Zeitschrift: Bulletin des Schweizerischen Elektrotechnischen Vereins

Herausgeber: Schweizerischer Elektrotechnischer Verein ; Verband Schweizerischer Elektrizitätswerke

Band: 56 (1965)

Heft: 4

Artikel: Die Pumpspeicherung und ihre Probleme

Autor: Gerber, H.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-916343

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 10.01.2026

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

Die Pumpspeicherung und ihre Probleme

Vortrag, gehalten an der Diskussionsversammlung des SEV vom 11. November 1964 in Zürich,

von *H. Gerber*, Zürich

621.221.4

Nach einem Überblick über die heute möglichen Lösungen in Speicherpumpen-Anlagen werden, auf Grund der bisher vorliegenden Erfahrungen, die Vor- und Nachteile der verschiedenen Systeme verglichen. Von wesentlichem Einfluss auf die Kosten ist auch die Wahl der spezifischen Drehzahl und des Stufendruckes im Hinblick auf kavitationsfreie Aufstellung. Für die Manövrierfähigkeit sind Kupplungen, Entlüftungen und Absperrorgane zweckentsprechend zu wählen.

Après un aperçu des solutions actuellement possibles dans des installations de pompage, les avantages et les inconvénients des différents systèmes sont comparés, en se basant sur les expériences faites jusqu'ici. Le choix de la vitesse spécifique et de la pression dans le palier, afin d'obtenir une installation exempte de cavitation, ont également une grande influence sur le coût de l'installation. Les accouplements, les dispositifs de désaération et les organes de fermeture doivent être prévus de façon à permettre des manœuvres commodes.

1. Einleitung

Dass die künstliche Speicherung, also die Pumpspeicherung, neben der natürlichen Speicherung immer grössere Wichtigkeit gewinnt, ist heute allgemein anerkannt. Trotz aller Verbundwirtschaft und trotz vieler Versuche, den Markt mit Preisstaffelungen aller Art zu beeinflussen, scheint das Verhältnis von Spitzenlast zu mittlerer Netzlast kaum günstiger zu werden.

Bei der Ausregulierung dieser Lastunterschiede war bis jetzt die Schweiz in einer relativ vorteilhaften Lage, weil doch rund 98 % aller elektrischen Energie in Wasserkraftwerken erzeugt wurde, deren Beweglichkeit und rasche Anpassungsfähigkeit nicht mehr bewiesen werden muss. Auch wenn in gewissem Umfang immer noch Wasserkraftwerke entstehen werden, ist doch schon in nächster Zukunft auch in der Schweiz mit einer wesentlichen Änderung zu rechnen. Ob dabei der Dampf für die Dampfturbinenanlagen in Kesseln der klassischen Bauart, mit Ölheizung, oder in Atomenergieanlagen erzeugt wird, scheint vorerst von sekundärer Bedeutung zu sein, wenn von der rein wirtschaftlichen Seite abgesehen wird.

Neben dieser ökonomischen und versorgungstechnischen Seite, die natürlich für die Volkswirtschaft im Vordergrund steht, und offenbar in Tabellen und Diagrammen überzeugend dargestellt werden kann, besteht meiner Meinung nach auch eine eminent technische Seite des Problems, das ich hier hervorheben will: Grundsätzlich könnten natürlich auch

33'611-624

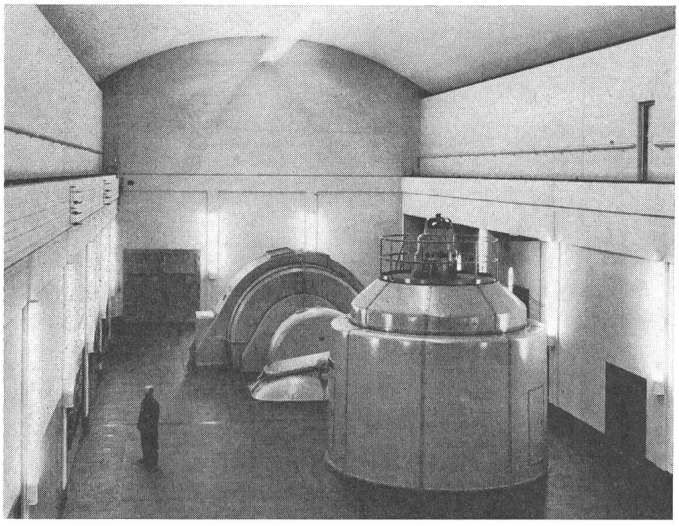

Fig. 1
Maschinensaal des unterirdischen Maschinenhauses Grimsel
Im Vordergrund die separate vertikalachsige Pumpengruppe

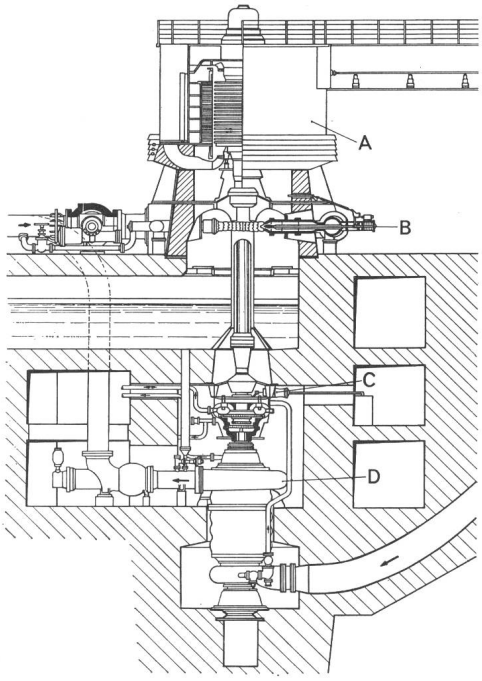

Fig. 2
Schnitt durch eine der 5 vertikalachsigen Gruppen des Pumpspeicherwerkes Lünersee
mit der Sulzer-Speicherpumpe, hydraulischer Kupplung und Freistrahlturbine
A Synchron-Generator-Motor; *B* mehrdüsige Freistrahlturbine; *C* hydraulischer Drehmoment-Wandler; *D* 5-stufige, einflutige Speicherpumpe

mit thermischen Werken allein alle Lastschwankungen ausreguliert werden, und es gibt genug Länder, in welchen so gearbeitet werden muss. Aber neben der ungünstigen wirtschaftlichen Seite dieser Art der Betriebsführung wissen die Ingenieure und Betriebsleiter nur zu gut um eine andere Seite, nämlich die unvermeidliche zusätzliche Abnützung und Störungsanfälligkeit der thermischen Maschinen, sobald sie rasch anlaufen, kurzzeitig Last aufnehmen und dauernd oder häufig Last ausregulieren müssen.

Aus allen diesen Gründen ist die Verbesserung der Netzverhältnisse durch Pumpspeicherung technisch und wirtschaftlich unbestritten. Heute geht es zur Hauptsache um die Frage, welche technische Lösung in jedem einzelnen Falle als die zweckmässigste zu betrachten ist. Bei der Beantwortung dieser Frage ist es von Wichtigkeit, bereits auf die Erfahrungen einer ersten Serie von Pumpspeicherwerken zurückblicken zu können, welche Ende der zwanziger und anfangs der dreissiger Jahre entstanden sind; ich möchte hier vor allem die vier Anlagen in Deutschland, Schluchsee-

Häusern, Herdecke, Bringhausen und Niederwartha erwähnen, ebenso Tremorgio mit rund 1000 m Gefälle, vor 40 Jahren gebaut.

Meine Aufgabe in dieser Veranstaltung sehe ich darin, zu versuchen, aus diesen vorliegenden Erfahrungen und aus den seither gemachten Studien und experimentellen Forschungen, soweit sie mir bekannt sind, möglichst allgemein gültige Schlüsse zu ziehen, und auf die unweigerlich noch vorhandenen Lücken und, oft nur scheinbaren, Widersprüche hinzuweisen.

Bevor ich zu den eigentlichen technischen Fragen übergehe, scheint es mir notwendig, darauf hinzuweisen, dass wir es heute im Extremfall mit zwei ganz verschiedenen Typen von Pumpspeicherwerken, nämlich dem Saison-Speicherwerk mit wenigen, langen Betriebszeiten und dem ausgesprochenen Tagesspeicherwerk mit mehrmaliger, oft kurzzeitiger Umkehrung des Betriebes pro Tag, unabhängig von der Jahreszeit, zu tun haben. Dass diese zwei verschiedenen Betriebsarten, die sich überdies vermischen können, einen entscheidenden Einfluss auf die maschinelle Ausrüstung des Pumpspeicherwerkes ausüben können, liegt auf der Hand.

2. Die heutigen Lösungsarten

Als die älteste Lösung darf wohl diejenige mit *separaten Pumpengruppen* bezeichnet werden, etwa wie im Kraftwerk Rempen. Während früher wohl ausnahmslos Asynchronmotoren zum Antrieb verwendet wurden, kommen heute doch auch Synchronmaschinen zur Anwendung. Fig. 1 zeigt den Maschinensaal des Kraftwerkes Grimsel der KWO, im Vordergrund die vertikalachsige Pumpengruppe, im Hintergrund die horizontalachsige Freistrahlturbinengruppe. Diese Lösung hat offensichtlich auch heute noch in bestimmten Fällen ihre Daseinsberechtigung.

Der weitaus überwiegende Teil aller bis jetzt gebauten Speicherwerke jedoch ist mit *einer elektrischen Synchronmaschine und zwei separaten hydraulischen Maschinen* ausgerüstet. Fig. 2 zeigt einen Schnitt durch eine Gruppe des Lünerseewerkes, wo 5 solcher Gruppen durch 3 verschiedene Pumpenlieferanten aufgestellt wurden.

Heute nun drängt eine neue Lösung in den Vordergrund, nämlich die *umkehrbare hydraulische Maschine*. Es ist wirklich bedauerlich, dass diese vor gut 30 Jahren erstmals in Europa entwickelte Maschine, ich erwähne die Anlagen

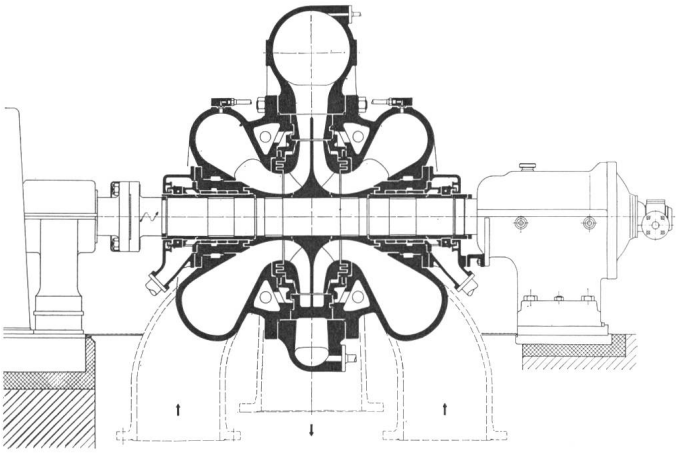

Fig. 3
Schnitt durch die einstufige, zweiflutige Umkehrmaschine «Stafel» der Grande Dixence

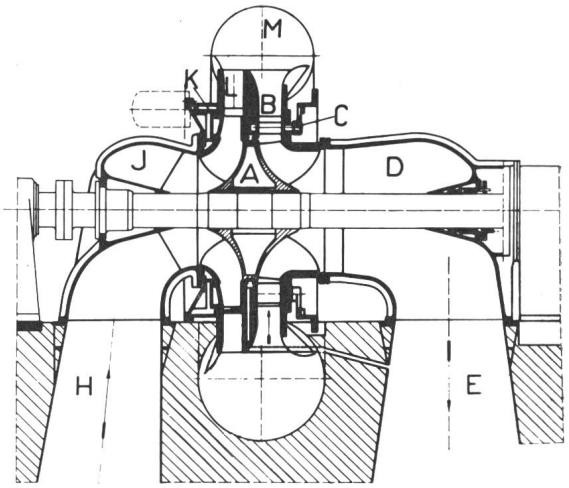

Fig. 4
Schnitt durch den «Isogyre», eine Umkehrmaschine der Ateliers des Charmilles
A links: Laufrad der Pumpe; *rechts:* Turbinen-Laufrad; *B* gekrümmte Umkehr-Stützschaufeln; *C* beweglicher Turbinen-Leitapparat; *D* Turbinen-Ablaufkrümmer; *E* Turbinen-Saugrohr-Auslauf; *H* Zulauf zur Pumpe; *J* Zulaufkrümmer der Pumpe; *K* zylindrischer Spaltschieber; *L* Austrittsleitapparat der Pumpe; *M* gemeinsames Spiralgehäuse

Baldeney-Rückpumpwerk mit Axialmaschine und Pedreira mit Radialmaschine, wieder einmal zuerst den Weg über Nordamerika einschlagen musste, bevor sie hier in Europa das nötige Zutrauen und damit eine Anwendung in grösserem Umfang fand. Fig. 3 zeigt einen Schnitt durch die Pumpen-Turbine «Stafel» der Grande Dixence.

Hier soll nun kurz auf die Frage der *festen und beweglichen Leitapparate* bei Pumpen eingegangen werden. Wenn in den meisten grösseren Speicherpumpenanlagen vor 30 Jahren die Pumpen mit beweglichen Leitapparaten ausgerüstet wurden, so waren, wenn ich mich richtig erinnere, kaum je Fragen des Anlaufes oder der Verbesserung von Teillastwirkungsgraden an sich dafür massgebend, sondern wohl ausschliesslich die Befürchtung, dass man nicht immer die volle Pumpenleistung zur Verfügung haben werde. Noch Jahre später hat man beispielsweise im Etzelwerk im Teil-Kurzschluss auf der hydraulischen Seite zu arbeiten versucht, es dann aber bald wegen unangenehmer Nebenerscheinungen unterlassen.

Überdies hat man mit den beweglichen Leitapparaten vor 30 Jahren wohl nirgends besondere Freude erlebt, denn sie waren mangels anderer Erfahrungen ähnlich wie die Leitapparate von Francisturbinen konstruiert und dimensioniert. In der Folge wurden dann die Speicherpumpen durchwegs mit festen Austrittsleitapparaten ausgerüstet. Und als die Zeit kam, die Speicherpumpen der dreissiger Jahre gründlich zu überholen, hat man erstaunlich häufig die beweglichen Leitapparate durch feste ersetzt.

Auch die erste grosse Umkehrmaschine, diejenige von Hiwassee in den USA von ca. 100 000 PS, hat einen festen Leitapparat, und auch dort hat sich augenscheinlich gezeigt, dass für den *Turbinenbetrieb* ein beweglicher Leitapparat dringend erwünscht wäre, und zwar nicht nur zum Betrieb bei Teillast, sondern weil die Leistung als Turbine damit ganz beträchtlich gesteigert werden könnte. Dass sich dabei nun offenbar auch für den Anlauf der Pumpe gewisse Vorteile ergeben, ist erfreulich, scheint mir aber doch von sekundärer Bedeutung zu sein. Hoffen wir, dass die vielen Untersu-

chungen über die hydraulische und konstruktive Formgebung der beweglichen Leitschaufeln zu Lösungen führen, die in jeder Beziehung befriedigen werden.

Eine neuartige Lösung bildet der «Isogyre», dessen Prinzip in Fig. 4 zu sehen ist: Im gleichen, entsprechend verbreiterten Spiralgehäuse sind zwei Laufräder der gleichen Drehrichtung untergebracht, wobei sowohl das Turbinen- als auch das Pumpenlaufrad im Durchmesser richtig gewählt werden kann. Im Turbinenbetrieb wird die Pumpe mit einem koaxialen zylindrischen Spaltschieber vom Spiralgehäuseraum getrennt und entleert. Trotz des vorhandenen beweglichen Leitapparates und im Gegensatz zur Patentschrift war es offenbar richtig und notwendig, auch auf der Turbinenseite für den Betrieb als Pumpe einen Spaltschieber vorzusehen.

Die an einem Demonstrationsmodell letztes Jahr vorgeführten Umschaltzeiten waren verblüffend kurz. Verschiedene Verluste gegenüber getrennten Maschinen sind kaum ganz zu vermeiden. Die Erfahrung zeigt, dass diese Verluste recht oft zu niedrig eingeschätzt werden, und ich erlaube mir, in diesem Zusammenhang auf meine Publikation in der Schweizerischen Bauzeitung Nr. 35/1964 hinzuweisen, wo dieses Problem behandelt wurde. Auch die Spaltschieber werden ihre Tauglichkeit bezüglich Sand-Erosion und Einklemmen von Fremdkörpern beweisen müssen.

3. Hydraulische Gesichtspunkte

Wie auch die Lösung oder Anordnung sei, in allen Fällen braucht man eine Pumpe. Auch bei der umkehrbaren hydraulischen Maschine hat es sich eindeutig erwiesen, dass man in allen Fällen von der Pumpe ausgeht, wobei vielleicht in einigen unwesentlichen Details gewisse Konzessionen an den Turbinenbetrieb gemacht werden. Es kann deshalb für alle Lösungen nützlich sein, sich einige hydraulische Gesichtspunkte für den Bau der Pumpen klarzulegen.

Da scheint mir in erster Linie der *Stufendruck* von Wichtigkeit zu sein. In Fig. 5 habe ich mein für die Weltkraftkonferenz in Wien 1956 ausgearbeitetes Diagramm um alle diejenigen neueren Anlagen erweitert, die in Betrieb sind, denn ich halte nur das als wirklich belegt. Natürlich ist mir auch bekannt, dass Projekte bestehen und Maschinen im Bau sind mit erheblich höheren Stufendrücken und auch grösseren Fördermengen pro Ansaugstutzen.

Hier scheint es gegeben, darauf hinzuweisen, dass offensichtlich auch in den USA eine ausgesprochene Tendenz

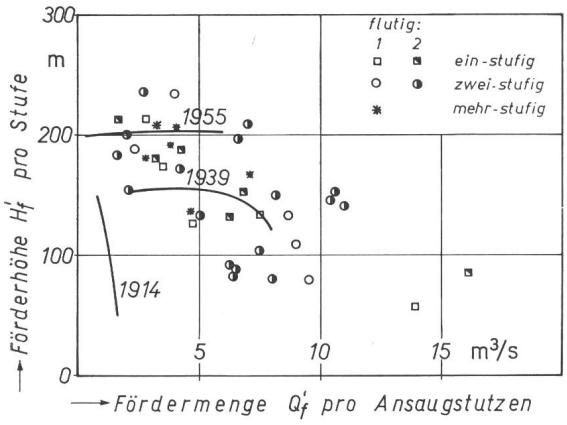

Fig. 5
Entwicklung des Stufendruckes und der Fördermenge pro Seite der Speicherpumpen für in Betrieb befindliche Anlagen

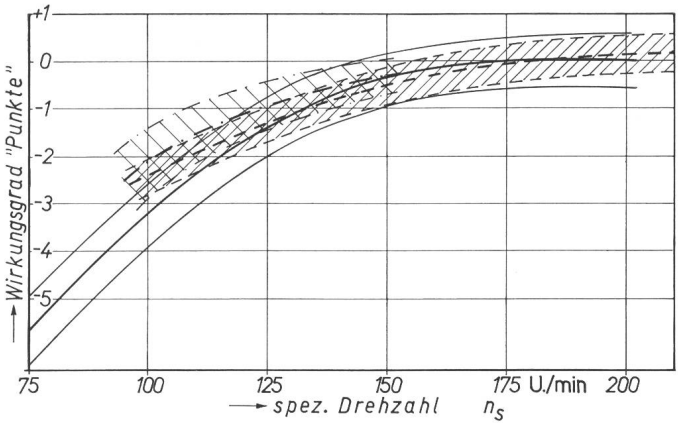

Fig. 6
Relativer Verlauf des Wirkungsgrades von einstufigen, einflutigen Speicherpumpen, ohne Welle im Saugstutzen, in Funktion der spezifischen Drehzahl n_s

besteht, vor allem im Zusammenhang mit den Umkehrmaschinen, den Stufendruck auf 250...300 und mehr Meter zu erhöhen. Man hofft ganz augenscheinlich, in dieser Weise den in den USA ganz unbeliebten Bau mehrstufiger Speicherpumpen vorläufig wenigstens umgehen zu können. Neben der spezifischen Schnelläufigkeit wird wohl die wirtschaftliche Einbauhöhe diesbezüglich ein entscheidendes Wort mitsprechen. Ich glaube nicht, dass die Festigkeit des Laufrades hier begrenzend wirken wird, dagegen ist es wahrscheinlich, dass der bewegliche Leitapparat bezüglich Vibrationssicherheit eine Grenze setzen wird.

Verteilt man die Fördermenge auf *zwei Zulaufstutzen*, so kann bei gleicher spezifischer Drehzahl die Absolutdrehzahl um den Faktor $\sqrt{2}$ erhöht werden; das ist für die Verbilligung der elektrischen Maschine in allen Fällen erwünscht, und es hängt diese Möglichkeit bei der Kupplung mit einem Motor-Generator eigentlich nur von der Frage ab, ob die Turbine ebenfalls für diese erhöhte Drehzahl gebaut werden kann.

Ein weiterer Vorteil von doppelflutigen Pumpen ist ferner die Tatsache, dass der hydraulische Achsialschub ausgeglichen ist, und dass durch Wegfall der einen Radseitenreibung ein Wirkungsgradgewinn erzielt werden kann. Ob aber dies alles den sicher ungünstigen Einfluss der die Einlaufstutzen durchquerenden Welle zahlenmässig kompensiert, wäre noch generell und im Einzelfall abzuklären. In den USA zum Beispiel schätzt man den Verlust, den die durchgehende Welle verursacht, auf 1...1,5 %.

Doppelflutige Pumpen sind einstufig und in neuerer Zeit häufig auch zweistufig; dieser zweite Typ scheint offensichtlich in vielen Fällen die günstigste Lösung darzustellen. In ein oder zwei Fällen sind auch 3-stufige Pumpen doppelflutig gebaut worden, dann aber mit Rücksicht auf die Wellenlänge nur mit kleiner spezifischer Drehzahl.

Die *Wirkungsgrade* moderner Großspeicherpumpen sind heute erstaunlich hoch. Je nach Typ und spezifischer Drehzahl sind Werte von 90...91 % durchaus erreichbar. In Fig. 6 sind nach verschiedenen Angaben die relativen Verläufe des Wirkungsgrades für einflutige, einstufige Pumpen über der spezifischen Drehzahl aufgetragen. Es zeigt sich, dass bei diesen einfachen Pumpen, ohne Welle im Saugrohr, ein praktisches Optimum etwa zwischen $n_s = 150$ und 180 zu erwarten ist. Der Verlauf ist recht flach, und der Verlust ist

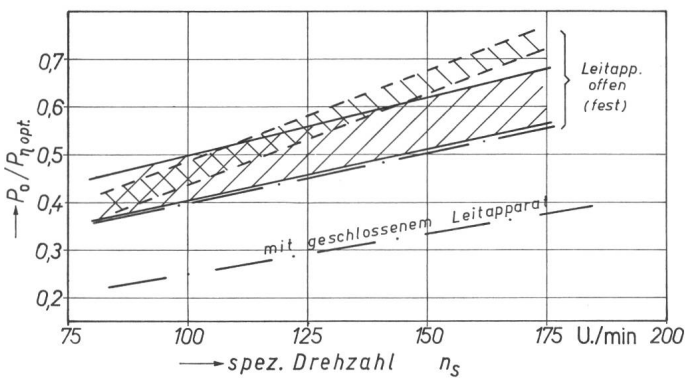

Fig. 7
Relative Leistungsaufnahme von Radial-Speicherpumpen gegen geschlossenen Schieber mit festem und beweglichem Leitapparat
P_0 Leistungsaufnahme gegen geschlossenen Schieber; $P_{\eta opt.}$ Leistungsaufnahme im Punkt besten Wirkungsgrades

relativ gering, wenn aus konstruktiven und baulichen Gründen, besonders wegen des benötigten Gegendruckes, nicht gerade die optimale spezifische Drehzahl gewählt wird. Bei mehrstufigen Pumpen verschiebt sich in allen Fällen das Optimum zu etwas niedrigeren spezifischen Drehzahlen.

Für eine doppelflutige Pumpe müssen die früher erwähnten Einflüsse gebührend berücksichtigt werden. Bei zwei- und mehrstufigen Pumpen ist die erste und letzte Stufe gesondert zu betrachten, und wir werden später bei der Behandlung der Modellversuchstechnik darauf zurückkommen.

Die in Fig. 6 angegebenen «Bänder» stellen das dar, was ich als das «allgemeine Engineering» im Pumpenbau bezeichnen möchte. Die Präzision, mit der offenbar heute eine Pumpe gebaut werden kann, beträgt also abgeschätzt etwa $\pm$ 0,4 bis $\pm$ 0,6 %, je nach n_s, nach Typ und Grösse. Darin ist alles eingeschlossen, nämlich Berechnung und Konstruktion, Werkstattausführung und Finish und schliesslich die Montagegenauigkeit, usw. Ich denke, dass dies als durchaus befriedigend bezeichnet werden darf.

Eine Grösse, die für den Anlauf asynchron-synchron wichtig sein kann, ist die Leistungsaufnahme einer Radialpumpe *gegen geschlossenen Schieber*. Aus Fig. 7 geht deutlich hervor, wie diese Leistung, bezogen auf die Leistung beim Punkt besten Wirkungsgrades, mit der spezifischen Drehzahl ansteigt. Bei den zwei Bändern handelt es sich um Angaben aus verschiedener Quelle. Die Bandbreite erfasst die konstruktiven Unterschiede bezüglich Leitapparat, Formgebung der Schaufeln, usw. Diese Bänder gelten für Pumpen

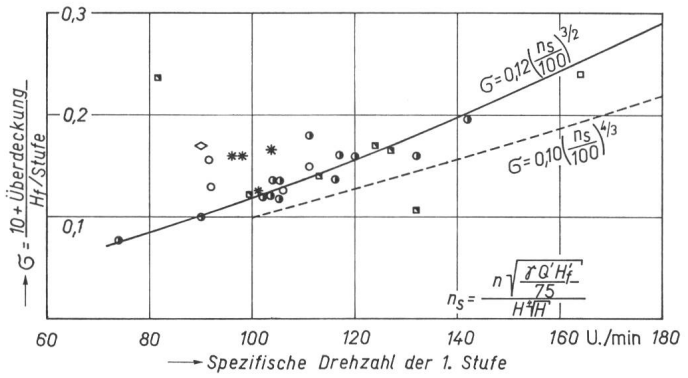

Fig. 8
Verlauf der Kavitations-Koeffizienten σ verschiedener Anlagen mit Welle durch Saugstutzen über der spezifischen Drehzahl n_s
Bezeichnungen siehe im Text

mit festem Leitapparat. In das Diagramm habe ich zwei Kurven aus einer Publikation von *Floriančič* und *Hartland* in der Sulzer Technischen Rundschau 1963, Nr. 2, eingetragen. Sie zeigen, was beim Übergang vom festen Leitapparat auf den beweglichen Leitapparat gewonnen werden kann, wenn er für den Anlauf geschlossen wird. Durch Verwendung des beweglichen Leitapparates kann folglich, bei gleichen elektrischen Bedingungen, eine höhere spezifische Drehzahl gewählt werden.

Die wichtigste Grösse neben dem Wirkungsgrad und oft entscheidend für die Baukosten und für die spätere Betriebssicherheit der Anlage ist zweifellos die Einbauhöhe der Pumpe, d. h. die Situation bezüglich *Kavitation*. Für die weiteren Ausführungen setze ich nun die Kenntnis des Phänomens der Kavitation voraus und demzufolge auch den Einfluss von allfälligen Kavitationserscheinungen auf den Wirkungsgrad, auf die Geräuschbildung und den Gang der Maschine und schliesslich auf die damit verbundenen Korro-

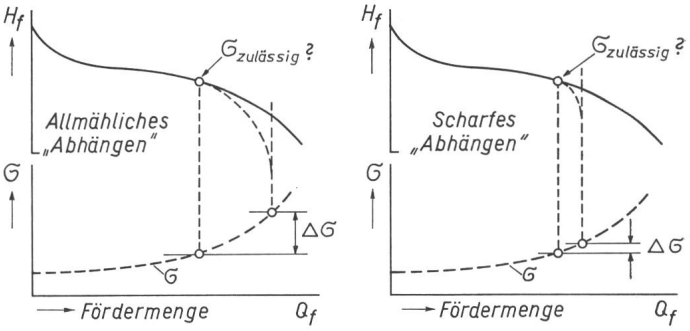

Fig. 9
Interpretation von σ-zulässig aus den Kavitationsversuchen am Modell
Bezeichnungen siehe im Text

sionserscheinungen. Neuerdings wird die Kavitationssituation durch den Zahlenwert NPSH, d. h. «net positive suction head» erfasst. Persönlich halte ich jedoch nach wie vor den Kavitationskoeffizienten σ nach *Thoma* als mindestens so bequem und aufschlussreich, da es eine dimensionslose Grösse ist und man damit auch die Kavitations-Situation der Anlage, nicht nur der Pumpe, erfassen kann.

In Fig. 8 habe ich für eine grössere Zahl neuerer Speicherpumpenanlagen den Kavitationsbeiwert σ in der Anlage über der spezifischen Drehzahl der ersten Stufe aufgetragen. Der Einfachheit halber, und da es sich um eine erste Übersicht handelt, ist der Barometerdruck einheitlich zu 10 m Wassersäule angenommen und überdies der Verdampfungsdruck weggelassen worden. Im Nenner der Formel ist natürlich nur die Förderhöhe pro Stufe eingesetzt. Die verschiedenen Zeichen bedeuten ein- oder zweiflutige Pumpen und ein- oder mehrstufige Pumpen. Bei den mehrstufigen Pumpen wurde in Ermangelung genauerer Informationen der Stufendruck als gleich angenommen. Betrachtet man nun dieses Diagramm, so ergibt sich nach unten, abgesehen von einem Ausreisser, der noch nicht abgeklärt werden konnte, eine ziemlich einheitliche Linie.

In dieses Diagramm habe ich die Formel für σ eingetragen, wie sie von Dr. *Rütschi* aus einer früheren Publikation von Dr.-Ing. *Cardinal von Widdern* in einem seiner Aufsätze aufgeführt wurde. Es zeigt sich eindeutig, dass offensichtlich bei Grosspumpen die σ-Werte heute höher gewählt werden.

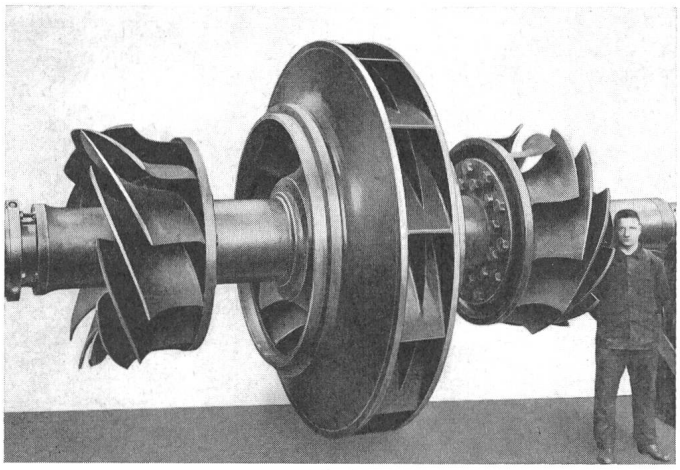

Fig. 10
Rotor der Speicherpumpe «Niederwartha» mit den Laufrädern der Zubringerstufe auf der gleichen Welle

Mit der zweiten Kurve habe ich versucht, eine Grenzkurve vorzuschlagen, welche meiner Meinung nach notwendig und auch genügend sein sollte. Ich hatte diesen Sommer Gelegenheit, fast alle in dem Diagramm eingetragenen Speicherpumpenanlagen zu besichtigen und die Pumpen im Betrieb zu sehen und zu hören. Dabei gab es sehr ruhige und recht geräuschvolle Pumpen. Es gab Pumpen mit eher bescheidenem und sehr hohem Wirkungsgrad, und weiterhin fanden wir Pumpen, die seit Jahren ohne die geringste Kavitationsabnützung laufen und andere, die nach verhältnismässig kurzer Zeit revidiert und durch Auftragschweissung repariert werden mussten. Mit meiner Grenzkurve glaube ich, die eher ungünstigen Anlagen knapp eliminiert zu haben.

Dabei möchte ich gleich festhalten, dass alle diejenigen Anlagen weggelassen wurden, deren grosse Zulaufhöhe auf topographische Gründe zurückzuführen ist und nicht auf Grund einer σ-Grenzkurve festgelegt wurde. Gleichzeitig sei jedoch bemerkt, dass, wenn eine Pumpe nicht in Ordnung ist, auch eine noch so grosse Zulaufhöhe Druckschwankungen und andere unangenehme Erscheinungen nicht unbedingt eliminieren kann.

Wenn man nun annimmt, dass die untere Grenzkurve sicher auf ausgedehnten Versuchen basierte, so stellt sich die Frage, warum bei den Großspeicherpumpen diese Grenzkurve auf Grund der Beobachtungen zweifellos höher liegt. Es ist dies möglicherweise eine Frage der Interpretation, und ich habe deshalb in Fig. 9 zwei typische Beispiele von Kavitations-Versuchsdiagrammen dargestellt. Daraus geht eindeutig hervor, dass die Frage der Festlegung von σ-*zulässig* in gewisser Beziehung doch offen ist, auch wenn man diesen Grenzwert üblicherweise dorthin legt, wo noch kein Förderhöhen- oder Wirkungsgradverlust auftritt.

Ich kann mir nämlich nicht vorstellen, dass über Jahre die im Laboratorium durchgeführten Kavitationsversuche irgendwie falsch interpretiert und unzweckmässig auf die Grossausführung übertragen wurden. Viele Informationen weisen vielmehr darauf hin, dass Pumpen gelegentlich wider besseres Wissen eher zu hoch eingebaut wurden, und dass ein solcher Druck von seiten der Bauingenieure herrührt, ist wohl klar. Ich bin aber überzeugt, dass damit der Gesamtanlage im Hinblick auf die spätere Betriebsführung kein guter Dienst geleistet wird, auch wenn auf dem Papier für den Bau Einsparungen nachgewiesen werden können. Es ist manchmal erstaunlich, wie genau die Grösse des ungenügenden Gegendruckes nachgewiesen werden kann, sei es bei vertikalachsigen doppelflutigen Pumpen oder bei horizontalachsigen Maschinen mit veränderlicher Zulaufhöhe. Natürlich kann auch bewusst eine Reparaturnotwendigkeit durch Schweissen von Anfang an in Rechnung gesetzt werden.

Der Vollständigkeit halber sei noch bemerkt, dass der nötige Überdruck am Eintritt zur ersten Stufe durchaus nicht nur durch tiefen Einbau erzielt werden kann. Man hat schon sehr früh versucht, den Zulaufdruck künstlich mit Hilfe von Zubringerpumpen zu erzeugen. Fig. 10 zeigt eine extreme Lösung, nämlich den Rotor der Speicherpumpe Niederwartha, wo die Laufräder der Zubringerstufe direkt auf der Hauptwelle sassen. Diese Lösung hat sich nicht besonders bewährt. Man hat deshalb separate Zubringerpumpen angeordnet, etwa wie in Ponale, oder wie Fig. 11 zeigt im Kraftwerk Ferrera. Dabei besteht aber immer die Gefahr, dass die Strömung schon etwas gestört bei der ersten Stufe der Hauptpumpe ankommt. Es ist deshalb sicher grundsätzlich vorzuziehen, wenn diese Zubringerpumpen in ein Vorbecken mit freiem Spiegel fördern, wie etwa bei den Speicheranlagen Peccia und Lünersee.

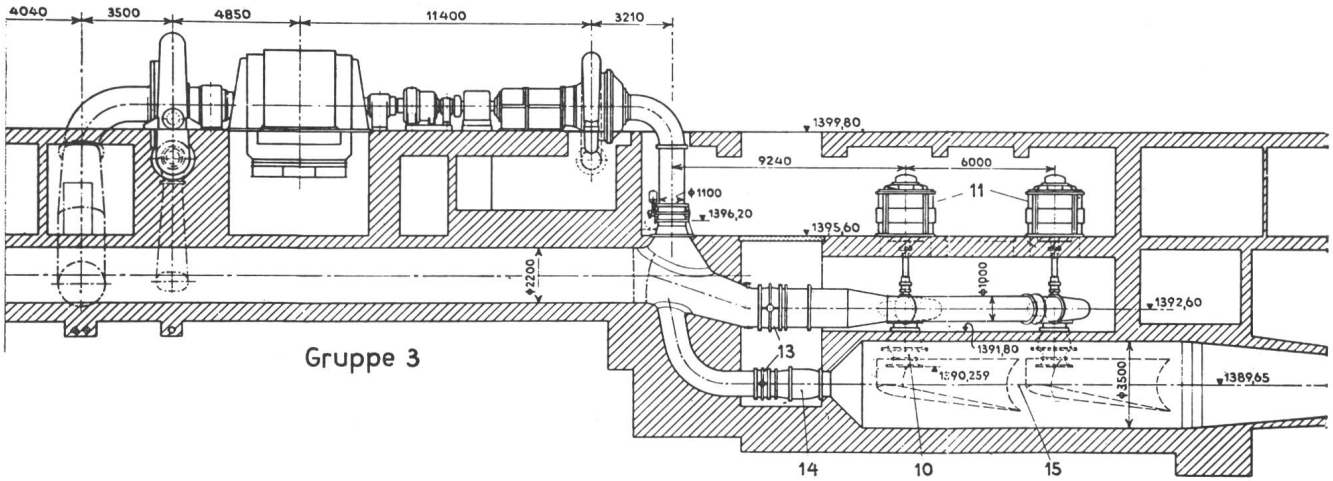

Fig. 11
Vertikalschnitt durch das Maschinenhaus Ferrera mit Zubringerpumpen, Hauptspeicherpumpe Nr. 3 (noch nicht vorhanden), Motor-Generator und Turbine
10 Zubringerpumpe; *11* Pumpenmotoren; *13* Drosselklappen; *14* Ringschieber; *15* Achse des Zu- und Ablauf-Stollens nach Sufers

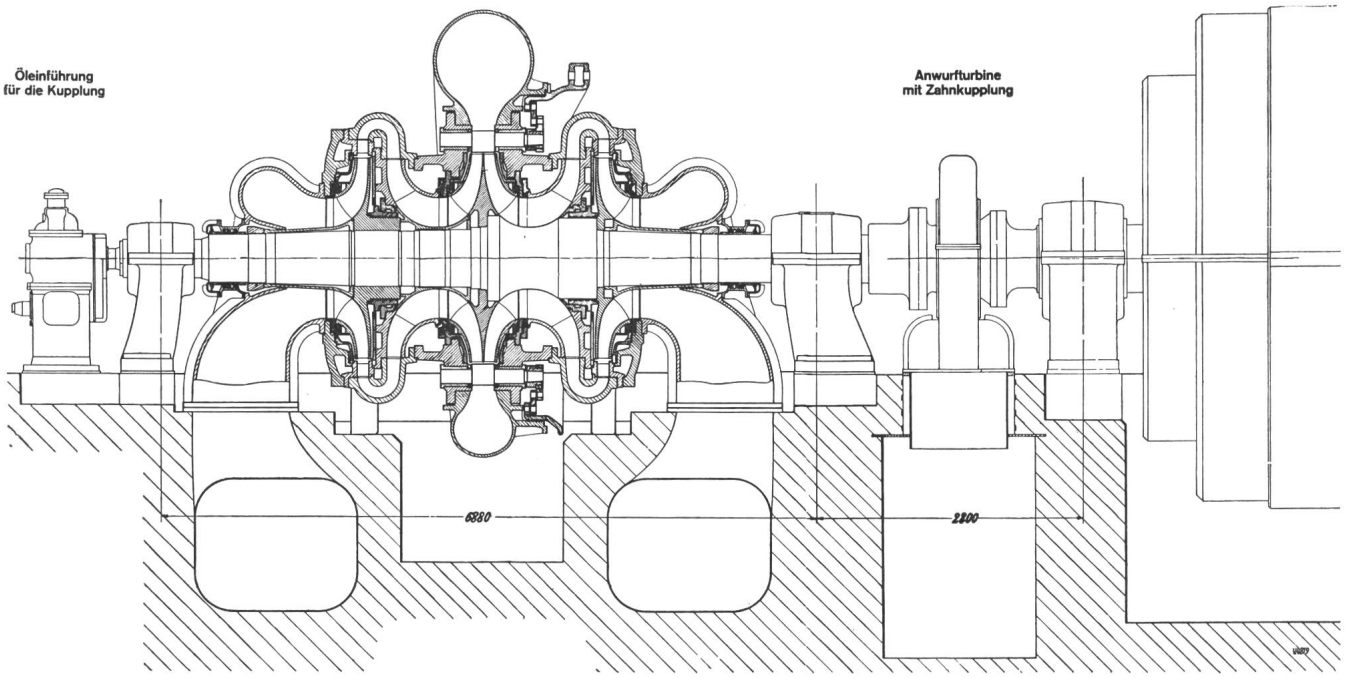

Fig. 12
Schnitt durch die horizontalachsige, zweistufige, zweiflutige Speicherpumpe des Kraftwerkes Rodund
Ausführung Voith

4. Modellversuche

Mit dem Hinweis auf Wirkungsgrad und Kavitation ist auch der Schritt zu den Problemen der Modellversuche gemacht. Ich will dabei von den mühsamen Entwicklungsarbeiten absehen, die seit Jahrzehnten in Bezug auf die Ausbildung der Laufräder und Überströmkanäle, der Zulaufstutzen, Leitapparate und Spiralgehäuse geleistet wurden. Vielmehr möchte ich darstellen, unter welchen Gesichtspunkten und Versuchsbedingungen diese Modellversuche heute durchgeführt werden.

In Bezug auf die geometrische Ähnlichkeit des Modells ist bei einflutigen Pumpen, sowohl ein- als auch zweistufig, weiter nichts zu sagen, und sie ist wohl meistens voll gewahrt. Aber schon für doppelflutige Pumpen ist festzustellen, dass recht häufig trotzdem nur einflutige Modelle hergestellt werden, wobei bei der Umrechnung auf eine zweiflutige Pumpe der Einfluss der Scheibenreibung beispielsweise nach *Pantell* berechnet oder mindestens abgeschätzt werden kann. Für drei- und mehrstufige einflutige Pumpen sind meines Wissens mit einer Ausnahme überall nur zweistufige Modelle untersucht worden. Solange es sich um fabrikinterne Versuche handelt, ist es natürlich dem freien Ermessen des Pumpenkonstrukteurs überlassen, wie weit er die Modelltreue seiner Pumpenversuche treiben will.

Ein anderes Problem ist die Grösse der Modelle, wobei natürlich zu bedenken ist, dass die Herstellungskosten mit der Zunahme der Modellgrösse sehr rasch steigen. Die Minimalgrösse wird durch die Frage der Herstellungsgenauigkeit, der Grösse der Labyrinthspalte und der erzielbaren Oberflächenglätte bestimmt. Heute werden etwa Laufradgrössen von 310...480 mm Aussendurchmesser verwendet.

Die Modellgrösse hängt natürlich auch von der zur Verfügung stehenden Laboratoriumseinrichtung ab, insbesondere von der Einrichtung zur Messung des aufgenommenen Drehmomentes und dem Motor. Angestrebt wird in allen Fällen eine möglichst hohe Umfangsgeschwindigkeit, und das Ideal wäre eine Umfangsgeschwindigkeit, die derjenigen der Grossausführung entspricht. Viele Umrechnungsprobleme würden dadurch vereinfacht, insbesondere das Kavitationsverhalten und der Einfluss des Gefälles auf den Wirkungsgrad. Meistens aber begnügt man sich mit einer Förderhöhe im Modell, die 50...70 % der zukünftigen wirklichen Förderhöhe beträgt. Ich bin der Meinung, dass auch unter diesen Bedingungen zuverlässige Modellversuche gemacht werden können.

Schliesslich gilt es, die gemessenen Wirkungsgrade vom Modell auf die Grossausführung zu übertragen. Für diese Aufwertung stehen verschiedene Formeln zur Verfügung, die einen eher optimistisch, andere wiederum vorsichtig. In allen Fällen scheint es vorteilhaft zu sein, vorerst die mechanischen Verluste des Modelles zu separieren und dann nur den hydraulischen Wirkungsgrad aufzuwerten und schliesslich die verhältnissmässig niedrigen mechanischen Verluste der Grossausführung zu berücksichtigen. Für die Kavitationsversuche braucht es dann üblicherweise auch im Laboratorium Zubringerpumpen, und hier muss besonders aufgepasst werden auf die Temperatur und den Luftgehalt des Betriebswassers.

5. Konstruktive Fragen

Um die von hydraulischen Gesetzen bestimmten Formen der benetzten Oberflächen muss eine zweckdienliche Konstruktion geschaffen werden, und, wie auf allen Gebieten des Maschinenbaus, treten oft mehr oder weniger heikle widersprüchliche Forderungen auf. Im folgenden sollen wahlweise einige mir wesentlich scheinende Fragen kurz behandelt werden.

Sobald man die einstufige, einflutige Lösung verlässt, stellt sich die Frage der zulässigen Lagerdistanz. Der Hydrauliker möchte die Zulaufkrümmer möglichst günstig mit reichlichen Querschnitten und sanften Krümmungen ausbilden, was unweigerlich zu grosser Lagerdistanz führt. Um aber in genügendem Abstand von der kritischen Drehzahl zu bleiben, ist ein minimaler Wellendurchmesser notwendig, den man aus hydraulischen Gründen lieber kleiner wünschte.

Das aber verschlechtert bei gegebenem Laufrad die Strömungsverhältnisse und kann zu einem gewissen Wirkungsgradverlust führen. Wird diese Welle jetzt noch mit einer Wellenschutzhülse verdickt, so müssen die Radprofile weiter nach aussen verschoben werden, was noch weniger erwünscht ist, auch aus Gewichtsgründen. Fig. 12 zeigt, wie man eine annehmbare Lösung dann findet, wenn die Pumpenwelle selbst zur Wasserführung verwendet wird. Wenn die Wasserqualität nicht zu schlecht ist und die blanke Welle beispielsweise mit Hartverchromung geschützt wird, ist meines Erachtens gegen diese Lösung kaum viel einzuwenden.

Wenn wir nochmals kurz auf die Einlaufkrümmer zurückkommen, so deshalb, weil ihre möglichst günstige Formgebung sowohl auf den Wirkungsgrad als auch auf das Kavitationsverhalten von massgebendem Einfluss ist. Ich glaube, dass man auch bei ausgeklügelten Formen gut tut, für möglichst kleine Geschwindigkeiten zu sorgen, und statt einem zu stark gequetschten Krümmer besser doch den minimalen Wellendurchmesser wenn nötig etwas vergrössert.

Ein besonderes Kapitel sind die Stopfbüchsen. Statt hinterher nach starker Abnützung durch sandhaltiges Wasser doch noch kostspielige Umbauten vorzunehmen, sollte häufiger von Anfang an eine Konstruktion mit Einführung von reinem Sperrwasser mit genügendem Druck vorgesehen werden.

Mit ähnlichen Schwierigkeiten hat bei einflutigen Pumpen die Achsialschub-Entlastung zu rechnen. Auf Grund meiner persönlichen Erfahrungen bin ich deshalb, alles Für und Wider zusammengefasst, zu einem Befürworter der doppelflutigen Pumpen geworden. Dagegen kann ich mich für die «Back-to-Back» Anordnung wenig begeistern, da ich die Druckverluste in der Verbindungsleitung von der Spirale der ersten Stufe zum Einlauf der zweiten Stufe als schädlich für den Wirkungsgrad halte. Das gilt erst recht, wenn zwischen den zwei Pumpen gar noch der Motor angeordnet ist.

Was schliesslich nochmals den beweglichen Leitapparat bei Pumpen anbetrifft, der auf Grund der Modellversuche in so vieler Beziehung von Vorteil ist, so lasse ich mich gerne

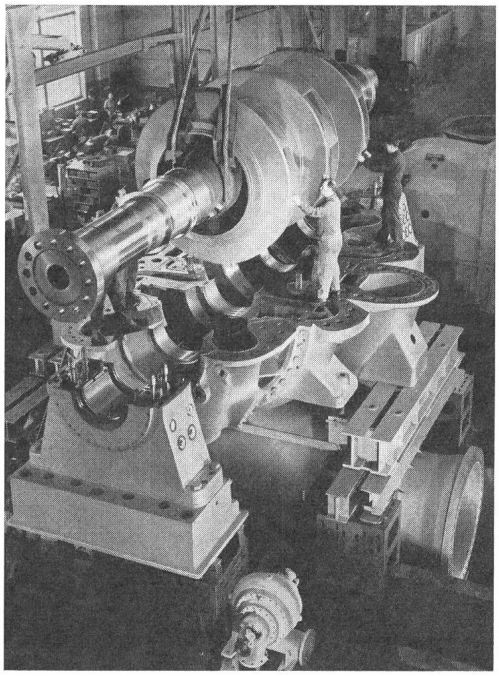

Fig. 13
Ansicht einer der 5 Escher-Wyss-Speicherpumpen des Kraftwerkes Vianden mit horizontal geteiltem Gehäuse

überraschen. Wer vor rund 30 Jahren alle die Schwierigkeiten miterlebt hat, lässt sich nur noch überzeugen durch gutes Verhalten von Grosspumpen im Betrieb. Solche Erfahrungen sollten ja in absehbarer Zeit vorliegen.

6. Betriebliche Gesichtspunkte

Mit dieser vorsichtigen und eher skeptischen Bemerkung sind wir bei betrieblichen Fragen angelangt. Dass bei horizontalachsiger Anordnung die betriebliche Übersicht und die Bedienung leichter und einfacher ist, steht wohl ausser Frage, aber es ist meist eine grössere Grundfläche des Maschinensaales nötig. Wenn man aber doch für spätere Demontage- und Reparaturarbeiten etwas vorsehen will, so braucht man für je zwei vertikalachsige Gruppen auch eine dazwischenliegende Grube. Bei einflutigen Pumpen scheint mir jedoch die vertikale Welle eher vorteilhaft mit Rücksicht auf die Aufnahme des hydraulischen Achsialschubes, speziell bei sehr grossen Einheiten.

Etwas umstritten scheint die *horizontale Teilung* des Pumpengehäuses auf der Höhe der Wellenachse von horizontalachsigen Pumpen zu sein. Fig. 13 zeigt eine solche abgedeckte Pumpe, und der Vorteil für Revisionsarbeiten ist offensichtlich; auch braucht es keinen Platz zum seitlichen Ausfahren des Rotors. Der Vorbehalt betrifft das Problem der Dichtung. Wir hatten aber Gelegenheit, im Kraftwerk Bringhausen eine solche Pumpe in demontiertem Zustand zu sehen, und der vor 30 Jahren eingelegte Gummi war noch in so gutem Zustand, dass nicht daran gedacht wurde, ihn zu ersetzen. Ich glaube demzufolge, dass diese Dichtungsschwierigkeiten doch eher überschätzt werden.

Ein heikles Kapitel ist die *Geräuschbildung,* und man muss sich hüten, hinter allen Geräuschen unweigerlich Kavitation zu vermuten. Wenn die Wandstärken nicht zu gross sind, können sie übrigens meist lokalisiert und in ihrem Charakter erkannt werden. Auch Wirkungsgradverluste brauchten nicht eine Folge von Geräusch- oder Lärmbildung zu sein. Bei günstigen Verhältnissen braucht es bekanntlich eine sehr kleine Energie, um grossen Lärm anzufachen. Die heutigen, relativ leichten Blechkonstruktionen sind natürlich der Geräuschbildung besonders förderlich, und in Kavernenanlagen dürfte sich die gleiche Geräuschstärke meist unangenehmer bemerkbar machen als in freistehenden Maschinenhäusern. Da der ungünstige Einfluss auf das Bedienungspersonal nicht zu bezweifeln ist, sollte den Ursachen der Geräusche vermehrt nachgegangen werden, beispielsweise durch Vergrössern der Distanz zwischen Laufrad-Austritt und Leitapparat-Eintritt. Pumpen in Siphon-Anordnung, d. h. mit sehr grosser Zulaufhöhe, sind meist ausgesprochen geräuscharm. Ich schreibe dies jedoch in erster Linie der sehr grossen Wandstärke, meist Stahlguss, zu. Das gleiche Problem besteht bekanntlich auch vermehrt bei Freistrahlturbinen mit geschweissten Gehäusen, und es ist nicht einzusehen, dass man nicht auch bei geschweissten Pumpengehäusen oder Stutzen ebenso wie bei Turbinen Doppelwandungen mit Beton-Füllung vorsehen könnte. Mit schallschluckenden Wänden und Bodenbelägen können die Verhältnisse weiter verbessert werden.

Wichtig für den raschen Einsatz von Speicherpumpen ist die Abkürzung der Manövrierzeiten. Bei separaten Pumpengruppen und bei Anlagen mit getrennten hydraulischen Maschinen ist das kein Problem, und Umschaltzeiten von

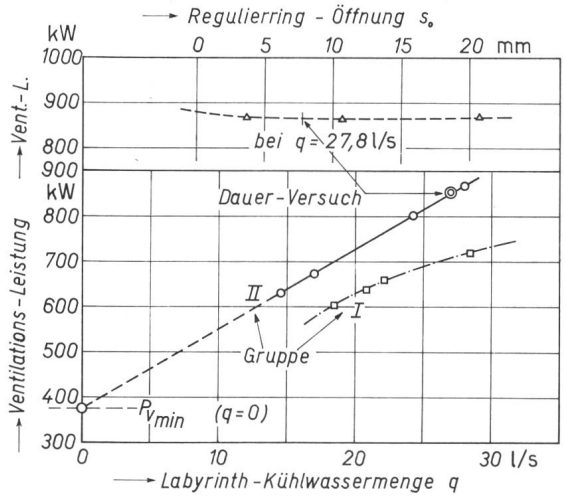

Fig. 14
Ventilationsverluste der Laufräder der Hochdruck-Francisturbinen des Maschinenhauses Ferrera und Einfluss des Labyrinth-Kühlwassers

100...120 s sind heute durchaus erreichbar und in verschiedenen Anlagen üblich. Bei Saison-Anlagen ist das jedoch weniger von Bedeutung, so dass einfachere Lösungen möglich und zulässig sind. Bei umkehrbaren hydraulischen Maschinen muss der Anlauf in gleicher Weise erfolgen wie bei einer separaten Pumpengruppe, also asynchron, mit Anlass-Transformator.

Das Anlaufen mit der «elektrischen Welle», d. h. dem Kuppeln im Stillstand mit einem fremden Generator und langsamen Hochfahren, wobei die Erregung auch von irgendwoher genommen werden muss, ist eine grosse Betriebsstörung und dürfte nur in seltenen Fällen betriebstauglich sein. Beim Asynchron-Hochfahren wird ein zu hoher Stromstoss befürchtet, und auch die Abführung der Wärmeleistung scheint Schwierigkeiten zu bereiten. Auf alle Fälle haben die amerikanischen Motorkonstrukteure es gerade mit dieser Begründung abgelehnt, für den Antrieb von Grosspumpen Motoren mit mehr als ca. 75 000 PS anzubieten. Es würde mich interessieren zu vernehmen, warum man nicht vermehrt an die Anwendung von Wasserwiderständen denkt: in Donzère-Mondragon ist ein Wasserwiderstand für 70 000 PS meines Wissens anstandslos im Betrieb. Da der hydraulische Widerstand nicht auf null reduziert werden darf, könnten die letzten Prozente in normaler Weise reguliert werden.

Eine weitere Frage ist: *Abkuppeln oder Entlüften?* Wenn wenig Startmanöver bei längeren Pumpzeiten zu bewältigen sind, gebe ich einer einfachen, im Stillstand zu betätigenden Kupplung unbedingt den Vorrang, da dann die Ventilationsverluste des mitrotierenden Laufrades, Turbine oder Pumpe, wegfallen. Denn diese Ventilationsverluste können, wie Fig. 14 zum Schluss zeigt, recht beträchtliche Werte annehmen. Aus Sicherheitsgründen darf das Kühlwasser in den Labyrinthen nicht unter einen Minimalwert gedrosselt werden, und das ist offensichtlich eine Frage des Ermessens. Hydraulische Kupplungen führen, wie beispielsweise das Lünerseewerk bestätigt, zu guter Manövrierfähigkeit, aber dann ist auch hier mit einem nicht zu vernachlässigenden Verlust zu rechnen, gleich wie beim Anwurf mit speziellen Peltonturbinen, wenn deren Laufrad nachher im Pumpbetrieb nicht abgekuppelt werden kann.

Was das Be- und Entlüften anbetrifft, so sind heute die Lösungen bekannt, die zu minimalen Stromstössen führen. Es gilt vor allem, die Luft an den richtigen Stellen einzuführen, je nach der Lage der Welle.

Zu den Manövrierorganen gehören auch die *Absperrorgane*. Wenn Zwischenstellungen eingestellt werden müssen, beispielsweise zum Drosseln bei kleiner Förderhöhe, ist sicher der Ringschieber eine ausgezeichnete Lösung. Dabei gebe ich persönlich dem Eckringschieber den Vorzug, da hier die Steuerorgane aussen liegen, eine Rückführsteuerung leicht möglich ist und auch mechanisch blockiert werden kann. Sonst aber, in allen normalen Fällen, ist heute der Kugelschieber in jeder Beziehung das richtige und genügende Absperrorgan, hat er doch im Betrieb einen sehr kleinen Druckverlust, ganz im Gegensatz zum Ringschieber.

7. Voraussichtliche Entwicklungsrichtung

Wenn nicht alles trügt, geht die Entwicklung in Richtung immer grösserer Einheitsleistungen, wenn nicht von betrieblicher Seite für den Pumpbetrieb, speziell wegen des Hochfahrens, Grenzen gesetzt werden. Ob ferner die umkehrbare hydraulische Maschine wirklich in allen Fällen die zweckmässigste Lösung ist, wird die Zukunft zeigen. Abgesehen von den höheren Investitionskosten bieten die separaten hydraulischen Maschinen eben doch immer noch gewisse Vorteile bezüglich Wirkungsgrad und, vorläufig noch, bezüglich Manövrierzeiten. Diese späteren Betriebsvorteile sollten in den Projektierungsbureaux nicht unterschätzt werden.

Auf alle Fälle wird die Bedeutung der Pumpspeicherung noch zunehmen und es gilt, für diese Entwicklung die besten Maschinen in den zweckmässigsten Anordnungen bereitzustellen.

Adresse des Autors:
Prof. *Hans Gerber*, Eidg. Technische Hochschule, 8006 Zürich.

Technische Mitteilungen — Communications de nature technique

Betriebsergebnisse der Gleichstromverbindung zwischen Frankreich und Grossbritannien

621.311.161.024

[Nach *P. Anciaux* und *R. Caizergues:* L'Interconnexion à courant continu entre la France et la Grande-Bretagne. ÖZE 17(1964)11, S. 569...575]

Das Bestreben, die Verbundnetze Frankreichs und Englands zu kuppeln, um damit die Möglichkeit einer gegenseitigen Aushilfe in der Energieversorgung zu schaffen, geht auf das Jahr 1948 zurück. Der von beiden Ländern beschickte Arbeitsausschuss erhoffte sich durch die angeregte Netzkupplung, die Belastungsspitzen beiderseits des Kanals leichter zu beherrschen, da sie infolge der Abweichungen in der Uhrenanzeige zeitlich verschoben auftreten. Es wurde beschlossen, die Kupplung durch eine Gleichstromübertragung zu tätigen, so dass der asynchrone Betrieb der Netze unverändert beibehalten werden kann. Die in beiden Richtungen zu übertragende Leistung wurde mit 160 MW festgelegt, der Querschnitt des Hin- und des Rückleitungskabels mit 340 mm² errechnet. Gewählt wurde eine Trasse, die wohl nicht der kürzesten Verbindung entspricht, doch die grösste Betriebssicherheit gewärtigen liess. Sie beträgt 55 km. Um die