

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 86 (1968)  
**Heft:** 40

**Artikel:** Stabilitätsprüfung in grossen Wasserkraftwerken  
**Autor:** Stein, T.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-70151>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **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. [Voir Informations légales.](#)

### **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. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 06.02.2025

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

## Viertes Internationales IVHF-Symposium, Lausanne

Der «Ausschuss für Strömungsmaschinen, Zubehör und Kavitation» des Internationalen Verbandes für Hydraulische Forschung (IVHF) führt vom 8. bis 11. Oktober 1968 in Lausanne ein weiteres internationales Symposium durch. Nachdem diese in Frankreich, Japan und Deutschland stattfanden, fiel diesmal auf die Schweiz die Ehre, Gastland zu sein. Das grosse Interesse, welches diese Veranstaltung in der Fachwelt erweckte, konnte an der grossen Zahl der eingereichten Arbeiten gemessen werden. Viele interessante Beiträge mussten aus zeitlichen Gründen zurückgewiesen werden. Dies veranlasste die Redaktionen des «Bulletin Technique de la Suisse Romande»<sup>1)</sup> und der «Schweizerischen Bauzeitung», ihre Spalten für die Veröffentlichung solcher Arbeiten zur Verfügung zu stellen, die am IVHF-Symposium nicht vorgetragen werden können.

## Stabilitätsprüfung in grossen Wasserkraftwerken

DK 621.311.21:61-53

Von T. Stein, dipl. Ing. ETH, De Pretto-Escher Wyss, Schio/Italien

### Zusammenfassung

Die Messung des Regler-Frequenzgangs geschah bisher einheitlich mit einer Eingangsamplitude  $x_0 = 1\%$  der Regelgrösse für die aufgeprägten Sinusschwingungen. Die Nichtlinearität in der Verzögerung zwischen PI-Befehl und Leitradstellung erfasst man aber nur, wenn man ausserdem mit zum Beispiel  $x_0 = 0,25\%$  Eingangsamplitude misst. So wird der Sinusgeber das zuverlässige Instrument, um in grossen Zentralen, bei denen es nicht möglich ist, nur für Versuchszwecke einen Inselbetrieb herzustellen, trotzdem einen richtigen Einblick in den Abklingvorgang zu gewinnen und damit die Reglereinstellung für kleinste Frequenzausschläge bei genügender Stabilität zuverlässig vornehmen zu können.

### 1. Kein Inselbetrieb durchführbar

Um durch Messung des Regler-Frequenzgangs [1] beim Pumpspeicherwerk Säckingen-Kaverne der Schluchseewerk AG von 4 mal 88,6 MW die Stabilitätssicherheit im Inselbetrieb, das heisst bei Trennung vom Verbundnetz, sicherzustellen, war es bei dieser grossen Leistung nicht möglich, wie bei kleinen Kraftwerken in früheren Fällen [2], [3] durch Auftrennen von Netzverbindungen ein Inselnetz für Stabilitätsversuche herzustellen<sup>2)</sup>.

Der grosse Netzzusammenbruch in den USA im November 1965 zeigt aber, wie notwendig es ist, dass die Kraftwerke auch bei aufgetrenntem Verbundnetz stabil und mit guter Frequenzhaltung arbeiten, um möglichst schnell den Zusammenschluss wieder herstellen zu können. Hierzu werden die Erfahrungen [2], [3], die mit kleinen Kraftwerken gemacht wurden, dazu mitverwendet, um nachfolgend abzuleiten, wie die Rechen- und Messmethoden, die für Stabilitätsversuche grosser Kraftwerke als Ersatz für echten Inselbetrieb notwendig werden, zweckmässig auszuwerten sind.

### 2. Bester Kompromiss zwischen grösster Frequenzabweichung und Stabilität

Bei den Stabilitätsuntersuchungen in grossen Kraftwerken durch Berechnung der geregelten Anlage (Regelstrecke) und Messung des Regler-Frequenzgangs durch aufgedrückte Sinusschwingungen [2]

fehlt die bei echtem Inselbetrieb in kleineren Anlagen vorliegende Messung über die Grösse der Frequenzausschläge (Bild 1). Man kann deshalb versucht sein, sich mit der Feststellung einer möglichst kräftigen Stabilisierung zu begnügen, ohne zu berücksichtigen, dass mit zunehmender verbesserter Stabilisierung nach Lastsprüngen grössere Frequenzabweichungen entstehen.

Bei der dargestellten Messung für eine Kaplan-turbine von 11,6 MW (Bild 1) entstand schon bei einem Lastsprung von nicht ganz 7% ein erster Frequenzausschlag von 1,2 Hz = 2,4%, der proportional mit der Grösse des Lastsprungs zunimmt.

Am übersichtlichsten lässt sich der Abklingvorgang beurteilen durch die praktische Abklingzeit  $T_{1/10}$  auf 1/10 des ersten Ausschlages  $x_{max}$  der geregelten Frequenz  $x$  und durch die Anzahl  $a_{1/10}$  der «Halbschwingungen» (nach beiden Richtungen), die nach dem ersten Ausschlag in der Zeit  $T_{1/10}$  auftreten [3].

Gemessen wurde in Bild 1 nur bis zur 3. Halbschwingung, wobei erst ein Abklingen auf 0,167 (also  $T_{1/6}$  statt  $T_{1/10}$ ) stattfand, so dass bis  $T_{1/10}$  nahezu 4 Halbschwingungen auftreten. Nach Unterbrechung der laufenden Aufzeichnung zwecks Verkürzung des Registrierstreifens zeigt die Wiederaufnahme der Registrierung rechts im Bild eine vollkommen konstante Frequenz ohne eine übrigbleibende Dauerschwingung.

Gegenüber diesem durchaus befriedigenden Abklingvorgang liesse sich durch höhere Einstellparameter des Reglers mit gesteigerter Stabilität die Zahl der Halbschwingungen unter Näherung an einen aperiodischen Verlauf heruntersetzen. Dies aber nur auf Kosten eines grösseren ersten Frequenzausschlages  $x_{max}$ .

### 3. Steigender Frequenzausschlag $x_{max}$ bei erhöhter Einstellung der Regler-Parameter

Da der im Inselbetrieb auftretende Lastsprung keine feste Grösse ist, kommt es nicht darauf an, den Ausschlag  $x_{max}$  effektiv zu berechnen. Es genügt vielmehr, unter starker Vereinfachung den Zusammenhang zwischen Reglerparameter und Frequenzausschlag  $x_{max}$  für einen unverzögerten PI-Regler ( $T_m = 0$ ) ohne Druckstoss ( $T_w = 0$ )

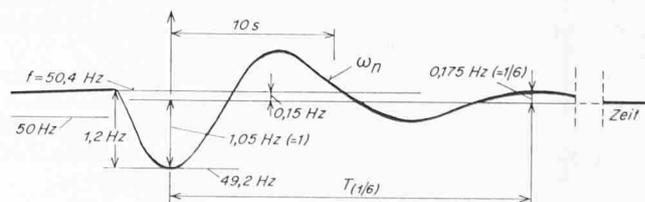


Bild 1. Die Messung des zeitlichen Verlaufs der Netzfrequenz  $\omega_n$  nach einem Lastsprung von nur 7% zeigt im echten Inselbetrieb, der im Grosskraftwerk nicht durchführbar ist, so hohe Frequenzabweichungen, dass es nicht angezeigt ist, im Interesse eines schärferen Abklingens die Zahl der auftretenden Schwingungen herabzusetzen, weil dies den ersten, maximalen Frequenzausschlag noch erhöhen würde. Wie die Messung rechts nach Unterbruch der laufenden Registrierung zeigt, blieb keine Dauerschwingung übrig.

<sup>1)</sup> Im «Bulletin Technique» werden veröffentlicht: L. Chincholle, Faculté des sciences de Paris: L'effet fusée et l'érosion mécanique de cavitation (Heft 19 vom 21. September); Prof. Th. Bovet, Ecole Polytechnique de Lausanne: Contribution à la notion du chiffre de cavitation d'une turbine hydraulique à réaction, und Prof. A. Gardel, Ecole Polytechnique de Lausanne: Stabilité de réglage des chambres d'équilibre (werden später erscheinen).

<sup>2)</sup> Der Verfasser möchte seinen Dank aussprechen Prof. G. Hutarew für die erhaltenen Aufschlüsse über Frequenzgangmessung, Prof. A. Leonhard für seine Erklärungen über die Beschreibungsfunktion als Mittel zur Erfassung von Nicht-Linearitäten und Dr. Ing. G. Lein, dem Leiter der Versuche beim Kraftwerk Säckingen-Kaverne, dafür, dass erstmals Frequenzgangmessungen mit kleinerer Eingangsamplitude als  $x_0 = 1\%$  ermöglicht wurden und für seinen Hinweis, dass es notwendig ist, mit Eingangsamplituden verschiedener Grösse zu messen, um die Stabilität im «Grossen» und im «Kleinen» zu erfassen.

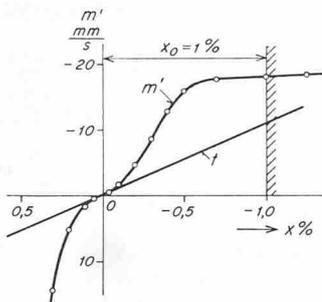


Bild 2. Servomotorgeschwindigkeit  $m'$  in Abhängigkeit von der Frequenzabweichung  $x$ . Infolge des nichtlinearen Anstiegs von  $m'$  mit  $x$ , wird bei einer hohen Eingangsamplitude  $x_0 = 1\%$  der aufgedrückten Sinusschwingung der Abklingvorgang nicht bis auf kleinste Abweichungen  $x$  richtig erfasst; hier liess sich das Abklingverhalten im Gebiet kleinster Abweichungen  $x$  mit Hilfe einer vom O-Punkt ausgehenden linearisierenden Tangente  $t$  rechnerisch bestimmen.

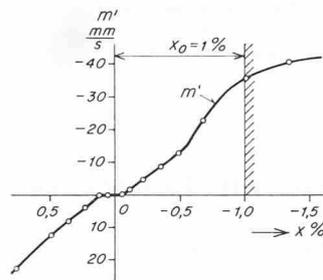


Bild 3. Wie Bild 2, jedoch bei einem Totbereich der Frequenzabweichung  $x$ , für den die Servomotorgeschwindigkeit  $m'$  null bleibt. Hier wird das Abklingverhalten bei kleinen Frequenzabweichungen  $x$  nur richtig erfasst, wenn für die aufgedrückte Sinusschwingung ausser der für grosse Ausschläge massgebenden Eingangsamplitude  $x_0 = 1\%$ , mit einem kleineren Wert, z. B.  $x_0 = 0,25\%$ , gemessen wird (Beschreibungsfunktion).

und ohne Selbstregelung ( $e_N = 0$ ) annähernd festzustellen. Unter diesen Voraussetzungen gilt nach *Hutarew* [1], der zur Berücksichtigung der permanenten Statik  $x_{p0}$  die Summenstatik  $x_p$  (Summen-P-Grad) einführt:

$$(1) \quad m' x_p T_i + m x_{p0} = T_i x' + x$$

$$(2) \quad T_a x' = -m$$

$$(3) \quad x_p T_a T_i x'' + (x_{p0} T_a + T_i) x' + x = 0.$$

Da  $T_i$  und  $T_a$  ähnliche Grössenordnung haben, lässt sich das Glied  $x_{p0} T_a$  vernachlässigen. Man erhält so die charakteristische Gleichung:

$$(4) \quad w^2 + \frac{1}{x_p T_a} + \frac{1}{x_p T_i T_a} = 0.$$

Für die Regelgrösse  $x$  gilt die Gleichung

$$(5) \quad x = e^{pt} (c_1 \cos \omega_e t + c_2 \sin \omega_e t)$$

mit

$$(6) \quad p = -\frac{1}{2x_p T_a}.$$

Nach *Tolle* wird die Näherung benützt

$$\omega_e = \sqrt{\frac{1}{x_p T_i T_a} - \left(\frac{T_i}{2x_p T_a}\right)^2} \approx \frac{1}{x_p T_i T_a}$$

und die Konstanten durch Einführung der Anfangsbedingungen bestimmt [5]

$$(7) \quad c_1 = -\lambda x_{p0} \quad c_2 \sim \frac{\lambda}{\omega_e T_a} \sim \lambda \sqrt{\frac{x_p T_i}{T_a}}$$

Den zur Zeit  $t = 0$  ( $\cos 0^\circ = 1$ ,  $\sin 0^\circ = 0$ ) gültigen Frequenzausschlag  $\lambda x_{p0}$  erkennt man in Bild 1 mit etwa  $-0,15$  Hz, das heisst der Abklingvorgang und  $x_{\max}$  ist auf die neue Beharrungsfrequenz nach dem Lastsprung zu beziehen.

Der erste und grösste Frequenzausschlag  $x_{\max}$  tritt auf nach  $1/4$  der Schwingungsperiode, also  $\omega_e t = \pi/2$ , wobei nach Gl. (5)  $x_{\max} = e^{pt} c_2$  ist. Da besonders bei mehreren Schwingungen bis zum Abklingen die Zeit  $t$  bis zum ersten Ausschlag  $x_{\max}$  klein wird, ist dann  $e^{pt}$  nur wenig kleiner als 1, und es gilt angenähert

$$(8) \quad x_{\max} \approx c_2 \approx \sqrt{\frac{x_p T_i}{T_a}}$$

Mit der Zunahme der Summenstatik  $x_p$  und der Isodromzeit  $T_i$ , also der Reaktionszeit  $x_p T_i$ , wird der Regelvorgang durch langsamere Reaktion, also grössere Trägheit stabiler, die Zahl der Halbschwingungen vermindert sich, aber die Frequenzausschläge nehmen durch trägere Reaktion der Regelung gemäss Gl. (8) zu.

#### 4. Vorschlag von zum Beispiel rund vier Halbschwingungen als Richtlinie für die Reglereinstellung

Zur Bestimmung der Reglereinstellung hätte man keinen festen Anhaltspunkt, wenn man von der Ermittlung des grössten Frequenzausschlages  $x_{\max}$  ausgehen würde, weil dieser von der nichtfestliegenden Grösse  $\lambda$  des Lastsprungs abhängt. Dagegen weiss man bei Ermittlung der von  $\lambda$  ganz unabhängigen Zahl von zum Beispiel 4 Halbschwingungen, dass die so gefundene Reglereinstellung das geringste, schnell genug abklingende Überschwingen des ersten Frequenzausschlages  $x_{\max}$  nach Lastsprüngen ergibt, auch ohne diesen wie in Bild 1 messen zu können.

Wie die Versuche in Säckingen an den Francis-Turbinen mit 400 m Gefälle gezeigt haben, lässt sich die Zahl der Halbschwingungen hinreichend genau bestimmen. Für die geregelte Anlage (Regelstrecke) geschieht dies unter Berücksichtigung von Druckstoss und Elastizität von Wassermassen und Rohrwand durch Berechnung nach Modellturbine und Rohrleitung; für den Regler (einschliesslich Servomotor) tritt anstelle der Berechnung die Messung des Regler-Frequenzgangs, wobei zur Berücksichtigung von Nicht-Linearitäten zur Aufnahme der Beschreibungsfunktion [6], [7] überzugehen ist.

#### 5. Beste Zuordnung von Summenstatik $x_p$ und Isodromzeit $T_i$

Es wurde berechnet [8], dass als Folge des Druckstosses eine kürzere Abklingzeit als  $T_{i/10} = 6 T_w$  (Wasseranlaufzeit) nicht möglich ist. Schon hierfür wären sehr hohe Werte der Summenstatik  $x_p$  und der Isodromzeit  $T_i$  einzustellen. Da der erste Frequenzausschlag mit dem Produkt  $x_p T_i$  (Reaktionszeit) zunimmt, wurde, um die Reaktionszeit zu senken, als Norm eine längere Abklingzeit  $T_{i/10} = 10 T_w$  statt  $6 T_w$  zugrundegelegt und die optimale Zuordnung von  $x_p$  und  $T_i$  bestimmt, wofür das Produkt  $x_p T_i$  und damit die Reaktionszeit ein Minimum wird [9]. Man erhält so die Formeln

$$(9) \quad \text{Summenstatik } x_p = 1,8 \frac{T_w}{T_a}$$

$$(10) \quad \text{Isodromzeit } T_i = 4 T_w.$$

Von diesen theoretischen Werten, die unverzögerte PI-Regelung voraussetzen, sollte man bei Stabilitätsversuchen ausgehen und nachfolgend auf Grund der durch Messung des Regler-Frequenzgangs ermittelten Resultate die Reglereinstellung korrigieren.

#### 6. Beschreibungsfunktion zur Erfassung der Nichtlinearität

Während bei allen anderen Regelkreisgliedern eine sinngemässe Linearisierung möglich ist, trifft dies nicht zu für die Abhängigkeit der Stellgeschwindigkeit des Leitrades in Abhängigkeit vom Stellbefehl des unverzögert gedachten PI-Reglers. Ausschlaggebend für die Stabilität ist das Abklingen bis zu *kleinen* Abweichungen vom Beharrungswert.

Bisher wurden für die Frequenzgangmessung als Eingangsamplitude der Drehzahl  $x_0 = 1\% = 0,5$  Hz aufgedrückt. Kleinere Werte von  $x_0$  liessen sich für die Aufstellung der Ortskurven über den interessierenden Bereich von Sinusfrequenzen beim ursprünglichen Sinusgeber [2] nicht einstellen.

Aus den Bildern 2 und 3 sieht man aber, dass mit  $x_0 = 1\%$  das wichtige nichtlineare Gebiet in der Nähe der Beharrung «übersprungen» wird. Man muss dies erfassen, um zu wissen, ob auch kleine Regelabweichungen nicht zu Dauerschwingungen führen oder allzu schlechend abklingen. Beim Verlauf der Funktion nach Bild 2 liess sich das Verhalten in der Nähe der Beharrung berechnen, indem man für die Zeitkonstante  $T_m$  des Servomotors die Tangente in der Nähe des Nullpunktes zugrunde legte [10]. Dieses Mittel versagt aber beim Verlauf mit Totbereich nach Bild 3. Um solche Nichtlinearitäten messtechnisch richtig zu erfassen, muss man dazu übergehen, die Beschreibungsfunktion durch mindestens zwei verschiedene Eingangsamplituden des Sinusgebers aufzunehmen. Beim verbesserten Sinusgeber, der in Säckingen verwendet wurde, war es möglich, im ganzen interessierenden Frequenzbereich mit zwei verschiedenen Eingangsamplituden von  $x_0 = 1\%$  und  $0,25\%$  zu messen.

Diese Messungen wurden bei den grössten einstellbaren Werten der Summenstatik  $x_p = 0,59$  und der Isodromzeit  $5,2$  s durchgeführt. Dies um zunächst festzustellen, ob mit diesen einstellbaren Grenzwerten Stabilität mit Sicherheit herzustellen ist. Bei der vorhandenen Massenlaufzeit  $T_a = 7,41$  s und Wasseranlaufzeit  $T_w = 1,25$  s liegt die Summenstatik von  $x_p = 0,59$  fast doppelt so hoch wie der «optimale» Wert nach Formel (9)  $x_p = 1,8 \cdot 1,25/7,41 = 0,304$ . Das ergibt vermeidbar hohe Frequenzausschläge, Gl. (8). Anstelle

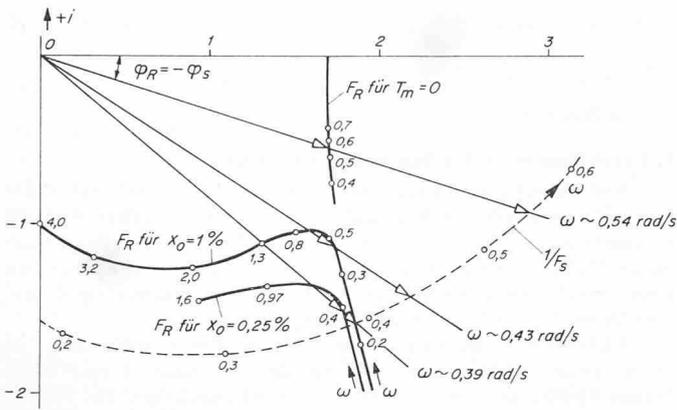


Bild 4. Ortskurven im Gauss'schen Achsenkreuz (Abszisse: reelle Achse, Ordinate imaginäre Achse). Der Strahl durch den Nullpunkt, der im Schnittpunkt mit den Ortskurven  $1/F_s$  für die inverse Regelstrecke und  $F_R$  für den Regler gleiche  $\omega$ -Werte ergibt, liefert ein Mass für die Stabilitätsmarge durch die grössere Strahlänge bis zu  $1/F_s$  im Verhältnis zur kleineren bis zu  $F_R$ . Bei der hier vorausgesetzten optimalen Einstellung eines unverzögerten PI-Reglers ( $T_m = 0$ ) zeigt sich, dass die Stabilitätsmarge bei Messung des Reglerfrequenzgangs  $F_R$  mit  $x_0 = 0,25$  statt  $1\%$  Eingangsamplitude viel stärker reduziert wird, als Folge von Nichtlinearitäten (Bild 2 und 3).

von dem in Bild 1 gemessenen Abklingen mit rund vier Halbschwingungen wurden bei  $x_0 = 1\%$  nur 1,8 Halbschwingungen ermittelt. Man nähert sich also einer aperiodischen Regelung, von der man fernbleiben will, weil sie zu hohen Frequenzausschlägen führt.

Bei dieser hohen Reglereinstellung stieg die Zahl der Halbschwingungen bei der tieferen Eingangsamplitude  $x_0 = 0,25$  statt  $1\%$ , nur unwesentlich von 1,8 auf etwa 2,3. Dieser geringe Einfluss gilt nicht bei optimal eingestellten Reglern. Um dies festzustellen, kann man ohne neue Versuche die Messungen des Reglerfrequenzgangs  $F_R$  in Säckingen für die Eingangsamplituden  $x_0 = 1$  und  $0,25\%$ , Bild 4, verwenden. Es genügt hierzu, die höhere Wasseranlaufzeit  $T_w$  zu ermitteln, wofür die Einstellwerte  $x_p = 0,59$  und  $T_i = 5,2$  s, mit denen diese Regler-Frequenzgänge gemessen wurden, bei unverzögerter PI-Regelung optimal wären. So ergeben sich aus den Messergebnissen von Säckingen allgemeingültige Folgerungen über die zweckmässige Anwendung der Untersuchungsmethode mit Hilfe eines Sinusgebers.

### 7. Abklingvorgang bei optimaler Reglereinstellung

Das Verhalten des unverzögerten PI-Reglers lässt sich einschliesslich Druckstoss rechnerisch erfassen, nicht nur an der Stabilitätsgrenze, sondern für optimale Einstellung mit Einhaltung einer vorbestimmten Stabilitätsmarge [8], [9].

Der Sinusgeber löst bei Messung des Regler-Frequenzgangs mit mehr als einer Eingangsamplitude die wichtige Aufgabe, direkt zu erkennen, in welchem Ausmass, infolge von Nichtlinearität, die den Näherungsformeln (9) und (10) für optimale Einstellung zugrunde gelegte Stabilitätsmarge bei grossen und bei kleinen Ausschlägen der geregelten Frequenz aufgefressen wird.

Zur Bestimmung der Wasseranlaufzeit  $T_w$  einer Anlage, wofür bei der vorhandenen Massenstartzeit  $T_a = 7,41$  s die Reglereinstellungen in Säckingen  $x_p = 0,59$  und  $T_i = 5,2$  s optimal wären, werden die Näherungsformeln (9) und (10) nach früheren Untersuchungen verfeinert. Der Einfluss der Elastizität von Wasser und Rohrwand wird nach Gaden [11] auf Grund der Allievi-Zahl durch Korrekturfaktoren berücksichtigt.

Der Selbstregelungsfaktor hat auf die optimale Summenstatik  $x_p$  nur geringen Einfluss [9]. Es ergibt sich so, dass die Summenstatik  $x_p = 0,59$  bei einer Wasseranlaufzeit von rund  $T_w = 2,4$  s anstelle der in Säckingen vorhandenen  $T_w = 1,25$  s optimal wäre. Für  $T_w = 2,4$  s ist aber auch die Isodromzeit  $T_i = 5,2$  s praktisch optimal. Untersuchungen über den Einfluss des Selbstregelungsfaktors zeigen [9], dass im Gegensatz zum geringen Einfluss auf die Summenstatik durch Selbstregelung die optimale Isodromzeit sehr stark unter den Wert der Formel (10)  $T_i = 4 T_w = 4 \cdot 2,4 = 9,6$  s herabgesetzt wird. Bei der vorliegenden Selbstregelung lässt sich abschätzen, dass  $T_i = 5,2$  s praktisch optimal ist.

In Bild 4 wurde ausser den mit  $x_0 = 1\%$  und  $0,25\%$  gemessenen Reglerfrequenzgängen  $F_R$ , die mit  $T_w = 2,4$  s berechnete inverse Regelstrecke  $1/F_s$  eingetragen. Man erkennt, dass bei theoretisch

Bild 5. Ortskurven  $F_0$  des aufgeschnittenen Regelkreises im Gauss'schen Achsenkreuz. Der Punkt  $P_k = +1$  kennzeichnet die Stabilitätsgrenze, der senkrechte Abstand  $\delta$  von  $F_0$  die Abklingzeitkonstante, die bei  $x_0 = 0,25\%$  viel kleiner als bei der Eingangsamplitude  $x_0 = 1\%$  ist (Auswertung in Tabelle 1).

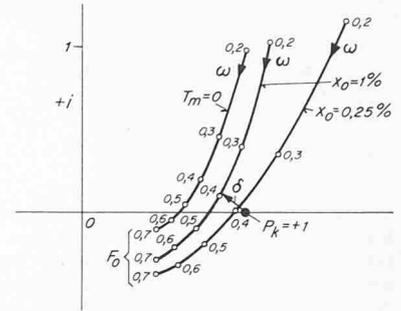


Tabelle 1. Die für unverzögerten PI-Regler mit der Zeitkonstante  $T_m = 0$  berechnete Stabilitätsmarge wird nach den Bildern 4 und 5 bei kleinerer Eingangsamplitude  $x_0 = 0,25\%$  gegen  $x_0 = 1\%$  zunehmend aufgezehrt, so dass kleinere Frequenzabweichungen als  $x = \pm 0,25\% = \pm 0,125$  Hz nur schleichend abklingen mit 29 statt 4,25 Halbschwingungen in 230 statt 33,3 s.

	Gerechnet für $T_m = 0$	Regler-Frequenzgang, gemessen mit Eingangsamplitude $x_0$	
		$x_0 = 1\%$	$x_0 = 0,25\%$
Eigenfrequenz $\omega_e$ 1)	0,41	0,4	0,39
Abstand $\delta$ im Massstab der Frequenzteilung	0,154	0,07	0,01
Abklingzeit $T_{1/10}$ s <sup>2)</sup>	15,9	33,3	230
Anzahl Halbschwingungen $a_{1/10}$ 3)	2,1	4,25	29

1) angenähert im Fusspunkt des Lots von  $P_k$  aus (Bild 5) [6], Schwingungsperiode  $T = 2\pi/\omega_e$ ; Halbschwingung  $T/2 = \pi/\omega_e$ .

2)  $T_{1/10} = 2,3 \sqrt{\left(\frac{\omega_e}{\delta}\right)^2 + 1} / \omega_e \sim 2,3/\delta$ ; [6], [4].

3)  $a_{1/10} = \frac{T_{1/10}}{T/2}$  [4].

optimaler Reglereinstellung die Eingangsamplitude  $x_0$  sehr grossen Einfluss hat. Dies zeigt sich schon bei dem in Bild 4 angewendeten Zwei-Ortskurvenverfahren, aus dem vom 0-Punkt ausgehenden Strahlen, die im Schnittpunkt mit  $F_R$  und  $1/F_s$  gleiche Frequenz  $\omega$  ergeben.

Noch anschaulicher zeigt sich der Einfluss der Eingangsamplitude auf den Abklingvorgang in Bild 5 durch den Abstand des aufgeschnittenen Regelkreises  $F_0$  vom kritischen Punkt  $P_k$ , der die Stabilitätsgrenze bildet. Die hiernach bestimmten Werte des Abklingvorgangs sind in Tabelle 1 zusammengestellt. Man sieht, wie die für den unverzögerten PI-Regler mit der Zeitkonstanten  $T_m = 0$  bestehende Stabilitätsmarge aufgezehrt wird, bei der kleineren Eingangsamplitude  $x_0 = 0,25\%$  in zunehmendem Mass.

Die Messung Bild 6 zeigt mit  $x_0 = 1\%$  oben einen Abklingverlauf mit rund 4 Halbschwingungen, wie er gemäss Bild 1 als Richt-

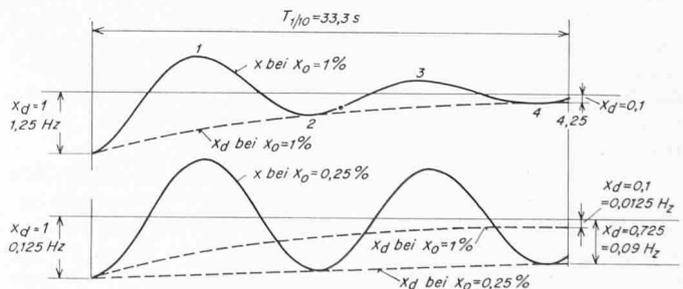


Bild 6. Zeitlicher Verlauf der Regelabweichung  $x$  und ihres Dämpfungsfaktors  $x_d$  bei  $x_0 = 1\%$  bzw.  $x_0 = 0,25\%$ . Auf Grund der Messung mit einer Eingangsamplitude von  $x_0 = 1\%$  würde der erste Frequenzausschlag von 1,25 Hz in 33,3 s auf  $1/10$ , in der doppelten Zeit auf  $0,125$  Hz, also auf  $1/100$  abklingen. In dieser zweiten Zeitperiode (unten) ergibt dagegen die Messung mit  $x_0 = 0,25\%$  nur ein Abklingen auf  $0,09$  statt  $0,125$  Hz. Diese Messung bei tiefer Eingangsamplitude ist notwendig zur Feststellung des Abklingens kleiner Frequenzabweichungen.

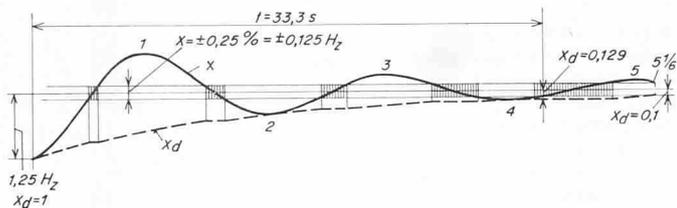


Bild 7. Zeitlicher Verlauf der Regelabweichung  $x$  und ihres Dämpfungsfaktors  $x_d$  unter Berücksichtigung der Zone mit geringer Dämpfung. Für das schnelle Abklingen des ersten, grössten Frequenzausschlages ist die Messung mit  $x_0 = 1\%$  massgebend. Trotzdem das mehrmalige Durchlaufen der Zone mit  $x = \pm 0,25\%$  das Abklingen etwas verzögert, bewirkt dies nur, dass in 33,3 s ein Abklingen auf 0,129 statt auf  $1/10$  (Bild 6) erfolgt und dass bis zum Abklingen auf  $1/10$  sich die Zahl der Halbschwingungen unwesentlich von  $4\frac{1}{4}$  (Bild 6) auf  $5\frac{1}{2}$  erhöht.

linie empfohlen wird. Diese Messung mit nur  $x_0 = 1\%$  erweckt (unten im Bild 6) den Anschein, als würden nicht nur die grossen sondern ebenso die kleinen Frequenzabweichungen mit der gleichen hohen Dämpfung abklingen. Dagegen erkennt man durch Messung mit  $x_0 = 0,25\%$  das schleichende Abklingen bei kleineren Frequenzabweichungen als  $x = \pm 0,25\%$ . In dieser Zone werden deshalb praktisch Dauerschwingungen auftreten, zumal infolge der Lastunruhe zwischen grösseren Lastsprüngen im Inselnetz häufige kleine Laständerungen die Regel sind.

Als erster Ausschlag, bezogen auf die Beharrungsfrequenz nach dem Lastsprung, wurde in Bild 6 1,25 Hz angenommen, statt 1,05 Hz in Bild 1, zur vereinfachten Anpassung an die Eingangsamplitude von  $x_0 = 0,25\% = 0,125$  Hz, also  $1/10$  des ersten Ausschlages.

Zur angenäherten Veranschaulichung des Abklingverlaufs wurden die Schwingungen eingetragen, ohne eine exakte Umrechnung vom Frequenzgang Bild 5 auf die Übergangsfunktionen durchzuführen. Für den nach Tabelle 1 bestimmten Abklingverlauf ist angenommen, dass die ungedämpfte Schwingung wie bei einer Gleichung 2. Grades (4) sinusförmig verlaufen würde, was angenähert zutrifft. Durch den Druckstoss tritt bei optimal eingestelltem Regler keine Verzerrung auf, da als Grundlage für schnellstes Abklingen [8] vorausgesetzt ist, dass die Dämpfung der durch den Druckstoss hinzukommenden Gleichung 1. Grades ebenso gross ist wie für die ohne Druckstoss geltende Gleichung 2. Grades. Trotz Nichtlinearität ergibt aber ferner auch die Verzögerung im Servomotor keine Verzerrung des Verlaufs, wie die Messung Bild 1 zeigt.

In Bild 7 ist die Tatsache berücksichtigt, dass auch beim Abklingen der grossen Frequenzschwingungen mehrmals das Gebiet der Zone von  $x = \pm 0,25\%$  durchlaufen wird, in dem die Dämpfung geringer ist. In der Regelzeit von 33,3 s nach Bild 6 klingt die Amplitude von 1 auf 0,129 ab und nach  $5\frac{1}{2}$  statt  $4\frac{1}{4}$  Halbschwingungen auf den Normwert  $1/10$ . Der geringe Einfluss ist darauf zurückzuführen, dass nur bei den ersten Schwingungen, die aber diese Zone schnell durchlaufen, eine wesentliche Herabsetzung der Dämpfung in dieser Zone auftritt und dass bei dem mit weiteren Überschneidungen langsameren Durchlaufen die Unterschiede zwischen der mit  $x_0 = 1\%$  und  $0,25\%$  ermittelten Dämpfung abnehmen.

Die Bilder zeigen aber auch, dass nur die Beschreibungsfunktion mit mindestens zwei Eingangsamplituden gestattet, die zweckmässigste Reglereinstellung für die vorliegenden Netzverhältnisse auszuwählen.

Es ist ebenso wichtig, durch Messung mit  $x_0 = 1\%$  zu wissen, wie die grossen, am meisten störenden Frequenzausschläge abklingen, wie die Tatsache einer praktischen Dauerschwingung von  $\pm 0,25\%$  durch Messung mit  $x_0 = 0,25\%$  zu erkennen. Meist wird man ein vollkommenes Abklingen ohne Dauerschwingung fordern, wie es bei der Inselbetrieb-Messung Bild 1 erreicht wurde.

Es kann aber auch den Fall eines Inselnetzes mit gelegentlich grossen Lastsprüngen und frequenzempfindlichen Verbrauchern geben. Dann könnte es eventuell vorzuziehen sein, die grossen Ausschläge  $x_{max}$  durch kürzere Reaktionszeiten  $x_p T_i$  zu senken, Gl. (8), falls die dann übrigbleibenden kleinen Dauerschwingungen von zum Beispiel  $\pm 0,125$  Hz weniger stören.

Will man dagegen die kleinen Dauerschwingungen beseitigen, so ist der Versuch mit höher eingestelltem Regler zu wiederholen. Dabei ist wieder auf beste Zuordnung von Summenstatik  $x_p$  und Isodromzeit  $T_i$  zu achten. Bei Steigerung der Reglerparameter, die zur kürzesten Abklingzeit  $T_{1/10} = 6 T_w$  (statt  $10 T_w$ ) führt, geht die optimale Zuordnung für unelastischen Druckstoss von den Formeln (9) und (10) über zu [8], [12]:

$$(11) \quad x_p = 2,6 \frac{T_w}{T_a}$$

$$(12) \quad T_i = 6 T_w$$

was zu beachten ist.

## 8. Empfehlungen für künftige Stabilitätsversuche

Auf Grund dieser Ergebnisse ist es empfehlenswert, bei Stabilitätsversuchen von Näherungsformeln für die Reglereinstellung auszugehen [9], die bei hohen Gefällen durch einen Korrekturfaktor [11] zu erhöhen sind. Für die Messung des Reglerfrequenzgangs durch Sinusgeber sind zwei verschiedene Eingangsamplituden, zum Beispiel  $x_0 = 1\%$  und  $0,25\%$  anzuwenden.

Im Interesse einer Senkung der Höhe der Frequenzausschläge ist es zweckmässig, mehrere, zum Beispiel vier, Halbschwingungen (nach beiden Richtungen) für den Abklingvorgang zuzulassen. Die Reglereinstellung ist nur so hoch zu halten, als es notwendig erscheint, um ein hinreichendes Abklingen des bei der kleineren Eingangsamplitude (zum Beispiel  $x_0 = 0,25\%$ ) ermittelten Abklingverlaufs sicherzustellen. Für das schnelle Abklingen grosser Ausschläge ist dagegen die Messung mit  $x_0 = 1\%$  massgebend.

In dieser Weise wird, für die Messung des Regler-Frequenzgangs, der Sinusgeber das zuverlässige Instrument, um auch für grosse Wasserkraftwerke durch tiefste Einstellparameter des Reglers bei befriedigendem Abklingen geringste erste Frequenzausschläge nach Lastsprüngen zu erreichen, ohne dass man sie messen kann. Die Frequenzgangmessung behebt so durch Einführung der Beschreibungsfunktion den Mangel, dass die berücksichtigte Nichtlinearität der einzige Einfluss im Regelkreis ist, der sich nicht mit brauchbarer Näherung rechnerisch erfassen lässt.

Tabelle 2. Formelzeichen und Definitionen

Abweichungen bezogen auf Nennwert	
$x$	Netzfrequenz $\omega$ (Regelgrösse)
$x_{max}$	Grösster Frequenzausschlag nach Lastsprung
$\lambda$	Lastsprung (auf Vollast bezogen)
$x_0$	Eingangsamplitude der aufgedrückten Sinusschwingung
$x_{po}$	permanente Statik (P-Grad)
$x_t$	temporäre Statik
$x_p = x + x_{po}$	Summen-Statik (P-Grad)
$m$	Leitrad-Servomotor (Stellgrösse)
Reglerzeitkonstanten in s	
$T_i$	Isodromzeit (= Nachstellzeit $T_n$ )
$x_p T_i$	Reaktionszeit (promptitude)
$T_m$	Zeitkonstante des Leitrad-Servomotors
Abklingverhalten	
$\omega_e$	Eigenfrequenz der Regelkreis-Schwingung rad/s
$T = 2\pi/\omega_e$	Schwingungsdauer (volle Schwingung) s
$T_{1/10}$	Abklingzeit auf 10% (Regelzeit) s
$a_{1/10}$	Zahl der Halbschwingungen nach dem ersten Ausschlag ( $T_{1/10} : T/2$ ) (nach beiden Richtungen) in der Zeit $T_{1/10}$
$\delta$	Abkling-Zeitkonstante
$x_d$	Dämpfungsfaktor von $x$
Regelstrecke (geregelter Anlage)	
$T_a$	Anlaufzeit der Schwungmassen s
$T_w$	Anlaufzeit der Wassermassen s
$e_N$	Selbstregelungsfaktor (Ausgleichsgrad)
Frequenzgänge (Ortskurven)	
$F_R$	für Regler (Regeleinrichtung)
$F_s$	für Regelstrecke (geregelter Anlage)
$F_0$	für aufgeschnittenen Regelkreis
$\omega$	Kreisfrequenz rad/s
$\varphi_R$	Phasenwinkel Regler
$\varphi_s$	Phasenwinkel Strecke

Adresse des Verfassers: T. Stein, dipl. Ing. ETH, I-36100 Vicenza, Via Mantovani 36.

## Literaturverzeichnis

- [1] *Hutarew, G.*: Regelungstechnik. Berlin/Göttingen/Heidelberg 1961, Springer-Verlag.
- [2] *Hutarew, G.*: Regerversuche an Wasserturbinen. «Neue Technik» 4 (1962) Nr. 10, S. 491–498.
- [3] *Hutarew, G.*: Versuche zur Ermittlung numerischer Werte zur Bestimmung der Regeleigenschaft von hydraulischen Kraftwerken. «Neue Technik» 5, (1963) Nr. 11, S. 649–657.
- [4] *Stein, T.*: Systematik der Reglerarten. «Escher Wyss Mitteilungen» 13, (1940) S. 59–63.
- [5] *Tolle, M.*: Die Regelung der Kraftmaschinen. Berlin 1909, Verlag Julius Springer.
- [6] *Oppelt, W.*: Kleines Handbuch technischer Reglevorgänge. Weinheim/Bergstrasse 1956, Verlag Chemie.
- [7] *Leonhard, A.*: Die selbsttätige Regelung. Berlin/Göttingen/Heidelberg 1957, Springer-Verlag.
- [8] *Stein, T.*: Drehzahlregelung der Wasserturbinen. «Schweiz. Bauzeitung» 65, (1947) Nr. 39, S. 40, 41.
- [9] *Stein, T.*: Optimale Regelung von Wasserturbinen. «Schweiz. Bauzeitung» 70, (1952) Nr. 20, S. 287–292. «Regelungstechnik» 1, (1953) Nr. 7, S. 150–160.
- [10] *Stein, T.*: Optimum Control of Water Turbine Governors considering the Non-linearity of Servomotor Speed. IFAC-Congress, paper 275, Basel 1963.
- [11] *Gaden, D., Neeser, P.*: Influence de certaines caractéristiques intervenant dans la condition de stabilité. Lausanne 1948, Edition La Concorde.
- [12] *Schiott, H.*: Optimum setting of water-turbine governors. Transactions of the Society of Instrument Technology 12, (1960) Nr. 1, S. 22–29.

# Über die wirtschaftlichste Einheitsleistung hydraulischer Maschinen für Pumpspeicherwerke\*)

DK 621.294.003.1

Von **W. Lecher**, dipl. Ing. ETH, Zürich, **W. Meier**, dipl. Ing. ETH, Zürich und **D. Florjancic**, dipl. Ing. ETH, Winterthur

## Zusammenfassung

Mit dem Einsatz immer grösserer thermischer Einheiten in klassischen oder thermonuklearen Kraftwerken drängt sich auch die Verwendung leistungsstärkerer Einheiten in Pumpspeicherwerken auf. Es werden die massgebenden Faktoren dargelegt, welche für den maschinellen Teil von Pumpspeicherwerken die wirtschaftlichste Einheitsleistung bestimmen. Dabei wird eine totale Leistung der Zentrale von 1000 MW angenommen und diese auf 2, 3, 4, 6, 8 und 12 Maschinen aufgeteilt. Mit diesen Daten wurden Gruppen mit getrennten hydraulischen Maschinen in verschiedenen Bauarten im Fallhöhenbereich von 200 bis 1000 m und mit reversiblen Pumpenturbinen im Fallhöhenbereich 200 bis 400 m untersucht. Dabei zeigt sich, dass die Synchronmaschinen mit steigenden Einheitsleistungen und Drehzahlen eindeutig wirtschaftlicher werden. Eine Bewertung der Verluste verstärkt diese Tendenz noch. Bei den hydraulischen Maschinen und Abschlussorganen sind die Verhältnisse wesentlich komplexer. Die Untersuchung der Ausführbarkeit und der massgebenden Kostenfaktoren zeigt, dass insbesondere bei grossen Fallhöhen die Schwierigkeiten über etwa 250 MW stark zunehmen. Eine genaue Festlegung der wirtschaftlichsten Einheitsleistung kann nur für einen konkreten Fall nach genauen Konstruktionsstudien erfolgen. Sicher ist aber eine beliebige Steigerung der Einheitsleistungen vorerst aus Gründen der Wirtschaftlichkeit, dann aber auch wegen unüberwindlicher technischer Schwierigkeiten nicht möglich. Für eine Einheitsleistung von 125 MW wird zudem der Einfluss der Fallhöhe und verschiedener Bauarten auf die Maschinenkosten mit und ohne Verlustbewertung dargelegt. Der wirtschaftlichste Fallhöhenbereich bezüglich dieser Kosten liegt etwa bei 300 bis 400 m.

## 1. Einleitung

Die Zunahme des Verbrauchs elektrischer Energie führt vor allem in den industrialisierten Ländern zur Erstellung von thermischen oder thermonuklearen Kraftwerken mit immer grösseren Ausbauleistungen. Damit verbunden ist aus ökonomischen Gründen eine Steigerung der Leistung pro Maschineneinheit. In Gebieten mit hydraulischen Speichermöglichkeiten hat sich der Bau von Pumpspeicherwerken als zweckmässig erwiesen, da diese als Ergänzung der thermischen Kraftwerke, welche vorwiegend die Grundlast liefern, besonders wirtschaftlich zur Deckung der Spitzenlast eingesetzt werden können und bei Ausfall einer thermischen Einheit innerhalb kurzer Zeit als Momentanreserve zur Verfügung stehen.

Mit der Steigerung der Einheitsleistung der thermischen Kraftmaschinen und zunehmendem Energieverbrauch innerhalb der Verbundnetze ist auch eine Vergrösserung der Einheitsleistungen der in neuen Pumpspeicherwerken zu installierenden Maschinensätze erwünscht. In der vorliegenden Studie wurden einige Betrachtungen über die wirtschaftlichsten Lösungen bei der Wahl

\*) Deutsche Fassung des an der VII. Weltkraftkonferenz in Moskau 1968 veröffentlichten Beitrags Nr. 217 der Sektion C<sub>2</sub>.

der Einheitsleistung und der Maschinenbauarten angestellt. Die Studien über die hydraulischen Maschinen, einschliesslich der zugehörigen Abschlussorgane, stützen sich auf Unterlagen und Erfahrungen der Firmen Sulzer, Winterthur, und Escher Wyss, Zürich. Die entsprechenden Daten der elektrischen Maschinen wurden uns freundlicherweise von der AG Brown, Boveri & Cie., Baden, zur Verfügung gestellt. Bei den Untersuchungen wurde nicht auf die Fabrikationsmöglichkeiten einzelner Firmen Rücksicht genommen, sondern nur auf die technischen Möglichkeiten bei besten Einrichtungen.

## 2. Voraussetzungen

Da die Anlage eines Pumpspeicherwerkes je nach den örtlichen Verhältnissen verschiedenartig sein kann, und da die maschinelle Ausrüstung ebenfalls den Gegebenheiten und Betriebsanforderungen auf unterschiedliche Weise anzupassen ist, muss diese Studie auf die Betrachtung einiger weniger Lösungsmöglichkeiten beschränkt werden.

### 2.1 Technische Annahmen

Es wird ein reines Umwälz-Pumpspeicherwerk mit einer totalen Ausbauleistung im Turbinenbetrieb von 1000 MW zugrunde gelegt. Der Leistungsfaktor der elektrischen Synchronmaschine betrage im Betrieb als Generator  $\cos \varphi = 0,85$ . Das Verhältnis der Pumpenaufnahme- zur Turbinenleistung wird in Berücksichtigung von Frequenz- und Fallhöhenchwankungen bei allen Varianten mit  $P_P : P_T = 0,95$  angenommen. Mit der Aufteilung der totalen Ausbauleistung auf 2, 3, 4, 6, 8 und 12 Einheiten ergeben sich die Ausgangswerte gemäss Tabelle 1. Untersucht werden Pumpspeicherwerke für den Fallhöhenbereich von 200 bis 1000 m, wobei die totale Förderhöhe im Pumpenbetrieb  $H_P$  fallweise 200, 300, 400, 500, 600, 800 und 1000 m betragen soll.

In Berücksichtigung aller Druckverluste wird die Fallhöhe im Turbinenbetrieb jeweils zu  $H_T = 0,9 H_P$  angenommen. Obwohl bei der Erstellung eines Pumpspeicherwerkes der grössere Teil der Totalkosten auf den Bau entfällt [1], muss auf eine Berücksichtigung dieser Kosten wegen deren Vielfältigkeit verzichtet werden. Um weitere bauliche Unterschiede auszuschalten, soll die Unter-

Tabelle 1. Leistungen der Maschinen bei verschiedener Aufteilung der Gesamtleistung des Pumpspeicherwerkes

z (—)	2	3	4	6	8	12	Bemerkungen
$P_T$ (MW)	500	333,3	250	166,7	125	83,3	$P_{Ttot} = 1000$ MW
$P_P$ (MW)	475	316,6	237,5	158,3	118,7	79,2	$P_P = 0,95 \cdot P_T$
$P_{el}$ (MVA)	600	400	300	200	150	100	$\cos \varphi \sim 0,85$

$P_{Ttot}$	Gesamte Turbinenleistung der Zentrale
z	Anzahl der Maschinengruppen
$P_T$	Vollastleistung einer Turbine
$P_P$	Aufnahme-Leistung einer Pumpe im Optimum
$P_{el}$	Elektrische Leistung (Scheinleistung)
$\cos \varphi$	Leistungsfaktor