

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

Artikel: Versuche zur Ermittlung der günstigsten Anfahrmethode einer Francisturbine bei Anwendung einer Überholkupplung zwischen Turbine und Motor-Generator
Autor: Grein, H. / Henninger, H. / Podlesak, H.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-70155>

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>

Einmal wurden Leitschaufeln eingesetzt, die wesentlich länger waren als die bisherigen (550 mm statt 290 mm), zum anderen wurden die bislang verwendeten Schaufeln in drei Schritten gekürzt. Die langen Leitschaufeln haben die gleichen Ein- und Austrittswinkel wie die bisherigen, sind aber für ein grösseres Radienverhältnis entworfen ($r_2/r_1 = 1,62$ statt 1,32). Sie sind infolgedessen weniger belastet. Beim Kürzen der Schaufeln ändert sich ausser der Länge und dem Radienverhältnis auch der Austrittswinkel (und geringfügig der Staffelungswinkel).

Die Untersuchungen der Strömungsvorgänge in einem Leitrad mit langen Schaufeln, die auch mit verschiedenen Schaufelzahlen durchgeführt wurden, zeigten zwei Merkmale: Einmal treten bei allen Betriebsverhältnissen geringere Wirbel- und Totwasserzonen auf, und alle Störungen am Kanalbeginn klingen schnell ab, so dass der weitere Strömungsverlauf weit weniger turbulent ist als bei den früheren Versuchen. Zum anderen wurden im Bereich der Teillastströmung bei keiner der Leitschaufelstellungen und bei keiner der untersuchten Schaufelzahlen Umläufe der Abreisszonen festgestellt. Diese Tatsache lässt sich mit Bild 3 gut erklären. Zeichnet man die den einzelnen Leitschaufelstellungen im konformen Abbild entsprechende Punkte ein, dann sieht man, dass bis auf $z_{Le} = 4$ und $\alpha_1 = 0^\circ$ alle Punkte im Gebiet links der Kurve λ_{krit} in Bild 3 zu liegen kommen (Bild 5). Nur für $z_{Le} = 4$ und $\alpha_1 = 0^\circ$ wären demnach Umläufe zu erwarten. Das Ausbleiben der Umläufe in diesem Fall kann nicht ohne weiteres erklärt werden.

Als Gegenstück zu den Versuchen mit besonders langen Schaufeln, also kleinen Verhältnissen t/l , wurden die 290 mm langen Schaufeln der früheren Versuche in drei Schritten gekürzt. Dadurch wurde bei einem zehnschaufeligen Leitrad das Verhältnis t/l von ursprünglich 0,67 auf 0,77, 0,91 und 1,1 verändert. Der Strömungsverlauf ändert sich bei den Kürzungen nicht wesentlich. Im Teillastbetriebspunkt treten allerdings die umlaufenden Abreisserscheinungen nach der ersten Kürzung beim Leitschaufel Eintrittswinkel $\alpha_1 = 6^\circ$ auf, während sie bei den ungekürzten Schaufeln nur bei $\alpha_1 = 9^\circ$ vorkamen. Die Umläufe sind aber stark gestört und undeutlich. Bei allen weiteren Eintrittswinkeln und Schaufellängen sind keine periodischen umlaufenden Störungen mehr festzustellen.

Diese Ergebnisse ordnen sich gut in Bild 5 ein. Trägt man diese Versuchspunkte auf, so kommt der der ersten Schaufelkürzung und 6° Eintrittswinkel entsprechende Punkt ($t/l = 0,77$, $\lambda = 76^\circ$) nahe der Kurve $\lambda_{krit} = f(t/l)$ zu liegen, in deren Umgebung sich die Umläufe der Störungen einstellen. Die Punkte, die einem steileren Eintrittswinkel ($\alpha_1 = 9^\circ$) oder stärkerer Schaufelkürzung entsprechen ($t/l = 0,91$ bzw. 1,1), liegen weiter rechts von der Kurve, was bedeutet, dass dort keine Umläufe der Störungen in

der Abströmung vom Leitrad mehr zu erwarten sind. Jede weitere Kürzung bedeutet ein weiteres Entfernen von der Kurve $\lambda_{krit} = f(t/l)$, in deren Nähe die Abreissgebiete regelmässig umlaufen.

Die Ergebnisse dieser Versuche, bei denen über die Schaufellänge l das Verhältnis t/l variiert wurde, stehen demnach in guter Übereinstimmung mit den Untersuchungen über den Einfluss der Leitschaufelzahl auf das Auftreten periodischer Störungen im Leitrad bei Teillast. Damit ist die weiter oben getroffene Annahme, dass bei bestimmten Kombinationen von t/l und λ periodische Störungen der Strömung auftreten, bestätigt.

Zusammenfassung

An einem Flachwasserstand, der dem Versuchsstand Grünagels in der Funktionsweise ähnlich ist, wurde die Durchströmung von Leitradern bei verschiedenen Lastpunkten beobachtet. Die untersuchten Lauf- und Leiträder haben die im Pumpenbau übliche Geometrie. Insbesondere wurde die Strömung im Leitrad bei kleiner Last genauer studiert. Es sind offenbar drei verschiedene Strömungsformen möglich:

1. an allen Leitschaufeln gleichzeitig auf der Saugseite vollkommen abgelöste Strömung
2. unregelmässiges Ablösen und Anliegen der Strömung an den Schaufelsaugseiten
3. periodisch auftretende Ablösegebiete

Die Strömungsformen werden anhand von fotografischen Bildern gezeigt. Es wird ein sich auf die geometrischen Abmessungen des Leitrads stützendes Kriterium angegeben, welches gestattet, die drei Strömungszustände einzuordnen.

Adresse der Verfasser: Dipl.-Ing. P. Hergt und Dipl.-Ing. R. Benner, in Firma KSB, Klein, Schanzlin & Becker AG, D-6710 Frankenthal (Pfalz).

Literaturverzeichnis

- [1] Domm, U., Hergt, P. und Radestock, J.: Einige Anwendungen der Singularitätentheorie der Radialmaschine und Vergleiche mit Messungen. «Klein, Schanzlin & Becker Technische Berichte», Heft 13.
- [2] Barth: Verdrängungsströmungen bei Rotation zylindrischer Schaufeln in einer Flüssigkeit mit freier Oberfläche. Mitt. Inst. für Strömungsmaschinen, TH Karlsruhe, Heft 1, R. Oldenbourg, Berlin-München, 1930.
- [3] Frietsch, E.: Wirbelbildung und Kräftewirkung an umlaufenden Kreiselradschaufeln. VDI-Forschungsheft 384, 1937.
- [4] Grünagel, E.: Geschwindigkeitsverteilung in den Laufkanälen von radialen Kreiselmaschinen. «Deutsche Wasserwirtschaft», Band 2, 1937.
- [5] Grünagel, E.: Untersuchungen über die Flüssigkeitsbewegung in umlaufenden Radialrädern. VDI-Forschungsheft 405, 1940.
- [6] Grünagel, E.: Pulsierende Förderung bei Pumpenrädern über dem Umfang. «Ing. Archiv», Band 7, 1936.

Versuche zur Ermittlung der günstigsten Anfahrmethode einer Francisturbine bei Anwendung einer Überholkupplung zwischen Turbine und Motor-Generator

DK 621.242.4:62-57

Von H. Grein, Zürich, H. Henninger, Freiburg i. B. und H. Podlesak, Ravensburg

Zusammenfassung

Bei Pumpspeicherwerken mit getrennten hydraulischen Maschinen sind vielfach kurze Umschaltzeiten von der einen in die andere Betriebsart erwünscht. Die Turbine ist normalerweise direkt mit dem Motor-Generator gekuppelt und rotiert daher im Pumpbetrieb oder im Phasenschieberbetrieb dauernd mit. Durch Ventilation in Luft und Kühlung der Labyrinth mit Wasser ergeben sich zusätzliche Verluste. Zur Vermeidung dieser Verluste und zur Erreichung kurzer Umschaltzeiten kann zwischen Turbine und Motor-Generator eine ausrückbare Überholkupplung vorgesehen werden.

Beim Pumpspeicherwerk Säckingen der Schluchseewerk AG ist eine derartige Kupplung eingebaut. Die Francisturbine läuft allein an und wird beim Erreichen einer bestimmten Drehzahl mit dem bereits drehenden Motor-Generator durch diese Überholkupplung verbunden. Im Zeitpunkt des Kuppelns dürfen bestimmte Beschleunigungen, das heisst bestimmte Relativgeschwindigkeiten zwischen den Kupplungshälften nicht überschritten werden.

An einer Modellturbine wurde unter Einhaltung der für dynamische Versuche geltenden Modellgesetze das gesamte Anfahrkennfeld der Turbine aufgenommen. Auf Grund der Modellversuche konnte der günstigste Anfahrbereich gefunden werden. Mehrere Ver-

suche an der Grossanlage gestatteten, diejenige Schaltfolge zu wählen, die unter Einhaltung der geforderten Grenzwerte minimale Anfahrzeiten ergibt.

Das Pumpspeicherwerk stellt ein hervorragendes Instrument dar, Momentanreserven zu mobilisieren, dient dazu, Wasser im Saisonbetrieb zu verlagern und den Betrieb von Dampfkraftwerken zwischen Tag und Nacht und den täglichen und unterschiedlichen Lastbedarf der Stromabnehmer einander anzugleichen. Um diesen Anforderungen zu genügen, muss darauf geachtet werden, dass selbst die immer grösser werdenden Maschineneinheiten schnell angefahren werden können oder sich schnell von einer Betriebsart in eine andere umschalten lassen.

Bei Pumpspeichersätzen mit liegender Welle und herkömmlicher Ausführung, das heisst getrennten hydraulischen Maschinen als Turbine bzw. als Pumpe, ist es bis jetzt üblich, die Turbinenwelle fest mit der Generatorwelle zu kuppeln. Man ist hier bei Phasenschieber- bzw. Pumpbetrieb jedoch gezwungen, entweder durch Leerlaufenlassen der Turbinenspirale oder mittels Pressluft das Turbinenlaufrad gegen den Druck des Unterwassers zu entleeren. Trotz dieser Massnahme bleiben noch beachtliche Ventilationsverluste übrig.

Die Anordnung einer ausrückbaren Überholkupplung zwischen Turbine und Motor-Generator vermeidet diese Ventilationsverluste und wird auch immer interessanter, je grösser die gewählte Aggregatdrehzahl ist. Ausserdem erfüllt sie die Forderungen einer äusserst elastischen Betriebsführung.

Eine Kupplung kann auch Schäden bei den Entleer- und Füllvorgängen vermeiden, die in der unteren Hälfte der Leitschaufelringe bei einer anderen Anlage beobachtet wurden. Eine laufend deutlicher werdende Schattenbildung musste schliesslich, nach mehreren Jahren Betrieb, durch Auftragschweissung beseitigt werden. Man erklärt sich diesen Schaden durch kurzzeitig auftretende Wasser- ringe bei den Wechsellvorgängen von Wasser in Luft und umgekehrt.

Im Kraftwerk *Säckingen* des Hotzenwaldwerkes der Schluchsee- werk AG, Bild 1, ist eine ausrückbare Überholkupplung zwischen Francisturbine und Motor-Generator eingebaut. Die Daten der Turbine sind:

$$\begin{aligned} P &= 92720 \text{ kW} \\ H &= 412,5 \text{ m} \\ Q &= 24 \text{ m}^3/\text{s} \\ n &= 600 \text{ U/min} \end{aligned}$$

Mit dieser Kupplung werden die Ventilationsverluste vermieden, die bei einer als minimal vertretbaren Einstellung der Spaltwasser- menge etwa 3‰ der Nennleistung betragen würden. Addiert man hierzu die Verluste durch Spaltwasser, das für den Energiegewinn verlorengelht, so lässt sich ein eindeutiger ökonomischer Vorteil dieser Anordnung darlegen, der je nach Anlage verschieden gross ist.

Ausserdem wären bei der grossen Gegendruckhöhe von über 35 m Ausblaseeinrichtungen nur mit ganz besonderen konstruktiven Massnahmen möglich, so dass in diesem Bereich die Gesamt-Kosten für die Überholkupplung bzw. für die Ausblaseeinrichtung praktisch gleich gross ausfallen.

Die vielfältigen Betriebsarten des Pumpspeicherwerkes erfordern von dem Kuppelsystem die Erfüllung folgender Bedingungen:

- Selbsttätiges Kuppeln von Turbine und Generator beim Hochfahren der Maschinengruppe aus dem Stillstand bis zur Nenndrehzahl. Nach dem kraftschlüssigen Einrücken der Kupplung muss diese verriegelt werden, damit sie sich beim Abstellen der Turbine nicht ungesteuert selbsttätig öffnet.
- Zukuppeln der aus dem Stillstand hochfahrenden Turbine mit dem schon vorher rotierenden Generator. Dieser Vorgang soll auch mit jeder möglichen Rotordrehzahl zwischen 0 bis 100% erfolgen, das heisst der vom Netz abgetrennte Generator muss während seiner Auslaufzeit immer wieder für schnelles Synchronisieren mit dem Netz von der Turbine hochgezogen werden können.
- Beim Betriebsartenwechsel Generator-Phasenschieberbetrieb oder Generator-Pumpbetrieb muss nach Schliessung des Turbinen- absperrorgans die Kupplung nach dem Entriegeln selbsttätig ausrücken.
- Selbsttätiges Einrücken der Kupplung bei Drehsinnumkehr der Pumpen- und der Generatorwelle bei dem Notfall, dass nach einer Netzstörung, die den Leistungsschalter auslöst, der druck- seitige Betriebspumpenschieber nicht schliesst. Nach der Drehzahl- umkehr soll das im Wasser rotierende Turbinenrad die Rückwärts- drehzahl des Aggregates mindern.

Tabelle 1. Verzeichnis der verwendeten Grössen

Zeichen	Einheit	Grösse
B	mkps	Drall
M	mkp	Moment
J	mkp s ²	Trägheitsmoment
ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit
GD^2	m ² kg	Schwungmoment
D_2	m	Austrittsdurchmesser des Laufrades
u_2	m/s	Umfangsgeschwindigkeit bei D_2
M_{12}	mkp	Spez. Moment bezogen auf $H = 1 \text{ m}$ und $D_2 = 1 \text{ m}$
t	s	Zeit
a_0	mm	Leitapparatöffnung, lichte Weite zwischen 2 Leit- schaufeln am Austritt
a_{0s}	mm	Leitapparatöffnung für den optimalen Betriebspunkt der Turbine
n	U/min	Drehzahl
H	m	Fallhöhe
H_s	m	Gegendruckhöhe bzw. Saughöhe
Ku_2		Spez. Umfangsgeschwindigkeit bezogen auf D_2
n_{s_s}		Spez. Drehzahl bei optimalem Betriebspunkt der Turbine
P	kW	Leistung
Q	m ³ /s	Wasserstrom
p	kp/cm ²	Druck in der Spirale
α	°	Drehwinkel des Kugelschiebers ($\alpha = 90^\circ$ vollgeöffnet, $\alpha = 0^\circ$ geschlossen)
s_0	%	Leitradweg

Diese Forderungen werden durch eine Überholkupplung erfüllt, doch sind der Beschleunigung des Turbinenlaufrades für den Kuppel- vorgang natürliche Grenzen gesetzt.

Um für die Grossanlage den optimalen Mechanismus des Anfahr- vorganges wählen zu können, ist es notwendig, zunächst das gesamte Anfahrkennfeld der Turbine zu untersuchen. Dies geschieht am zweckmässigsten in Modellversuchen, die unter Einhaltung der für dynamische Vorgänge geltenden Modellgesetze durchgeführt werden.

Zur Ableitung der Gesetzmässigkeit wird vom Drallsatz ausge- gangen:

$$(1) \text{ Drallsatz } M = \frac{dB}{dt} \quad \text{mit } B = J \omega .$$

Die Beziehung zwischen Trägheitsmoment und dem im Turbinenbau gebräuchlichen Schwungmoment lautet:

$$J = \frac{GD^2}{4g} .$$

Für ω wird die auf den Austrittsdurchmesser des Laufrades bezogene Umfangsgeschwindigkeit eingeführt:

$$\omega = \frac{2u_2}{D_2} .$$

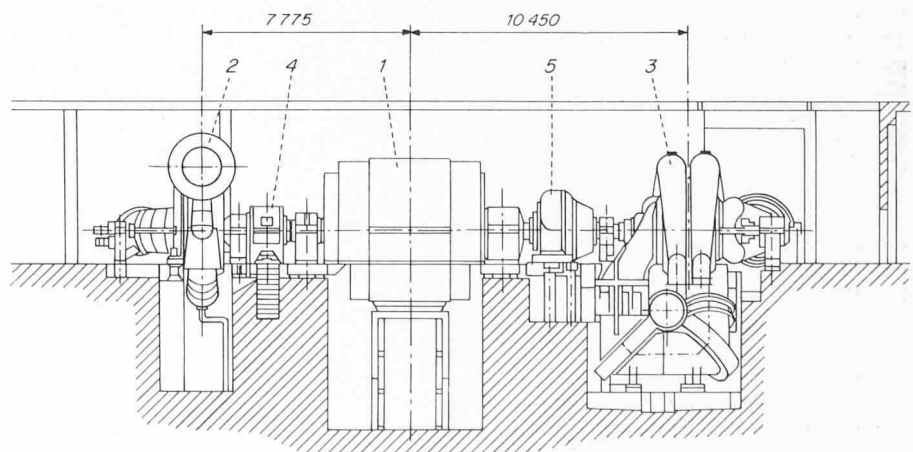


Bild 1. Pumpspeichersatz Säckingen des Hotzen- waldkraftwerkes der Schluchseewerke AG

- Motor-Generator (AEG und Brown, Boveri)
- Turbine (Escher Wyss)
- Speicherpumpe (Voith)
- SSS-Überholkupplung (Renk)
- Wandler (Voith)

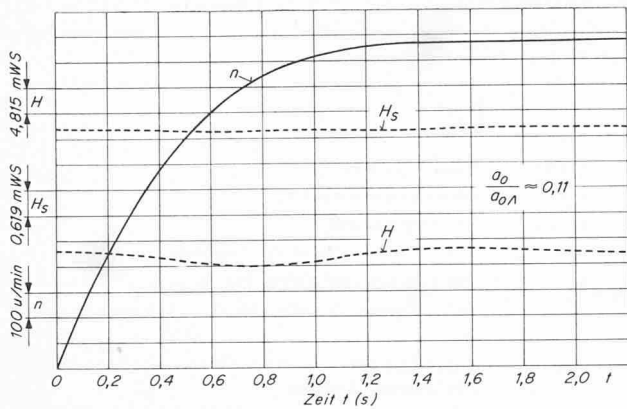


Bild 2. An der Modellturbine aufgenommene Anfahrlinie bei kleiner Leitapparatöffnung

Für den Drall gilt demnach:

$$B = \frac{GD^2}{2g} \frac{u_2}{D_2}$$

Eingesetzt in Gleichung (1), ergibt sich

$$M = \frac{GD^2}{2gD_2} \frac{du_2}{dt}$$

Für M wird das spezifische Drehmoment

$$M_{12} = \frac{M}{D_2^3 H}$$

eingeführt.

$$(2) \quad M_{12} = \frac{GD^2}{2gD_2^3 H} \frac{du_2}{dt}$$

Die Relation zwischen Modell und Grossanlage ist gegeben durch die Forderung

$$(3) \quad \left. \frac{du_2}{dt} \right|_{\text{Anlage}} = \left. \frac{du_2}{dt} \right|_{\text{Modell}}$$

Gleichung (2), nach du_2/dt aufgelöst und in (3) eingesetzt, ergibt:

$$(4) \quad \frac{\left. \frac{du_2}{dt} \right|_{\text{Anlage}}}{\left. \frac{du_2}{dt} \right|_{\text{Modell}}} = \frac{GD_{\text{Mod}}^2}{GD_{\text{Anl}}^2} \left(\frac{D_{2\text{Anl}}}{D_{2\text{Mod}}} \right)^4 \frac{H_{\text{Anl}}}{H_{\text{Mod}}} = 1$$

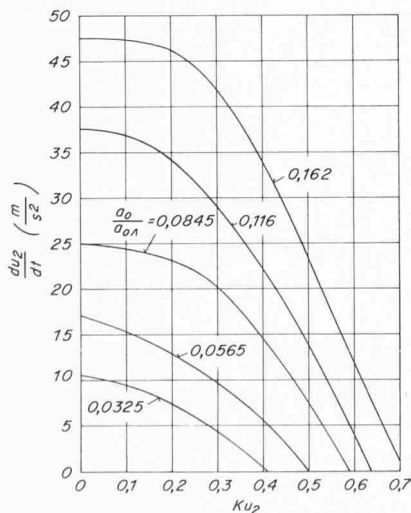


Bild 4. Beschleunigungen des Turbinenrotors (Modell) bei verschiedenen Drehzahlen und Leitapparatöffnungen

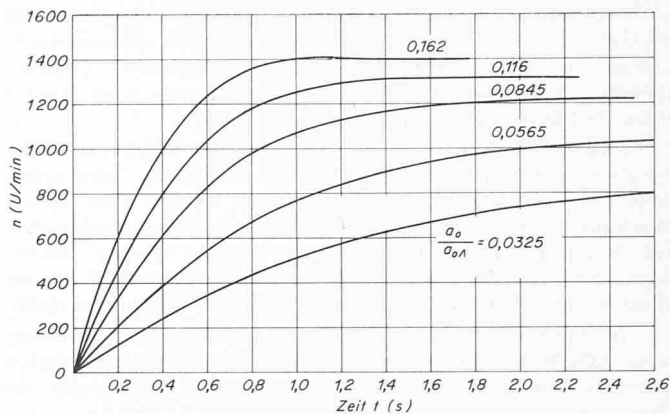


Bild 3. Anfahrkurven der Modellturbine bei verschiedenen Leitradöffnungen

Im konkreten Fall kann aus Gl. (4) bei gegebenen Daten einer Grossausführung die Versuchsfallhöhe H_{Mod} bzw. bei vorgegebener Versuchsfallhöhe das notwendige Schwungmoment der Modellturbine bestimmt werden:

$$H_{\text{Mod}} = \frac{GD_{\text{Mod}}^2}{GD_{\text{Anl}}^2} \left(\frac{D_{2\text{Anl}}}{D_{2\text{Mod}}} \right)^4 H_{\text{Anl}}$$

Durch Einführung der Beziehung für die Schwungmassen von Modell und Anlage

$$\frac{GD_{\text{Mod}}^2}{GD_{\text{Anl}}^2} = \left(\frac{D_{2\text{Mod}}}{D_{2\text{Anl}}} \right)^5$$

resultiert das Froudesche Gesetz

$$\left. \frac{du_2}{dt} \right|_{\text{Anlage}} = 1 = \frac{H_{\text{Anl}} D_{\text{Mod}}}{H_{\text{Mod}} D_{\text{Anl}}}$$

Durch Einführung der Beziehung

$$Ku_2 = \text{Konst.} \frac{u_2}{\sqrt{H}}$$

kann aus Gl. (3) das Verhältnis der Zeiten an Modell und Anlage abgeleitet werden:

$$\frac{t_{\text{Anl}}}{t_{\text{Mod}}} = \sqrt{\frac{H_{\text{Anl}}}{H_{\text{Mod}}}}$$

Im folgenden wird gezeigt, wie aus den Modellversuchen das Anfahrfeld der Grossanlage konstruiert werden kann. Bei den Anfahrvorversuchen am Modell genügt es, sich auf den Bereich kleine,

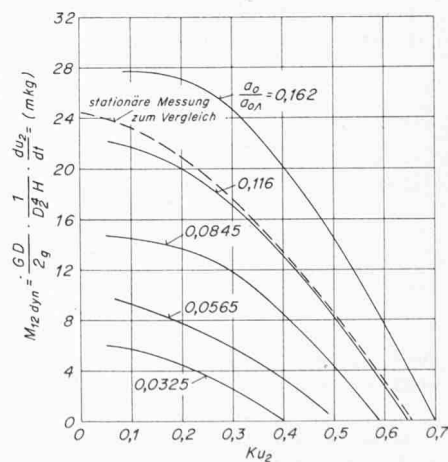


Bild 5. Drehmomente beim Anfahren der Modellturbine

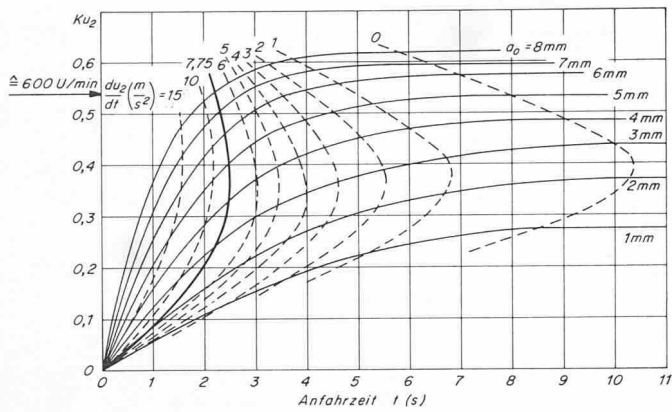


Bild 6. Anfahrkennfeld der Grossanlage, konstruiert auf Grund der Modellversuche

Leitapparatoröffnungen zu beschränken, da wegen der steilen Charakteristik der Francisturbinen die Nenndrehzahl im unbelasteten Zustand schon mit geringer Leitradöffnung erreicht wird. Dies wird aus Bild 2 deutlich, welches eine charakteristische Anfahrkurve der Modellturbine bei kleiner Leitradöffnung zeigt. Die Kurve wurde an einer der Grossanlage exakt ähnlichen Modellturbine mit $D_2 = 300$ mm bei einer Fallhöhe von $H \approx 50$ m aufgenommen.

Der Anfahrvorgang am Modell lief wie folgt ab: Nach dem Lösen einer Arretierung des blockierten Laufrades, wobei eine bestimmte Leitapparatoröffnung vorher eingestellt war, beschleunigt die Turbine sehr rasch und erreicht nach kurzer Zeit die Durchgangsdrehzahl. Dieses Vorgehen entspricht nicht dem der Grossanlage, da dort im Zeitpunkt $t = 0$ auch der Leitapparat geschlossen ist. Hieraus ergibt sich bei der Übertragung auf die Grossanlage eine Verzerrung der Anfahrkurven, doch ist der am Modell gewählte Anfahrmechanismus für die vorliegende Untersuchung zulässig, da die Leitapparatsteuerung sowie Einflüsse, die sich aus allfällig auftretenden Druckstösserscheinungen ergeben, jeweils direkt an der Grossanlage untersucht werden müssen.

Bild 3 zeigt für eine Reihe von Leitradöffnungen die Anfahrkurven $n = f(t)$. Bei gleichzeitig aufgenommenem Fallhöhe kann hieraus die dimensionslose spezifische Umfangsgeschwindigkeit $Ku_2 = f(t)$ berechnet werden. Aus diesem Anfahrkennfeld ergibt sich durch graphisches Differenzieren die Beschleunigung

$$dn/dt \text{ bzw. } du_2/dt$$

gemäss Bild 4. Sind die Beschleunigungen du_2/dt bei jeder Drehzahl und den entsprechenden Leitapparatoröffnungen bekannt, kann gemäss Formel (2) das dynamische Anfahrtdrehmoment $M_{12} = f(Ku_2, a_0)$ gerechnet werden. Wie aus Bild 5 hervorgeht, stimmen diese Ergebnisse mit den an der gleichen Modellturbine stationär, das heisst bei konstanter Drehzahl, aufgenommenen Drehmomentwerten gut überein, ausgenommen in der ersten Phase des Anfahrens, das heisst bei sehr grossen Beschleunigungen. Das eigentliche Anfahrkennfeld der Grossanlage kann auf Grund der Modellergebnisse konstruiert werden, wie Bild 6 als Beispiel zeigt. Zur Erklärung sei das Anfahren an zwei Varianten erläutert:

1. Es soll bei $Ku_2 = 0,4$ synchronisiert werden. Bei einer Leitapparatoröffnung von $a_0 = 5$ mm ist die gewünschte Drehzahl in $t = 2,5$ s erreicht, wobei die Beschleunigung $du_2/dt = 7,75$ m/s² beträgt.
2. Die gleiche spezifische Umfangsgeschwindigkeit $Ku_2 = 0,4$ wird bei der Leitradöffnung von $a_0 = 3$ mm in 6 Sekunden erreicht, bei einer Beschleunigung im Zeitpunkt des Kuppelns von $du_2/dt = 1,6$ m/s².

Aus Bild 6 ist ausserdem ersichtlich, dass vor allem zu Beginn des Anfahrvorganges aus geringen Unterschieden in der Leitapparatoröffnung sich grosse Sprünge in den Beschleunigungen ergeben. Dies erschwert die Übertragbarkeit auf die Grossanlage, da die Absolutwerte a_0 klein sind und geringe geometrische Abweichungen, die in den Herstellungstoleranzen liegen, erhebliche Beschleunigungsdifferenzen ergeben. Um die Synchrondrehzahl der Grossanlage zu erreichen, ist eine Leitradöffnung von $a_0 = 6$ mm erforderlich, was einem Leitradweg von mindestens 9,5% entspricht.

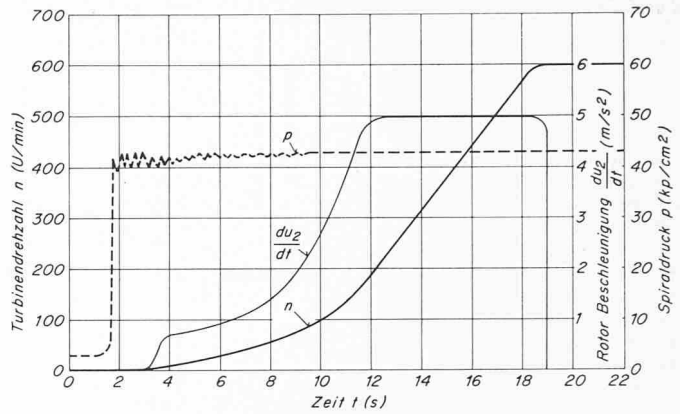


Bild 7. Drehzahl, Spiraldruck und Rotorbeschleunigung beim Anfahren der Grossanlage in Funktion der Zeit

Vom Hersteller der Überholkupplung wurde verlangt, dass beim Einrücken der Kupplung die Beschleunigung des Turbinenläufers $5,5$ m/s² nicht überschreiten darf, da die Klinken des Relais-teiles der Überholkupplung sonst überbeansprucht werden. Die Einhaltung dieser Grenze sowie die Forderung nach möglichst kurzen Anlauf- bzw. Umschaltzeiten konnten auf Grund der Modellversuche allein nicht zuverlässig beurteilt werden und machen es notwendig, den Anfahrvorgang durch ergänzende Versuche direkt an der Grossanlage zu optimieren.

Bei der Inbetriebnahme wurden folgende zwei Anfahrmethoden untersucht:

1. Die Spirale ist drucklos gefüllt, der Leitapparat auf kleine Öffnung eingestellt. Durch Öffnen des Füllschiebers und langsames Öffnen des Kugelschiebers sollte nach dem Füllen langsame Drucksteigerung in der Spirale und damit eine langsame und stetige Beschleunigung des Rotors erreicht werden. Wegen der Öffnung des Leitapparates schoss der Füllschieberstrahl jedoch in die praktisch drucklose Spirale und verursachte starke Erschütterungen. Es musste nach kurzer Zeit ein starker Verschleiss befürchtet werden. Die langsame Steigerung des Druckes in der Spirale liess sich nur schwer verwirklichen. Diese Versuche wurden deshalb abgebrochen.

2. Die Spirale ist drucklos gefüllt, der Leitapparat geschlossen. Nach dem Öffnen des Füllschiebers ist in rund 2 Sekunden der volle Spiraldruck aufgebaut. Um ein langsames Öffnen des Leitapparates zu erreichen, ist zwischen Anfahrventil und Anfahrkolben ein Drosselrohr eingebaut. Das Anfahren der Turbine an den laufenden Generator läuft dann wie folgt ab:

- a) Einschalten der Hilfsmaschinen.
- b) Öffnen des oberwasserseitigen Kugelschiebers und gleichzeitiges Öffnen des Leitapparates über das Anfahrventil. Hierbei gelangt der anstehende Öldruck aus dem Windkessel über das Drosselrohr zum Anfahrkolben und öffnet diesen innerhalb von rund 12 Sekunden. Über ein Gestänge wird das Leitrad-Steuerventil geöffnet und gibt den Öldruck auf die Öffnungsseite der Leitrad-Servomotoren frei. Der Leitapparat wird nun auf etwa 12% Leitradweg gesteuert und

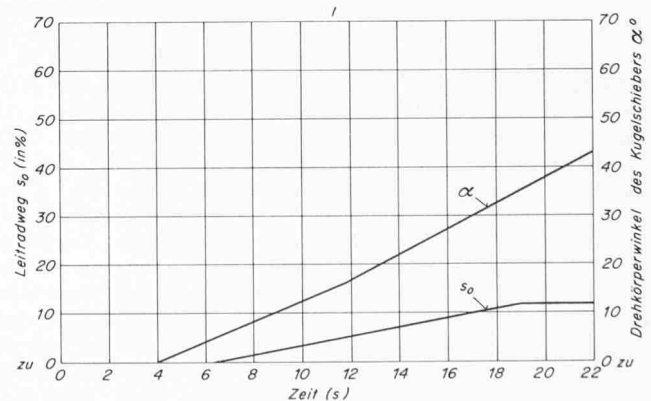


Bild 8. Leitradweg und Drehkörperwinkel des Kugelschiebers beim Anfahren der Turbine in Funktion der Zeit

Legende:

- 1 Hilfsbetriebe einschalten
- 2 Überholkupplung rückt ein
- 3 Kugelschieber öffnen, Leitrad öffnet rund 12 %
- 4 Leitrad öffnet rund 40 %
- 5 Leitrad schliesst auf rund 8 %
- 6 synchronisieren
- 7 belasten
- 8 entlasten
- 9 Leitrad-Schnellschluss einlegen
- 10 Überholkupplung rückt aus
- 11 Kugelschieber schliessen
- 12 Turbinen-Anfahrriegel einrücken
- 13 Kugelschieber öffnen
- 14 Leitrad öffnet rund 12 %
- 15 $n = 600$ U/min, Überholkupplung rückt ein
- 16 Turbinen-Anfahrriegel rückt ein
- 17 Wandler-Leitrad öffnen; Wandler füllen; Zahnkupplung einrücken
- 18 Kugelschieber öffnen; Wandler entleeren
- 19 Kugelschieber schliessen; Wandler füllen; Zahnkupplung ausrücken
- 20 Wandler entleeren

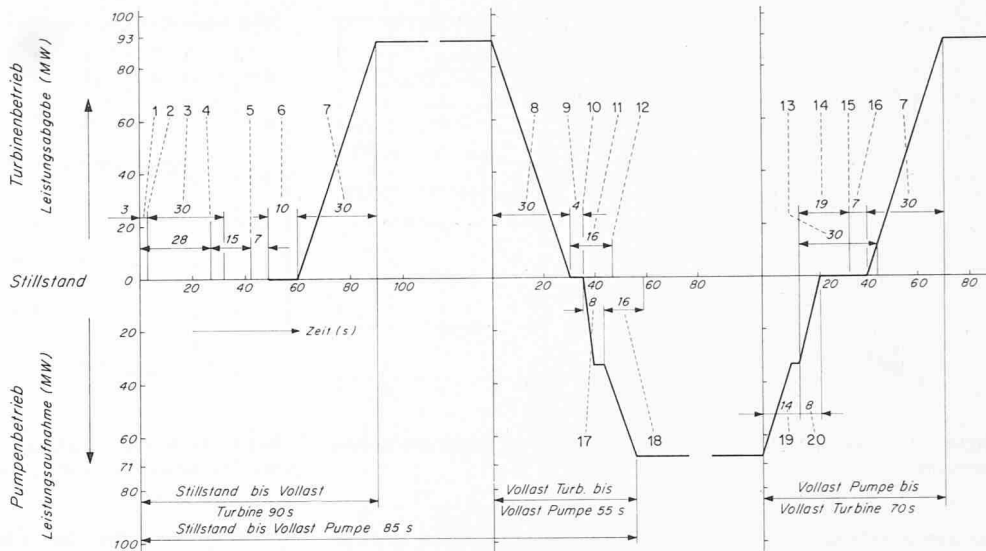


Bild 9. Anfahr- und Betriebsübergangszeiten im Pumpspeicherwerk Säckingen nach Bild 1, abhängig von der Leistungsabgabe bzw. -aufnahme

der Turbinenläufer in etwa 15 Sekunden auf 600 U/min beschleunigt. Beim Erreichen der Generatordrehzahl rückt die Überholkupplung selbsttätig ein.

c) Da der Generator schon am Netz angeschlossen ist, kann die Turbine sofort belastet werden.

Diese zweite Anfahrmethode erwies sich als gut geeignet, die Beschleunigungsgrenzwerte bei kürzesten Zeiten einzuhalten. Bild 7 zeigt den Verlauf des Spiraldruckes p , der Rotordrehzahl n sowie der Beschleunigung du_2/dt als Funktion der Anfahrzeit. Diese Werte werden mit den in Bild 8 angegebenen Bewegungsabläufen von Kugelschieber und Leitapparat erreicht. Der Vorteil dieser Methode liegt darin, dass durch geeignete Bemessung des oben erwähnten Drosselrohres zwischen Anfahrventil und Anfahrkolben die Bewegung des Leitapparates und damit die Beschleunigung des Rotors in weiten Grenzen gesteuert werden kann.

Weitere Versuche zeigten, dass dieses Verfahren bei jeder beliebigen Drehzahl des Motor-Generators unterhalb der Synchron-

drehzahl ein weiches Einrücken der Kupplung ermöglicht. Um auch bei der kleinsten Betriebsfallhöhe noch mit Sicherheit anfahren zu können, wurde der Leitradweg für das Anfahren schliesslich auf 12% eingestellt. Bild 9 zeigt die Anfahr- und Betriebsübergangszeiten, abhängig von der Leistungsabgabe bzw. Leistungsaufnahme. So können durch die Anfahrmethode mit Überholkupplung die Turbinen etwa 55 Sekunden nach dem Ausrücken der Pumpenzahnkupplung ihre volle Leistung abgeben.

Adresse der Verfasser: H. Grein, Escher Wyss AG, Abt. Forschung, Zürich; H. Henninger, Schluchseewerke AG, Freiburg i. B.; H. Podlesak, Escher Wyss GmbH, Ravensburg.

Literaturverzeichnis

[1] E. Pfisterer und H. Press: Experience in the Construction and Operation of Large Pump Storage Stations. Paper Nr. 77 of Section C 2 of the World Power Conference, Moskau 1968.

Umschau

Tieftemperatur-Anlage mit Doppelkältesystem. In einer für industrielle, medizinische und andere Laboratorien entwickelten Tieftemperatur-Anlage sind zwei Kälteerzeugungs-Verfahren kombiniert worden: die thermoelektrische und die Gasverdichtungs-Kühlung. Nach Angaben der Firma Prestcold Ltd., Theale near Reading, Berkshire, England, ist dieses Doppelsystem einfacher, zuverlässiger und billiger als die nach dem Verbundverdichter-Verfahren arbeitenden herkömmlichen Tieftemperatur-Anlagen. Die neue Anlage hat eine Versuchskammer mit 60 l Nutzraum und kann bei einer Umgebungstemperatur von 27 °C die Lufttemperatur im Innern der Kammer bei einer Genauigkeit von ± 0,5 °C auf jedem voreingestellten Wert zwischen + 50 °C und - 80 °C aufrechterhalten. Auch bei erhöhter Umgebungstemperatur - bis zu 32 °C - arbeitet die Anlage einwandfrei; ihre untere Einstellgrenze wird dadurch um nicht mehr als 5 bis 10 °C heraufgesetzt. Für die Hochtemperaturstufe enthält die Kälteanlage einen einfachen Gas-Kälteverdichter; eine an allen vier Seiten der Versuchskammer befestigte thermoelektrische Kühleinheit dient für die Tieftemperatureinstellung. Hat der Verdichter die Temperatur in der Kammer auf etwa - 20 °C heruntergebracht, so setzt ein Schalter die thermoelektrische Anlage in Betrieb, die nun kontinuierlich arbeitet und die Temperatur auf den eingestellten Wert erniedrigt. Die Auskleidung der Versuchskammer enthält vier angeschraubte Heizstreifen. Diese halten durch automatisches Zu- und Abschalten den Abkühlungsvorgang im Gleichgewicht und damit die Temperatur genau auf dem eingestellten Wert. Man kann diese Heizstreifen auch zum schnellen Erwärmen der Versuchskammer verwenden. Diese weist einen Innenmantel aus Aluminiumblech und einen Aussenmantel aus Stahlblech auf. Der Raum zwischen den Mänteln ist mit festem

Polyurethanschaum gefüllt, der in flüssigem Zustand so eingebracht wird, dass er den Raum völlig ausfüllt und beim Aushärten die Steifheit der Konstruktion erhöht. Der Temperaturfühler lässt sich verschieben. Man kann ihn so einstellen, dass er den räumlichen Mittelwert der Kammertemperatur oder die örtliche Temperatur an einer bestimmten Stelle eines in der Kammer befindlichen Prüfkörpers anzeigt. Die Versuchskammer und alle maschinellen Einrichtungen der Kühlanlage befinden sich in einem Gehäuse aus emailliertem Stahlblech in einem Aluminiumrahmen. Das Gehäuse ist rund 1,4 m lang, 80 cm breit und - bei geschlossenem wärmeisoliertem Deckel - 96 cm hoch. Das im Verdichterkreislauf benutzte Kältemittel R 502 ist geruchlos, ungiftig und nicht brennbar. DK 621.59

Persönliches. Unser SIA- und GEP-Kollege Joseph Senn ist als Direktor des Aargauischen Elektrizitätswerks in den Ruhestand getreten; sein Nachfolger ist Dr. sc. techn. Erwin Wettstein, dipl. Phys., bisher Oberingenieur der Materialprüfanstalt und Eichstätte des SEV. - Josef Blankart, dipl. Ing. SIA, GEP, ist Direktionspräsident der Centralschweizerischen Kraftwerke in Luzern geworden. - Auf Ende dieses Jahres wird Fernand Chavaz als Vize-Direktor des Eidg. Wasserwirtschaftsamtes in den Ruhestand treten; sein Nachfolger ist Emil Walser, bisher Chef der Unterabteilung Landeshydrographie. Beide sind dipl. Bauingenieure SIA, GEP. DK 92

Pumpspeicherwerk Säckingen. Nach rund zweijähriger Montagezeit konnten die Arbeiten an den vier Maschinensätzen des Pumpspeicherwerkes Säckingen der Schluchseewerk AG im Dezember 1967 abgeschlossen werden. Nach der erfolgreichen Inbetriebsetzung sind die vier von Escher Wyss, Ravensburg, ge-