

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

**Artikel:** Visuelle Untersuchung der Strömung im Leitrad einer Radialpumpe  
**Autor:** Hergt, P. / Benner, R.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-70154>

### **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:** 24.01.2026

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

Tabelle 1. Ergebnisse der Berechnung der Gittercharakteristiken für drei Betriebspunkte im Gebiete der Superkavitation. Punkt 1 entspricht der beginnenden Kavitation

Berechnungspunkte (s. Bilder 5 und 7)	1	3	2	4
$k_d$	0,79	0,69	0,67	0,65
$C_a$	0,975	0,918	0,872	0,853
$\alpha_{\infty}$	0,380	0,740	1,066	1,193
$\Delta w_u/w_m$	1,333	1,242	1,160	1,130
$\text{ctg } \beta_3$	3,220	3,129	3,047	3,017
$\varphi_2$	1	0,895	0,848	0,832
$k_{p2D}$		— 0,350	— 0,358	— 0,362

Mit der Bezeichnung der Meridiankomponenten der Absolutgeschwindigkeit ohne Kontraktion mit  $c_{3m} = c_{0m} = c_m$  und der Meridiangeschwindigkeit im Austrittsquerschnitt mit der Kontrak-

tion als  $c_{2m} = \frac{c_m}{\varphi_2}$  folgt

$$\bar{w}_2 = c_m \sqrt{1/\varphi_2^2 + \text{ctg}^2 \beta_3}$$

Da  $c_m = w_{\infty} \sin \beta_{\infty}$  ist, so wird

$$\frac{\bar{w}_2}{w_{\infty}} = \sin \beta_{\infty} \sqrt{1/\varphi_2^2 + \text{ctg}^2 \beta_3}$$

Für den Betrieb mit Superkavitation wird der Druckkoeffizient am Austritt der Profilsaugseite  $k_{p2s} = -k_d$  sein, womit man endlich bekommt

$$2 \sin \beta_{\infty} \sqrt{1/\varphi_2^2 + \text{ctg}^2 \beta_3} \approx \sqrt{1 - k_{p2s}} + \sqrt{1 + k_d}$$

Bei praktischer Anwendung dieser Formel müssen noch die bekannten Gittergleichungen berücksichtigt werden

$$C_a = \frac{2 \Delta w_u}{w_{\infty}} = 2 \sin \beta_{\infty} (\text{ctg } \beta_3 - \text{ctg } \beta_0)$$

$$\text{ctg } \beta_{\infty} = \frac{\text{ctg } \beta_0 + \text{ctg } \beta_3}{2}$$

Ausserdem ist

$$C_a = \int_0^1 (k_{pD} - k_{pS}) d(x/l)$$

Auf diese Weise erhält man in erster Annäherung die Abhängigkeit des Auftriebsbeiwertes  $C_a$  vom Kavitationsbeiwert  $k_d$  für verschiedene Werte der Kontraktion  $\varphi_2$ , welche ihrerseits von der Dicke des Kavitationshohlraumes bei Superkavitation direkt beeinflusst wird.

Nach der beschriebenen Methode wurden die Gittercharakteristiken für drei Betriebspunkte im Gebiete der Superkavitation berechnet, und zwar für die Punkte 2, 3 und 4 in Tabelle 1 und Bild 7. Der Punkt 1 bezieht sich auf den Betriebspunkt, welcher der beginnenden Kavitation entspricht. In Tabelle 1 sind die berechneten Charakteristiken angegeben und im Diagramm Bild 7 die entsprechenden Kurven dargestellt. Aus Bild 6 ist die berechnete Druckverteilung für den Punkt 2 ersichtlich. Es fällt dabei der charakteristische konstante Druckverlauf längs der Profilsaugseite auf, welcher dem Sättigungsdruck des Wasser-

dampfes entspricht und welcher die Bildung des Kavitationshohlraumes (s. Bild 5, Kontur 2) verursacht. Alle Druckverteilungen wie auch die anderen charakteristischen Gittergrößen wurden für die Profile mit verdickten Konturen an der Saugseite, welche im Bild 5 mit 3, 2 und 4 bezeichnet sind, berechnet.

In Bild 7 sind die berechneten und durch Versuche erhaltenen Kurven für die Strömung mit Superkavitation verglichen. Die Übereinstimmung ist bei den kleinen Kavitationszahlen sehr gut, bei grösseren weicht die Versuchskurve etwas nach rechts ab. Die Ursache dieser Abweichung kann die Luftausscheidung aus dem Wasser sein, welche vor der Kavitationserscheinung eintritt, möglicherweise auch die Bildung der lokalen Kavitation an der Profilaase, was noch zu klären wäre.

## 5. Schlussfolgerung

Die angewendete Methode für die rechnerische Bestimmung der Charakteristiken der Profilkavitation in Strömung mit Superkavitation zeigt befriedigende Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen. Hiermit wurde die Richtigkeit der gemachten Annahmen über den Einfluss der Kavitationshöhlräume auf die Gitterströmung und die Druckverteilung um die Profile für das Gebiet der Superkavitation bestätigt.

Adresse der Verfasser: Prof. Dr.-Ing. Ivo Vučković und Dipl.-Ing. D. Obradović, Braće Jugovića 21, Beograd, Jugoslawien.

## Literaturverzeichnis

- [1] *Einberg I. E.*: Teorija i rasčel protočnoj časti povorotnolopastnih gidroturbin (Theorie und Berechnung durchströmter Teile von Wasserturbinen mit verstellbaren Laufradschaufeln), «Mašinostrojenje», Moskva-Leningrad 1965.
- [2] *Obradović D.*: Neue Variante für die Berechnung der Strömung durch Profilkavitation nach dem Singularitätenverfahren, Referat vorgetragen am IX. Jugosl. Kongress für rationelle und angewandte Mechanik, Split, 3. bis 8. Juni 1968.
- [3] *Numachi F., Ōba R. und Chida I.*: Effect of Surface Roughness on Cavitation Performance of Hydrofoils, Report 2, Rep. Inst. High. Sp. Mech., Japan, Vol. 18 (1966/1967), No. 182, Fig. 14 (A), p. 298.
- [4] *Tulin M. P. und Burkhart M. P.*: Linearized Theory for Flows about Lifting Foils at Zero Cavitation Number, David Taylor Model Basin Report C-638, 1955.
- [5] *Tulin M. P.*: Supercavitating Flow Past Foils and Struts, Cavitation in Hydrodynamics, Proc. Symposium at NPL 1955, London, HMSO, 16, p. 1.
- [6] *Acosta A. J.*: Cavitating Flow Past a Cascade of Circular Arc Hydrofoils, CIT, Rep. No. E-79-2 (1960).
- [7] *Wu T. Y.*: A Free Streamline Theory for Two Dimensional Fully Cavitated Hydrofoils, I. Maths. Phys. Vol. 35 (1956), p. 236.
- [8] *Ōba R.*: Theory on Supercavitating Cascade Flow for Arbitrary Form Hydrofoils, Rep. Inst. High. Sp. Mech., Japan, Vol. 15 (1963/1964), p. 1.
- [9] *Ōba R.*: Rules on Lift and Drag of Supercavitating Isolated Hydrofoil or Hydrofoils in Cascade, Rep. Inst. High. Sp. Mech., Japan, Vol. 17 (1965/1966) No. 161.
- [10] *Sutherland C. D. und Cohen H.*: Finite Cavity Cascade Flow, Proceedings of 3rd U. S. Natl. Congress Appl. Mech. 1958, p. 837.
- [11] *Vučković I.*: Untersuchungen über den Einfluss des Luftgehaltes auf Kavitation und Korrosion, Escher Wyss Mitteilungen, Zürich 1940, Bild 15, S. 88.
- [12] *Numachi F.*: Cavitation Tests on Hydrofoils Arranged in Accelerating Flow Cascade, Rep. Inst. High. Sp. Mech., Japan, Vol. 13 (1961/1962), No. 121.

## Visuelle Untersuchung der Strömung im Leitrad einer Radialpumpe

Von P. Hergt und R. Benner, Frankenthal/Pfalz

DK 621.67:532.573

Hierzu Tafeln 17 und 18

### Einführung

Die Verfahren zur Berechnung der Strömung in Turbomaschinen wurden in den letzten Jahren so weit ausgebaut, dass es heute möglich ist, die Geschwindigkeits- und Druckverteilung in Lauf- und Leiträdern beliebiger Geometrie zu bestimmen. Trotz Vernachlässigung der Reibungseinflüsse ist es, wie in [1] gezeigt wird, zumindest im Bereich des Punktes besten Wirkungsgrades möglich, nicht nur qualitative, sondern auch gute quantitative Übereinstimmung mit dem Experiment zu erzielen.

Die Strömungsmaschinen werden im allgemeinen vorwiegend in diesem Bereich betrieben. Es gibt aber auch Ausnahmen, z. B. Kesselspeisepumpen, die häufig bei extremer Teillast gefahren werden müssen. Die bekannten Berechnungsverfahren versagen nun leider gerade im Bereich solch extremer Lastzustände, wo das Strömungsbild von stationären und instationären Ablöseerscheinungen geprägt wird, und man ist zunächst darauf angewiesen, die Vorgänge experimentell zu studieren. Die im folgenden mitgeteilten Ergebnisse sollen ein Beitrag zu diesem Thema sein.

## Versuchsmethode

Wegen der sehr verwickelten Strömungsverhältnisse hat man sich bei diesen Versuchen bewusst darauf beschränkt, mit wenig Versuchsaufwand zunächst einen qualitativen Einblick in die Vorgänge zu erhalten. Besonders einfach, was die Versuchseinrichtung und die Auswertung anbetrifft, ist die Betrachtung freier Flüssigkeitsoberflächen, die mit Kontrastteilchen bestreut sind. Die Bahnen der Teilchen, die direkt visuell beobachtet oder photographisch aufgenommen werden können, geben ein Bild der Strömungsvorgänge. Damit die Teilchenbahnen für den Strömungsverlauf repräsentativ sind, muss natürlich als Grundvoraussetzung über die ganze Tiefe vom Boden bis zur Flüssigkeitsoberfläche eine ebene Strömung mit gleicher Geschwindigkeit vorliegen. Die Teilchen selbst sollen ungefähr gleiches spezifisches Gewicht wie das Strömungsmedium haben, damit keine unterschiedlichen Bahnbeschleunigungen auftreten; sie müssen so klein sein, dass sie den Strömungsverlauf nicht stören und sollen doch genügend Reflektionsvermögen besitzen, um deutliche Bilder zu liefern. Von der Strömung in Laufrädern kann man Bilder der Absolut- oder der Relativbewegung erhalten, je nachdem, ob die Kamera stillsteht oder sich mit dem Laufrad dreht. Dass wegen der bei solchen Versuchen notwendigerweise niedrigeren Strömungsgeschwindigkeit auch die Reynoldszahlen um etwa zwei Grössenordnungen niedriger liegen als in einer Pumpe, wird nicht als Nachteil angesehen, da ohnehin nur qualitative Aussagen erwartet werden.

## Historisches

Die Methode der Betrachtung freier Oberflächen ist schon früh in den Flachwasserversuchen von Barth [2], Frietsch [3] und Grünagel [4], [5] zur Untersuchung der Strömung in Radialgittern verwendet worden. Barth beobachtete die reine Verdrängungsströmung um einen Schaufelstern im Anfahr- und Beharrungszustand, Frietsch untersuchte auf diese Weise den Zusammenhang zwischen der Ausbildung und dem Abschwimmen von Wirbeln und den an einer Laufradschaufel angreifenden Kräften.

Besonders bedeutsam sind im Hinblick auf die Vorgänge bei Teillast die Versuche, die Grünagel in den Jahren 1929 bis 1932 durchführte. Er untersuchte die Strömung durch Laufräder mit verschiedenen Schaufelformen. Ein Leitrad im üblichen Sinne war nicht nachgeschaltet, lediglich eine Art vielschaufliges Beruhigungsgitter. Während seiner Versuche machte er unter anderem die Beobachtung, dass sich bei bestimmten Teillastzuständen eine pulsierende Förderung ausbildet, d. h. ein Strömungszustand, bei dem im periodischen Wechsel zu gleicher Zeit in einigen Kanälen des Laufrads eine grössere, in anderen eine kleinere Strömungsgeschwindigkeit herrscht und sogar Rückströmungen vorkommen können. Dieser Wechsel der Strömungszustände, die von Grünagel auch theoretisch analysiert wurden [6], steht zur Laufradfrequenz in einem bestimmten lastabhängigen Verhältnis.

Die interessanten Ergebnisse der Grünagelschen Flachwasserversuche ermutigten dazu, die relativ einfache Methode der Beobachtung freier Flüssigkeitsoberflächen für die Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge in Lauf- und Leitradkombinationen zu benutzen.

## Aufgabenstellung und Versuchsprogramm

Während Grünagel sich auf die Untersuchung verschiedener Laufradschaufelformen beschränkte, wird das Hauptgewicht bei diesen Versuchen auf die Strömungsvorgänge im Leitrad und die Wechselwirkung zwischen Lauf- und Leitrad gelegt. Besonders wird auf instationäre Effekte geachtet. Weiterhin werden nur Leitschaukelvarianten untersucht, die tatsächlich im Pumpenbau verwendet werden.

Aus diesem Grund wurden nur zwei Laufräder mit im Pumpenbau üblichen Schaufelformen verwendet und mit einer grossen Zahl von Leitschaukelkonfigurationen kombiniert. Die beiden Laufräder unterscheiden sich nur in der Schaufelzahl ( $z_{La1} = 7$ ,  $z_{La2} = 5$ ), sie haben das gleiche Radienverhältnis  $r_2/r_1 = 2,29$ , gleichen Aussendurchmesser  $D_2 = 550$  mm und linearen Verlauf des Schaufelwinkels  $\beta$  vom Eintritt  $\beta_1 = 15^\circ$  zum Austritt  $\beta_2 = 30^\circ$ . Die Leitschaukel sind ebenfalls mit linearem Winkelverlauf von  $\alpha_1 = 9^\circ$  auf  $\alpha_2 = 25^\circ$  und mit einem Radienverhältnis  $r_2/r_1 = 1,32$  entworfen.

Bei den Versuchen wurden zunächst die Leitschaukelzahl von  $z_{Le} = 12$  bis  $z_{Le} = 6$  verringert und der Eintrittswinkel durch

Schwenken der Schaufeln stufenweise von  $\alpha_1 = 6^\circ$  auf  $9^\circ$ ,  $14^\circ$  und  $20^\circ$  verändert. Dann wurde die Spaltweite zwischen Laufrad und Leitrad von 3% über 7,5% auf 15% des Laufradaussenradius variiert. Schliesslich wurde noch die Leitschaukelform verändert und in einer Versuchsreihe sehr lange und in einer weiteren Reihe in mehreren Schritten gekürzte Schaufeln eingesetzt. Alle Leitschaukelformen und -einstellungen wurden bei drei Betriebsverhältnissen untersucht, die Teillast, Vollast und Überlast entsprechen. Dabei ist der Punkt stossfreien Eintritts ins Laufrad als Vollastpunkt definiert, weil er sehr gut zu beobachten ist und ausserdem keine Möglichkeit zur Bestimmung des sonst als Punkt besten Wirkungsgrades definierten Vollastpunktes besteht. Überlast und Teillast entsprechen Betriebsverhältnissen, bei denen die Anströmung der Laufradschaufeln mit deutlichem Stoss auf die Saugseite bzw. auf die Druckseite erfolgt.

## Beschreibung der Versuchseinrichtung

Die Prinzipskizze Bild 1 stellt den Versuchsstand dar. Er besteht im wesentlichen aus dem runden Gehäuse, dem Saugrohr mit dem Ringschieber 1, der Grundplatte 2, auf der die Leitschaukel befestigt werden, und dem Laufrad. Um eine von aussen unbeeinflusste Durchströmung des Lauf- und Leitschaukelgitters zu gewährleisten, müssen Zu- und Abströmung symmetrisch erfolgen; durch ein rotationssymmetrisches Gehäuse ist die Wasserführung diesen Anforderungen angepasst. Die Grundplatte 2 trennt den Beobachtungsraum vom Beruhigungsraum. Das Laufrad ist über einen dreiarmligen Träger an der Welle befestigt und wird über einen Riementrieb vom Motor 3 mit konstanter Drehzahl von 4 U/min angetrieben. Bei höheren Drehzahlen entstehen Oberflächenwellen, die das Strömungsbild stören. Die Leitschaukel sind an der Eintrittskante durchbohrt und können um einen in der Grundplatte eingelassenen Zapfen geschwenkt werden. Die Flüssigkeit durchströmt den Versuchsstand auf einer torusähnlichen Bahn. Vom Laufrad angesaugt, steigt sie in einem zentralen, durch den Ringschieber 1 verschliessbaren Rohr nach oben, durchströmt Laufrad 4 und Leitrad 5 und fliesst am Aussenrand durch Aussparungen 6 in der Grundplatte in den Beruhigungsraum 7 zurück; dieser ist in einzelne Segmente unterteilt, damit bei längerem Betrieb eine Rotation der Flüssigkeit vermieden wird. Die ebene, in allen Tiefen gleich schnelle Zuströmung, die die notwendige Voraussetzung dafür ist, dass die Bilder der Oberflächenströmung die Strömungsvorgänge im ganzen Kanal darstellen, wurde durch die Kombination einer Reihe von Sieben mit einem Strömungsgleichrichter aus Blechringen und radial stehenden Blechstreifen vor dem Laufrad geschaffen. Durch die Anordnung der Ringe des Strömungsgleichrichters in unterschiedlichen Abständen wurden die Geschwindigkeitsdifferenzen zwischen Oberfläche und Kanalboden ausgeglichen. Zur Sichtbarmachung der Strömung wird die Wasseroberfläche durch ein Rüttelsieb vor dem Laufradeintritt gleichmässig mit Aluminiumteilchen bestreut. Das Sieb wird durch in der Steife verstellbare, am Laufradträger befestigte Federn aus Blech in Vibration ver-

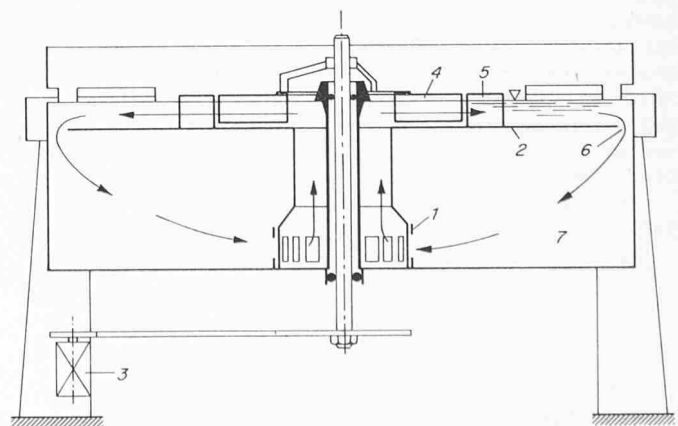


Bild 1. Schematische Darstellung des verwendeten Flachwasser-Versuchsstandes

- |                |                             |
|----------------|-----------------------------|
| 1 Ringschieber | 5 Leitrad                   |
| 2 Grundplatte  | 6 Aussparungen zum Rücklauf |
| 3 Elektromotor | 7 Beruhigungsraum           |
| 4 Laufrad      |                             |

setzt, so dass die Bestreuungsichte der Durchflussmenge angepasst werden kann. Während die Hauptwassermenge in den Beruhigungsraum zurückfliesst und von dort aus den Kreislauf neu beginnt, fliesst die mit Kontrastteilchen bestreute Oberflächenschicht dauernd durch die am Umfang gleichmässig verteilten Überfallschlitze in die Kanalisation ab und wird durch Frischwasser ersetzt. Die Flüssigkeitsoberfläche und das Wasser im Versuchsstand bleiben dadurch sauber.

## V Versuchsergebnisse

Von der Vielzahl der durchgeführten Versuche kann hier nur über einen kleinen Teil berichtet werden. Zunächst wird der Verlauf der Strömung bei verschiedenen Betriebsverhältnissen anhand der Bilder einiger Versuche mit 12 Leitschaufeln charakterisiert. Dann werden bestimmte Phänomene durch eine Bildfolge beschrieben und die zugehörigen Zusammenhänge zwischen Leitschaufelzahl und Leitschaufel Eintrittswinkel bzw. Staffelungswinkel angegeben (Tafeln 17 und 18).

### 1. Einfluss von Lastpunkt und Schaufel Eintrittswinkel auf die Strömung im Leitrads

Beim Leitschaufel Eintrittswinkel  $\alpha_1 = 9^\circ$  und starker Überlast zuströmung zum Laufrad werden die Leitschaufeln gerade stossfrei angeströmt (Bild A). Die Strömung verläuft in allen Leitradskanälen gleichmässig und ablösungsfrei. An der Saugseite der Schaufel ist eine nicht sehr dicke Grenzschicht zu sehen, die mit der Schaufellänge stetig anwächst. Eine zur Kontrolle des Strömungsverlaufs in der Tiefe vorgenommene zusätzliche Einfärbung der Flüssigkeit in verschiedenen Schichten des Kanals bestätigte die gleichmässige und wenig turbulente Strömung auch in Bodennähe.

Bei Vollast (Bild B) hat die Strömung schon gleich zu Beginn der Schaufel die Tendenz, an der Saugseite abzulösen. Zwischen 30% und 50% der Schaufellänge bildet sich an einigen Schaufeln eine Ablösezone veränderlicher Breite aus. Sie wächst bei weiterer Drosselung, d. h. mit flacher werdendem Zuströmungswinkel, immer mehr zur Eintrittskante der nächsten Schaufel hin an. Dadurch wird die Strömung von der Saugseite weg gegen die folgende Leitschaufel vorderkante abgedrängt, so dass diese mit einem sehr flachen Winkel angeströmt oder zum Teil sogar umströmt wird. Durch Farbflüssigkeit in tiefen Kanalschichten wird der turbulente Charakter der Strömung deutlich, der durch das in seiner Ausdehnung veränderliche Ablösegebiet zustande kommt. In Bodennähe strömt die Flüssigkeit kurzzeitig sogar zurück. Die Strömung an der Oberfläche ist hier also nicht mehr charakteristisch für das Gesamtstrombild.

Die Leitradskanäle werden bei Teillast (Bild C) nur noch schlecht durchströmt. Die Ablösegebiete breiten sich gleichzeitig an mehr Schaufeln als bei Vollast aus und drängen die Strömung, die an der Saugseite bereits an der Vorderkante abgerissen ist, zum Teil senkrecht zur Schaufelkontur um die Eintrittskante der nächsten Schaufel herum ab. Die Energie in der wandnahen Strömungsschicht reicht also offenbar nicht mehr aus, den Druckanstieg entlang des ersten Drittels der Schaufellänge zu überwinden. Die Kanäle sind weitgehend von wirbelnder Flüssigkeit oder grossen Totwassern ausgefüllt. Abreissen und Wiederanliegen der Strömung wechseln ganz unregelmässig an den einzelnen Schaufeln ab; dementsprechend werden die einzelnen Kanäle zeitweise und unregelmässig mit kleinerer oder grösserer Geschwindigkeit durchströmt.

Die Neigung zum Ablösen an der Schaufelseite ist bei  $14^\circ$  Leitschaufel Eintrittswinkel bereits bei Überlast (Bild D) vorhanden.

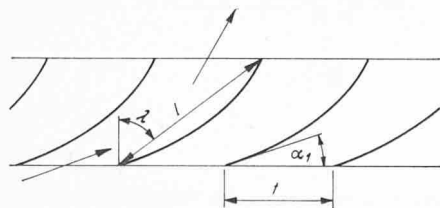


Bild 2. Kenngrössen des konformen Abbildes eines Kreisgitters

$\alpha_1$  Schaufelwinkel  
 $\lambda$  Staffelungswinkel  
 $t$  Gitterteilung  
 $l$  Schaufellänge

den. Nach anfänglichem Abreissen liegt die Strömung bis zum Kanalbeginn an der Saugseite wieder an. Am Kanalbeginn wird wieder das Totwasser beobachtet. Die Strömung verläuft nicht mehr ganz eben, d. h. sie weist, wenn auch nur geringe, Geschwindigkeitskomponenten senkrecht zur Oberfläche auf.

Bei abnehmender Last verstärken sich die beschriebenen Effekte. Bei Vollast (Bild E) reisst die Strömung auf der Saugseite an der Schaufel vorderkante ab. Das Ablösegebiet am Kanalbeginn vergrössert sich erheblich. Die Totwasserzonen im Kanal ändern zeitlich ihre Ausdehnung und können bis zur Hälfte der Kanalfläche einnehmen. Oft setzt in einem Kanal die Durchströmung ganz aus, und die Schaufel vorderkante wird von der Druck- zur Saugseite hin umströmt. Die Strömung ist auch sehr turbulent, und Rückströmungen, die zunächst nur nahe am Boden auftraten, reichen jetzt bis in halbe Höhe des Kanals. Schon hier — und noch stärker bei Teillast — ist im Kanaleintrittsquerschnitt ein dreidimensionaler Strömungsverlauf zu beobachten.

### 2. Das Auftreten umlaufender Störgebiete

Die Strömungsvorgänge bei Teillast verdeutlicht die Bildfolge (Bilder F, G, H, J). Auf der Saugseite ist die Strömung meist abgerissen. Die dreidimensionale Strömung erkennt man an Quellströmungen, die auf den Bildern als dunkle Flecken sichtbar sind. Fördern und Rückströmen wechseln sich in den einzelnen Kanälen zeitweise unsystematisch ab. Hier tritt ein Phänomen auf, das sich bei dieser Leitschaufelzahl weder bei flacheren noch bei steileren Eintrittswinkeln beobachten liess: Nach kurzer Zeit unsystematischer Wechsel von Abreissen und Anliegen der Strömung beginnt die Störung systematisch entlang des Leitrads fortzuschreiten. Sie verringert die Strömungsgeschwindigkeit oder führt sogar zu Rückströmungen in den in Drehrichtung des Laufrades aufeinanderfolgenden Kanälen des Leitrades.

Die Bilder F und G zeigen den Beginn und die Ausbreitung der Störung im rechts im Bild liegenden Kanal. In Bild J sieht man bereits Anzeichen der Störung im mittleren Kanal, der vorher ganz gleichmässig durchströmt wurde. Die Bilderserie K bis R, die in Zeitabständen von 5 Sekunden aufgenommen ist, zeigt das Umlaufen der Störung deutlich. Die Störung läuft in diesem Fall mit einem Drittel der Laufraddrehzahl um. Auf das Ablösen der Strömung von der Saugseite der Schaufel und die damit zusammenhängende Unterbrechung der Förderung folgt ebenso systematisch das Wiederanliegen und damit das Einsetzen der Strömung in jedem Kanal. Diese periodischen Umläufe, die sehr dem Phänomen des «Rotating Stall» ähneln, kommen gelegentlich ohne ersichtlichen Grund ausser Takt. Dann treten die Störgebiete wieder eine Zeitlang ganz unregelmässig auf. Meist sind mit den Störungen der Abströmung gegenläufige Schichtenströmungen gekoppelt. Die oberen Schichten eines Kanals strömen zurück, während die Bodenschichten nach aussen abfliessen und umgekehrt. Es kommt jedoch auch vor, dass sich die Rückströmung einzelner Kanäle über den ganzen Querschnitt erstreckt. Beide Möglichkeiten und die Übergangsphasen wurden mit Hilfe von Kontrastflüssigkeit in tieferen Schichten beobachtet. Die Ursache für die Schichtenströmung und das Umschlagen scheint die dreidimensionale Strömung im Spalt zwischen Laufrad und Leitrads und im Schrägabschnitt des Leitrads zu sein. Versuche mit breiteren Spalten zeigten noch intensivere dreidimensionale Effekte.

Stellt man die Leitschaufeln noch steiler, dann reisst die Strömung schon bei Überlast an der Schaufel saugseite ab. Bei Teillast treten unsystematische Störungen auf, jedoch keine periodischen Umläufe.

Das Gebiet der umlaufenden Abreisserscheinungen ist nun aber von besonderem Interesse, da eine periodisch sich ändernde Asymmetrie des Strömungszustandes im Leitrads möglicherweise Auswirkungen auf das Laufverhalten des Rotors hat. Es interessiert deshalb, ob periodisch fortschreitende Störungen auch bei anderen Leitschaufelzahlen und -formen vorkommen.

Die verschiedenen Leiträder lassen sich nun sehr einfach charakterisieren, wenn man hierzu den Staffelungswinkel  $\lambda$  und die relative Teilung  $t/l$  ihres konformen Abbildes auf ein gerades Gitter heranzieht (Bild 2). Das Verhältnis  $t/l$  kann dabei auf zwei Wegen variiert werden: durch Änderung der Schaufelzahl oder durch Änderung der Schaufellänge. Beides müsste, wenn bestimm-





Bild A. Strömung im Leitrad bei Überlast;  $\alpha_1 = 9^\circ$   
 Bild B. Strömung im Leitrad bei Vollast;  $\alpha_1 = 9^\circ$   
 Bild C. Strömung im Leitrad bei Teillast;  $\alpha_1 = 9^\circ$

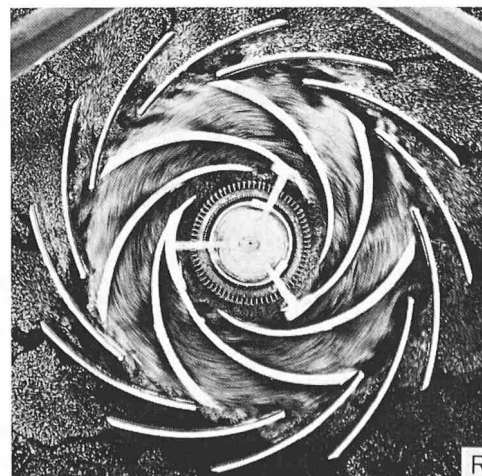
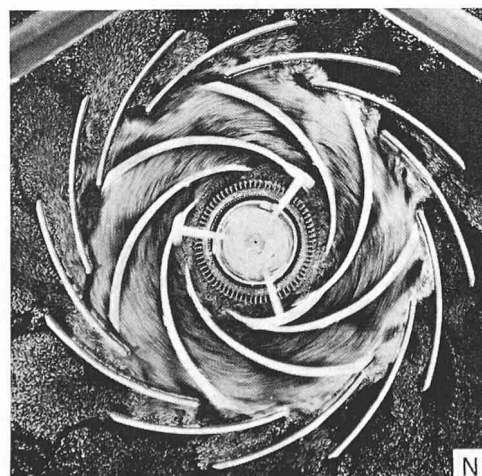
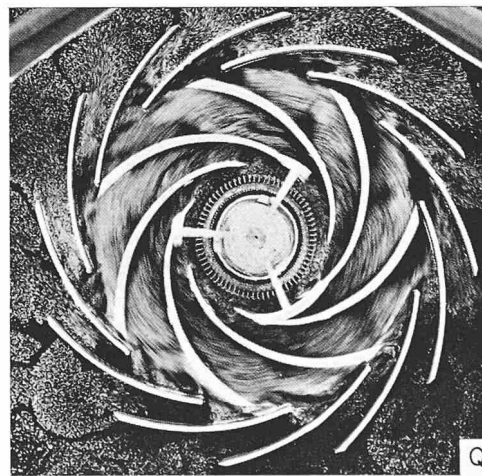
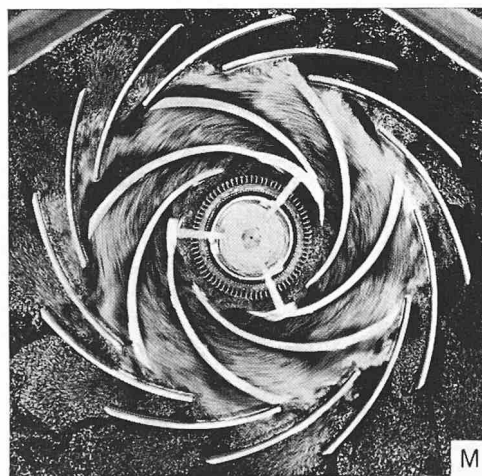
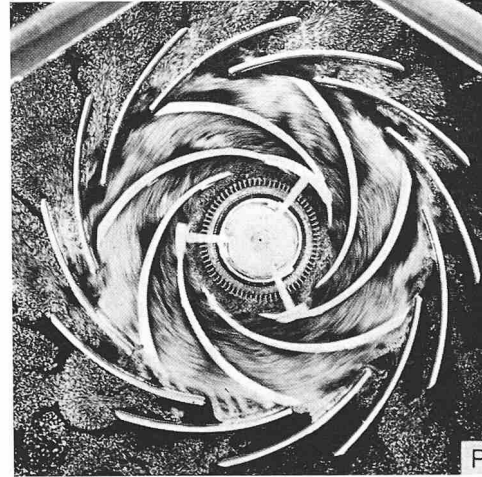
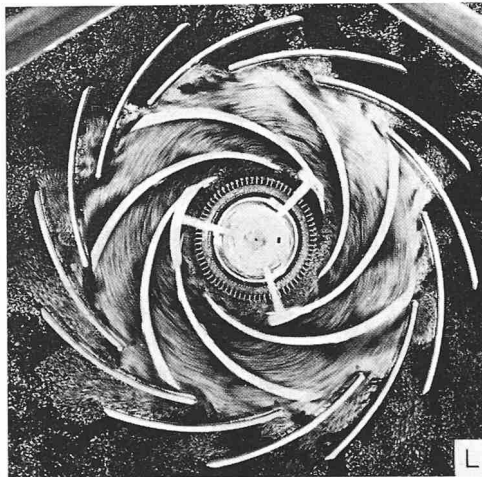
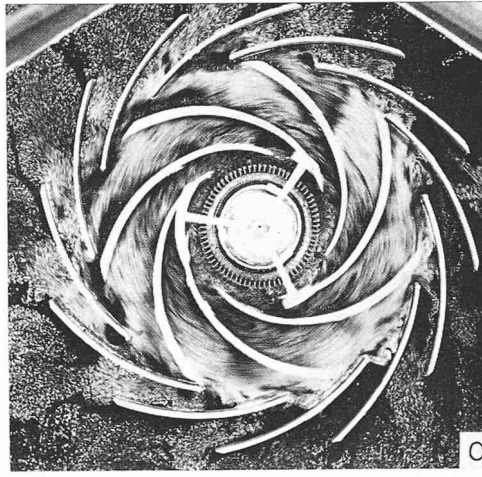
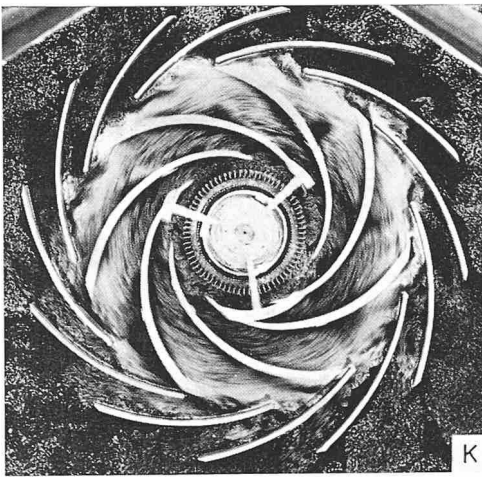


Bild D. Strömung im Leitrad bei Überlast;  $\alpha_1 = 14^\circ$   
 Bild E. Strömung im Leitrad bei Vollast;  $\alpha_1 = 14^\circ$   
 Bild F. Strömung im Leitrad bei Teillast;  $\alpha_1 = 14^\circ$



Bilder F (mittlere Reihe unten) und G bis J. Strömung im Leitrad bei Teillast;  $\alpha_1 = 14^\circ$

Bilder K bis R. Umlaufen eines  
Störgebietes, Teillast,  $\alpha_1 = 14^\circ$



te Kombinationen dieser beiden Gitterkenngrößen das Auftreten der periodischen Störungen bestimmen, zu den gleichen Ergebnissen führen.

### 3.1 Einfluss der Schaufelzahl auf die periodischen Störungen

In dieser Versuchsreihe wurde bei gleichen Betriebsverhältnissen und gleichen Leitschaufeleintrittswinkeln die Anzahl der Leitschaufeln verändert. Bei der Verringerung der Leitschaufelzahl von 12 auf 10, 9, 8 und 6 traten die periodischen Umläufe der Störzonen der Abströmung im Leitrad jedesmal wieder auf. Der Einsatzzpunkt, bei dem die zunächst unregelmässigen Störgebiete gleichmässig umzulaufen beginnen, verschiebt sich aber mit abnehmender Leitschaufelzahl, d. h. grösser werdendem Verhältnis  $t/l$ , zu immer grösseren Staffelungswinkeln. Während sich die Umläufe bei 12 Leitschaufeln bei Schaufelwinkeln um  $14^\circ$  einstellen, bilden sie sich bei  $z_{Le} = 10$  bei  $\alpha_1 \approx 9^\circ$ , bei  $z_{Le} = 9$  bei  $\alpha_1 = 6^\circ$  und bei  $z_{Le} = 8$  im Bereich von  $\alpha_1 \approx 3^\circ$  aus. Bei  $z_{Le} = 6$  sind sie nur noch schwach und undeutlich bei  $\alpha_1 \approx -3^\circ$  zu erkennen.

In Bild 3 sind die Staffelungswinkel  $\lambda$  über den Verhältnissen  $t/l$  der untersuchten Leitgitter aufgetragen. Jeder Diagrammpunkt stellt eine bestimmte Leitschaufelkonfiguration dar. Die mit dünnen, nahezu vertikal verlaufenden Linien verbundenen Punkte entsprechen Versuchsreihen mit Leitradern gleicher Schaufelzahl, während die horizontal auf gleicher Höhe liegenden Punkte zu Versuchsanordnungen gehören, die sich bei gleichem Schaufeleintrittswinkel nur in der Leitschaufelzahl unterscheiden. Die Punkte  $\lambda_{krit}$  des Versuchsfeldes, bei denen im Teillastbereich umlaufende Störungen auftreten, lassen sich leicht durch eine Kurve verbinden. Da bei  $z_{Le} = 6$  Leitschaufeln das Umlaufen nur noch undeutlich sichtbar war, ist die Kurve zu dieser Schaufelzahl nur gestrichelt gezeichnet und soll lediglich die Tendenz zeigen.

Im Gebiet links der Kurve  $\lambda_{krit} = f(t/l)$ , also bei steilen Staffelungswinkeln und kleinen Verhältnissen  $t/l$ , entstehen bei Teillast unsystematische Abreissgebiete unterschiedlicher Grösse, die nach einiger Zeit wieder verschwinden. Dadurch kommt die Strömung zum Pulsieren. Rechts der Kurve, bei kleinen Staffelungswinkeln oder grossen Verhältnissen  $t/l$ , ist die Strömung bei Teillast an den Leitschaufeln vorwiegend abgerissen; das Leit-

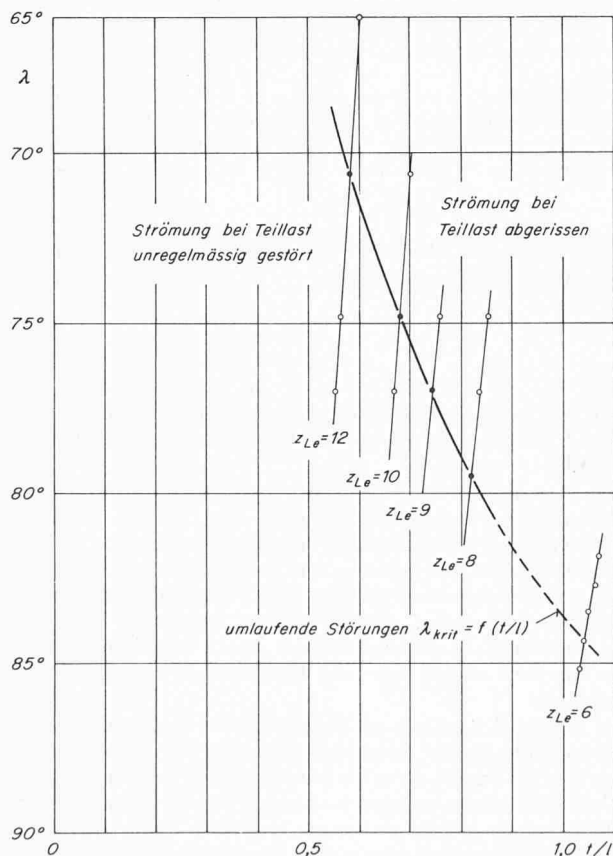


Bild 3. Auftreten umlaufender Störungen in Abhängigkeit vom Staffelungswinkel, vom Verhältnis  $t/l$  und von der Schaufelzahl

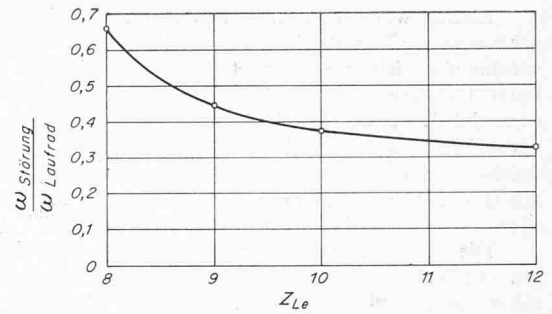


Bild 4. Umlaufgeschwindigkeit der Störungen in Abhängigkeit von der Leitschaufelzahl

rad wird also überall schlecht durchströmt. Sollen allerdings eine pulsierende Strömung und vor allem umlaufende Störungen vermieden werden, ist der Staffelungswinkel  $\lambda$  und das Verhältnis  $t/l$  eines Leitgitters trotz der schlechten Durchströmung so zu wählen, dass man im Gebiet rechts der Kurve  $\lambda_{krit} = f(t/l)$  zu liegen kommt. Von den drei variablen Grössen  $\lambda$ ,  $t$  und  $l$  sind aber zwei schon in engen Grenzen festgesetzt. Der Staffelungswinkel  $\lambda$  ist im Auslegungspunkt durch den Strömungswinkel  $\alpha_3$  hinter dem Laufrad vorgegeben und nur über die Leitradbreite schwach beeinflussbar; demnach kann nur das Verhältnis  $t/l$  frei gewählt werden. Da die Leitschaufelzahl aus verschiedenen Gründen nicht beliebig variiert werden kann, bleibt nur noch die Schauffellänge  $l$  frei verfügbar.

Bei den Versuchen mit veränderlicher Schaufelzahl zeigt sich auch eine deutliche Veränderung der Umlaufgeschwindigkeit der Störungen. Während sie bei  $z_{Le} = 12$  mit etwa  $3/10$  der Laufraddrehzahl umlaufen, liegt das Verhältnis  $\omega_{Störung}/\omega_{Lausrad}$  bei  $z_{Le} = 10$  bei ungefähr  $3/8$ , bei  $z_{Le} = 9$  bei etwa  $3/7$  und bei  $z_{Le} = 8$  bei etwa  $3/5$  (Bild 4). Mit grösser werdendem Verhältnis  $t/l$  steigt die Umlaufgeschwindigkeit an. Eine Änderung der Umlaufgeschwindigkeit der Störgebiete mit abnehmender Last, wie sie Grünagel beschreibt, konnte aus Gründen der Versuchsanordnung nicht untersucht werden.

### 3.2 Einfluss der Leitschaufellänge auf die periodischen Störungen

In weiteren Versuchen wurden die Auswirkungen untersucht, die eine Änderung des Verhältnisses  $t/l$  durch Verlängern oder Kürzen der Leitschaufeln auf die Strömungsvorgänge hat.

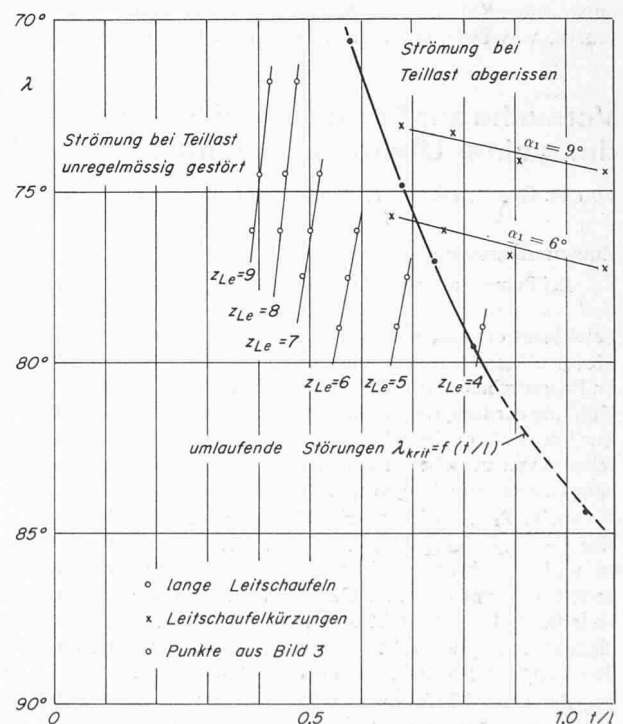


Bild 5. Auftreten umlaufender Störungen in Abhängigkeit vom Staffelungswinkel, vom Verhältnis  $t/l$  und von der Schaufelzahl



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 entsprechenden Punkte ein, dann sieht man, dass bis auf  $z_{Le} = 4$  und  $\alpha_1 = 0^\circ$  alle Punkte im Gebiet links der Kurve  $\lambda_{krit}$  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  $6^\circ$  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  $\lambda$  periodische Störungen der Strömung auftreten, bestätigt.

#### Zusammenfassung

An einem Flachwasserstand, der dem Versuchsstand Grünagels in der Funktionsweise ähnlich ist, wurde die Durchströmung von Leiträdern 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.