

Zeitschrift:	Wasser- und Energiewirtschaft = Cours d'eau et énergie
Herausgeber:	Schweizerischer Wasserwirtschaftsverband
Band:	48 (1956)
Heft:	11
Artikel:	Die betriebsmässige Dauermessung der verarbeiteten Wassermengen in Nieder- und Mitteldruckkraftwerken
Autor:	Bernet, E.
DOI:	https://doi.org/10.5169/seals-921521

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: 10.01.2026

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

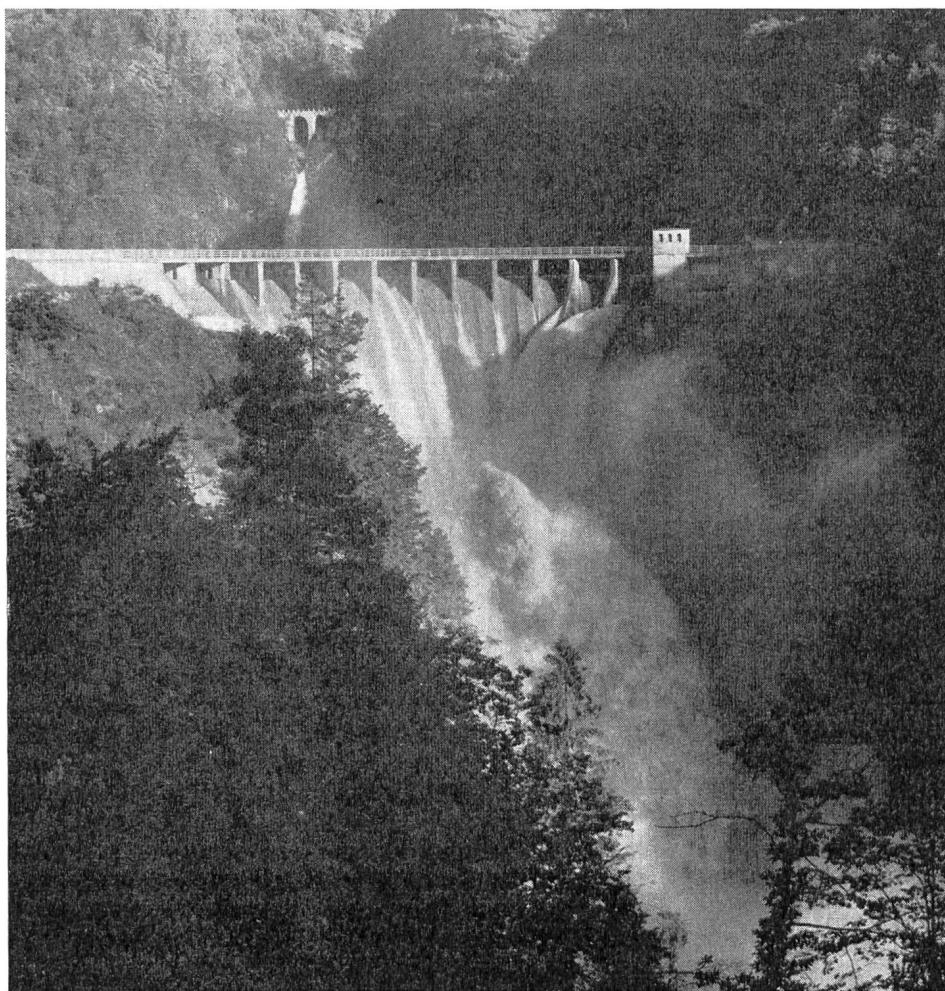


Abb. 3 Hochwasserüberlauf der Melezza bei der Staumauer Palagnedra

(Photo Maggia-Kraftwerke)

Die betriebsmäßige Dauermessung der verarbeiteten Wassermengen in Nieder- und Mitteldruckkraftwerken

E. Bernet, Zug

DK 532.57

Darstellung der Methode von Winter-Kennedy zur Bestimmung der Durchflußmenge unter Verwendung des radialen Druckgefälles im Spiralgehäuse — Ausführungsmöglichkeiten für die Druckentnahmen am Spiralgehäuse. — Aussagen über die Genauigkeit der Winter-Kennedy-Methode. — Einfache Bestimmung der günstigsten Zuordnung von Laufradstellung zu Leitapparatöffnung — Selbsttätige Ermittlung der Wasserkraftleistung — Selbsttätige Ermittlung des Gesamtwirkungsgrades — Umfassende Literaturzusammenstellung.

1. Das Prinzip der Mengenmessung nach Winter-Kennedy

Ein Mengenmeßverfahren, welches im Gegensatz zu einmaligen und mit wissenschaftlichen Instrumenten durchgeführten Abnahmeversuchen für Dauermessungen an Wasserturbinen geeignet sein soll, muß vor allem zuverlässig und relativ genau sein. Diese Forderungen werden durch die sog. Winter-Kennedy-Methode erfüllt.

1933 veröffentlichte Winter^{1,2} die ausführliche Beschreibung eines später im amerikanischen Kraftwerk Safe Harbor angewendeten Verfahrens³, welches lediglich unter Ausnutzung des radialen Druckgefälles im Spiralgehäuse von Wasserturbinen gestattet, die der Turbine zufließende Wassermenge zu bestimmen. Kennedy war

an der Entwicklung des Druckdifferenz-Meßgerätes maßgebend beteiligt. Das Verfahren wird deshalb heute allgemein als Winter-Kennedy-Verfahren bezeichnet.

Nachdem sich über mehrere Jahre erstreckende Beobachtungen und Kontrollmessungen im praktischen Betrieb bestätigten, daß durch die Betriebsverhältnisse keine Abweichungen gegenüber dem seinerzeitigen Eichzustand auftraten⁴, scheint sich das Verfahren nun auch in Europa langsam einzubürgern — wenigstens für jene Anwendungsfälle, in welchen keine Auswaschungen der Spiralgehäuse zu erwarten sind. So erwähnt z. B. Streiff⁵ Versuche von Escher Wyss, Zürich, welche die Brauchbarkeit dieser Methode für dauernde Betriebsmessungen bestätigen.

^{1, 2} Hinweise auf Literatur, siehe Anhang.

Das Spiralgehäuse einer Turbine zwingt dem Wasser eine gekrümmte Bahn auf. Infolge dieser Richtungsänderung erzeugen die einzelnen Wasserteilchen je nach ihrer Lage im Strömungsquerschnitt verschiedene große Fliehkräfte. Die strichpunktisierte Linie in Abb. 1 zeigt den Druckverlauf über den ganzen Querschnitt. (Es ist interessant, festzustellen, daß schon 1902 das Problem der Mengenmessung auf Grund des radiaalen Druckgefälles in Rohrkrümmern untersucht wurde⁶. Bis zur Übertragung der dabei gewonnenen Einsichten auf die Strömung in den Spiralgehäusen von Turbinen vergingen rund 30 Jahre.)

Aus Abb. 1 ist ersichtlich, daß für die Druckentnahmestellen 1 und 4 die größte Druckdifferenz $h_{\max} = h_1 - h_4$ entsteht. Praktisch werden allerdings die Druckentnahmen 2 und 4 bevorzugt, damit eine eventuelle Beeinflussung der Druckmessung durch die dort eingesetzten Vorleitschaufeln ausgeschlossen ist. Winter¹ leitet die Durchflußformel ab und gelangt für drei gebräuchliche Spiralgehäuseformen zum allgemein gültigen Ausdruck

$$Q = K \cdot \Delta h^n \quad (1)$$

worin Q die Durchflußmenge in m^3/s , K eine Konstante und Δh die zwischen den beiden Entnahmestellen gemessene Druckdifferenz in mm WS bedeuten. Für $n = 0,5$ wäre die Abhängigkeit der Druckdifferenz Δh von der Durchflußmenge Q eine rein quadratische. Die Durchflußgleichung (1) stimmt in einem solchen Fall mit Gleichung (2) überein, welche für Durchflußmessungen mit genormten Drosselgeräten (also solchen mit konstanter Durchflußzahl) verwendet wird.

$$Q = K \cdot \sqrt{\Delta h} \quad (2)$$

Winter fand, daß der Exponent n der Druckdifferenz Δh tatsächlich nur wenig von 0,5 abweicht und er gibt an, daß man praktisch mit Proportionalität zwischen Q und Δh rechnen könne. (Voaden⁷ schreibt im Schlußwort seiner Arbeit, daß jede Abweichung des Wertes n von 0,5 nicht korrekte Anordnung der Druckentnahmen vermuten lasse, da der theoretische Wert von n genau 0,500 betrage.)

Bereits in der Diskussion der Winterschen Arbeit stellt aber Dow⁸ fest, daß bei 20 Versuchen im Comerford-Kraftwerk des New England Power Association

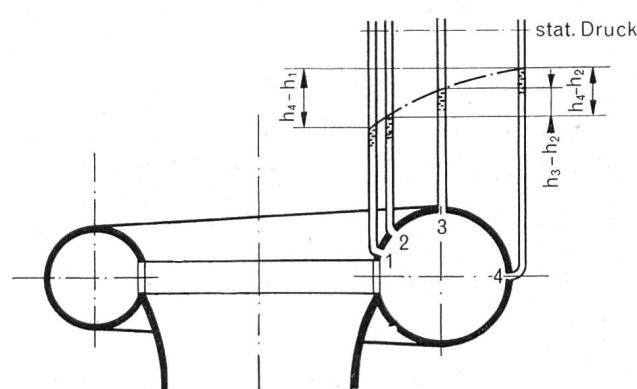


Abb. 1 Gewinnung einer von der Durchflußmenge abhängigen Druckdifferenz zwischen zwei ausgewählten Stellen des Spiralgehäuses beim Winter-Kennedy-Verfahren

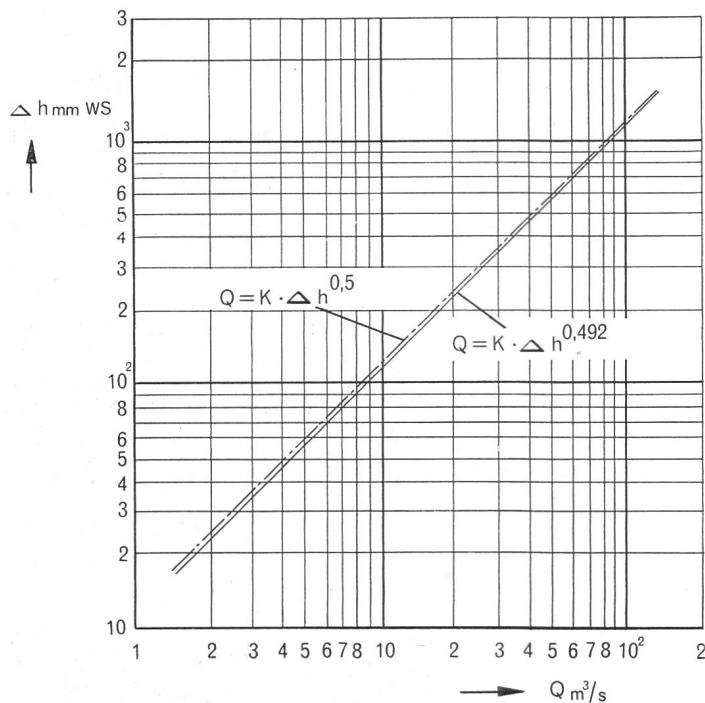


Abb. 2 Darstellung der Durchflußgleichungen (1) und (2) im doppellogarithmischen Netz

System der Exponent n nur 0,490 betrug. Als Vergleichsmessung wurde die Salz-Geschwindigkeitsmethode verwendet. Strowger⁹ gibt an, daß der mittels der Gibson-Methode bestimmte Koeffizient n bei 33 Anlagen zwischen 0,484 und 0,544 schwankte. Zu ähnlichen Ergebnissen gelangen auch andere Autoren. Die nachstehende Zusammenstellung gibt einige durch Messungen in ausgeführten Anlagen erhaltene Exponenten n an.

Berichterstatter	Exponent n	Bemerkungen
1. Mousson ⁴	0,500 ± 0,005	
2. Dow ⁸	0,490	Werte
3. Strowger ⁹	0,484 — 0,544	von 33 Anlagen
4. Böhm & Schulz ¹⁰	«liegt bei 0,5»	
5. Böhm & Schulz ¹¹	0,520 0,494 0,489	Turbine I Turbine II Turbine III
6. List ¹²	0,508	Spirale-Kegel
7. Schloffer ¹³	0,5036 0,5013	Turbine I Turbine II
8. Schloffer ¹⁴	0,4998	

Um eine wirklich genaue Messung des Durchflusses zu erhalten, ist also in jedem Falle die Bestimmung des Exponenten n erforderlich. Dies kann nur durch eine Durchflußmessung nach einem bewährten Verfahren geschehen. In Amerika wird dazu oft die Salz-Geschwindigkeitsmethode¹⁴ oder auch das Druck-Zeit-Verfahren¹⁵ (Gibson-Methode) angewendet, während man in Europa der Flügelmessung große Genauigkeit nachsagt. Bitterli¹⁶ stellte bei Flügelmessungen im Kraftwerk Rheinfelden einen Fehler fest, welcher innerhalb ± 1% der absoluten Durchflußmenge liegt. Mousson¹⁷ schreibt den Flügelmessungen, die im Kraftwerk Safe Harbor durchgeführt wurden, einen mittleren relativen Fehler von bloß ± 0,054% zu.

Aus den nach der Methode der kleinsten Quadrate ausgeglichenen Resultaten der Durchflußmessung las-

sen sich unschwer die Größe des Exponenten n sowie die Konstante K der Durchflußgleichung (1) bestimmen. Im doppelt-logarithmischen Koordinatensystem aufgetragen, ergibt sich für Gleichung (1) eine Gerade, deren Neigung durch den Exponenten n bestimmt ist. (Siehe Abb. 2.)

Verfügt der verwendete Druckdifferenz-Messer über eine Radizierzvorrichtung mit Kurvenscheibe und darauf ablaufender Rolle, so kann für jeden beliebigen Wert des Exponenten n eine streng lineare Zuordnung zwischen Durchflußmenge und Drehwinkel der Zeigerwelle erreicht werden. Damit fällt jede Korrektur von Anzeige- oder Registrierwerten sowie von Zählresultaten dahin. Landis-&-Gyr-Ringwaagen sind mit solchen Radizierkurven ausgerüstet und deshalb für diese Zwecke vorzüglich geeignet. (Abb. 7.)

2. Ausführung der Druckentnahmen und Verlegung der Druckübertragungsleitungen

Wie bei allen Druckmeßstellen, ist auch hier darauf zu achten, daß weder mitgeführte Luft, Geschwemmsel oder sonstige Verunreinigungen in die Entnahmebohrungen und Druckübertragungsleitungen gelangen. Die Druckentnahmen sind somit weder an höchsten noch an tiefsten Punkten des Spiralgehäuse-Querschnittes anzubringen. Um eine rückwirkungsfreie Druckdifferenz-Messung zu erhalten, empfiehlt sich in jedem Fall eine Zusammenarbeit mit dem Turbinenlieferanten. Winter¹ beschreibt zwei Ausführungen, welche sich bloß äußerlich unterscheiden: eine erste Art (a) in Abb. 3 zum Anschrauben an die Holzform von Betonspiralen und eine zweite Form (b) in Abb. 3 zum Einschweißen in stählerne Spiralgehäuse oder zum Einschrauben in Gußgehäuse. Diese Druckentnahmen haben beide eine Bohrung von $\frac{3}{8}$ " und die Kanten der Entnahmeflächen sind leicht gerundet. Schulz¹⁸ empfiehlt Bohrungen von $5\dots 8\text{ mm } \varnothing$, deren Austrittskante mit $0,5\dots 1\text{ r}$ zu runden ist.

Den Einfluß verschiedener Bohrungsweiten und verschiedener Ausführung ihrer Berandung untersuchten Böhm-Raffay und Fasol¹⁹. Sie gelangten dabei zum Ergebnis, daß Bohrungsweiten von 10 mm in Betonspiralen vorzuziehen sind. Solche Entnahmebohrungen sollen

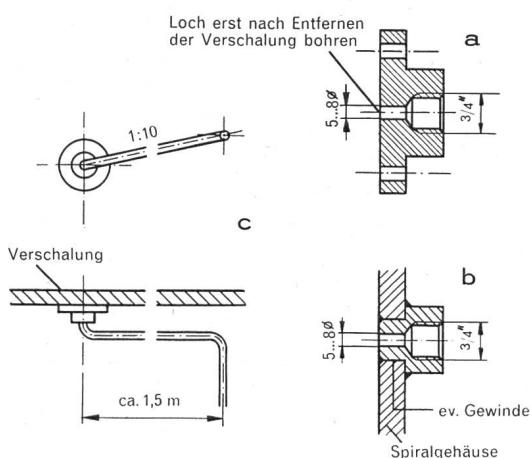


Abb. 3 Ausführung der Druckentnahmen am Spiralgehäuse
a) Ausführung für Betongehäuse,
b) Ausführung für Guß- und Stahlgehäuse,
c) Anschluß der Druckübertragungsleitungen

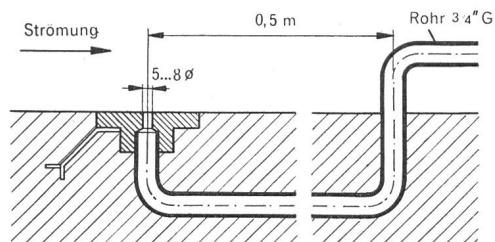


Abb. 4 Verlegung der Druckübertragungsleitungen bei bestehenden Anlagen mit Beton-Spiralgehäusen

in mehreren großen österreichischen Niederdruckkraftwerken seit Jahren in fehlerfreiem Betrieb stehen.

Bei Entnahmen nach Abb. 3a ist die Bohrung erst nach dem Entfernen der Form durchzubohren, damit ein Verschließen durch einen Betonpropfen mit Sicherheit ausgeschlossen ist.

Entnahmen nach Abb. 3b sollen aus rostsicherem Material hergestellt werden. In solchen Fällen wird oft Monel-Metall verwendet und die Befestigung erfolgt durch Einschrauben. Auf sauberen, bündigen inneren Abschluß ist sorgfältig zu achten.

Die Druckübertragungsleitungen bestehen aus Messing- oder Kupferrohren von etwa 22 mm innerem Durchmesser. ($\frac{3}{4}$ "G.) Sie sollen ein Mindestgefälle von $1:10$ (nach Winter allerdings bloß $1:50$) aufweisen, damit sich abscheidende Luftblasen sicher zu den sich an den höchsten Stellen der Druckübertragungsleitungen befindlichen Entlüftungsventilen gelangen und nicht Lutfsäcke bilden können, welche die Messung täuschen müßten. Es ist deshalb auch speziell darauf zu achten, daß die Druckübertragungsleitungen absolut dicht verlegt sind. Die Winter-Kennedy-Methode erlaubt sehr genaue Wassermessungen. Es lohnt sich daher, auf die Installation der Druckentnahmen alle mögliche Sorgfalt zu verwenden.

Bei einbetonierte Druckentnahmen sollen die Übertragungsleitungen zuerst etwa $1,5\text{ m}$ parallel mit der Wand des Spiralgehäuses geführt werden, damit jede Möglichkeit ausgeschlossen ist, daß beim Schwinden des Betons die Entnahmen aus der Wand heraustraten und so beim späteren Betrieb die Strömung stören.

Es ist nicht notwendig, die Druckübertragungsleitungen auf ihrer ganzen Länge unter Putz zu verlegen. Speziell bei schon bestehenden Anlagen wird man sich begnügen, ein Stück von etwa 500 mm Länge unter Verputz zu führen, damit die Strömung an der Druckentnahmestelle mit Sicherheit nicht gestört wird (siehe Abb. 4). Der Übergang zwischen Druckentnahmbohrung und der Übertragungsleitung von 22 mm Durchmesser erfolgt konisch, damit eventuelle Ablagerungen durch Rückspülen der Leitungen mit Druckwasser entfernt werden können.

3. Welche Meßgenauigkeit läßt sich mit dem Winter-Kennedy-Verfahren erreichen?

Es liegen konkrete Meßergebnisse aus neuester Zeit vor, welche beweisen, daß bei richtiger Anwendung mit dem Winter-Kennedy-Verfahren sehr gute Resultate zu erzielen sind. So stellte Schulz^{18, 20} sowohl bei Modellversuchen mit Luft als auch bei Messungen in einem Kraftwerk fest, «daß durch die sorgfältige Auswahl der Meßstellen in der Spirale der dort auftretende Dif-

ferenzdruck ausschließlich von der durch die Turbine fließenden Wassermenge und nicht von der Fallhöhe oder der Leitradöffnung, auch bei bedeutenden Abweichungen von der günstigen Zuordnung zwischen Leit- und Laufradstellung, abhängig ist.» Die neuesten, von Schloffer³⁰ eben bekanntgegebenen Meßergebnisse beweisen erneut die Richtigkeit dieser Feststellung. Nach Aussagen von Böhm-Raffay und Schulz¹¹ wurde bei wiederholten Versuchen an Mitteldruck-Turbinenanlagen festgestellt, daß die Druckdifferenz höchstens um $\pm 0,1\%$ um den Mittelwert streut. Die gleichen Autoren geben in einer anderen Veröffentlichung⁸ an, daß von 27 Messungen deren 18 mit einem Fehler von $\pm 0,5\%$, 6 mit $\pm 0,5 \dots 1\%$ und nur 3 mit $\pm 1\%$ behaftet waren. Die Genauigkeit einer ganzen Meßreihe wird mit $\pm 0,5\%$ angegeben. Mousson⁴ veröffentlicht Meßergebnisse aus dem Kraftwerk Safe Harbor, wonach bei 37 Versuchen die größte Abweichung der gemessenen Druckdifferenz vom Mittelwert $\pm 0,25\%$ betrug, während sich ein mittlerer relativer Fehler von bloß $\pm 0,040\%$ einstellte!

Die Genauigkeit dieses Meßverfahrens ist demnach bemerkenswert groß. Den folgenden Überlegungen gilt diese als gesichert anzusehende Feststellung als Ausgangsbasis.

4. Bestimmung der günstigsten Zuordnung zwischen Leitrad- und Laufradstellung

Die Tatsache, daß der Exponent n der Gleichung (1) immer in der Nähe von 0,5 liegt, gestattet nun eine wichtige Anwendungsmöglichkeit des Winter-Kennedy-Verfahrens. Um nämlich doppelt geregelte Kaplanturbinen mit ihrem besten Wirkungsgrad betreiben zu können, muß die Zuordnung von Leitradöffnung a_o zu Laufradstellung φ auf ihrem günstigsten Wert stehen. Um diese beste Zuordnung herauszufinden, muß also zu jeder Wassermenge die zugehörige optimale Leitradstellung bestimmt werden. Wohl stellt der Turbinenlieferant im allgemeinen theoretisch oder durch Modellversuch ermittelte und für den Neuzustand der Turbinen annähernd richtige Angaben für die Zuordnung a_o/φ zur Verfügung. Da jedoch die tatsächlichen Zuströmverhältnisse unmöglich genau erfaßt werden können, ist meist eine nachträgliche Verbesserung während des Betriebes möglich. Veränderungen der Durchflußverhältnisse infolge normaler Abnutzungsscheinungen im hydraulischen Profil bewirken ebenfalls eine Verschiebung der a_o/φ -Zuordnung.

Wirkungsgradmessungen in Niederdruckkraftwerken, welche die praktische Bestimmung der günstigsten a_o/φ -Zuordnung gestatten, stoßen auf große Schwierigkeiten. Einmal werden Abnahmevereuche nur in seltenen Fällen und hauptsächlich bei Großanlagen durchgeführt. Zum andern bereitet die genaue Bestimmung der Wassermenge, welche mit genügender Zuverlässigkeit wohl nur durch Flügelmessungen, nach der Druck-Zeit-Methode (Allen) oder nach der Salz-Geschwindigkeits-Methode (Gibson) erfolgen kann, weitere Schwierigkeiten. Diese Verfahren erfordern für Durchführung und Auswertung sehr viel Zeit, so daß ihre Anwendung allein zur Bestimmung der günstigsten a_o/φ -Zuordnung wirtschaftlich kaum tragbar ist.

Es ist daher begreiflich, daß bereits vor längerer Zeit Verfahren gesucht und gefunden wurden, mittels welcher sich Messungen der Wassermenge im Kraftwerk umgehen lassen. Gerber²¹ beschreibt zum Beispiel

eine Methode, nach welcher die genaue Zuordnung a_o/φ aus Modellversuchen und mit Hilfe von Fallhöhen- und Leistungsmessungen im Kraftwerk errechnet werden kann. Dieser Weg hat allerdings auch wiederum den Schönheitsfehler, daß dazu Modellversuche notwendig sind, die heute nur noch bei Großanlagen oder beim Vorliegen anormaler Verhältnisse gemacht werden.

Um so größere Bedeutung kommt daher einer Methode zu, welche auf dem Winter-Kennedy-Verfahren basiert und erstmals von Voaden⁷ und Böhm-Raffay²² beschrieben wurde.

Sind in einer Anlage keine genauen Wassermengenmessungen gemacht worden und besteht weder die Möglichkeit noch die Absicht, solche in absehbarer Zeit durchzuführen, so kann die günstigste Zuordnung a_o/φ gleichwohl gefunden werden, wenn dazu ein ungeeichter Druckdifferenzmesser verwendet wird. In der Nähe eines gemessenen Punktes spielt nämlich die geringfügige Abweichung des Exponenten n in Gleichung (1) vom Wert 0,5 keine Rolle und außerdem sucht man nicht einen Absolutwert des Wirkungsgrades zu bestimmen. Es genügt daher näherungsweise mit der Proportionalität zwischen Durchflußmenge Q und Druckdifferenz $\sqrt{\Delta h}$ zu rechnen, ohne daß die Konstante K und der genaue Wert des Exponenten n bestimmt werden müssen.

Wenn wir im Ausdruck für den Wirkungsgrad

$$\eta = \text{Konst. } \frac{N}{Q \cdot H} \quad (3)$$

N = von der Turbine abgegebene Leistung in mkg/s

Q = Durchflußmenge in m³/s

H = Fallhöhe in m

nach oben Gesagtem Q durch $\sqrt{\Delta h}$ ersetzen, erhalten wir

$$\eta = \text{Konst. } \frac{N}{H \sqrt{\Delta h}} \quad (4)$$

Wird während der Dauer der Aufnahme eines Meßpunktes der $\cos \varphi$ konstant gehalten, so darf in Gleichung (4) die Turbinenleistung durch die abgegebene Leistung des Generators ersetzt werden, da wir ja nicht mit absoluten Werten rechnen, sondern mit Proportionalitäten. Wenn während des ganzen Meßvorganges die Fallhöhe unverändert bleibt und wenn zur Bestimmung der Generatorleistung ein Zähler verwendet wird, dessen Ablesungen $Z_{\text{Ende}} - Z_{\text{Anfang}}$ für jeden Versuchspunkt um die gleiche Zeitspanne auseinanderliegen, so vereinfacht sich Gleichung (4) zu

$$\eta_{\text{rel}} = \frac{Z_E - Z_A}{\sqrt{\Delta h}} \quad (5)$$

da ja nur die veränderlichen Größen in ihrer anteilmäßigen Beziehung zueinander interessieren.

Die Werte η_{rel} für verschiedene Laufradstellungen werden bei einigen verschiedenen Leitradöffnungen bestimmt und über $Z_E - Z_A$ aufgetragen. Auf diese Weise ergeben sich Kurven, welche qualitativ den Propellerkurven entsprechen. Der Unterschied zwischen $\eta = f(N)$ und $\eta_{\text{rel}} = f(Z_E - Z_A)$ besteht praktisch nur in geänderten Maßstäben. Es bedeuten daher in der Darstellung nach Abb. 5 die Berührungsstellen zwischen

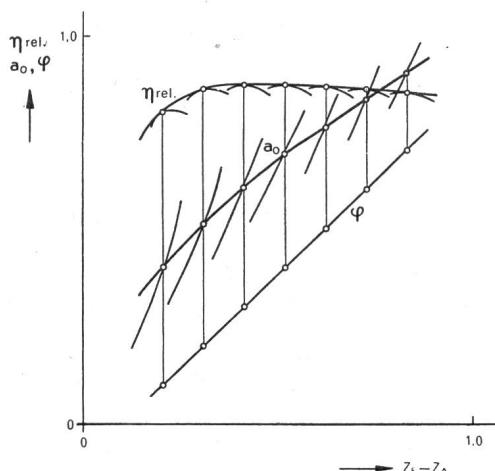


Abb. 5 Bestimmung der günstigsten Zuordnung Leitapparatöffnung/Laufradstellung unter Verwendung eines radizierenden, nicht auf die Betriebsverhältnisse geeichten Druckdifferenzmessers
Kurve η_{rel} = Hüllkurve über den einzelnen Kurven η_{rel} nach Gleichung (5)
 a_0 Leitapparatöffnung
 φ Laufradstellung
ZE - Z_A Differenz der Zählerablesungen am Ende und Anfang einer Messung zur Aufnahme eines Punktes

Hüllkurve und η_{rel} -Linien die günstigste Zuordnung von Leitradöffnung a_0 zur Laufradstellung φ .

Vergleiche mit den Kurven, welche unter Zuhilfenahme von genauen Flügelmessungen aufgenommen wurden, zeigten vollständige Übereinstimmung^{13, 22}.

Ein noch einfacheres Verfahren, bei welchem die Abweichung des Exponenten n in Gleichung (1) vom Wert 0,5 überhaupt keinen Einfluß auf das Meßergebnis hat, beschreibt List^{23, 24}. Es liegt ihm der Gedanke

zugrunde, eine gleichbleibende Wassermenge bei verschiedenen Turbinenöffnungen, also bei verschiedenen a_0/φ -Verhältnissen, zu verarbeiten und die erzeugte Generatorleistung zu messen. Trägt man dann die Leistung über der Laufradstellung φ auf, so erhält man Kurven mit ausgeprägten Maxima. Diese Höchstleistungen werden für jede Wassermenge offenbar dann erreicht, wenn der Wirkungsgrad der Energieerzeugung am größten ist. Die Kenntnis der absoluten Wassermenge ist nicht erforderlich. Es interessiert allein, daß bei jedem Versuch eine relative Wassermenge immer auf den gleichen Wert eingestellt werden kann. Dazu eignet sich die Winter-Kennedy-Methode vorzüglich, gestattet sie doch, eine Druckdifferenz, welche unbeeinflußt von Fallhöhe und Öffnung des Leitapparates ist, als Maß der Durchflußmenge zu verwenden.

Es ist auch hier eine Vereinfachung, wenn alle Messungen bei gleichbleibender Fallhöhe durchgeführt werden können. Ist dies nicht der Fall, so muß eine Korrektur der Leistung auf eine mittlere konstante Fallhöhe H_k nach der bekannten Beziehung

$$N_k = N \sqrt{\left(\frac{H_k}{H}\right)^3} \quad (6)$$

erfolgen.

Die Leistung wird wie beim erstbeschriebenen Verfahren durch Zählerablesungen am Anfang und Ende einer Messung bestimmt. Durch die Verwendung eines Zählers werden außerdem kleine Leistungsschwankungen während der Aufnahme eines Meßpunktes ausgeglichen, was bei der Verwendung eines anzeigenenden Wattmeters nicht der Fall wäre.

List empfiehlt, die Versuche in fünf Meßreihen durchzuführen. Dabei wird für jede Meßreihe eine Wassermenge, beziehungsweise ein bestimmter Ausschlag des Druckdifferenzmessers, festgelegt. Je größer die Zahl der Versuche einer Meßreihe ist, desto genauer wird das Resultat ausfallen, da der sich ergebende Linienzug dann zügiger geführt werden kann und eine eventuelle Fehlmessung sofort auffällt.

Für jeden Versuch wird ein Laufradwinkel φ gewählt und fest eingestellt. Hierauf wird die Öffnung a_0 des Leitapparates so lange verstellt, bis die festgelegte Wassermenge durch die Turbine strömt, was durch das Erreichen des vorher bestimmten Ausschlages am Druckdifferenzmesser festgestellt wird. Ist der Beharrungszustand erreicht, so wird der Generator auf $\cos \varphi = 1$ gebracht und hierauf die Leistung abgelesen.

Trägt man die gemessenen Werte N in ein vorbereitetes Koordinatensystem ein, so ist schon beim zweiten Versuch ersichtlich, ob sich die Einstellungen auf die größte Leistung hin oder von ihr weg bewegen. Nach Abb. 6 ergeben sich für jede Versuchsreihe a_0/φ - und N/φ -Kurven gleicher Wassermenge. Diejenige Stelle der a_0/φ -Kurve, welche unter dem jeweiligen Maximum der N/φ -Kurve liegt, bezeichnet die günstigste Leitapparatöffnung für den Wert der Laufradstellung φ , welcher darunter auf der Abszisse liegt. Diese Punkte a_0 , miteinander verbunden, müssen ebenso einen stetigen Linienzug ergeben wie die Maxima der N/φ -Kurven.

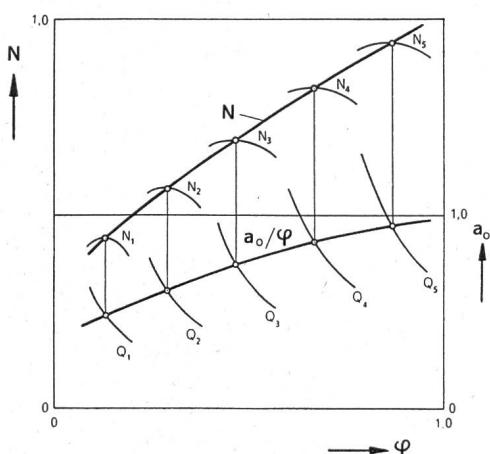


Abb. 6 Bestimmung der günstigsten Zuordnung Leitapparatöffnung/Laufradstellung unter Verwendung eines einfachen Druckdifferenzmessers. Eine Eichung auf den Betriebszustand ist nicht notwendig
N Leistung der Turbine
Q relative Wassermenge, gemessen als Druckdifferenz
 a_0 Leitapparatöffnung
 φ Laufradstellung

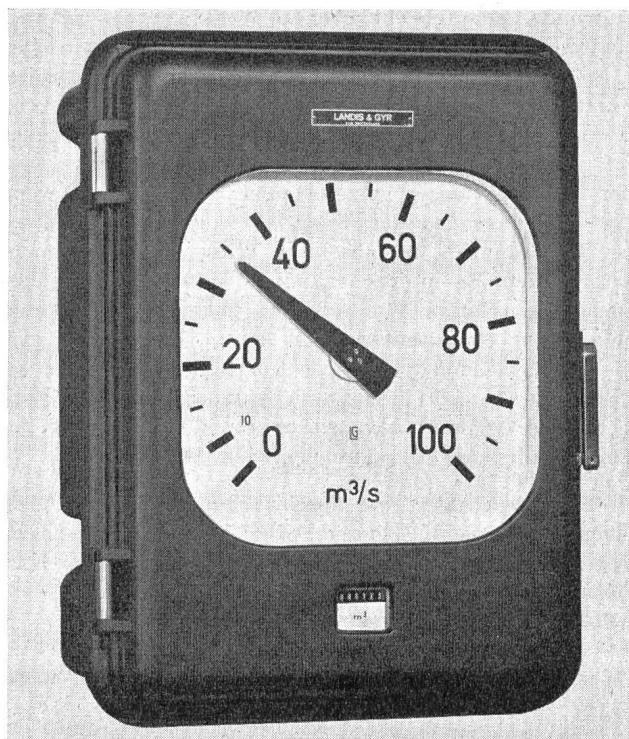


Abb. 7 Ringwaage-Mengenmesser. Die eingebaute Radizierkurve kann derart ausgebildet werden, daß für jeden Wert des Exponenten n in Gleichung (1) eine der Durchflußmenge proportionale Ausgangsgröße abgegeben wird

Dieses Verfahren hat weiter den Vorteil, relativ wenig Zeit zu beanspruchen. List gibt in der zitierten Arbeit²³ an: «Es wurden 35 Versuche in fünf Meßreihen innerhalb von 4 Stunden bei einem Personalbedarf von drei Mann für Turbineneinstellung, Druckablesung sowie Leistungs- und Pegelinstrumentablesung durchgeführt. ... Die gefundene a_0/φ -Kurve stimmt mit der an der gleichen Turbine mit genauen Flügelwassermessungen ermittelten a_0/φ -Kurve vollkommen überein. Es war mittels der neuen a_0/φ -Kurve möglich, die Turbine auf einen um etwa 1 % besseren Wirkungsgrad zu bringen.»

Schulz²⁵ weist in einer sich auf praktische Messungen stützenden Arbeit nach, daß dieses Verfahren nicht nur auf Großturbinen anwendbar sei, sondern daß diese bestechend einfache Methode auch bei einer 600-kW-Kaplanturbine eine Wirkungsgradverbesserung um durchschnittlich 9 % gestattet habe.

5. Selbsttätige Ermittlung der Wasserkraft-Rohleistung

Bei den vorstehend beschriebenen Methoden zur Bestimmung der günstigsten Zuordnung zwischen Leitapparattoffnung und Laufradstellung wurde ein ungeeichter Druckdifferenzmesser verwendet. Die jetzt besprochene Meßeinrichtung jedoch setzt einen durch Flügelmessungen oder sonstige geeignete Verfahren in der Anlage selbst geeichten Druckdifferenzmesser voraus.

Zur Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades, welcher ein Maß für die Ausnutzung des dargebotenen Wassers ist, sind die Kenntnis der Rohleistung und der vom Generator abgegebenen Klemmenleistung erforderlich. Uns interessiert hier vor allem die Messung der Rohleistung, welche sich nach Gleichung (7) errechnet.

$$N_R = Q \cdot H \cdot \frac{1000}{1,36 \cdot 75} = 9,8 Q \cdot H \quad (7)$$

N_R = Wasserkraftrohleistung in kW
 Q = Wassermenge in m^3/s
 H = Fallhöhe in m.

Die Wassermenge kann leicht und genau nach dem bereits beschriebenen Winter-Kennedy-Verfahren gemessen werden. Das Meßgerät für die Druckdifferenz soll dabei derart gebaut sein, daß es eine der Durchflußmenge proportionale elektrische Ausgangsgröße abgibt. Der in Abb. 7 gezeigte Ringwaage-Mengenmesser Girotube von Landis & Gyr gestattet die genaue Einhaltung dieser Forderung. Wird dann noch die Fallhöhe als Differenz zwischen Ober- und Unterwasserspiegel durch entsprechende Potentiometerstellungen abgebildet und in einer geeigneten Schaltung mit der Durchflußmenge kombiniert, so kann auf einem Anzeigegerät direkt die momentane Wasserkraftrohleistung angezeigt werden. Eine Registrierung des Meßwertes bringt für die spätere Untersuchung von verschiedenen Betriebszuständen Vorteile.

Bei Mitteldruckanlagen wird das Gefälle mit einem Präzisionsmanometer gemessen (Abb. 8). Es ist vorteilhaft, in solchen Fällen die Druckentnahmebohrung an der Druckleitung anzubringen, da nach dem Kugelschieber die Strömungsgeschwindigkeiten schon recht hoch sind. Die durch den dynamischen Druck hervorgerufene Minderanzeige $\frac{v^2}{2g}$ des stat. Druckes kann leicht berücksichtigt werden, indem bei der Bildung des Produktes $9,8 \cdot Q \cdot H$ auf elektrischem Wege ein von

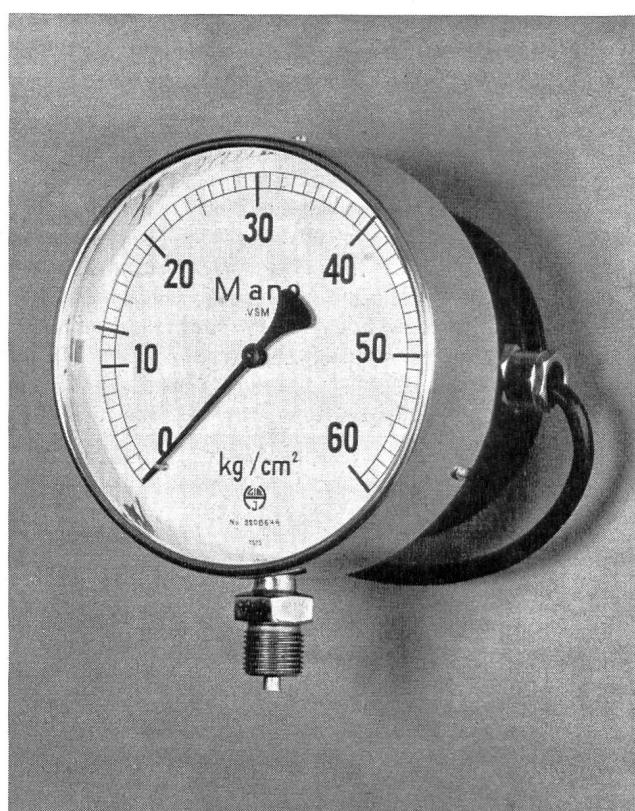
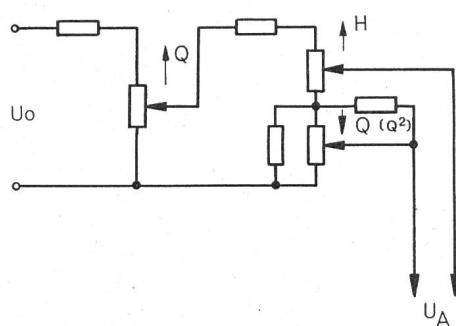


Abb. 8 Präzisions-Röhrenfedermanometer mit angebautem Potentiometergeber



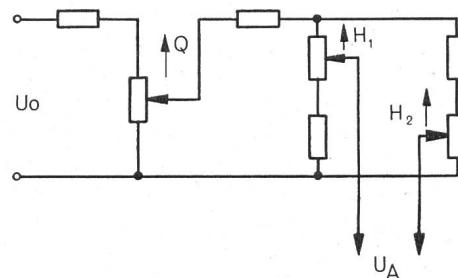
a) Fallhöhe durch Präzisions-Manometer nach Abb. 8

gemessen. Die Wasserkraft-Rohleistung ergibt sich zu

$$9,8 \cdot Q \cdot \left(H + \frac{v^2}{2g} \right)$$

Abb. 9 Prinzipschema des von Landis & Gyr angewendeten Netzwerkes zur Bildung des Produktes $9,8 \cdot Q \cdot H$

- U_o Speisespannung
- U_A Ausgangsspannung
- Q der momentanen Durchflußmenge proportionale Potentiometerstellung
- H dem momentanen Gefälle proportionale Potentiometerstellung
- H_1 dem momentanen Oberwasserspiegel proportionale Potentiometerstellung
- H_2 dem momentanen Unterwasserspiegel proportionale Potentiometerstellung



b) Fallhöhe durch zwei Wasserstands-Ferngeber nach

Abb. 10 gemessen. Die Wasserkraft-Rohleistung ergibt

sich zu $9,8 \cdot Q \cdot (H_1 - H_2)$

der gemessenen Druckdifferenz Δh abhängiger Korrekturfaktor eingeführt wird.

Eine solche Zusammenschaltung, wobei sowohl die Durchflußmenge Q als auch die Fallhöhe H in äquivalente Ströme verwandelt und in einem dynamometrischen Meßwerk miteinander multipliziert werden, schlug bereits Koppitz²⁶ vor. Skalicky²⁷ gibt ein Verfahren an, mit dessen Hilfe das Produkt zweier variabler Meßwiderstände, die den Größen Q und H entsprechen, direkt gebildet wird. Abb. 9 zeigt als Prinzipschema, wie Landis & Gyr dieses Problem löst. Es werden dazu ausschließlich Geräte aus dem normalen Fabrikationsprogramm benötigt.

Besonderes Augenmerk ist der Ermittlung der Netto-Fallhöhe zu schenken, mit welcher die Turbine arbeitet. Den Oberwasserspiegel wird man nach dem Rechen messen. Der Unterwasserspiegel, welcher ja im Turbinenauslauf eine Schräglage aufweist, wird — wenn möglich — unmittelbar am Saugrohraustritt gemessen. Die Austrittsgeschwindigkeit v_A zur Bestimmung des Austrittsverlustes

$$h_A = \frac{v^2_A}{2g} \text{ (mWS)} \quad (8)$$

wird dann unmittelbar aus dem echten Querschnitt des Saugrohres berechnet. Auch hier ist es möglich, die Austrittsverluste nach Gleichung (8) wenigstens in ihrer Größenordnung zu erfassen und im Endresultat zu berücksichtigen, weil ja die Austrittsgeschwindigkeit v_A direkt von der verarbeiteten Wassermenge abhängt.

6. Selbsttätige Ermittlung des Gesamtwirkungsgrades

Eine Bestimmung des Gesamtwirkungsgrades über eine gewisse Zeitspanne ist ohne Planimetrierarbeit möglich, wenn die Wasserkraft-Roharbeit $A_R = 9,8 Q \cdot H \cdot t$ auf einem Wattstundenzähler fortlaufend summiert wird. Der Gesamtwirkungsgrad ergibt sich dann als Quotient der Unterschiede der Zählerablesungen für A_{Roh} bzw. $A_{Klemmen}$ am Anfang und Ende der gewählten Zeitspanne.

Bei Drehstromgeneratoren kann je nach Anforderungen des Werkes der $\cos \varphi$ des Netzes miteinbezogen werden. Der Gesamtwirkungsgrad wird

$$\eta_{\text{Gesamt}} = \frac{A_{\text{Klemmen Ende}} - A_{\text{Klemmen Anfang}}}{A_{\text{Roh Ende}} - A_{\text{Roh Anfang}}} \cdot 100 \text{ in \%} \quad (9)$$

Z. B. kann man durch einen Kompensations-Fernmeßgeber die Wirkleistung N_w des Generators sehr genau in eine der Belastung proportionale elektrische Ausgangsgröße verwandeln. Abb. 11 zeigt das Prinzipschema des Kompensationsfernmeßgebers Landis & Gyr, welcher in Abb. 12 geöffnet dargestellt ist. Damit ist die Möglichkeit gegeben, den Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{Gesamt}} = \frac{N_w}{9,8 \cdot Q \cdot H} \quad (10)$$

auf rein elektrischem Wege über ein Netzwerk zu ermitteln und auf einem Instrument anzuzeigen oder zu registrieren. Das Prinzipschema dieser von Landis & Gyr angewendeten Schaltung zeigt Abb. 13.

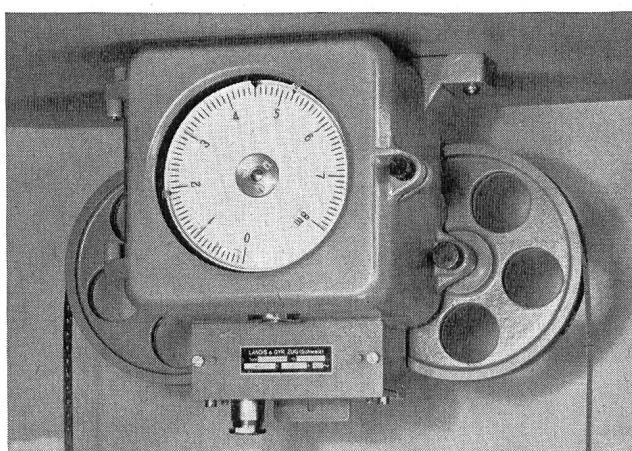


Abb. 10 Wasserstands-Ferngeber mit eingebautem Meßpotentiometer

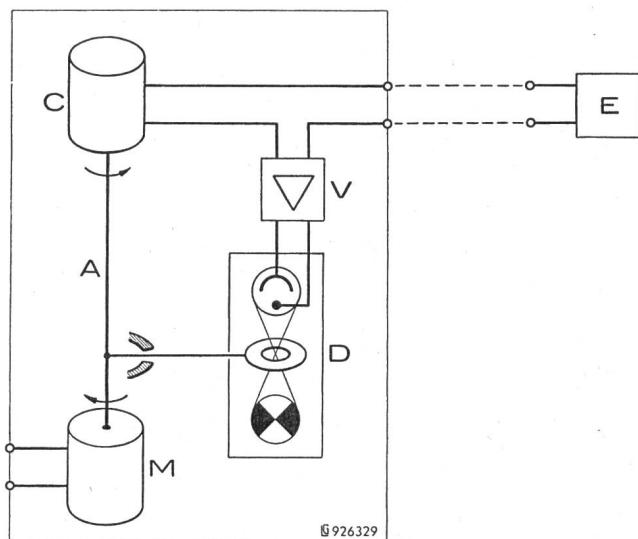


Abb. 11 Prinzipschema des Kompensations-Fernmeßgebers Landis & Gyr

- M Meßwerk
- C Kompensationswerk
- A Drehachse mit Blende
- D Vorrichtung mit Glühlampe und Photozelle
- V Verstärker
- E Empfangsgerät

Bereits im Jahre 1941 stellten Heß und Mousson²⁸ in eingehenden Untersuchungen fest, daß infolge ungenügender Betriebskontrolle die Jahresproduktion von Niederdruckkraftwerken meist um 8 ... 10% unter dem erreichbaren Maximum liegt. Canaan²⁹ wies 1942 ebenfalls auf die Mängel der Produktionsüberwachung hin, und auch Schloffer¹³ erwähnt 1953, die Verhältnisse hätten sich im allgemeinen noch nicht gebessert.

Der Turbinenhersteller muß dem Bauherrn des Kraftwerkes einen Wirkungsgrad seiner Maschinen garantieren. Oft werden durch zeitraubende und kostspielige Abnahmevereekte diese Garantiewerte überprüft. Sind aber diese Messungen einmal abgeschlossen, so besteht keine Möglichkeit mehr, die Wirtschaftlichkeit der Energieproduktion fortlaufend zu überwachen. Es ist zudem nicht ohne weiteres einzusehen, weshalb der Turbinenlieferant den Wirkungsgrad seiner Maschinen auf Bruchteile von Prozenten garantieren muß, wenn später im Betrieb dauernde Verluste von mehreren Prozenten der gesamten Energieproduktion in Kauf genommen werden.

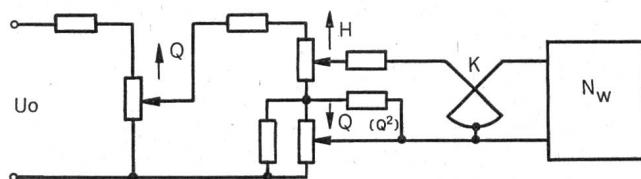


Abb. 13 Von Landis & Gyr verwendetes Netzwerk zur Ermittlung des Gesamtwirkungsgrades nach Gleichung (10)

- U_o Speisespannung
- Q der momentanen Durchflußmenge proportionale Potentiometerstellung
- H dem momentanen Gefälle proportionale Potentiometerstellung
- N_w Kompensations-Meßwertgeber zur Abgabe einer der momentanen Wirkleistung proportionalen Spannung
- K Anzeige- oder Registrierinstrument mit Kreuzspulmeßwerk zur Anzeige des Gesamtwirkungsgrades der Anlage

Einer sofortigen Anzeige des momentanen Gesamtwirkungsgrades kann in der Betriebsüberwachung von Wasserkraftwerken eine gewisse Bedeutung zukommen. Wird nämlich der Gesamtwirkungsgrad eines Kraftwerkes derart bestimmt, daß die Ablesung der pro Stunde erzeugten Energie dazu verwendet wird, um aus einmal durchgemessenen Kurven den Zusammenhang zwischen Leistung und Wirkungsgrad herauszulesen, so entstehen große Fehler. Ein Beispiel soll diese Feststellung belegen.

Für ein Intervall von einer Stunde betrage die am Zähler abgelesene Produktionsmenge 24 500 kWh. Aus der erwähnten Kurve werde für die Leistung 24 500 kW ein Wirkungsgrad von 89,5 % herausgelesen. Wird diese Wirkungsgradbestimmung stündlich durchgeführt, so beträgt der scheinbare Betriebswirkungsgrad der Anlage ebenfalls 89,5 %.

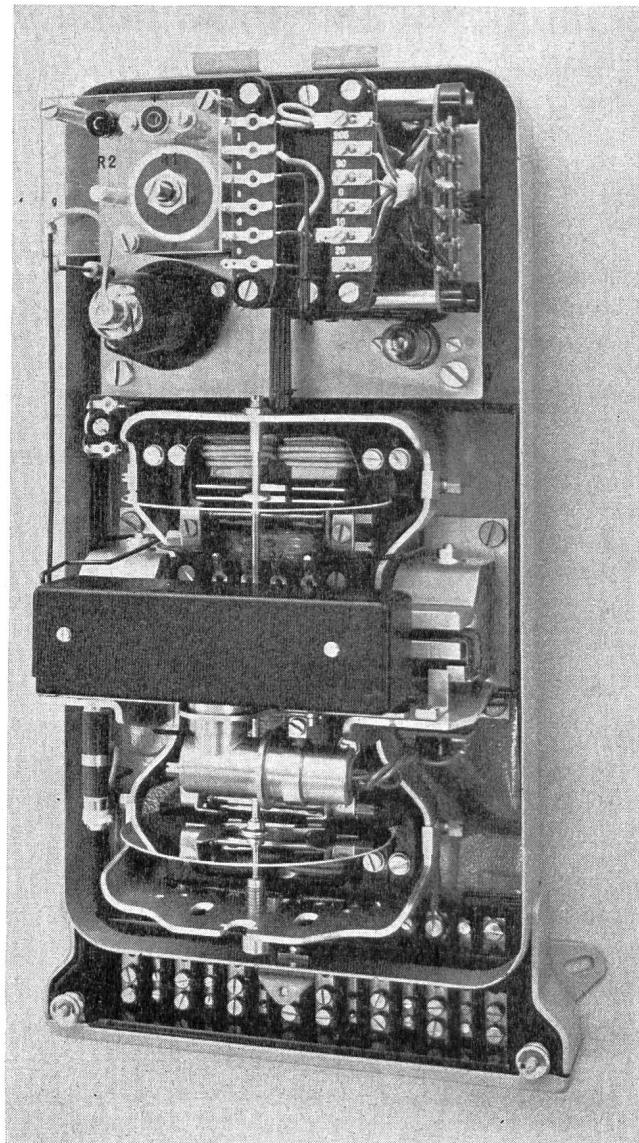


Abb. 12 Kompensations-Fernmeßgeber Landis & Gyr von Abb. 11 geöffnet. Oben im Gehäuse der Speiseteil und der Verstärker, darunter das Zweisystem-Ferraris-Meßwerk. Zu beiden Seiten desselben je ein Permanent-Magnet und eine Spule des Kompensationswerkes (Drehspulsystem), teilweise verdeckt von der Abdeckhaube der Photozellen-Vorrichtung

Beton mit Barra 55-Vinsol



Staumauer Sambuco, Betonierung mit Barra 55-Vinsol (ca. 600 000 m³ Beton). Barra 55-Vinsol wird auch für die im Bau befindlichen Staumauern Grande-Dixence (1. Phase: 1 800 000 m³ Beton) und Mauvoisin (ca. 2 000 000 m³ Beton) verwendet.

Dieser auf Vinsol-Basis aufgebaute Luftporenbetonzusatz erhöht die Plastizität und Verarbeitbarkeit des Frischbetons sowie die Wasserdichtigkeit und Frostbeständigkeit des fertigen Bauwerkes ohne die Druckfestigkeit zu beeinflussen. Beim Pumpbeton ergeben sich keine Verstopfer und kein Entmischen. Barra 55-Vinsol wird heute hauptsächlich für Staumauern verwendet, dann aber auch für Stollen- und Kanalverkleidungen, Böschungsplatten sowie im Brücken- und Hochbau.

Atteste verschiedener Prüfungsinstitute stehen zur Verfügung.



MEYNADIER

+CIE AG

Zürich
Bern
Lausanne

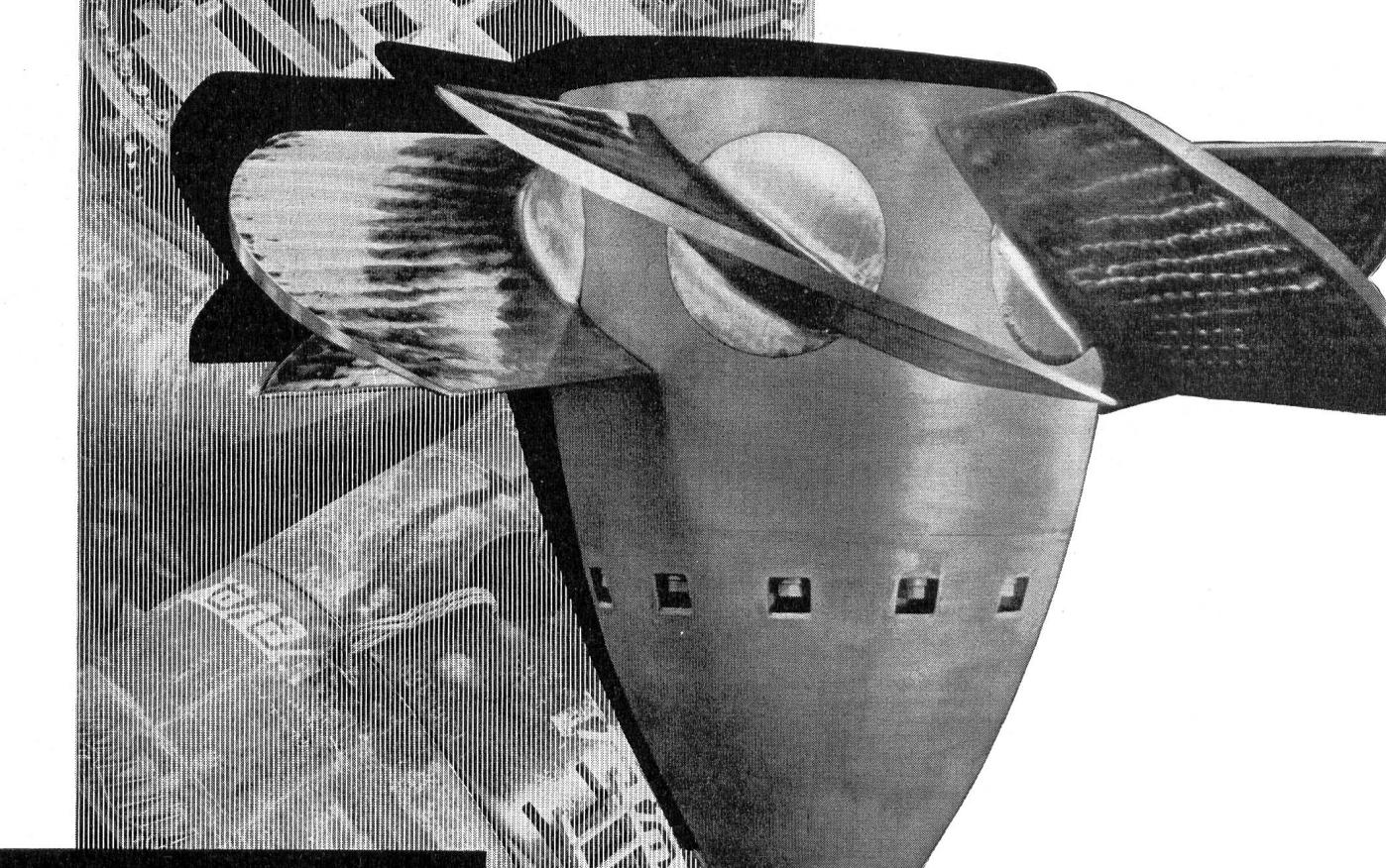
Vulkanstrasse 110
Murtenstrasse 36
Grand-Chêne 2

Telephon 051/52 22 11
Telephon 031/ 2 90 51
Telephon 021/23 41 40

Vevey

Fournitures à l'Usine de Peccia:
2 groupes Pelton de 36 850 Ch
avec régulateurs accélo-tachymétriques.

1 turbine auxiliaire de 420 Ch



Turbines hydrauliques,
équipements mécaniques et
métalliques pour l'utilisation
des chutes d'eau.

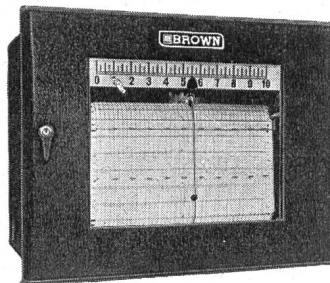
Ateliers de Constructions Mécaniques de Vevey S.A.

Vevey/Suisse



Höchste Genauigkeit und Empfindlichkeit sind die wichtigsten Vorzüge dieses Instruments

Der ElectroniK-Schreiber hat alle guten Eigenschaften, die man von einem modernen, registrierenden Meßinstrument verlangt.

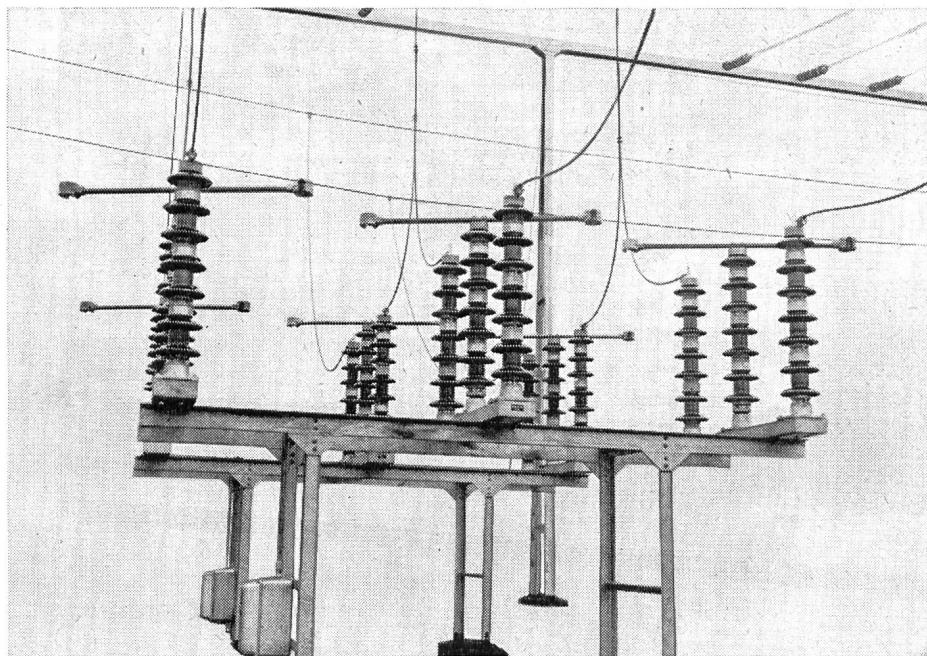


Der ElectroniK-Schreiber mißt und registriert: Temperaturen, Drücke, Niveaux, Drehzahlen, Vibrationen, alle elektrischen Größen inkl. Frequenz und Leistung.

Der ElectroniK-Schreiber ist nur ein Beispiel aus dem umfangreichen Honeywell-Fabrikationsprogramm. Unsere Ingenieure geben Ihnen gerne alle weiteren Auskünfte.

ZÜRICH - GENÈVE **Honeywell** DIE WELTFIRMA FÜR AUTOMATION

ZÜRICH HÖSCHGASSE 45 (051) 34 40 40 GENÈVE 26, ROUTE DE MEYRIN (022) 34 08 75

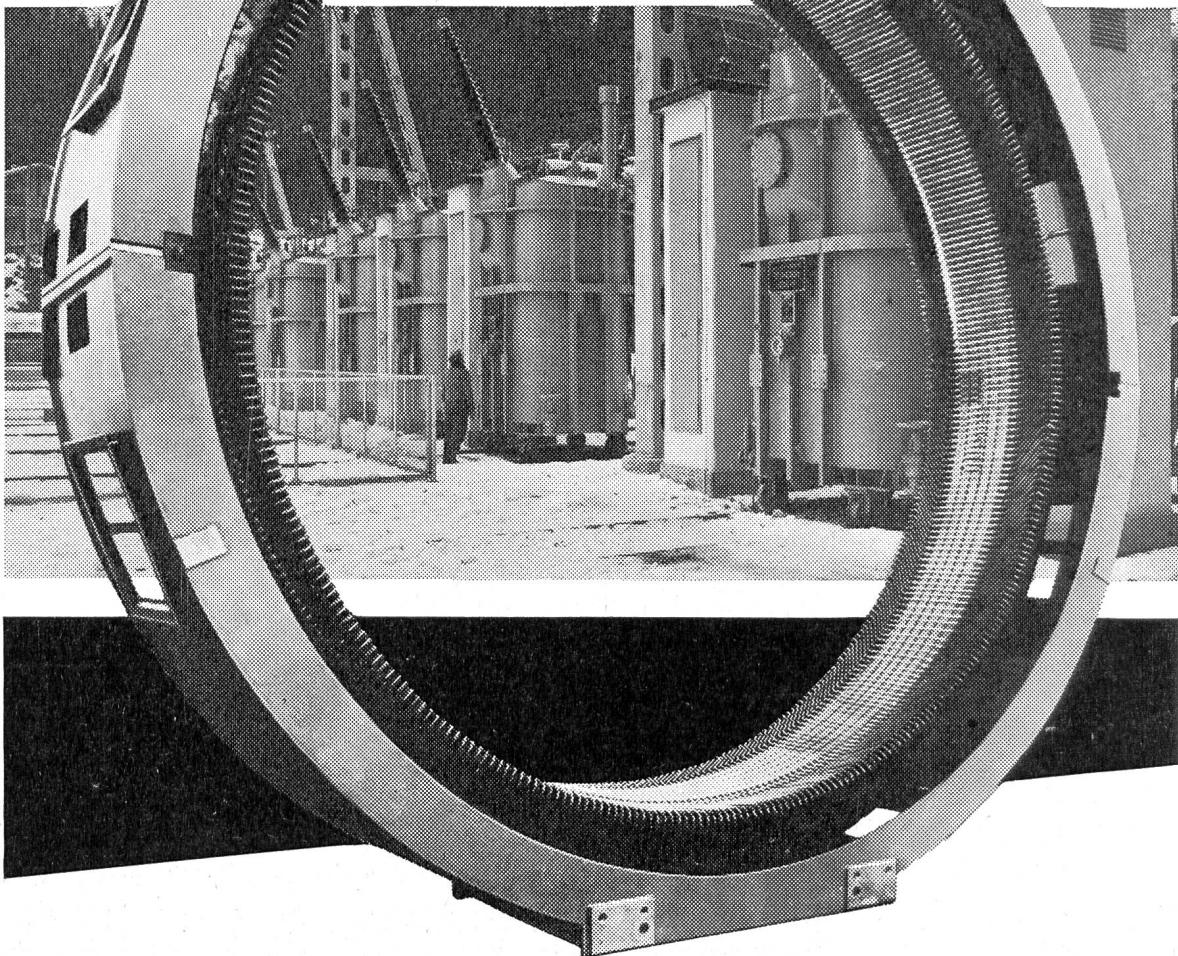


Für viele der in den letzten Jahren erstellten Kraftwerke lieferten wir die kompletten Hochspannungsschaltanlagen (mit Ausnahme der Transformatoren und Leistungsschalter.)

150 kV- Freiluft-Schaltanlage mit motorgesteuerten Trennschaltern.

Alpha A.G. Nidau (BIEL) Telephon (032) 2 46 92

Equipements pour centrales électriques

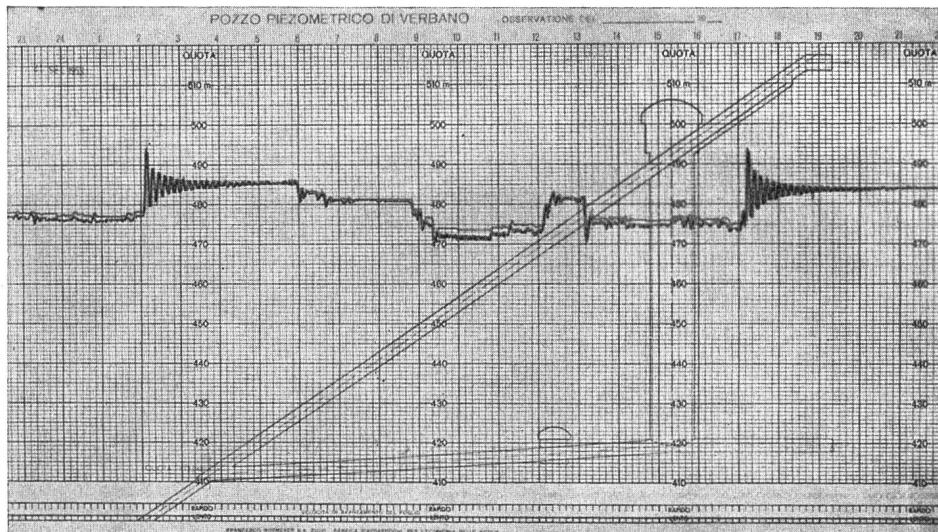
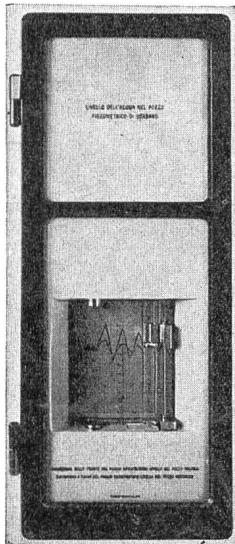


Sécheron

Alternateurs et moteurs pour des puissances supérieures à 150 kW. Transformateurs mono- et triphasés pour toutes puissances et tensions. Equipements complets pour la traction électrique. Installations de redresseurs sans pompes, à vapeur de mercure et gaz rare. Régulateurs automatiques ultra-rapides pour les réglages les plus divers. Electrodes et appareils pour le soudage à l'arc.

S. A. des Ateliers de Sécheron, Genève

Sécheron a livré aux **Forces Motrices de la Maggia S.A.** à Locarno les deux alternateurs principaux de 28 000 kVA chacun, 12 000 V, 300 t/min, 50 Hz, destinés à la **centrale de Peccia**, ainsi qu'un alternateur auxiliaire d'une puissance de 270 kVA.

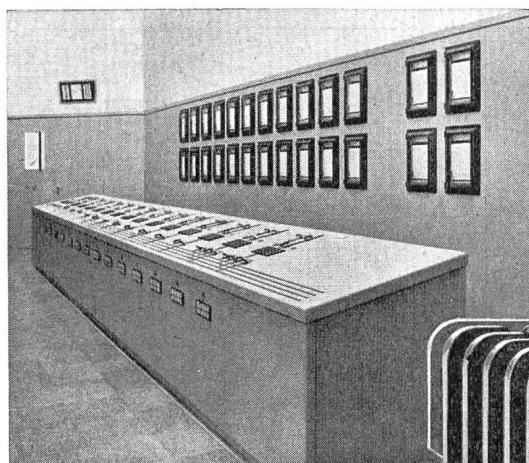


Officine Idroelettriche della Maggia S. A., Locarno Centrale di Verbano 128000 kVA

Links: **Kombinierter Wasserstandsfernmesser** für den Schrägschacht und den Vertikalschacht des Wasserschlusses.

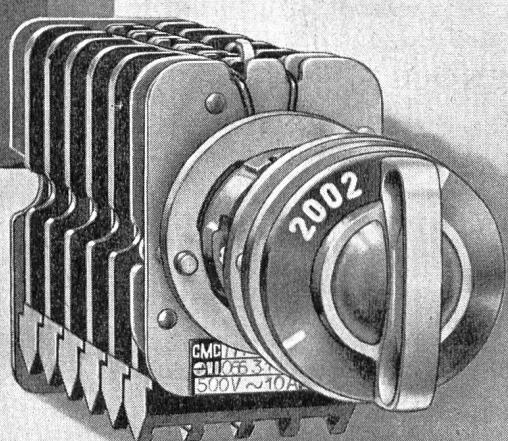
Rechts: **Abschnitt vom ablaufenden Registrierstreifen.** Auf dem durchsichtigen Papier sind auf der Vorderseite die Spiegel-schwankungen im Schrägschacht mit roter, auf der Rückseite die Schwankungen im Vertikalschacht mit blauer Tinte registriert. Der Querschnitt des Wasserschlusses ist dem Papierband aufgedruckt. Normaler Papierzuschub 20 mm/h, im Schnellgang: 20 mm/Minute. Unten zeigt die registrierte Horizontale durch ihre Höhenlage an, ob der normale oder schnelle Papierzuschub in Tätigkeit ist.

FRANZ RITTMEYER AG., ZUG Apparatebau für die Wasserwirtschaft



KOMMANDORÄUME

Kommandoraum Mettlen



KOMMANDOSCHALTER

CMC CARL MAIER & CIE
Fabrik elektrischer Apparate und Schaltanlagen
SCHAFFHAUSEN TEL. 053 56131

BRUN



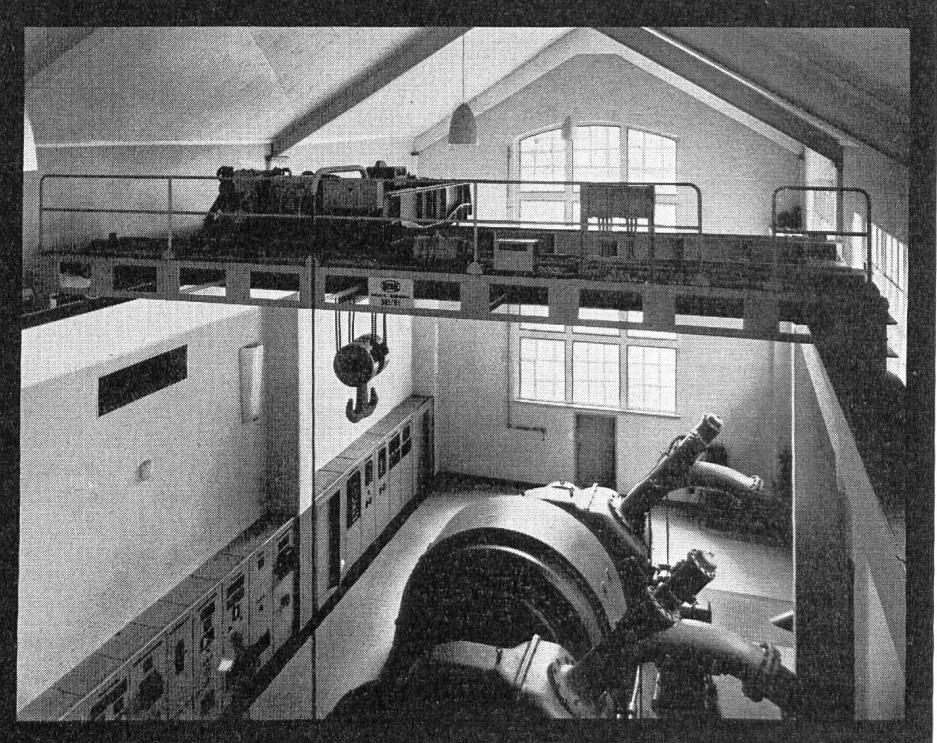
Laufkrane in Kraftwerkzentralen

Die Anpassung der Krane an alle betrieblichen Anforderungen und die auch für das Auge gefällige Einfügung in die Architektur eines gepflegten Innenraumes ist unsere Spezialität.

Beispiel: Zentrale Bolzach
Kraftwerk Isenthal
des EW Altdorf

Verlangen Sie
auch unsere Beratung

Brun & Cie. AG Nebikon / LU
Telephon (062) 9 51 12



SOCAL S.A.

ERDÖLPRODUKTE

Hauptsitz: Lausanne, 12, rue Etraz, Tel. (021) 22 27 46

Alleinvertretung der

«PURFINA» -

TRANSFORMATORENÖLE

TURBINENÖLE

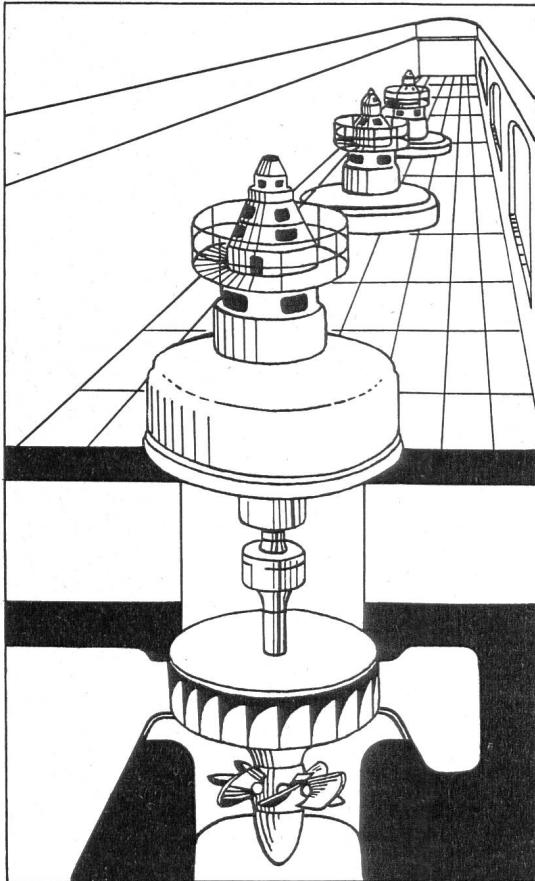
DIESELMOTORENÖLE

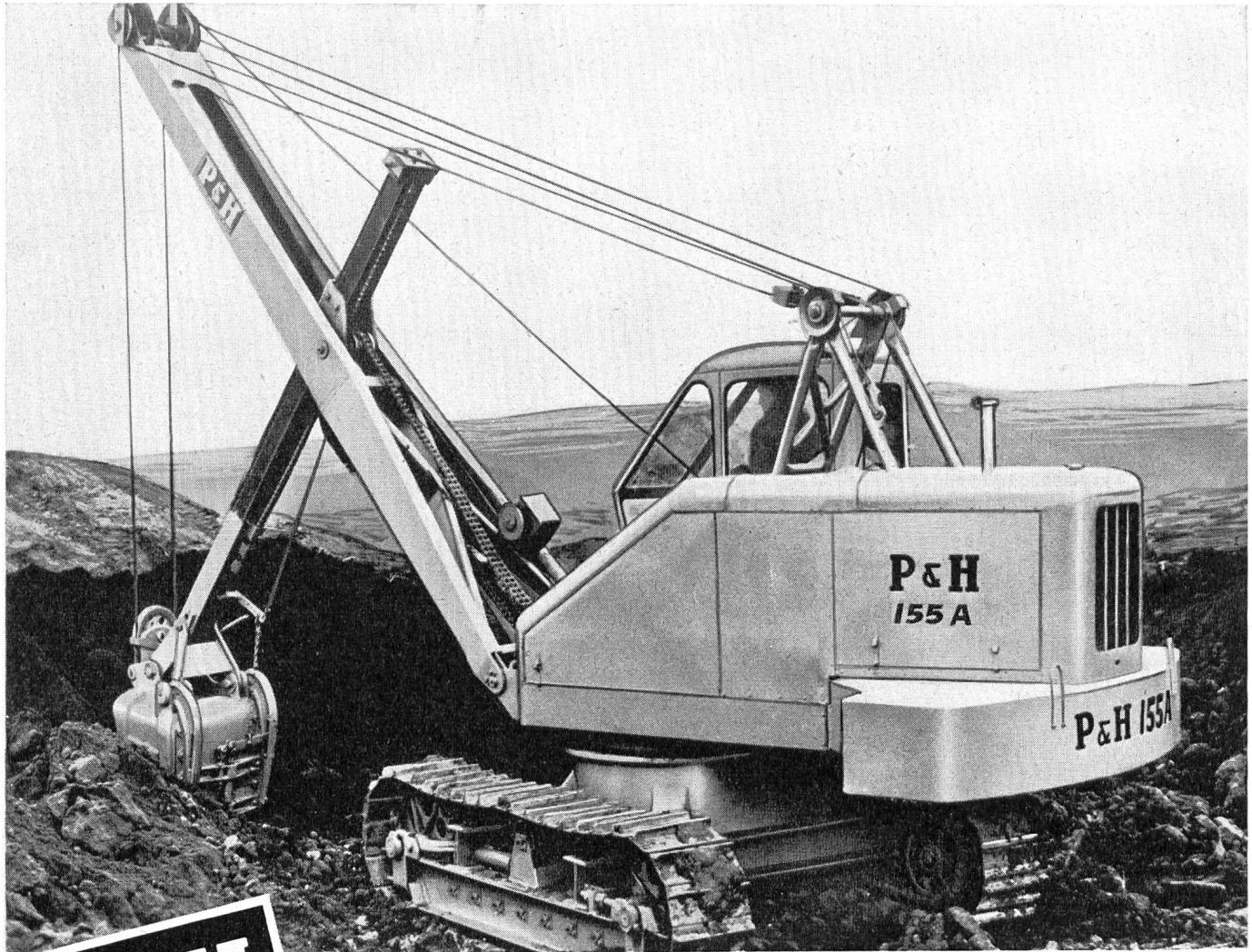
SPEZIALÖLE UND FETTE

TREIB- UND BRENNSTOFFE



Unsere Ingenieure beraten Sie gerne





P&H

Krane und Bagger

kosten weniger — leisten mehr

P&H Typ 155 A

Gewinnbringende Merkmale

- ★ Kübelinhalt: $\frac{1}{2}$ yd = 400 l
- ★ Vollständig geschweißte Konstruktion
- ★ Hydraulische Niederdrucksteuerung
- ★ Raupenfahrwerk
- ★ Gute Bodenhaltung
- ★ Leicht zu manövrieren
- ★ Caterpillar-Dieselmotor

Moderne Konstruktionsmethoden und Fließbandmontage erlauben es, die bekannte P & H Qualität zu einem günstigen Preis zu liefern.

Der P & H Typ 155 A ist ein besonders leistungsfähiger Bagger von erstaunlicher Schnelligkeit in allen Bewegungen, sei es Drehen, Graben oder Heben. Er ist mit einem den Raupentraktoren ebenbürtigen Fahrwerk ausgerüstet, besitzt eine ausgezeichnete Bodenhaltung und ist auch in schwierigsten Geländeverhältnissen leicht zu manövrieren. Der Antrieb läuft im Oelbad und ist in einem einzigen, vollständig steifen Gehäuse untergebracht.

Ihr Baggerführer arbeitet mit dem P & H Bagger besser, weil er dank der bewährten hydraulischen P & H Niederdrucksteuerung den Kübel viel genauer steuern kann! Verlangen Sie unser unverbindliches Angebot über den P & H Typ 155 A und andere P & H Modelle.

HARNISCHFEGER INTERNATIONAL CORPORATION

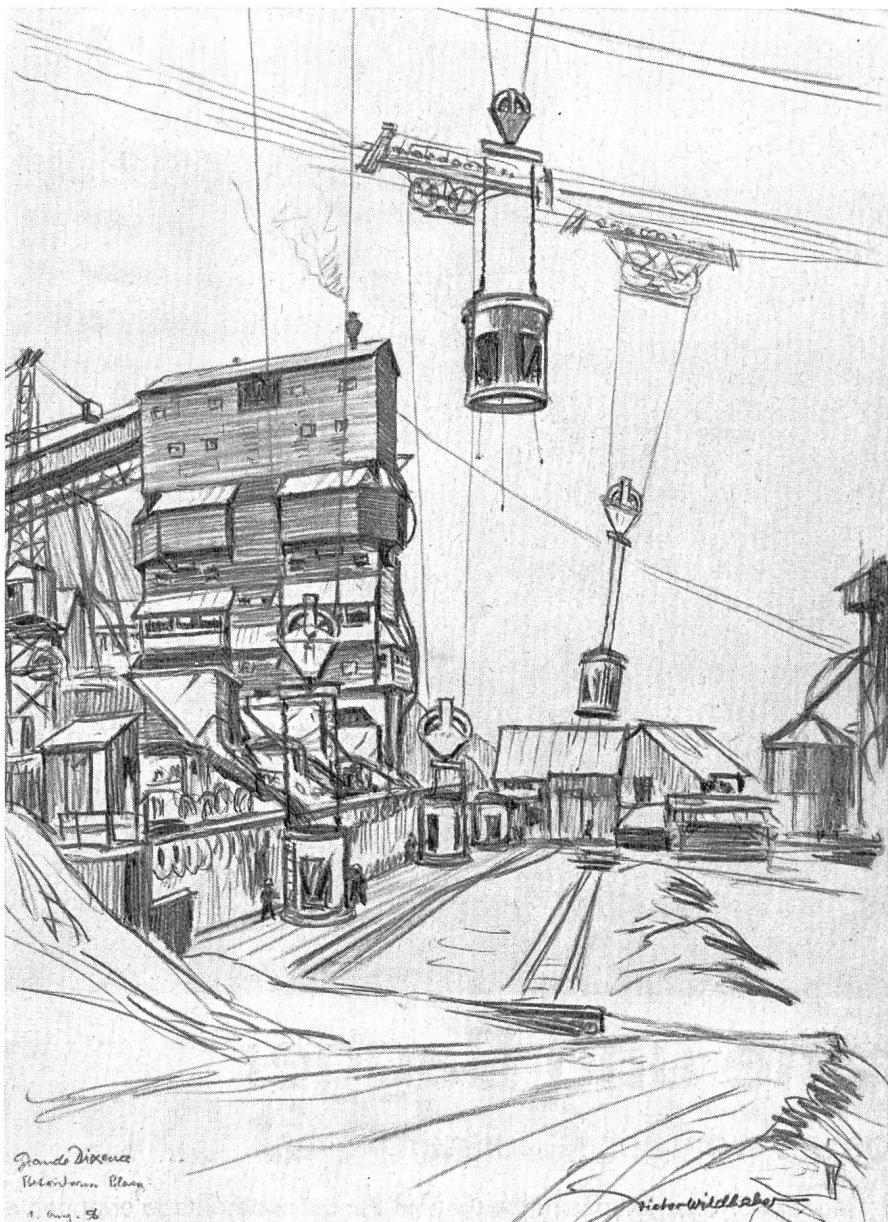
Milwaukee 46, Wisconsin, USA, Telegramme: «HARNINCO»
Europa-Niederlassung: Harnischfeger Vertriebs GmbH,
Alleestrasse 33, Düsseldorf, Deutschland

Alleinvertretung für die Schweiz:

ULRICH AMMANN, Baumaschinen, Langenthal

Telephon 063/22702

P&H



Betonfabrik und -Umschlagplatz Staumauer Grande-Dixence

Zeichnung von V. Wildhaber, Stäfa

**Moderne Maschinen
rationalisieren
den Kraftwerkbau**

**Geräte für den Erdaushub und Felsausbruch - Transportmaschinen
Sand- und Kiesaufbereitungs-Anlagen - Betonieranlagen
Stollenbaumaschinen - Rollbahnmaterial - Sprengstoffe
Zündmittel - Maschinen und Geräte für die Schneeräumung**

Uraniastrasse 31

Telephon (051) 231750

**Für jede Bauarbeit
die geeignete
Qualitätsmaschine**

Robert Aebi & Cie AG Zürich

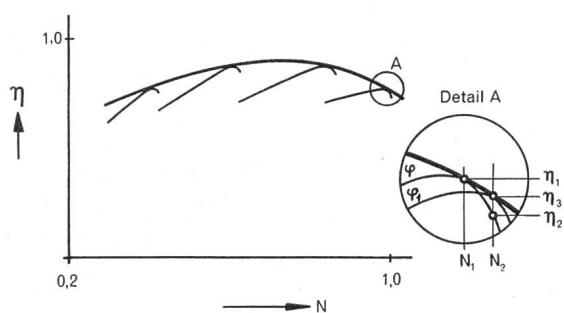


Abb. 14 Zusammenhang zwischen Leistung N und Gesamtwirkungsgrad für eine Kaplan-turbine. Die Punkte besten Gesamtwirkungsgrades liegen auf der Einfüllenden sämtlicher Propellerkurven

In Wirklichkeit sei die Last nach folgender Zusammensetzung verteilt gewesen:

45 min 29 000 kW entsprechend einem Wirkungsgrad von 82% und

15 min 11 200 kW entsprechend einem Wirkungsgrad von 76%.

Der so errechnete Gesamtwirkungsgrad wird

$$82 \cdot 29\,000 = 2\,380\,000$$

$$76 \cdot 11\,200 = 850\,000$$

$$\Sigma \text{ kW } 40\,200 \quad 3\,230\,000 = \Sigma \text{ der Produkte.}$$

$$\eta = \frac{3\,230\,000}{40\,200} = 80\%.$$

Daher beträgt der Fehler in der Wirkungsgradbestimmung $89,5 - 80 = 9,5\%$, wenn die stündliche Zählerablesung in kW verwendet wird. Die Höhenänderung

im Unterwasser zwischen zwei stündlichen Ablesungen kann weitere 2...3% Fehler verursachen, welche auf diese Weise nicht bemerkt werden.

Bei Anlagen mit Kaplan-turbinen kann während des Betriebes zufolge der Doppelregulierbarkeit die Zuordnung zwischen Laufradstellung und Leitapparatöffnung verändert werden. Diese Möglichkeit kann unter gewissen Voraussetzungen zu einer Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades führen.

In Abb. 14 ist die sog. Kaplankurve als Einfüllende der einzelnen Propellerkurven dargestellt, welche sich für konstante Laufradwinkel φ ergeben. Bei der Belastung N_1 beträgt der Gesamtwirkungsgrad der Anlage η_1 . Durch Vergrößerung der Leitapparatöffnung (bei gleichbleibendem Laufradwinkel) läßt sich die Leistung z. B. auf den Wert N_2 steigern. Die abgelesene Leistungsvergrößerung $N_2 - N_1$ läßt nun den Schluß zu, der vorgenommene Eingriff habe zu einer Verbesserung des Betriebszustandes geführt. Tatsächlich ist jedoch das Gegenteil der Fall: die Leistungssteigerung $N_2 - N_1$ wurde mit einer Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades um den Betrag $\eta_1 - \eta_2$ erkauft. (Richtig wäre nach Abb. 14 eine gleichzeitige Änderung der Laufradstellung auf den Wert φ_1 . Die Wirkungsgradverschlechterung würde in diesem Fall nur den Betrag $\eta_1 - \eta_3$ erreichen.) Ohne Wirkungsgrad-Meßanlagen lassen sich solche Verschlechterungen der Wirtschaftlichkeit überhaupt nicht feststellen. Wie Streiff⁵ richtig feststellt, «macht also die wissenschaftliche Betriebsführung auch vor den Kraftwerkbetrieben nicht Halt».

Literatur

1. I. A. Winter: Improved Type of Flow Meter for Hydraulic Turbines. Proceedings ASCE, Bd. 59 (1933), Nr. 4.
2. Winter: 2 Methods of Measuring Water to Hydraulic Turbines. Power, Bd. 77 (1933), S. 126/127.
3. J. M. Mousson: Safe Harbor Hydro Plant Meters Water Flow. Power, Bd. 84 (1940), S. 650—652 und 708—710.
4. J. M. Mousson: Turbine Discharge Metering at the Safe Harbor Hydroelectric Development. Transactions of the ASME, Bd. 63, Nr. 5, July 1941, S. 369—379.
5. C. Streiff, Zürich: Neuzeitliches aus dem Wasserturbinengebiet. Wasser und Energiewirtschaft 48. Jahrgang (1956), Heft 3, S. 50.
6. Williams, Hubbell, Fenckell: Experiments on the Effect of Curvature upon the Flow of Water in Pipes. Transactions ASCE, Bd. 42 (1902), 1. Saph and Schoder: Transactions ASCE 47 (1902), 295.
7. G. H. Voaden: Index Testing of Hydraulic Turbines. Transactions of the ASME, Bd. 73, July 1951, S. 481—497.
8. Dow: Proceedings ASCE, Bd. 59 (1933), August.
9. Strowger: Proceedings ASCE, Bd. 59 (1933), November.
10. H. Böhm-Raffay und F. Schulz, Wien: Wassermengenmessung in Nieder- und Mitteldruckkraftwerken. ÖZE, Jahrgang 5 (1952), Heft 3, S. 77—80.
11. H. Böhm-Raffay und F. Schulz, Wien: Durchflußmessungen in Mitteldruckkraftwerken. Maschinenbau und Wärme-wirtschaft, 9. Jahrg. (1954), Heft 5, S. 128—132.
12. A. List: Turbinenabnahmeversuche an einem Niederdruckkraftwerk. Die Wasserwirtschaft, 44. Jahrg. (1954), Heft 12.
13. G. Schloffer: Wasserleistungsmessungen in Niederdruckkraftwerken. ÖZE, Jahrg. 6 (1953), Heft 4, 146—152.
14. C. M. Allen and E. A. Taylor: The Salt-Velocity Method of Water Measurement. Transactions of the ASME 1928, Bd. 14, and Mech. Eng. 1924/46/1/13. Siehe auch 1924/46/3/152.
15. F. Salgot: La méthode Gibson pour la mesure du débit d'une conduite forcée. Bull. Tech. de la Suisse Romande 1926, Nr. 18.
16. S. Bitterlik: Erfahrungen bei Wassermessungen an Turbinen. Wasserkraft und Wasserwirtschaft, 32. Jahrg. (1937), Heft 10/11, S. 109/113.
17. J. M. Mousson: Water Gaging for Low-Head Units of High Capacity. Transactions of the ASME, Bd. 57 (1935), Paper Hyd.-57-10, S. 303—316.
18. F. Schulz, Wien: Laufende Messung der Betriebswassermengen in Großkraftwerken mit Hilfe der Differenzdruckmethode. Abhandlung des Dokumentationszentrums für Technik und Wirtschaft. 1952, Heft 10.
19. H. Böhm-Raffay und K. H. Fasol, Wien: Versuche über die Ausbildung von Druckmeßbohrungen. Maschinenbau und Wärme-wirtschaft, 10. Jahrg. (1955), Heft 7, S. 217—219.
20. F. Schulz: Hydraulisches Maßwesen. Maschinenbau und Wärme-wirtschaft, 7. Jahrg. (1952), Heft 3, S. 44—48.
21. H. Gerber: Die Bestimmung des günstigsten Zusammenhangs zwischen Leitapparat und Laufrad von Kaplan-turbinen. Schweiz. Bauztg., Bd. 106 (1935), S. 71, und Escher-Wyss-Mitt., Bd. 8 (1935), S. 107.
22. H. Böhm-Raffay, Wien: Einfache Bestimmung der günstigsten Zuordnung zwischen Lauf- und Leitradstellung von Kaplan-Turbinen. Zeitschr. Maschinenbau und Wärme-wirtschaft, 7. Jahrg. (1952), Heft 11, S. 191/192.
23. A. List, München: Vereinfachtes Verfahren zum Einstellen von Kaplan-turbinen auf besten Wirkungsgrad. Die Wasserwirtschaft, 44. Jahrg. (1954), Heft 4.
24. Diskussion zu 23. Die Wasserwirtschaft, 44. Jahrg. (1954), Heft 10.
25. F. Schulz: Leistungssteigerung an Kaplan-turbinen. ÖZE, Jahrg. 6 (1953), Heft 12, S. 417—419.
26. O. Koppitz, Eschwege: Erhöhung der Energieausbeute von Wasserkraftwerken durch Ausgestaltung der Betriebsüberwachung. Elektrizitätswirtschaft, 50. Jahrg. (1951). Heft 6, S. 165—170.
27. M. Skalicky, Wien: Meßeinrichtung zur Erfassung der Rohwasserleistung in Wasserkraftwerken. Elektrotechnik und Maschinenbau, 72. Jahrg. (1955), Heft 5, S. 97—99.
28. W. B. Hess and J. M. Mousson: More Power Through Higher Operating Efficiencies of Hydro Electric Power Plants. Edison Electric Institute Bulletin, July 1941, S. 313—320.
29. H. F. Canaan, Heidenheim: Studien über die Erleichterung der Betriebskontrolle und die Erhöhung der Jahresproduktion von Wasserkraftanlagen. Wasserkraft und Wasserwirtschaft, 37. Jahrgang (1942), Heft 5, S. 104—110.
30. G. Schloffer: Quantitative Hydraulik in Wasserkraft-Niederdruckanlagen. Bulletin SEV, 47. Jahrg. (1956), Nr. 22, S. 997—1006.
31. G. Schloffer: Leistungskontrolle in Wasserkraftanlagen mit Spiral-turbinen. Vorabdruck für Teilnehmer der 5. Weltkraftkonferenz, Wien 1956; Abt. H, Bericht 15 H/6, Österreich.