Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 86 (1968)

Heft: 40

Artikel: Über die wirtschaftliche Einheitsleistung hydraulischer Maschinen für Pumpspeicherwerke

Autor: Lecher, W. / Meier, W.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-70152

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: 26.12.2025

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

Literaturverzeichnis

[1] *Hutarew, G.:* Regelungstechnik. Berlin/Göttingen/Heidelberg 1961, Springer-Verlag.

[2] *Hutarew, G.:* Regelversuche 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 Reglung 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.:* Drehzahlreglung der Wasserturbinen. «Schweiz. Bauzeitung» *65*, (1947) Nr. 39, S. 40, 41.

[9] *Stein, T.:* Optimale Reglung 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 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 Fallhöhenschwankungen 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 Pumpspeicherwerks

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	$\cos\varphi \sim 0{,}85$

$P_{T\,tot}$	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

*) Deutsche Fassung des an der VII. Weltkraftkonferenz in Moskau 1968 veröffentlichten Beitrags Nr. 217 der Sektion C2.

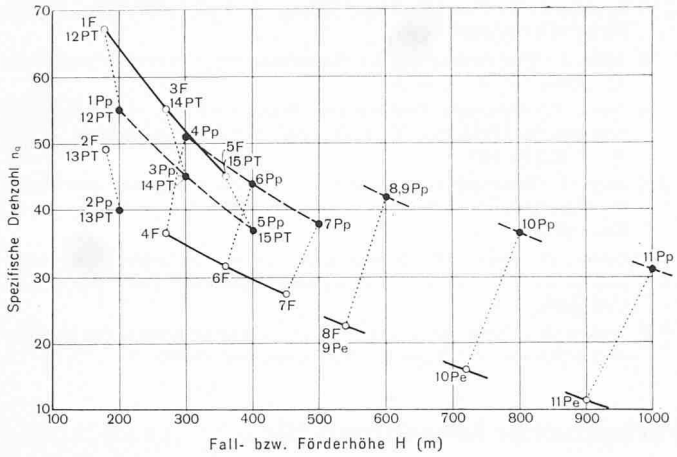

Bild 1. Angenommene spezifische Drehzahlen n_q in Abhängigkeit von der Fall- bzw. Förderhöhe H

H Fall- bzw. Förderhöhe in m $\quad n_q = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}$ spezifische Drehzahl

Q Volumenstrom in m³/s ○ Turbinenvarianten

n Drehzahl in U/min ● Pumpenvarianten

Die Zahlen bezeichnen die Nummer der Variante nach der Tabelle 2

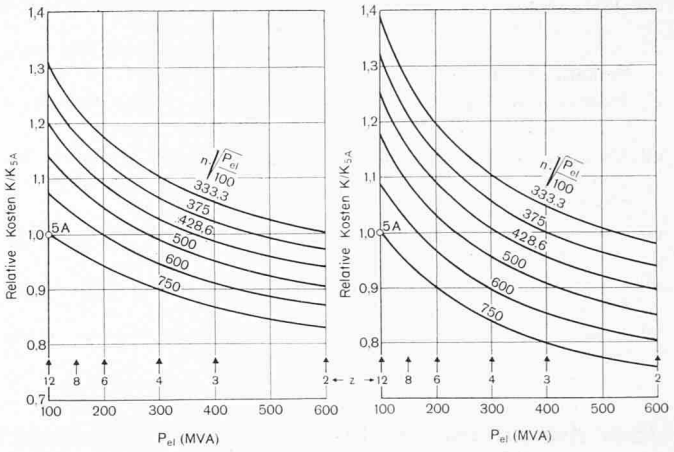

Bild 2a. **Ohne** Verlustbewertung Bild 2b. **Mit** Verlustbewertung

Bild 2. Relative Kosten der Synchronmaschinen (A) in Abhängigkeit von der Einheitsleistung und der Drehzahl. Als Bezugspunkt wurden die Kosten der Variante 5 A 12 gewählt

suchung auf ein Kavernenkraftwerk beschränkt werden.

Hinsichtlich maschineller Ausrüstung werden folgende Annahmen getroffen:

- es werden nur vertikal angeordnete Maschinensätze betrachtet.
- die Einbaukote kann genügend tief vorgesehen werden, so dass keine Zubringerpumpen notwendig sind. Die spezifische Drehzahl der hydraulischen Überdruckmaschinen werde derart hoch gewählt, dass allzu ungünstige Wirkungsgrade der hydraulischen Maschinen ausgeschlossen sind. Bei den Varianten mit Freistrahlturbinen muss wegen der tiefen Einbaukote Gegendruckbetrieb vorausgesetzt werden [2].
- Bei den Synchronmaschinen werden keine Vorschriften hinsichtlich Bauart, Schwungmoment, Spannung und Reaktanzen aufgestellt. Die Netzfrequenz soll 50 Hz betragen. Da die Wasserkühlung mit einer Ausnahme zu den wirtschaftlichsten Lösungen führt, wird diese allen Varianten zugrunde gelegt.
- Bei den Pumpen und den Turbinen werden ausschliesslich einflutige Bauarten vorausgesetzt.
- Der Druckstoss wurde für alle Varianten mit Francisturbinen einheitlich zu 35 % der Fallhöhe angenommen. Bei Pumpen und Pumpenturbinen wurde bezüglich Festigkeit der Anspringdruck zugrunde gelegt.
- An die Umschaltzeiten werden keine besonderen Anforderungen gestellt, so dass einfache, im Stillstand ausrückbare Kupplungen vorgesehen werden können. Im Turbinenbetrieb ist die Pumpe abgekuppelt, während im Pumpenbetrieb die ausgeblasene, jedoch berieselte Turbine mitrotiert. Deren Ventilationsverluste werden bei der Wirkungsgradbewertung berücksichtigt.
- Das Betriebswasser wird als nicht erosiv angenommen.
- Bei den Kostenbetrachtungen sind die Abschlussorgane miteingeschlossen, jedoch nicht die Verteilrohr- und Druckleitungen. Als Abschlussorgane werden druckseitig durchwegs Kugelschieber, saugseitig Drossel- oder Abschlussklappen vorgesehen.
- Die Kosten der elektrischen Seite umfassen den Motorgenerator inklusive Zubehör, jedoch nicht die Transformatoren und Schaltanlagen.
- Es wird ferner angenommen, dass die reversiblen Pumpenturbinen mit einem anderen Maschinensatz elektrisch gekuppelt im Frequenzanlauf hochgefahren werden können. Dadurch entfallen mechanisch gekuppelte, elektrische oder hydraulische Anfahrmaschinen. Die Mehrkosten für diese einfachste Lösung wurden unter Voraussetzung idealer Verhältnisse bei den elektrischen Maschinen der Pumpenturbinenvarianten berücksichtigt [3].

2.2 *Annahme der Bewertungsfaktoren*

Wiederum in bewusster Vernachlässigung von besonderen örtlichen Gegebenheiten oder speziellen Betriebsanforderungen werden in Berücksichtigung der Erfahrungen aus neuerer Zeit [1], [4], [5] der Wirkungsgrad- bzw. Verlustbewertung folgende Daten zugrunde gelegt:

- Bewertung der Gesamtkosten Fr. 500.— pro installiertes kW
- Totaler Umwälzwirkungsgrad rund 75 %
- Verhältnis Turbinenstrom- zu Pumpenstrompreis 4 : 1

Diese Annahmen führen zu folgenden annäherungsweisen Bewertungsfaktoren der einzelnen Maschinen:

Motorgenerator	Fr. 1000.— kW	Verlustleistung
Turbine	Fr. 750.— kW	»
Pumpe	Fr. 250.— kW	»

3. Bemessung der hydraulischen Maschinen

Die gewählten Werte der spezifischen Drehzahlen sind in Abhängigkeit von der Fall- bzw. Förderhöhe und mit den Variantenbezeichnungen in Bild 1 dargestellt. In Tabelle 2 sind die verschiedenen hydraulischen Maschinen nach Fall- bzw. Förderhöhe mit Angabe der Bauarten und der spezifischen Drehzah n_q zusammengestellt. Die spezifischen Drehzahlen wurden entsprechend üblichen Durchschnittswerten gewählt und stellen keine Grenzwerte dar. Bei den Pumpenturbinen jedoch wurde bei der Wahl der spezifischen Drehzahl auf die Festigkeit der Leitschaufeln Rücksicht genommen [6]. Die in diesen Tabellen angeführte Numerierung der Varianten findet sich in den nachfolgenden Diagrammen wieder.

Die Kennzeichnung der Varianten erfolgt nach folgender Reihenfolge:

- Nummer der Variante
- Kennzeichnung des Maschinentyps: F = Francisturbine, Pe = Peltonturbine, Pp = Pumpe, PT = Pumpenturbinen, A = Motorgenerator (Synchronmaschine)
- Anzahl der Maschinengruppen z, zugehörige Maschinenleistungen siehe Tabelle 1.

  Beispiel: Ein Maschinensatz besteht zum Beispiel aus
  5 F 12 + 5 Pp 12 + 5 A 12
  Steht die erste Nummer allein, so bezeichnet sie den ganzen Maschinensatz.

Bei der Förderhöhe H_P = 200 m wurden zwei Varianten mit schiedenen spezifischen Schnelläufigkeiten untersucht (1/2, 12/13), um den Einfluss der Unterschiede in den Zulaufhöhen zu erfassen. Dieser Unterschied beträgt in beiden Fällen rund 15 m. Ein Vergleich der Varianten 3/4 und 5/6 zeigt für H = 300 m und 400 m den Einfluss zwischen ein- und zweistufiger Bauart der Pumpen.

Durch Auf- und Abrunden auf die nächsten Synchrondrehzahlen können bei den hohen Drehzahlen grössere Streuungen in

den Hauptabmessungen entstehen. Um dies zu vermeiden, wurden die Synchrondrehzahlen mit Absicht nicht beachtet.

4. Ausführbarkeit und relative Kosten der Synchronmaschinen

4 . 1 Ausführbarkeit

Hinsichtlich Ausführbarkeit ergeben sich bei den betrachteten Synchronmaschinen keine Schwierigkeiten. Da im Rahmen dieser Untersuchung, wie unter 2 . 1 erwähnt, keine besonderen Vorschriften an die Schwungmomente gestellt wurden, konnten die Rotordurchmesser derart variiert werden, dass die Festigkeit des Materials in allen Fällen ausreicht. Die Durchgangsdrehzahlen der zugehörigen hydraulischen Maschinen wurden selbstverständlich berücksichtigt.

4 . 2 Relative Kosten

In Bild 2 sind die relativen Kostenkurven dargestellt. Als Bezugspunkt wurde die Synchronmaschine der Variante 5 A 12 (12 Maschinen, P_{el} = 100 MVA) gewählt. Aus Bild 2a geht die bekannte Tatsache hervor, dass die Synchronmaschinen billiger zu stehen kommen, je höher Drehzahl und Einheitsleistung gewählt werden können.

Die Wirkungsgrade der Synchronmaschinen steigen mit zunehmender Einheitsleistung und Drehzahl. Werden die Verluste kapitalisiert, so ergeben sich relative Kostenkurven gemäss Bild 2b. Die Tendenz, welche sich bereits in Bild 2a zeigt, wird durch eine Verlustbewertung noch verstärkt.

5. Hydraulische Maschinen

5 . 1 Ausführbarkeit

Im Vergleich zu den Synchronmaschinen sind die Verhältnisse bei den hydraulischen Maschinen weitaus komplizierter. Bei den grösseren Einheitsleistungen nehmen die Abmessungen und Gewichte der grössten Maschinenteile Ausmasse an, die nicht ohne weiteres beherrschbar sind. Es ist notwendig, die Herstellungs- und Fabrikationsmöglichkeiten, sowie die Transportverhältnisse genau abzuklären.

Zu grosse Stückgewichte zwingen zu mehrteiligen Konstruktionen. Solange diese in Schweisskonstruktion ausführbar sind, ergeben sich noch keine ausserordentlichen Probleme. Wenn jedoch gewisse Grenzmasse in der Wandstärke überschritten werden, so sind auch keine Montageschweissungen möglich. Es sind dann wesentlich schwerere und teurere Flanschkonstruktionen anzuwenden. Auch wenn die Bleche derart dick werden, dass sie nicht mehr gebogen werden können, müssen wiederum Gusskonstruktionen mit zusätzlichen Unterteilungen zur Ausführung gelangen.

Einzelne Konstruktionsteile können aus technischen Gründen nicht geteilt werden. Um diese Teile dennoch bearbeiten und transportieren zu können, dürfen gewisse Gewichte und Abmessungen nicht überschritten werden. Hinsichtlich Transportmöglichkeiten wurde keine Gewichtseinschränkung vorausgesetzt; dagegen wurde angenommen, dass kein Konstruktionsteil in zwei Richtungen 6 m überschreiten dürfe.

In Berücksichtigung dieser Gegebenheiten wurden 156 Varianten untersucht. In Tabelle 2 sind die Ergebnisse dieser Studien zusammengestellt. Dabei wurden drei Gruppen gebildet. Die Varianten der Gruppe I sind ohne Schwierigkeiten ausführbar. Gruppe II umfasst die Varianten, bei denen die Ausführung erheblich erschwert ist, und die Auswirkungen auf die Kosten von Fall zu Fall untersucht werden müssten. Über die Ausführbarkeit der in der Gruppe III fallenden Lösungen könnte dagegen erst nach Durchführung eingehender Konstruktions- und Fabrikationsstudien Bestimmtes ausgesagt werden. Alle Abschlussorgane sind ohne besondere Schwierigkeiten ausführbar, fallen also unter Gruppe I. Bei den kleineren Fallhöhen könnten anstelle von Kugelschiebern auch Drosselklappen verwendet werden. Was an Kosten gewonnen wird, geht jedoch bei einer Verlustbewertung angenähert wieder verloren.

5 . 2 Einfluss der Einheitsleistung auf das Gewicht

In Bild 3 werden die Totalgewichte der Teile hydraulischer Maschinen verschiedener Einheitsleistung und die zugehörigen Abschlussorgane, bezogen auf das Gewicht der entsprechenden Teile der Varianten mit zwölf Maschinen zu 83,3 MW Turbinenleistung dargestellt. Wird zum Beispiel die Bezugsmaschine rein geometrisch vergrössert, so nimmt ihr Gewicht mit der dritten Potenz des Laufraddurchmessers, die Leistung jedoch nur mit der

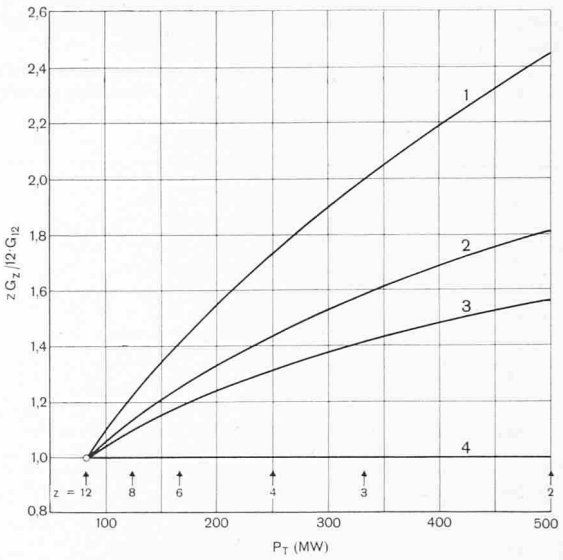

Bild 3. Gesamtgewichte der Teile der hydraulischen Maschinen und Abschlussorgane bezogen auf die entsprechenden Gewichte der Varianten mit zwölf Maschinen

1. Gültig für Teile mit gleichen zulässigen Spannungen
2. Gültig für Teile mit gleichen zulässigen relativen Deformationen bei Vollquerschnitten
3. Gültig für Teile mit gleichen zulässigen relativen Deformationen bei Hohlquerschnitten
4. Gültig falls eine Dimension konstant ist (zum Beispiel Länge oder Wandstärke)

zweiten Potenz zu. Da jedoch die einzelnen Konstruktionselemente je nach Art der Beanspruchung nicht in allen Dimensionen geometrisch vergrössert werden müssen, steigt das Gewicht nicht für alle Teile derart an. Die verschiedenen Festigkeitsfälle sind in der Legende zu Bild 3 angeführt. Allerdings müssen bei hydraulischen Maschinen im untersuchten Fallhöhen- und Leistungsbereich die Mehrzahl der Teile auf gleiche zulässige Spannungen berechnet werden. Da bei grossen Abmessungen und Gewichten, wie unter 5 . 1 erläutert, Konstruktionselemente unterteilt werden müssen, ergeben sich bei grossen Einheitsleistungen noch zusätzliche Gewichtsvergrösserungen.

5 . 3 Einfluss der Einheitsleistungen auf die Kosten

Mit zunehmendem Gewicht gemäss Abschnitt 5 . 2 wachsen auch die Materialkosten, die bei grossen Einheiten einen überwiegenden Anteil an den Gesamtkosten ausmachen. Die Fertigungskosten können mit zunehmenden Einheitsleistungen gesenkt werden bis zu denjenigen Leistungsgrössen bzw. Abmessungen, die Mehrteiligkeit, erschwerte Bearbeitung und teure Werkzeugmaschinen erfordern. Dann steigen auch die Fertigungskosten wieder

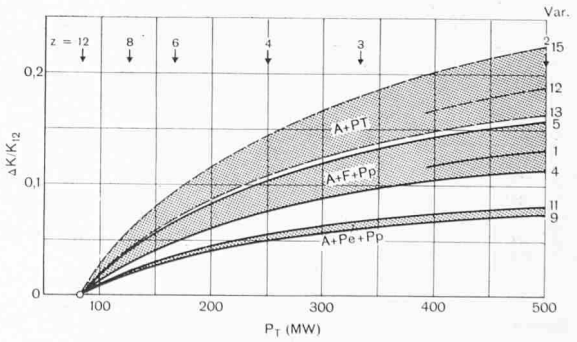

Bild 4. Verringerung der relativen Kosten der Maschinensätze einschliesslich der Abschlussorgane bei steigender Einheitsleistung durch die Kapitalisierung der Wirkungsgrad-Aufwertung

Bewertung der Verlustleistungen:

Synchronmaschinen (A)	1 kW = Fr. 1000.—
Turbinen (F, Pe, PT)	1 kW = Fr. 750.—
Pumpen (Pp, PT)	1 kW = Fr. 250.—

Tabelle 2. Herstellungsmöglichkeiten vertikalachsiger hydraulischer Maschinen

	H_T, H_P m	Variante	Anordnung	n_q	Gruppe $Z =$ / $P =$	Herstellungsmöglichkeit 2 / 500	3 / 333	4 / 250	6 / 167	8 / 125	12 / 83 MW
Turbinen	180	1 F z	1 s	67	I	*	*	*	*	*	*
					II						
					III						
	180	2 F z	1 s	49	I	*	*	*	*	*	*
					II						
					III						
	270	3 F z	1 s	55	I	*	*	*	*	*	*
					II						
					III						
	270	4 F z	1 s	36,5	I		*	*	*	*	*
					II	* S					
					III						
	360	5 F z	1 s	45	I		*	*	*	*	*
					II	* S					
					III						
	360	6 F z	1 s	31,5	I			*	*	*	*
					II	* S					
					III	* C	* C				
	450	7 F z	1 s	27,5	I			*	*	*	*
					II	* S	* S				
					III	* C	* C				
	540	8 F z	1 s	22,5	I			*	*	*	*
					II	* S	* S				
					III	* C	* C				
	540	9 Pe z	1 6D	23	I		*	*	*	*	*
					II	* T					
					III						
	720	10 Pe z	1 6D	16	I		*	*	*	*	*
					II	* T					
					III						
	900	11 Pe z	1 4D	11,5	I		*	*	*	*	*
					II	* R					
					III						
Pumpen	200	1 Pp z	1 s	55	I		*	*	*	*	*
					II	* R,S					
					III	* X					
	200	2 Pp z	1 s	40	I			*	*	*	*
					II	* R,S	* R				
					III	* X	* X				
	300	3 Pp z	1 s	45	I		*	*	*	*	*
					II	* S					
					III	* X					
	300	4 Pp z	2 s	51	I			*	*	*	*
					II	* R,S	* S				
					III	* X					
	400	5 Pp z	1 s	37	I		*	*	*	*	*
					II	* S					
					III						
	400	6 Pp z	2 s	44	I				*	*	*
					II	* S	* S	* X			
					III	* X	* X				
	500	7 Pp z	2 s	38	I				*	*	*
					II	* S	* S	* S,X			
					III	* E,X	* E,X	* E			
	600	8 Pp z	3 s	42	I				*	*	*
					II	* S	* S	* S,X			
					III	* E,X	* E,X	* E			
	600	9 Pp z	3 s	42	I				*	*	*
					II	* S	* S	* S,X			
					III	* E,X	* E,X	* E			
	800	10 Pp z	4 s	36,5	I				*	*	*
					II	* S	* S				
					III	* E,B,X	* E,B,X	* E			
	1000	11 Pp z	5 s	31	I				*	*	*
					II	* S					
					III	* E,B,X	* E,B,X	* E			
Pumpen-Turbinen	180				I		*	*	*	*	*
	200	12 PT z	1 s	55	II	* R					
					III	* S					
	180				I				*	*	*
	200	13 PT z	1 s	40	II	* R	* R	* R			
					III	* S,X	* S				
	270				I				*	*	*
	300	14 PT z	1 s	45	II	* S	* S				
					III	* C	* C	* C			
	360				I				*	*	*
	400	15 PT z	1 s	37	II	* S	* S	* S			
					III	* C	* C				

Bezeichnung: 1 s einstufig, einflutig
1 6D einstufig, 6 Düsen
3 s dreistufig, einflutig

Gruppen I Ohne besondere Schwierigkeiten ausführbar
II Grosse Herstellungsschwierigkeiten (Kostenfrage)
III Über die Ausführbarkeit kann erst nach eingehenden Konstruktionsstudien entschieden werden.

Die Buchstaben hinter einem Stern zeigen an, welche Teile besondere Herstellungsschwierigkeiten bieten; es bezeichnen:

R Laufrad
X Welle
C oberer Deckel
E Stützschaufelring
S Spirale
T Ringleitung
B Pumpengehäuse

an. Die Kosten beim Übergang zu sehr grossen Einheitsleistungen lassen sich nicht ohne eingehende Konstruktions- und Fabrikationsstudien zuverlässig abschätzen. Derartige Untersuchungen würden den Rahmen der vorliegenden Studie überschreiten. Genauere Preisrelationen verschiedener Einheitsleistungen könnten ferner nur unter Berücksichtigung der lokalen Verhältnisse und der an die Maschinen gestellten Anforderungen ermittelt werden.

5.4 *Verlustbewertung*

In einer Untersuchung der wirtschaftlichsten Lösung sind nicht allein die Gesamtkosten der Maschinen massgebend. Diese müssen zusammen mit einer Bewertung der Wirkungsgrade, bzw. der Verluste betrachtet werden.

Bekanntlich steigen die Wirkungsgrade hydraulischer Maschinen mit zunehmenden Abmessungen (Wirkungsgradaufwertung). Die Verbesserung ist mit den unter 2.2 angenommenen Bewertungsfaktoren zu kapitalisieren. In Bild 4 sind, wiederum bezogen auf die Varianten mit zwölf Maschinen, die kapitalisierten Kosten in Abhängigkeit von der Einheitsleistung für die verschiedenen Maschinenkombinationen dargestellt. Die höchste relative Kapitalisierung ergibt sich bei den reversiblen Pumpenturbinen, da hier die Ausgangswirkungsgrade und die Bezugsgrösse für die Kosten relativ tief liegen. Die flachste Zunahme weist die Maschinenkombination mit Freistrahlturbinen auf, was der Tatsache zuzuschreiben ist, dass einerseits die Wirkungsgradaufwertung bei dieser Turbinenart gering ist und anderseits die Kosten des Maschinensatzes höher ausfallen. Als Verlust muss auch die bei Freistrahlturbinen nicht verwertbare Freihanghöhe eingesetzt werden.

Die Wirkungsgradaufwertung hat kapitalisiert zur Folge, dass bei gleicher Rentabilität die Maschinen grosser Einheitsleistung pro kW teurer sein dürfen.

5.5 *Einfluss der Fallhöhen auf die Kosten*

5.5.1 *Ohne Verlustbewertung*

Als Einheitsleistung wurde P_T = 125 MW gewählt. Sämtliche Kosten sind bezogen auf die Kosten des Motorgenerators der Variante 5 A 8. Wie aus der unteren Kurvengruppe in Bild 5 hervorgeht, variieren die Kosten der Synchronmaschinen im betrachteten Fallhöhenbereich H = 200 bis 1000 m in verhältnismässig engen Grenzen. Die Zunahme der Motorgeneratorkosten mit niedrigeren Drehzahlen erklären die Unterschiede bei den verschiedenen Varianten für H = 200, 300 und 400 m. Da reversible Pumpenturbinen auch bei Frequenzanfahren zusätzliche Einrichtungen auf der elektrischen Seite bedingen, liegen die diesbezüglichen Kosten etwas höher.

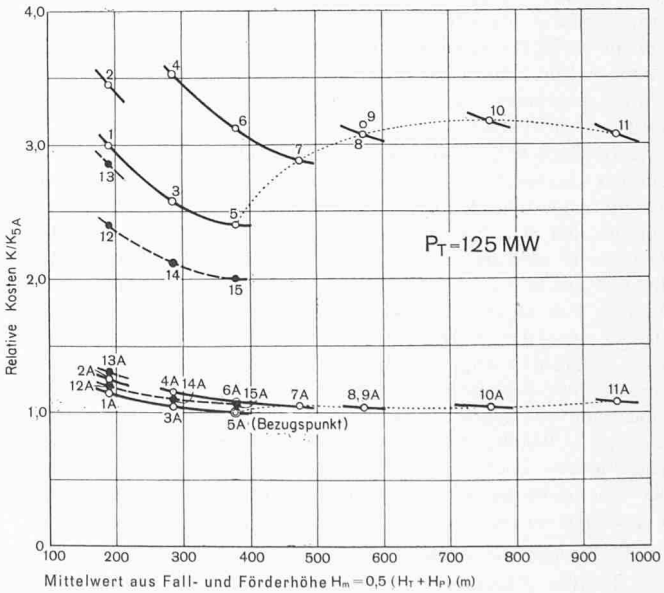

Bild 5. Relative Kosten von Pumpspeichersätzen mit P_T = 125 MW in Abhängigkeit von der Fallhöhe und der Bauart, **ohne** Verlustbewertung. Bezugspunkt: Kosten der Synchronmaschine Variante 5 A 8. Die untere Kurvenschar zeigt die Kosten der Synchronmaschinen allein (Varianten A), die obere die der kompletten Maschinensätze einschliesslich der Abschlussorgane. Die Nummern bezeichnen die Varianten (nach Bild 1 und Tabelle 2)

Der Fallhöheneinfluss ist bei den hydraulischen Maschinen infolge der unterschiedlichen Drehzahlen und Abmessungen wesentlich stärker. Dass mit steigenden spezifischen und absoluten Drehzahlen die Abmessungen und damit die Kosten geringer sind, ist bekannt (Varianten 1/2 und 12/13). Es muss aber daran erinnert werden, dass höhere spezifische Drehzahlen bei gegebener Leistung und Förderhöhe mehr Zulaufhöhe erfordern, und dass die Empfindlichkeit gegen Sanderosion zunimmt. Diese Faktoren werden im Rahmen dieser Studie voraussetzungsgemäss nicht berücksichtigt.

Der Vergleich zwischen ein- und zweistufigen Pumpen fällt bei gleicher Förderhöhe preislich eindeutig zu Gunsten der einstufigen Bauart aus (Varianten 3/4 und 5/6). Reversible Pumpenturbinen einschliesslich Motorgenerator sind im Vergleich zu Gruppen mit getrennten hydraulischen Maschinen ohne Wirkungsgradbewertung rund 20 % billiger (vgl. Varianten 1/12, 2/13, 3/14 und 5/15).

Eine Gegenüberstellung der Kosten der Francisvariante 8 und der Peltonvariante 9, beide in Kombination mit einer dreistufigen Pumpe, zeigt wenig Unterschied. Immerhin ist die Francisturbinengruppe auch ohne Verlustbewertung etwas preisgünstiger.

Diese Vergleiche der reinen Herstellungskosten werden zum Teil wesentlich verändert, wenn die Wirkungsgrade bewertet werden.

5.5.2 Mit Verlustbewertung

Mit den unter 2.2 festgelegten Ansätzen werden folgende Wirkungsgrade bewertet:

im Turbinenbetrieb: Pelton-, Francis- und Pumpenturbine

$$\eta_T = \frac{\eta_{100} + \eta_{opt}}{2}$$

im Pumpenbetrieb: Pumpe und Pumpenturbinen

$$\eta_P = \eta_{opt}$$

dabei bedeuten: η_{100} = Vollastwirkungsgrad

η_{opt} = Optimalwirkungsgrad bei der entsprechenden Fall- bzw. Förderhöhe

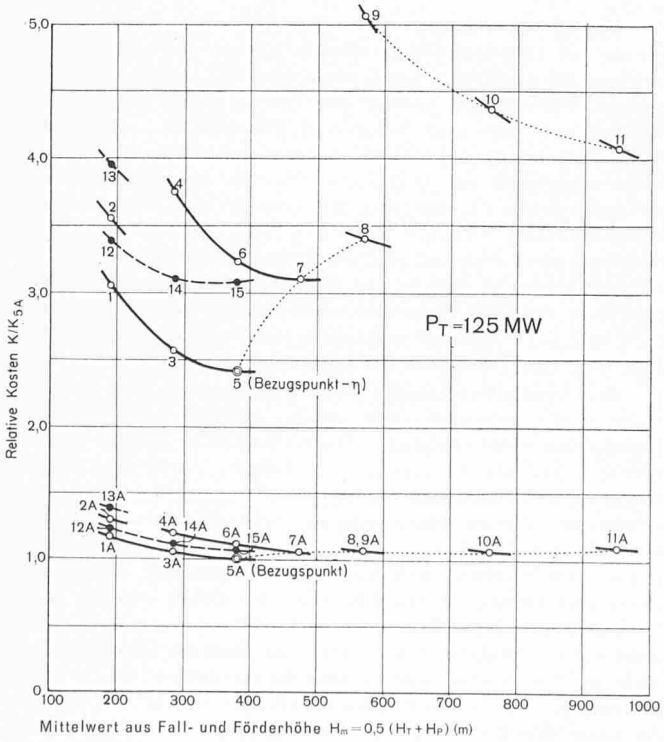

Bild 6. Relative Kosten von Pumpspeichersätzen mit P_T = 125 MW in Abhängigkeit von der Fallhöhe und der Bauart, mit Verlustbewertung. Bezugspunkt für Kosten: Variante 5 A 8. Bezugspunkte für die Wirkungsgrade: Varianten 5 F 8, 5 Pp 8. Bezeichnungen wie in Bild 5

Die Ergebnisse sind in Bild 6 wiederum für die Einheitsleistung von 125 MW zusammengestellt, wobei die einzelnen Varianten wie in Bild 5, auf die Variante 5A bezogen wurden. Da die Synchronmaschinen mit niedrigen Drehzahlen tiefere Wirkungsgrade aufweisen, steigen die bewerteten Kosten der entsprechenden Varianten geringfügig an. Bei den hydraulischen Maschinen ist, wie in Bild 5, die Tendenz zu erkennen, dass die Kosten mit zunehmender Fallhöhe und höheren Drehzahlen abfallen.

Die Kostenunterschiede der Varianten mit ein- und zweistufigen Pumpen (Varianten 3/4 und 5/6) werden ausgeprägter, da der Wirkungsgrad der Umlenkstufe etwas niedriger ist als der einer Spiralstufe allein.

Ein erster auffallender Unterschied im Vergleich zu Bild 5 ergibt sich bei der Gegenüberstellung von Pelton- und Francisturbine (Varianten 9/8). Die Peltonturbinen weisen ungünstigere Voll- und Optimal-Wirkungsgrade auf, so dass die Bewertung die Kosten stark erhöht. Es muss hier allerdings bemerkt werden, dass der am Anfang dieses Kapitels aufgeführte mittlere Wirkungsgrad Teillastwirkungsgrade nicht berücksichtigt, wodurch die Freistrahlturbinen mit ihren über der Leistung flachen Wirkungsgradkurve benachteiligt werden. Zudem musste die Peltonturbine der Variante 9 mit einem hydraulisch relativ ungünstigen Strahlverhältnis vorgesehen werden. Doch ist aus Bild 6 deutlich ersichtlich, dass die Francisturbinen in der Bewertung – wegen der hohen Optimalwirkungsgrade – grundsätzlich im Vorteil sind und deshalb soweit als möglich angewendet werden sollten.

Der zweite wesentliche Unterschied ergibt sich beim Vergleich zwischen reversiblen Pumpenturbinen und getrennten Maschinen (Varianten 1/12, 2/13, 3/14 und 5/15). Die Pumpenturbinen arbeiten im Turbinenbetrieb mit tieferen Wirkungsgraden als die Francisturbinen. Dies führt nach der Kapitalisierung der Wirkungsgrade dazu, dass die Pumpenturbinen unter den hier getroffenen Voraussetzungen höhere spezifische Kosten aufweisen.

Es ist jedoch zu beachten, dass einerseits nur die maschinelle Ausrüstung erfasst wird und anderseits die Bewertungsfaktoren eine sehr starke Rolle spielen. Würde zum Beispiel das Verhältnis Turbinenstrompreis zu Pumpenstrompreis von 4 : 1 auf 3 : 1 geändert oder würden die Bewertungsfaktoren verringert, so würden sich die Verhältnisse zu Gunsten der Pumpenturbinen verschieben. Auch könnte bei reversiblen Pumpenturbinen in manchen Fällen der Turbinenwirkungsgrad auf Kosten des Pumpenwirkungsgrades noch etwas verbessert werden.

Ferner weist eine mit Pumpenturbinen bestückte Kaverne kleinere Abmessungen als mit getrennten Maschinen auf. Die Baukosten werden also geringer. Ebenso berücksichtigt die vorliegende Studie die Verteilleitungen nicht, die bei Anwendung von reversiblen Pumpenturbinen wesentlich einfacher und deshalb billiger ausfallen würden, so dass sich die Kostenverhältnisse unter Umständen wiederum zu Gunsten der reversiblen Pumpenturbinen verändern [7], [8], [9].

Allgemein muss darauf hingewiesen werden, dass bei Berücksichtigung der Bauaufwendungen nochmals erhebliche Verschiebungen eintreten können, die sich bei kleineren Fallhöhen im Sinne einer Erhöhung der spezifischen Kosten auswirken.

Den Bildern 5 und 6 kann entnommen werden, dass die Kosten für die maschinelle Ausrüstung von Pumpspeicherwerken im Fallhöhenbereich von etwa 300 bis 400 m am niedrigsten sind. Liegen günstige topographische Voraussetzungen vor, so ergeben sich für diesen Bereich auch auf der baulichen Seite vorteilhafte Kostenverhältnisse.

6. Schlussfolgerungen

Die Folgerungen, die aus den vorliegenden Betrachtungen über die wirtschaftlichsten Einheitsleistungen hydraulischer Maschinen für Pumpspeicherwerke des Fallhöhenbereiches 200 bis 1000 m gezogen werden können, sind wegen den zahlreichen zu treffenden Annahmen und Einschränkungen, sowie wegen der Unmöglichkeit, die Maschinenkosten ohne genaue Konstruktionsstudien verlässlich abzuschätzen, unsicher.

Allgemein kann jedoch festgehalten werden, dass bei den untersuchten Synchronmaschinen keine Schwierigkeiten hinsichtlich Ausführbarkeit auftreten, und dass die Motorgeneratoren einerseits mit zunehmender Einheitsleistung und anderseits mit steigender Drehzahl spezifisch billiger zu stehen kommen.

Bei den hydraulischen Maschinen wird eine Senkung der spezifischen Kosten ebenfalls mit steigender Drehzahl erreicht, sofern sich dabei die zur Vermeidung von Kavitation notwendige tiefere Einbaukote ohne grosse Mehrkosten ausführen lässt. Dagegen kann eine Verringerung der spezifischen Kosten durch Vergrösserung der Einheitsleistung nicht allgemein erreicht werden. Die Leistung von hydraulischen Maschinen steigt bei gleicher Fallhöhe quadratisch mit den Abmessungen, das Gewicht nimmt jedoch stärker zu, etwa mit dem Exponenten 2,5 bis 3. Bis zu gewissen Grenzen kann das stärkere Ansteigen des Gewichtes und damit der Materialkosten kompensiert werden durch niedrigere Fertigungskosten. Darüber hinaus überwiegt jedoch der Materialbedarf. Hinzu kommen die Mehrkosten durch erhöhten Material- und Arbeitsaufwand wegen der Notwendigkeit, verschiedene Teile aus Fabrikations- und Transportgründen mehrteilig auszuführen.

Wie aus Tabelle 2 ersichtlich ist, entstehen bei der Fabrikation von Pumpen und Pumpenturbinen, insbesondere bei den grösseren Förderhöhen ab etwa 250 MW, bereits erhebliche Schwierigkeiten, die für die Turbinen erst bei noch grösseren Leistungen auftreten. Eine genauere Beurteilung liesse sich allerdings für den Einzelfall erst nach eingehenden Konstruktions- und Fabrikationsstudien aufstellen. Mit Sicherheit kann nur ausgesagt werden, dass bei hydraulischen Maschinen eine beliebige Steigerung der Einheitsleistungen vorerst aus Gründen der Wirtschaftlichkeit, dann wegen unüberwindlicher technischer Schwierigkeiten nicht möglich ist.

Weitere Untersuchungen über die spezifischen Kosten unter Annahme einer Wirkungsgradbewertung führen zu einigen Richtlinien, die bei der Wahl von hydraulischen Maschinen für Pumpspeicherwerke zu berücksichtigen wären.

Im Interesse niedriger Maschinenkosten sollten spezifisch schnellaufende hydraulische Maschinen gewählt und bis zu möglichst hohen Fallhöhen Francisturbinen mit einstufigen Pumpen, beziehungsweise einstufige reversible Pumpenturbinen, angewendet werden. Besonders günstig erscheint der Fallhöhenbereich von 300 bis 400 m.

Stehen Francis- und Peltonturbinen zur Diskussion (Fallhöhenbereich 400 bis 600 m), so ist vom wirtschaftlichen Gesichtspunkt aus meistens den Francisturbinen der Vorzug zu geben. Die Frage, ob getrennte hydraulische Maschinen oder reversible Pumpenturbinen zu wählen seien, kann nicht für alle Fälle eindeutig beantwortet werden. Die Wahl hängt weitgehend von den Baukosten, von der Art des Betriebseinsatzes und vor allem auch von der Höhe der Wirkungsgradbewertung ab. Beide Lösungen können wirtschaftlich sein.

Adresse der Verfasser: In der Firma Escher Wyss AG, 8023 Zürich.

Literaturverzeichnis

[1] *H. Blind:* Allgemeine Planung von Pumpspeicherwerken. Vortragsveröffentlichung Haus der Technik, Nr. 86, S. 17ff. (Tagung vom 11. März 1966).

[2] *J. Osterwalder:* Belüftung von Freistrahlturbinen bei Gegendruck. «Escher-Wyss-Mitteilungen» *40* (1967), Heft 2, S. 17ff.

[3] *M. Canay:* Anlaufverfahren bei Synchronmaschinen. «Brown-Boveri-Mitteilungen» *54* (1967), Heft 9, S. 618ff.

[4] *R. Galli:* Die energiewirtschaftlichen Grundlagen für den Einsatz von Wasserkraftanlagen mit künstlicher Speicherung. «Bulletin SEV» *56* (1965), Heft 3, S. 91ff.

[5] *J. Frohnholzer:* Pumped Storage in Germany. «Water Power» *19* (1967), Heft 11, S. 458 und Heft 12, S. 507ff.

[6] *D. Florjancic:* Die Pumpen-Turbine als Weiterentwicklung der Speicherpumpe. «Bulletin SEV» *56* (1965), Heft 6, S. 188ff.

[7] *B. von Gersdorff:* Grundsätze der Planung von Pumpspeicherwerken. «Brennstoff-Wärme-Kraft» *18* (1966), Heft 10, S. 487ff.

[8] *H. Meuer, J. Mücke:* Entwicklungsrichtungen im Krafthausbau von Pumpspeicheranlagen. «Elektrizitätswirtschaft» *64* (1965), Heft 5, S. 105ff.

[9] *W. Meier:* Getrennte hydraulische Maschinen oder reversible Pumpenturbinen für Pumpspeicherwerke? «Escher-Wyss-Mitteilungen» *39* (1966), Heft 3, S. 31ff.

Bestimmung der kritischen Kavitationszahl des Profilgitters aus der berechneten Druckverteilung

DK 621.243.5:532.528

Von **I. Vušković** und **D. Obradović**, Beograd

Zusammenfassung

Bei der kritischen Kavitation, und über diese hinaus im Gebiet der sogenannten Superkavitation, bildet sich bei Wasserturbinen auf der Saugseite der Schaufelprofile ein mehr oder weniger ausgedehnter Kavitationshohlraum, welcher die Gitterströmung beeinflusst. Der Druck im Hohlraum entspricht dem Sättigungsdruck des Wasserdampfes und ist demnach konstant im ganzen Raum, also auch entlang der Grenzlinie. Das Profil, zusammen mit dem Hohlraum, verhält sich nun im Gitter wie ein verdicktes Profil mit veränderter Profilkontur an der Saugseite. Durch Verwendung der direkten Singularitätenmethode an diesem verdickten Profil werden die Gittercharakteristiken für verschiedene Kavitationszahlen im Gebiet der Superkavitation berechnet. Durch Extrapolation wird danach die kritische Kavitationszahl des Gitters bestimmt. Diese Methode wurde schliesslich an einem Gitter aus *Clark-Y8-Profilen* angewendet und mit den Versuchsergebnissen verglichen.

1. Einleitung

Die Kenntnis der kritischen Kavitationszahl für den entsprechenden Betriebspunkt einer Kaplan-Turbine ist für die Praxis von besonderer Bedeutung. Nicht nur deshalb, weil man durch sie die Einbaukote, das heisst die höchstzulässige Saughöhe der Turbine bestimmt, sondern auch weil man bei den heutigen Turbinen den Dauerbetrieb mit Kavitation zulässt, und zwar bis zu jener kritischen Kavitation, bei welcher der Wirkungsgradabfall der Turbine beginnt. Die Erfahrung hat sogar gezeigt, dass hinsichtlich der Korrosion die kritische Kavitation weniger gefährlich ist als die teilweise ausgebildete Kavitation im Bereich zwischen der beginnenden und der kritischen Kavitation. Aus diesem Grunde wird bei Modellversuchen gleichzeitig mit der Turbinencharakteristik auch die kritische Kavitationszahl für den ganzen Verwendungsbereich der Turbine bestimmt.

Bei der Berechnung neuer Laufräder von Kaplanturbinen, sowohl bei klassischen mit radialem Leitrad als auch bei Rohrturbinen mit konischem Leitapparat, stellt die Erzielung möglichst guter Kavitationseigenschaften der Turbine neben bestmöglichem Wirkungsgrad ein ganz besonderes Problem dar. Die hydraulische Berechnung wird heute meistens mit Hilfe elektronischer Rechenmaschinen auf Grund der einzelnen programmierten Berechnungsphasen durchgeführt, wie zum Beispiel Bestimmung des Strömungsfeldes zwischen dem Leit- und Laufrad zwecks Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung am Laufradeintritt, Ermittlung optimaler Teilung der Schaufelprofile im Gitter für die gewählten Zylinderschnitte des Laufrades und schliesslich die Berechnung der Profilform selbst nach dem Singularitätenverfahren, oder nach dem Verfahren der konformen Abbildung.

Die Laufradberechnung führt man meistens für den optimalen Turbinenbetriebspunkt durch, welcher dem Gipfel im Muscheldiagramm entspricht. Dieser Berechnungspunkt wird gewöhnlich bei der Festlegung der Aufgabe durch die Einheitsmenge und Einheitsdrehzahl (Q_1', n_1') angegeben. Dabei verwendet man für die Berechnung der Schaufelprofile die indirekte Methode. Das heisst, es wird für die gegebenen Strömungsbedingungen, wie Eintritts- und Austrittsgeschwindigkeit, Zirkulationsgrösse und vorausgesetzten Charakter des Druckverlaufes an der Profilsaugseite, durch Rechnung die Profilkontur ermittelt. Gleichzeitig mit der Profilform berechnet man auch die Druckverteilung längs der Profilkontur, woraus dann die Kavitationszahl für die beginnende Kavitation des jeweiligen Zylinderschnittes berechnet werden kann. Wie gross nun die Differenz zwischen der beginnenden und der kritischen Kavitation ($\Delta\sigma = \sigma' - \sigma_{kr}$) im betreffenden Betriebspunkt sein wird, hängt von der Druckverteilung an der Saugseite des Schaufelprofiles ab. Für den Berechnungspunkt wählt man gewöhnlich eine gleichmässige Druckverteilung, so dass die Differenz zwischen den beiden Grenzwerten der Kavitationszahl relativ klein ist. Für die anderen Betriebspunkte hingegen, welche