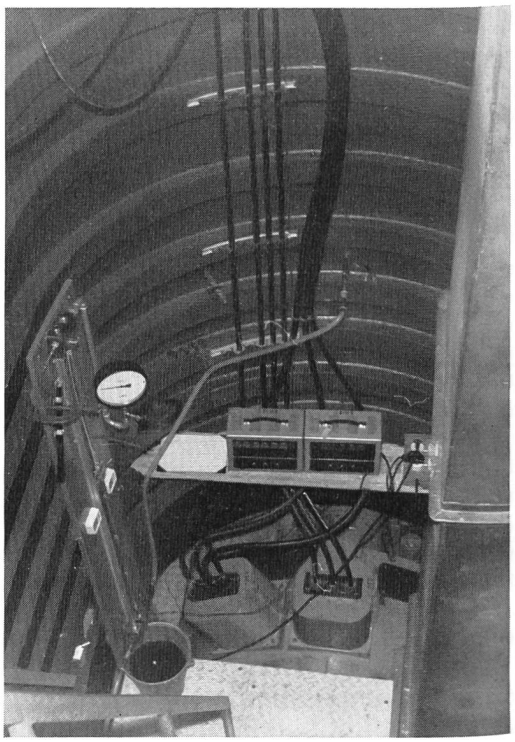


Fig. 8 Glas-Standrohre für die sechs oberwasserseitigen Piezometer-Anschlüsse.

5.5.4 Nivellierung

Die Lage der Abstichpunkte und der Druckmessanschlüsse geht aus Bild 9 hervor. Piezometer-Querschnitte (H = 3,43 m, QVollast = 46,56 m³/s)

oberwasserseitig:
$A_e = 59\ m^2$ $Ve^2/2g = 0{,}0318\ m = 0{,}93\ \%$ von H
unterwasserseitig:
$A_a = 40{,}4\ m^2$ $Va^2/2g = 0{,}0676\ m = 1{,}97\ \%$ von H

Die allgemeine Situation mit der Lage der Abstichpunkte und dem Ergebnis ihrer Einnivellierung ist in Bild 10 dargestellt und bedarf weiter keines Kommentars.

5.5.5 Vergleich der Gefälle

Vorerst muss festgehalten werden, dass auch bei den grösten Wasserdurchlässen die Unterschiede in den sechs Piezometer-Ablesungen überraschend klein waren und bei allen Lasten auf eine gute Geschwindigkeitsverteilung schliessen lassen. Die Verhältnisse im Oberwasser zeigt Bild 11. Es ist offensichtlich, dass der Schwimmer des Rittmeyer-Fernmeldepegels an einer ungünstigen Stelle angeordnet ist, oder dass sein Nullpunkt nicht richtig einnivelliert war. Die negativen Rechen-Verluste können durch eine gewisse Düsenwirkung der kurz davorliegenden Wassermessdüse erklärt werden, auch in der Grössenordnung. Alle Beobachtungen zeigen, dass der Rechenverlust tatsächlich sehr klein ist: Wird die mittlere Geschwindigkeitshöhe für den Düsenaustrittsquerschnitt der hölzernen Wassermessdüse eingesetzt für die Berechnung der Energielinie vor dem Rechen, so ergibt sich tatsächlich ein kleiner, positiver Rechenverlust. Im Unterwasser sind die Verhältnisse insofern klar und interessant als die festgestellte Differenz der Energielinien $\Delta h = (P - S)$, das heisst Piezometer minus direktem Abstich, ziemlich genau der Differenz der Geschwindigkeitshöhen entspricht. Dabei wurde für den Abstichquerschnitt nach dem Saugrohr die wirkliche Wassertiefe und die Achsdistanz der Gruppen eingesetzt. Ueberdies ist der Einfluss der Rotation, das heisst der Geschwindigkeitsverteilung am Saugrohr-Austritt deutlich zu erkennen (Bild 12). Das Herausfallen der Kurve mit der zweitgrössten Propellerstellung ist leicht dadurch zu erklären, dass bei dieser Versuchsserie des 1. Tages der Unterwasserspiegel mindestens 0,1 m tiefer stand mit entsprechend kleinerer Saugrohr-Ueberdeckung. Die erheblichen Rinngefälle im Unterwasserkanal mit dem ungewöhnlichen Verlauf dürften auf die Angaben des Rittmeyer-Fernmeldepegels zurückzuführen sein.

5.5.6 Nutzgefälle

Aus den Piezometer-Messungen ergaben sich die massgebenden Nutzgefälle als Differenz der Energielinien.

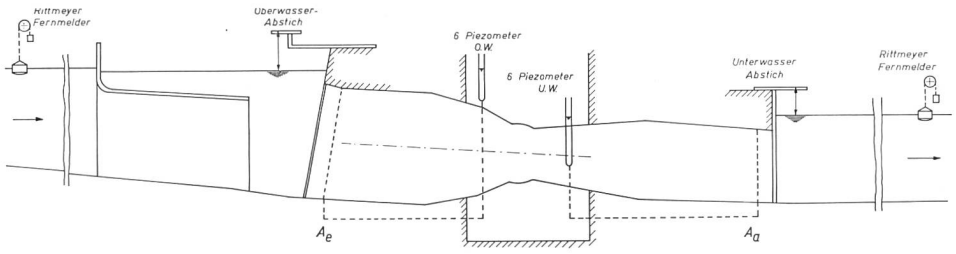
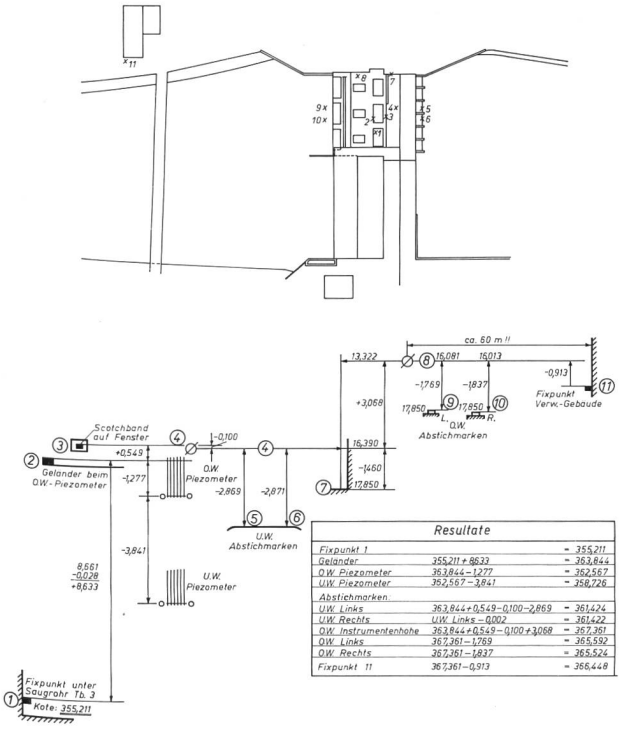


Fig. 9
Schema der Gefällsmessung; Aufriss



Resultate		
Fixpunkt 1		= 355,211
Gelander	355,211 + 8,633	= 363,844
O.W. Piezometer	363,844 − 1,277	= 362,567
U.W. Piezometer	362,567 − 3,841	= 358,726
Abstichmarken:		
U.W. Links	363,844 + 0,549 − 0,100 − 2,869	= 361,424
U.W. Rechts	U.W. Links − 0,002	= 361,422
O.W. Instrumentenhohe	363,844 + 0,549 − 0,100 + 3,068	= 367,361
O.W. Links	367,361 − 1,769	= 365,592
O.W. Rechts	367,361 − 1,837	= 365,524
Fixpunkt 11	367,361 − 0,913	= 366,448

Fig. 10 Lageplan der Gefällsmessung, mit Nivellement

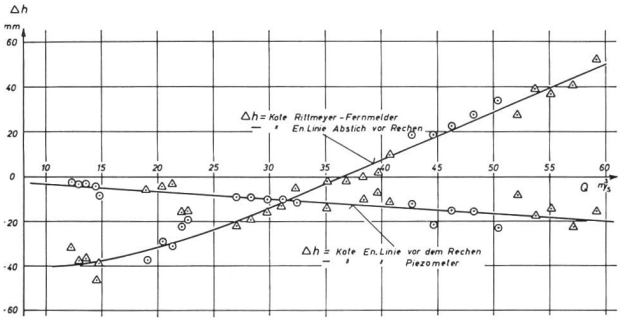


Fig. 11 Rinngefälle im Oberwasser und Rechen-Verluste

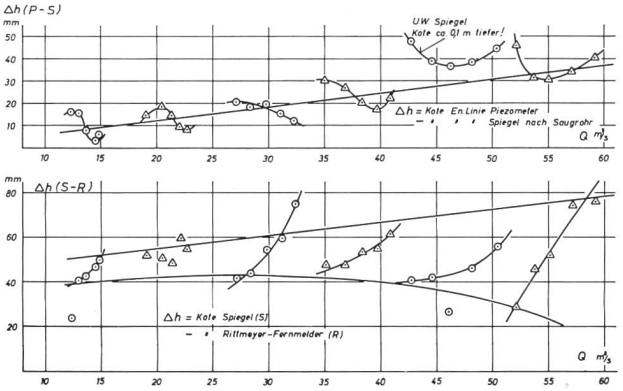


Fig. 12 Energielinien, Gefälls- und Rinngefälls-Verluste auf der Unterwasserseite.

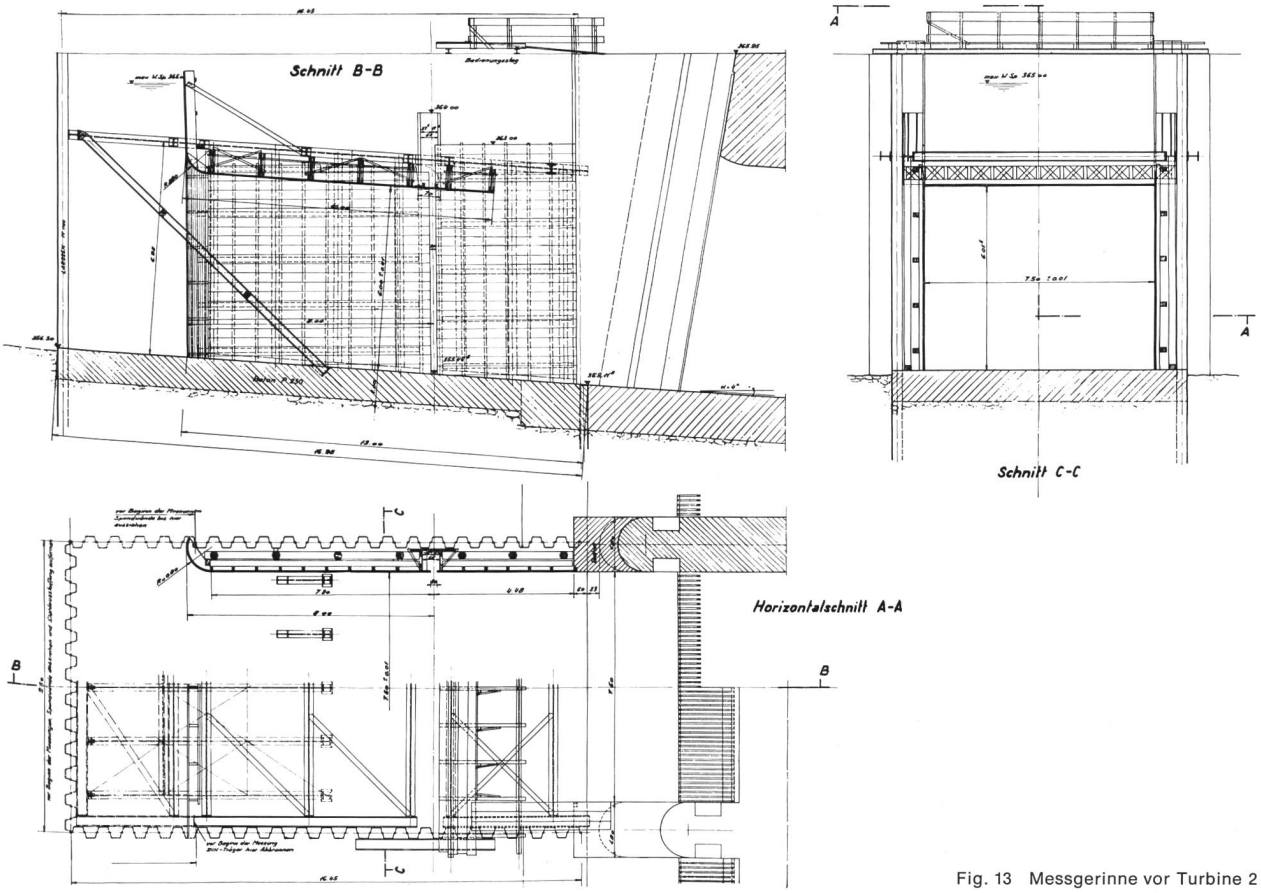


Fig. 13 Messgerinne vor Turbine 2

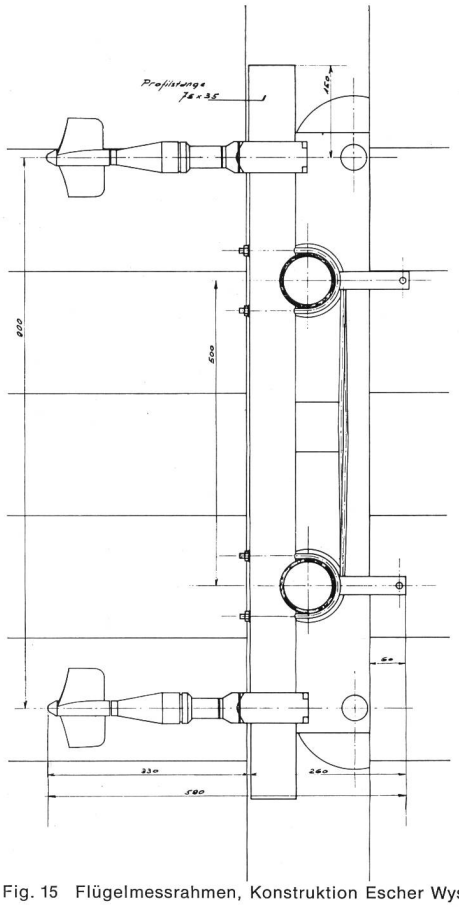
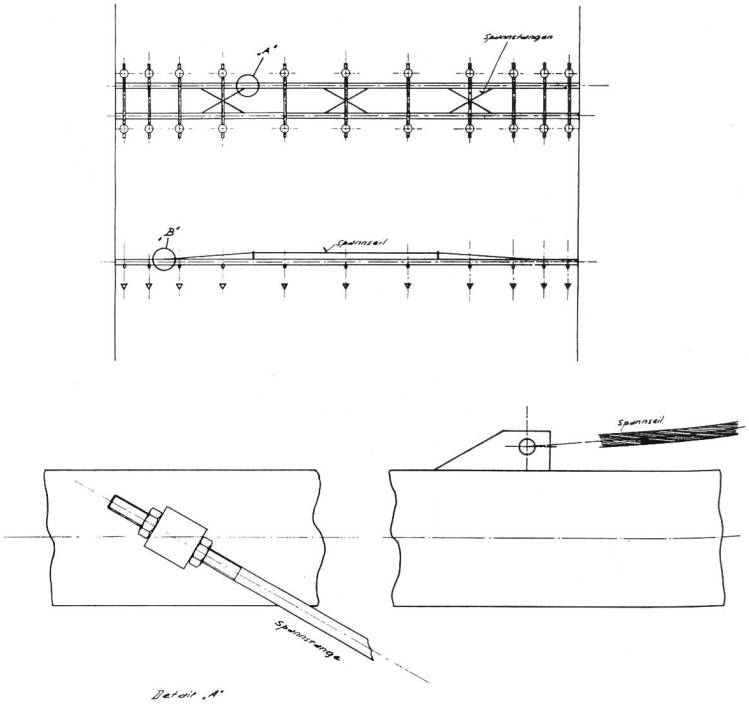


Fig. 15 Flügelmessrahmen, Konstruktion Escher Wyss



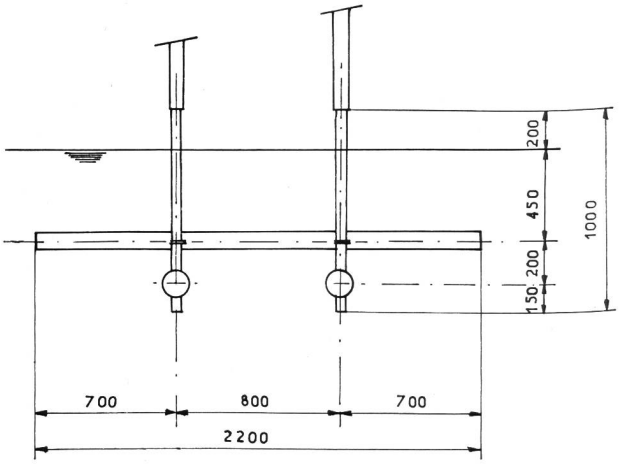
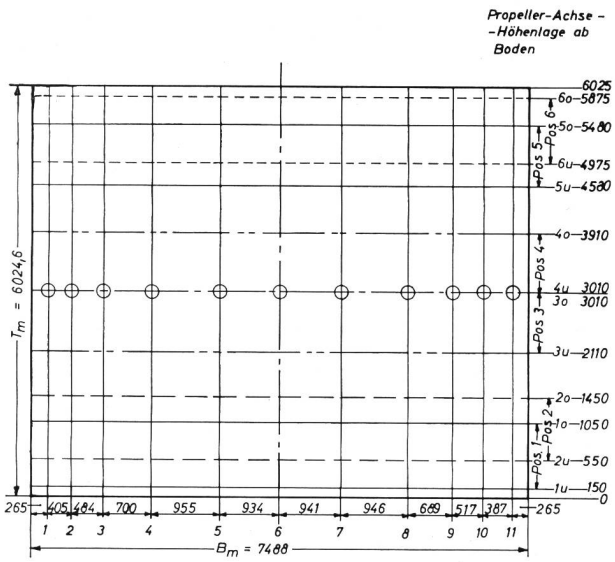


Fig. 20 Skizze der Befestigungseinrichtung zur Eichung der Messflügel.



ob. Flügel	S	S	S	F	A	A	A	F	S	S	S
Nr.	8356	8376	8377	8360	1209	1210	1211	8361	8378	8379	8357
ur.l. Flügel	S	S	S	F	A	A	A	F	S	S	S
Nr.	8358	8380	8381	8362	1212	1213	1214	8363	4897	8383	8359

Fig. 17 Anordnung und Nummern der Messflügel, Positionen der Horizontalen und Vermessung des Querschnittes.

Versuch Nr. 3, 6. 9. 63

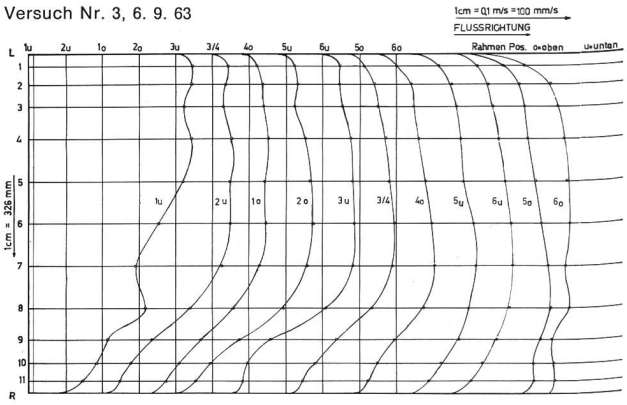


Fig. 21 Horizontale Geschwindigkeitsdiagramme für Vollast.

Der Mittelwert aller 32 Messungen betrug 3,429 m
für die Messpunkte des Garantiebereiches 3,433 m

Aus diesen Gründen wurde als mittleres Bezugsgefälle endgültig H = 3,43 m gewählt. Alle Nutzgefälle liegen zwischen 3,469 m (+ 1,14 %) und 3,370 m (– 1,75 %). Die Toleranz von ± 3 % der SEV-Regeln ist demnach gut eingehalten.

5.6 WASSERMESSUNG

Weitaus die grössten Schwierigkeiten bietet erfahrungsgemäss in solchen Niederdruck-Anlagen die Messung der sekundlichen Wassermengen oder des «Wasser-Stromes», und Rüchlig machte diesbezüglich keine Ausnahme.

5.6.1 Messgerinne

Um eine möglichst symmetrische Zuströmung zu erhalten wurde die mittlere der drei neuen Rohrturbinen für die Versuche gewählt. Aus Bild 13 ist zu ersehen, dass vorerst die zwei Pfeiler durch eiserne Spundwände verlängert wurden bis zum Ende der betonierten Sohle, welche unter einer Neigung von ca. 4 ° zur Horizontalen verläuft. In diesen Zulauf musste ein Strömungskanal gebaut werden, der folgenden Bedingungen zu entsprechen hatte:

a) Beim kleinsten Garantiepunkt durfte die mittlere Wassergeschwindigkeit den Wert von 0,4 m/s entsprechend den SEV-Vorschriften nicht unterschreiten.
b) Die Wasserüberdeckung des Gerinnes soll möglichst gross sein.
c) Damit die normale Zuströmung zur Turbine möglichst nicht verändert wird, soll auf minimale plötzliche Erweiterungen geachtet werden. Deshalb wurde die seitliche Begrenzung genau in die Verlängerung der inneren Pfeilerebenen gelegt.

Mit dem so erhaltenen Profil von 7,5 x 6,0 m = 45 m² erhielt man regelkonform für den untersten Garantiepunkt eine Wassergeschwindigkeit von 0,42 m/s. Der Zulauf zum Messgerinne mit dem provisorisch überdeckten Flügelrahmen-Bereich ist in Bild 14 zu erkennen. Die Vermessung erfolgte im Trockenen vor Entfernung der stirnseitigen Spundwand. Während der Zeit, da die Versuche aus verschiedenen Gründen verschoben werden mussten, gab es mehrere betriebliche Abschaltungen. Den dabei entstehenden Schwällen und Sünken war die Tauchdecke jedoch nicht gewachsen. Alle Nagelkonstruktionen mussten durch Schrauben verstärkt und die Decke selbst durch Gewichte und Verstrebungen stärker verankert werden. Der Schlitz in der Decke konnte nach Einfahren des Flügelrahmens mit einem Klappdeckel geschlossen werden.

5.6.2 Die Messinstrumente

Für einen Messquerschnitt von 45 m² verlangen die SEV-Regeln (24 bis 36) · $\sqrt[3]{A}$ = 85 bis 128 Messpunkte. Gewählt wurden 2 x 11 Flügel auf einem horizontalen Flügelrahmen, dessen Konstruktion aus Bild 15 hervorgeht. Für sechs Positionen des Rahmens erhielt man 11 Horizontalen, wobei bei den Positionen 3 und 4 sich eine Ueberdeckung der zwei Flügelketten ergab. Für die Auswertung standen folglich 11 x 11 = 121 Messpunkte zur Verfügung. Bild 16 zeigt den ganzen Flügelmessrahmen, der von einer Winde mit Motorantrieb betätigt werden konnte, vor dem Einfahren. Die Anordnung der Flügel geht aus der Vermessungsskizze Bild 17 hervor. Die 22 Messflügel sassen auf vertikalen, ovalen Profilstangen 75 x 35 mm, so dass die nur schwach geneigte Strömung keinen wesentlichen Einfluss auf die Anzeige der Flügel haben dürfte. Bild 18 zeigt die Flügel mit den verti-

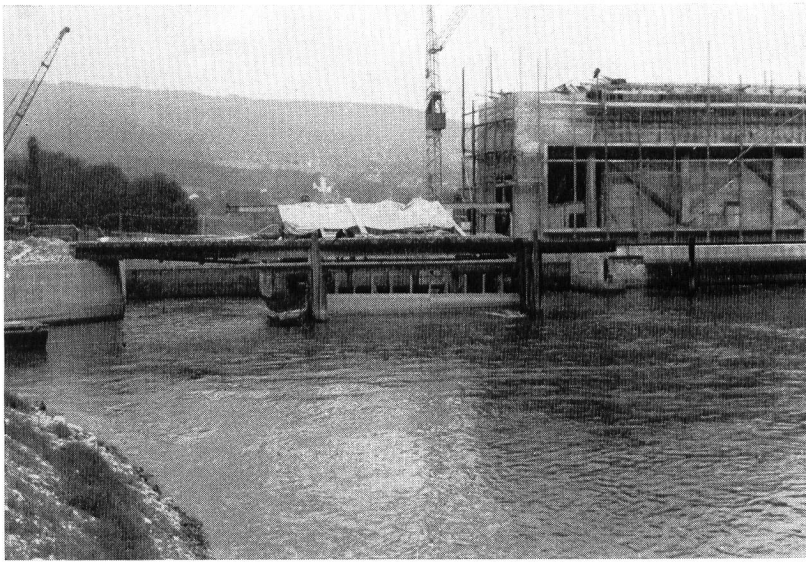


Fig. 14 Ansicht des Flügelmessgerinnes von der Oberwasserseite.

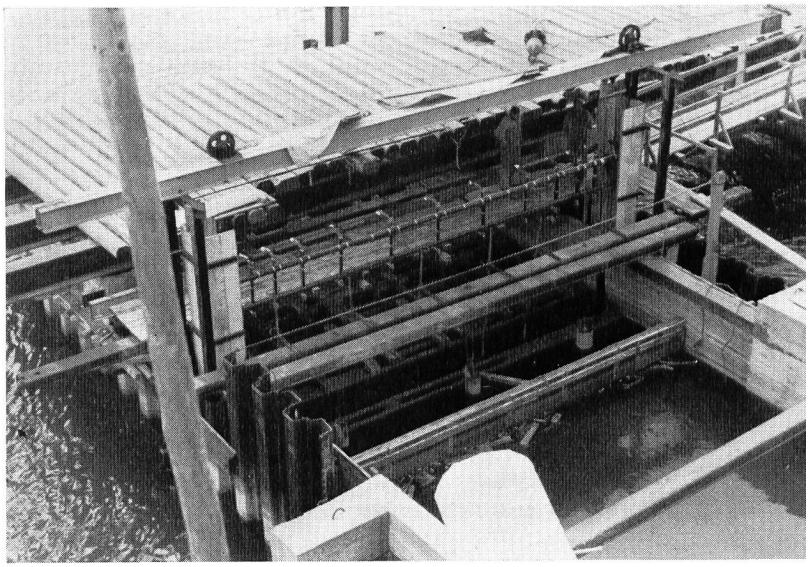
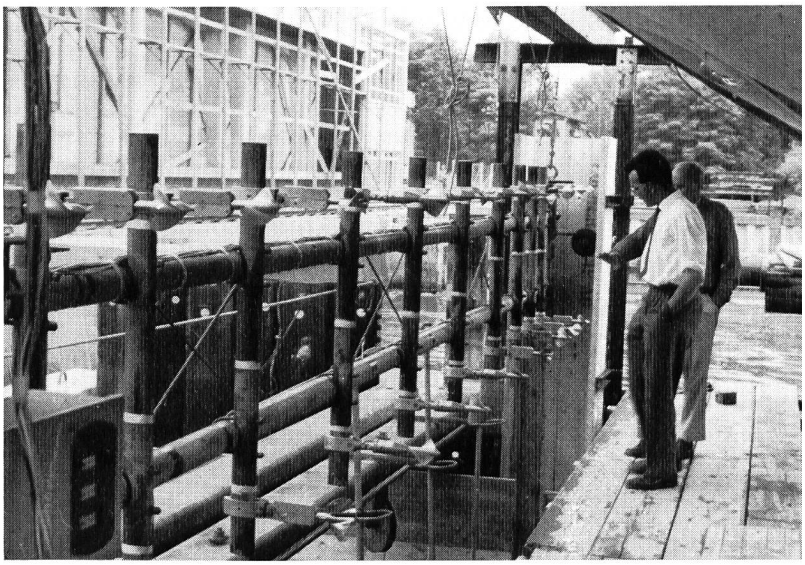


Fig. 16 Flügelmessrahmen, bereit zum Einfahren in das Gerinne.

Fig. 18 Ansicht der Flügel-Befestigung auf dem Messrahmen.



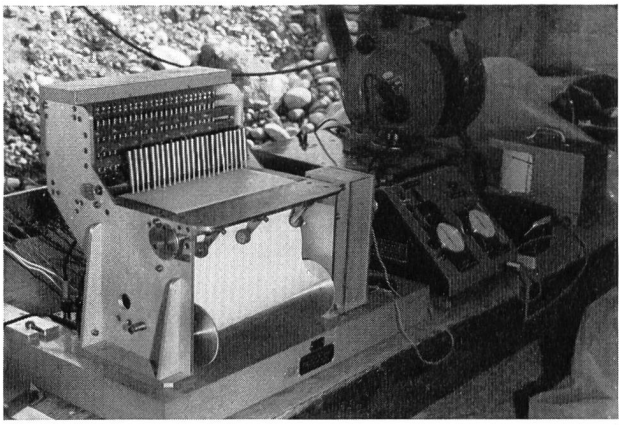


Fig. 19 Chronograph mit elektrischen Stoppuhren zur Registrierung der Flügelsignale.

kalen Profilrohren und den horizontalen runden Trägerrohren. Nach Bild 9 wurden folgende Flügeltypen verwendet:

In der Mitte 6 Amsler-Schrägkant	∅ 130 mm
links und rechts je 2 Ott Komponenten-F	∅ 125 mm
aussen je 3 = total 12 Ott-Schrägkant	∅ 100 mm

Die Registrierung der Flügelsignale erfolgte simultan mit den Angaben zweier Präzisionsuhren auf einem Chronographen mit elektrischem Vorschub des Paraffinpapierbandes. Bild 19. Die Position des Messrahmens wurde mit einem Stahlbandmeter gemessen.

5.6.3 Eichung

Wegen der ungewöhnlichen Befestigungsart beschloss man, alle Flügel neu zu eichen. Auf Vorschlag der Flügeleichstation des Eidg. Amtes für Wasserwirtschaft in Bern wurde dabei eine Befestigungseinrichtung nach Skizze 20 verwendet, welche einen Ausschnitt aus dem Flügelrahmen darstellt. Die Differenzen zur Eichung an einer einzelnen ovalen Profilstange waren relativ klein, so dass die Eichung die örtlichen Verhältnisse gut erfassen dürfte. Einflüsse durch Querschnitt-Verengung sind bei dem grossen Messquerschnitt nicht zu befürchten.

5.6.4 Ablauf der Messungen

Insgesamt wurden sechs Propellerstellungen mit je fünf Leitapparatöffnungen gemessen sowie Leit- und Laufrad voll offen. Die erste Propellerkurve in der zweitgrössten Stellung wurde als Vorversuch gewertet und dann als Hauptversuch übernommen. Die gedrängte Zeit führte zu langen täglichen Messzeiten, umsomehr als der Oberwasserspiegel einreguliert und die Beharrung abgewartet werden musste. Eine Wassermessung, jeweils von der Sohle zur Decke durchgeführt, dauerte im Mittel 16,5 min, im Maximum 22 min. In dieser Zeit wurden alle andern Ablesungen nach der Uhr in regelmässigen Zeitabständen so vorgenommen, dass für die Mittelwertsbildung pro Lastpunkt immer 10 bis 12 Ablesewerte zur Verfügung standen.

Einschliesslich Einbau aller Instrumente wurden sechs Arbeitstage benötigt, während die eigentlichen Messungen in 2½ Tagen erledigt waren. Folgende Vorfälle haben zu teilweise wesentlichen Wartezeiten geführt:

a) Das Aarewasser enthielt offensichtlich Beimengungen, welche in relativ kurzer Zeit sogar das Oel in den gut geschlossenen Kontaktkammern der Ott-Flügel derart veränderten, dass Kontakt-Störungen eintraten. Schliesslich musste das Oel der Kontakt-Kammern regelmässig ausgewechselt werden.

b) Das in der Umgebung des Turbineneinlaufes im Oberwasserkanal vorhandene Kies wurde immer wieder in den Messkanal hineingeschwemmt und musste mit verschiedenen Behelfsmitteln wieder entfernt werden. Von solchen Kiesdepots dürften die bei einigen Lasten etwas gestörten Geschwindigkeitsverteilungen im unteren Teil des Flügelmessprofils herrühren.

Um das Hereinziehen von Geschiebe zu erschweren, wurde die Strömung im Oberwasser dadurch verringert, dass mit etwas höherem Stauspiegel gefahren wurde. Das ursprüngliche Höchstgefälle von 3,3 m wurde dadurch etwas überschritten und die Garantiewerte entsprechend erweitert.

5.6.5 Auswertung der Wassermessungen

Nach den Vorschriften der SEV-Regeln hat die Auswertung der Flügelwassermessungen graphisch zu erfolgen. Bild 21 zeigt die horizontalen Geschwindigkeitsdiagramme bei Garantie-Vollast. Die Verzögerung auf der rechten Einlaufseite ist deutlich zu erkennen, war aber bei den meisten Versuchen weniger ausgeprägt. Ausgesprochen schön und regelmässig war die Verteilung über die Vertikale, was aus Bild 22 gut hervorgeht. Die Beschleunigung im oberen Teil des Messprofiles ist wohl auf die Abrundung der Tauchdecke zurückzuführen.

Die Auswertungen waren sehr zeitraubend:

4100 v-Werte wurden berechnet

372 Diagramme wurden gezeichnet und dreimal planimetriert.

Zu Kontrollzwecken wurden überdies arithmetische Wassermengen nach einem bestimmten Belastungsschema be-

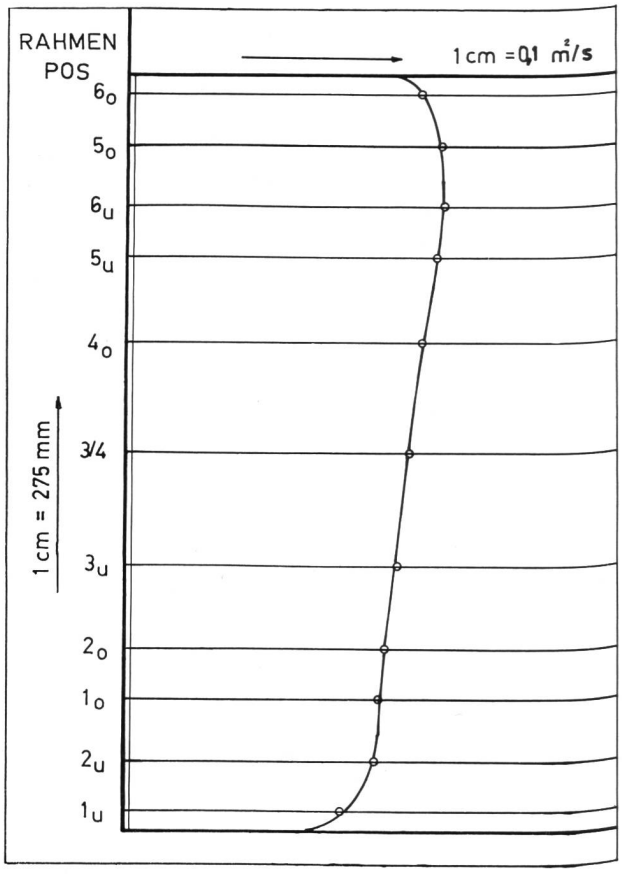


Fig. 22 Vertikales Diagramm zu Versuch 3 für das Doppelintegral der graphischen Auswertung der Flügelwassermessungen.

rechnet; sie waren vor allem eine Hilfe beim Auffinden von Auswertfehlern, die sich bei einer so umfangreichen Arbeit nie ganz vermeiden lassen. Natürlich können heute solche Auswertungen mit entsprechender Programmierung auch weitgehend mit einem Computer erledigt werden, und es wird nötig sein, die bestehenden Messregeln entsprechend zu ergänzen.

5.7 WINTER-KENNEDY-REGISTRIERUNG

Am Einstiegschacht der Turbine waren versuchsweise einige Druckmessanschlüsse angebracht worden. Nach einigen Vorversuchen wurden die Anschlüsse nach Bild 23 verwendet. Das für die Differenzdruckmessung verwendete Piezometer mit Druckluftabsenkung ist in Bild 5 links zu sehen. Dieses Manometer hat Thermometer, deren Fühler im Innern der Glasrohre sitzen. Ueberdies wurde der Druck der komprimierten Luft mit einem besonderen Manometer gemessen; er betrug im Mittel 3,5 m WS. Ausgehend von der Gleichgewichts-Beziehung für die zwei Schenkel:

$$p_2 + \Delta h \cdot \gamma_L + p_1 + \Delta h \cdot \gamma_{H_2O}$$

konnte der Wirkdruck Δh in mm WS bezogen auf 4 °C in einfacher Weise berechnet werden. Schliesslich erhielt man unter Verwendung der Flügelwassermengen den Beiwert

$$K = \frac{Q}{\sqrt{\Delta h}}$$

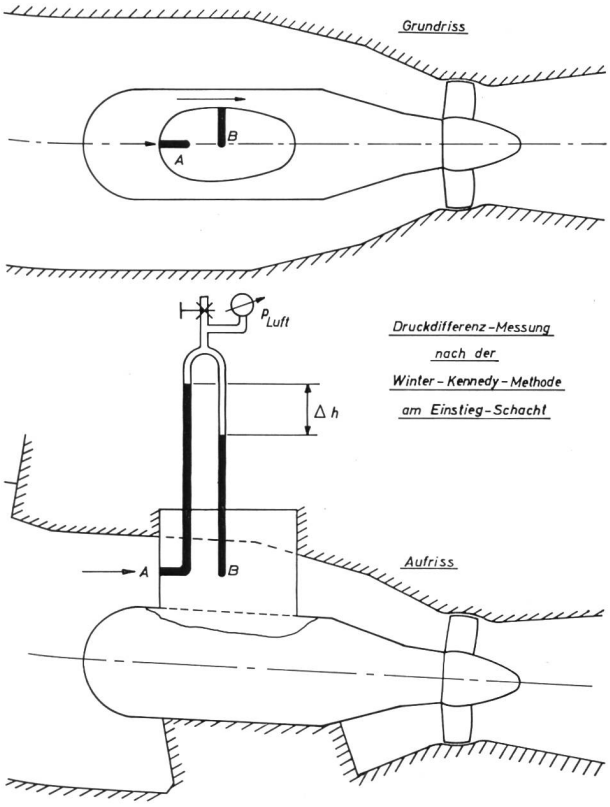


Fig. 23 Anschlüsse für die Differenzdruckmessung nach der Winter-Kennedy-Methode.

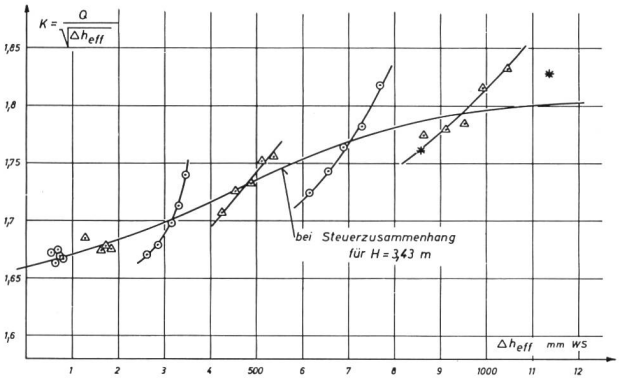


Fig. 24 Verlauf der K-Werte über der Druckdifferenz Δh_{eff} bei der Winter-Kennedy-Methode.

In Bild 24 sind die so erhaltenen K-Werte über dem Differenzdruck Δh_{eff} aufgetragen. Zwei Sachen sind dabei von Interesse:

a) Der Beiwert ist keineswegs konstant sondern steigt mit Q. Das kann vielleicht durch ein Wandern des Ablösepunktes längs des ovalen Einstiegrohres erklärt werden.

b) Noch auffälliger ist die augenscheinliche Abhängigkeit von der Leitapparatstellung, welche demnach die Strömung durch die Stützschaufeln hindurch bis in diese Zone beeinflusst.
Dieser Leitapparat-Einfluss verschwindet nämlich, wenn man K über β_o aufträgt (Bild 26, oben).

6. Versuchsergebnisse

Es soll darauf verzichtet werden, die umfangreichen Tabellen und Hilfsdiagramme der Auswertung wiederzugeben, welche in der üblichen Weise vorgenommen wurden. Vielmehr sollen kurz die hauptsächlichsten Versuchsergebnisse gezeigt und wenn nötig besprochen werden.

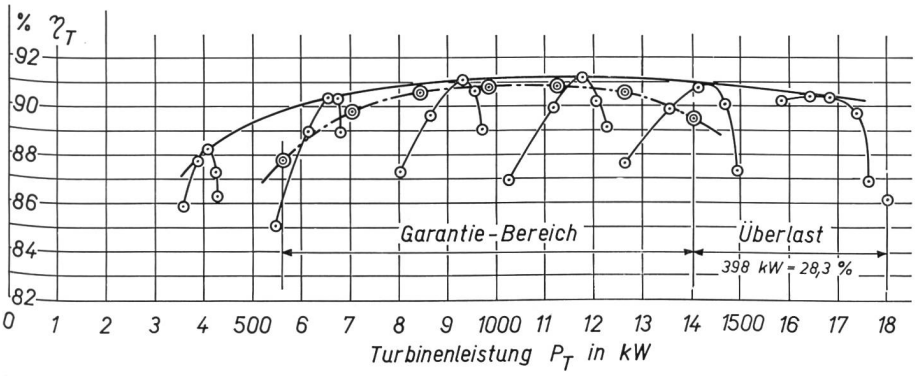


Fig. 25
Vergleich zwischen gemessenen und garantierten Wirkungsgraden.

6.1 WIRKUNGSGRAD

Aus Bild 25 ist zu ersehen:

a) Die gemessenen Propellerkurven und die Kaplan-Hüllkurve weisen einen stetigen und sinngemässen Verlauf auf; die Hüllkurve ist sehr flach.

b) Die gemessene Wirkungsgradkurve liegt auf dem ganzen Bereich über der Garantiekurve und erreicht einen Scheitelwert von 91,3 %.

c) Der mittlere garantierte Wirkungsgrad von 90,0 % bei H = 3,43 m wird um ca. 0,85 % überschritten.

6.2 LEISTUNG

a) Bei voll offenem Leitapparat und grösster Laufradstellung erreicht die Turbine eine maximale Leistung von 1800 kW.

b) Die garantierte Leistung von 1402 kW bei H = 3,43 m wird um 398 kW oder 28,3 % überschritten. Das ist umso bemerkenswerter als in diesem Betriebszustand keine irgendwie abnormalen Geräusche oder unruhiger Gang festzustellen waren.

6.3 STEUERKURVE

Um die für H = 3,43 m gültige Steuerkurve zu bestimmen wurden in Bild 26 alle auf H = 3,43 m umgerechneten Messwerte über der Leitapparat-Oeffnung aufgetragen. Es ergaben sich für alle Grössen:
Wirkungsgrad, Wassermenge, Leistung
stetige und sinngemässe Kurven. Zu jeder Laufradstellung β_2 konnte in einfacher Weise durch Herabloten des Punktes besten Wirkungsgrades die zugehörige Leitapparat-Oeffnung gefunden werden.

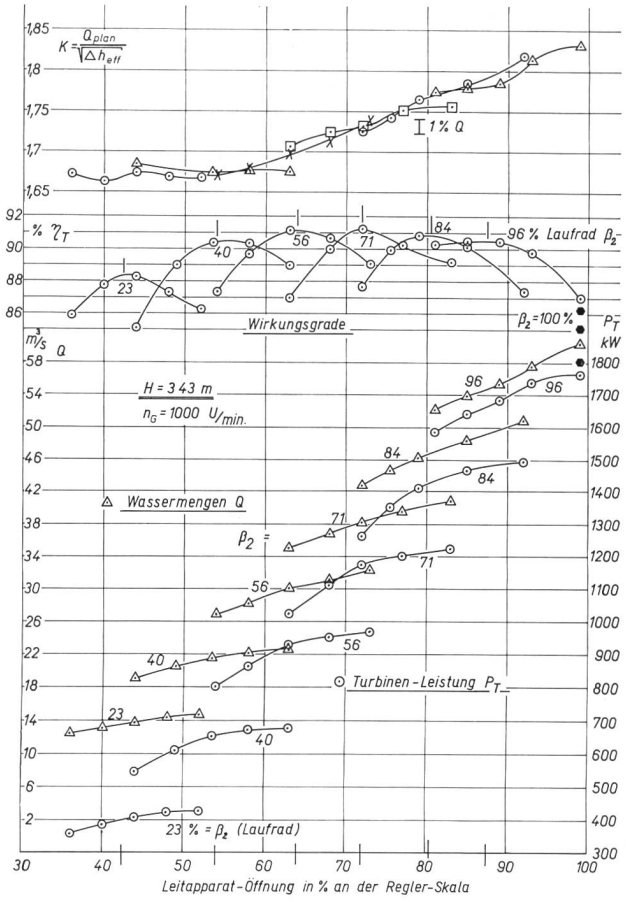


Fig. 26 Oeffnungs-Charakteristiken der Turbine.

6.4 WINTER-KENNEDY-METHODE

Das Ergebnis wurde in Kapitel 5.7 und Bild 23 gezeigt. Der massgebende K-Wert-Verlauf ergab sich aus der endgültigen Steuerkurve Leitapparat-Laufrad. Die starke Leitapparat-Abhängigkeit geht auch aus Bild 26, oben, hervor.

6.5 MAAG-STIRNRAD-GETRIEBE

Die gemessenen effektiven Wirkungsgrade, der Einfluss des Kühlwassers (Oel-Temperatur) und der Vergleich mit dem garantierten Vollast-Wirkungsgrad gehen aus Bild 4 hervor.

7. Vergleich mit Modellversuch

Wie eingangs bereits ausgeführt, ist man vor allem bei neuartigen Turbinentypen besonders interessiert an einem möglichst einwandfreien Vergleich zwischen Modell und Grossausführung. Escher Wyss hat zu diesem Zweck die Wirkungsgradkurve zur Verfügung gestellt, wie sie für die gleiche spezifische Umfangsgeschwindigkeit

$$K_{u_1} = \frac{u_1}{\sqrt{2gH}} = 1{,}769$$

an einem Modell von D_1 = 616 mm unter H = 1,95 m gemessen wurde. Dabei soll speziell erwähnt werden, dass auch die Gefällsmessung am Modell genau gleich mit Piezometern vorgenommen wurde wie in Rüchlig an der Grossausführung mit D_1 = 3700 mm und H = 3,43 m. Die Modell-Masstäbe betrugen demnach:

Für die Modellgrösse $M_D = \frac{3700}{616} = 6{,}01$

Für das Gefälle $M_H = \frac{3{,}43}{1{,}95} = 1{,}76$

Bevor nähere Betrachtungen über die Aufwertung angestellt werden, soll doch nochmals deutlich hervorgehoben werden, dass wir alle unsere Messungen und Auswertungen sehr vorsichtig vorgenommen haben, um ja kein zu günstiges Bild über die neue Rohrturbine zu erhalten. In diesem Sinne sind wir uns durchaus bewusst, dass die gemessenen und hier publizierten Wirkungsgrade ein Minimum darstellen, und dass die tatsächlichen Wirkungsgrade eher höher liegen dürften. Diese Ansicht kann auf zwei Arten belegt werden.

7.1 AUFWERTUNGS-FORMELN

Für die Berechnung der zu erwartenden Aufwertung gibt es heute eine grössere Zahl von sogenannten «Aufwertungsformeln»:

a) Formel von Ackeret: eher zu vorsichtig.

b) Formel von Moody: in verschiedenen «Ausgaben» bekannt und nach unserer Erfahrung in wohl allen Fällen zu optimistisch.

c) Formel von Hutton: gegenwärtig wahrscheinlich die zuverlässigste Formel für Axialmaschinen.

Aus diesen Gründen sollen nachfolgend nur die Formeln von Ackeret und Hutton verwendet werden.

Ackeret: $$\left[\frac{1-\eta_a}{1-\eta_m}\right] = 0{,}5 + 0{,}5 \cdot \sqrt[5]{\frac{D_m}{D_a}} \cdot \sqrt{\frac{H_m}{H_a}}$$

Hutton: $$\left[\frac{1-\eta_a}{1-\eta_m}\right] = 0{,}3 + 0{,}7 \cdot \sqrt[5]{\frac{D_m}{D_a}} \cdot \sqrt{\frac{H_m}{H_a}}$$

Darin bedeuten: m = Modell a = Ausführung

In Bild 27 oben sind die Modellkurve Escher Wyss und die nach Ackeret und Hutton aufgewertete Modellkurve aufgetragen.

Wir sind uns bewusst, dass alle diese Aufwertungsformeln genau genommen nur für rotationsfreie Strömung, also für den Punkt besten Wirkungsgrades gelten. Nachdem es sich jedoch bei der Rohrturbine Rüchlig um eine doppelt regulierte Kaplanturbine handelt, dürfte diese Bedingung auch bei Vollast und Teillast in erster Annäherung erfüllt sein.

7.2 FEHLER-BETRACHTUNG

Nach den Schweizer Regeln für Wasserturbinen, Publ. SEV 0178, S. 26, ist der Einfachheit halber eine einheitliche mögliche Messungenauigkeit von ± 2 % («Punkte») einzusetzen. Dieses Vorgehen wird vielfach kritisiert und der Wert von ± 2 % («Punkte») als unzulässig hoch bezeichnet.

In den neuen Regeln der Internationalen Elektrotechnischen Commission, Publ. 41/1963, ist deshalb eine viel detailliertere Fehler-Berechnung enthalten (in Kap. VI), deren Einzelheiten eingehend diskutiert wurden und von ähnlicher Grössenordnung sind wie die Mess-Ungenauigkeiten der VDI-Regeln. Aus diesen IEC-Messregeln ergibt sich für den «Fall Rüchlig» und für den Punkt besten Wirkungsgrades eine totale Mess-Ungenauigkeit (= totales Messpiel nach VDI) von ± 1,51 Relativ-Prozenten oder ± 1,38 «Punkte». Eine Fehlerrechnung der üblichen Art ergab für Rüchlig den wahrscheinlichen Wert von ± 1,96 Relativ-Prozente oder ± 1,79 «Punkte».

In Bild 27, Mitte, sind die drei so berechneten Mess-Spiele oder Mess-Ungenauigkeiten über der Abnahme-Versuchskurve nach Bild 25 aufgetragen. Die Fehler-Rechnung ergibt einen Wert, der näher beim SEV-Wert liegt als beim IEC-Wert, der im Falle Rüchlig zweifellos zu niedrig ist.

Für Leute mit Versuchserfahrung ist dies weiter gar nicht überraschend, auch wenn immer wieder allerlei Behauptungen über grössere Genauigkeiten bei Versuchen in Kraftwerken aufgestellt werden. Das mag bei Anlagen mit hohen Gefällen und Flügelmessungen in Rohrleitungen durchaus zutreffen, und wir glauben, bei einigen solchen Abnahmeversuchen den Messfehler auf etwa ± 1 % gedrückt zu haben.

7.3 VERGLEICH AUFWERTUNG-FEHLERBAND

Solange also eine mit irgend einer Formel aufgewertete Modellkurve noch innerhalb des Messfehler-Bandes liegt, darf sie als möglich erachtet werden.

In Bild 27, unten, ist deshalb die obere Begrenzung des Fehler-Bandes entsprechend der speziellen Fehler-Rechnung für Rüchlig aufgetragen und mit der nach Ackeret und Hutton aufgewerteten Modellkurve verglichen. Es zeigt sich:

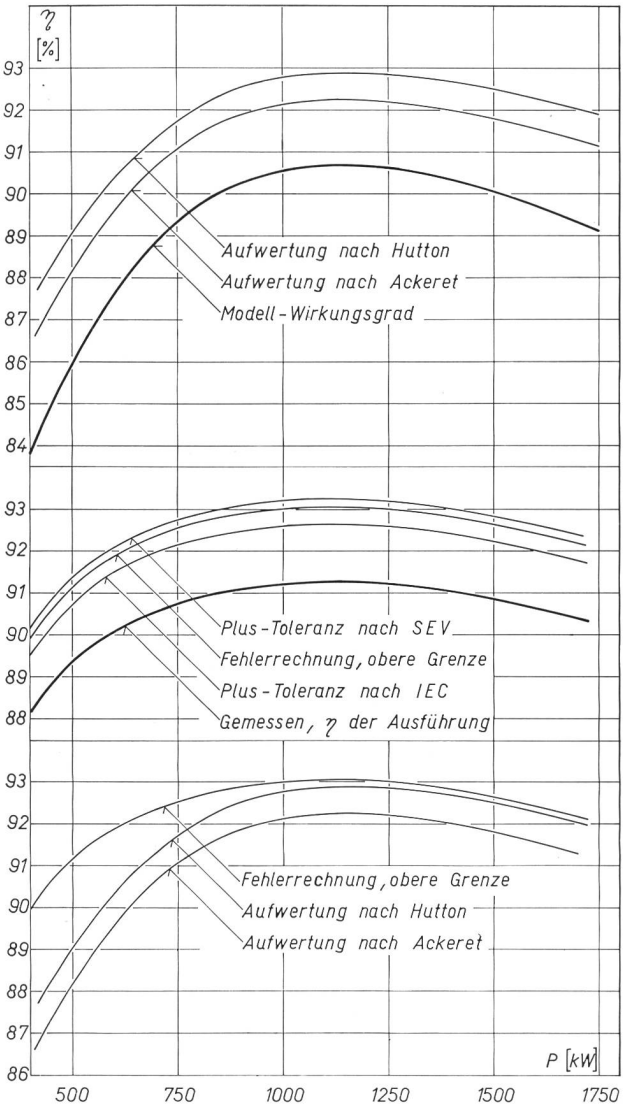


Fig. 27 Vergleich Modell – Grossausführung, Aufwertung und Fehler-Band.

a) Das Fehler-Band deckt beide Aufwertungskurven.
b) Folglich wären Wirkungsgrade nach Ackeret oder Hutton, wenn sie in Rüchlig gemessen worden wären, durchaus plausibel.

Schliesslich darf nicht vergessen werden, dass immer wieder Kies in den Messquerschnitt hineingezogen wurde und denselben etwas verengte; die Auswertungen wurden jedoch, in Unkenntnis des Umfanges der Verstopfung, mit dem vollen Querschnitt vorgenommen. Die sekundliche Wassermenge wurde deshalb mit grosser Wahrscheinlichkeit bei mehreren Lastpunkten etwas zu gross berechnet.

8. Zusammenfassung

Den vorstehenden Ausführungen kann entnommen werden, dass die für die Rohrturbinen Rüchlig abgegebenen technischen Garantien bezüglich Wirkungsgrad und Leistung eingehalten und überschritten sind. Auffallend sind die guten Teillast-Wirkungsgrade und die grosse Ueberlastbarkeit. Es wird aber auch deutlich gezeigt, welcher Aufwand in einer doch verhältnismässig kleinen Niederdruckanlage nötig ist, um zuverlässige Messergebnisse erwarten zu dürfen.