

<b>Zeitschrift:</b>	Schweizerische Bauzeitung
<b>Herausgeber:</b>	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
<b>Band:</b>	79 (1961)
<b>Heft:</b>	15: Schweizer Mustermesse 1961
 <b>Artikel:</b>	Der Einfluss der Leitvorrichtungen auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen
<b>Autor:</b>	Rütschi, K.
<b>DOI:</b>	<a href="https://doi.org/10.5169/seals-65501">https://doi.org/10.5169/seals-65501</a>

### **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:** 22.02.2026

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

heitsregler wirkt, sowie alle rotierenden Schieber in den Auspuffkanälen der einzelnen Zylinder angetrieben. Der gemeinsame Antrieb dieser Schieber ersetzt die früheren Einzelantriebe und bedeutet eine weitere Vereinfachung. Die wassergekühlten Schiebergehäuse, die Lager und die Wellenabdichtungen konnten wesentlich vereinfacht und verbessert werden. Jeder Schieber hat sein eigenes Wellenstück, an dessen Enden je eine Kupplungshälfte aufgesetzt ist. Auf diese Weise lässt sich jeder Schieber mit seinem Gehäuse leicht ein- und ausbauen. Der einzelne Schieber weist als dichtende Elemente dünne Bleche auf (Bild 12), die in der Länge unterteilt sind. Die abdichtenden Flächen sind so schmal, dass sich an ihnen kein Koks ablagern und zum Klemmen Anlass geben kann. Die Unterteilung bedeutet eine Sicherung gegen Bruchstücke von Kolbenringen. Sollte sich nämlich ein solches Stück zwischen Schieber und Gehäuse festklemmen, so wird lediglich ein einzelnes Blech umgebogen, was auf die Wirkungsweise der Maschine kaum von Einfluss ist.

Bild 13 zeigt einen Zylindereinsatz aus Gusseisen mit den Schlitten für die Spülluft (unten) und für den Auspuff (links, die beiden oberen Schlitte). Auf Bild 14 ist ein Zylindermantel aus Grauguss, oben mit den langen Bolzen für die Befestigung des Zylinderdeckels, zu sehen. Durch die obere Öffnung in der vorderen Flanschfläche treten die Auspuffgase aus. Das Gehäuse des Rotationschiebers ist an dieser Flansche befestigt. Die mittlere Doppelöffnung dient dem Zutritt der Spülluft zu den Schlitten im Zylinder, die untere Öffnung verbindet den Raum unter dem Kolben mit der Spülkammer. In der Seitenfläche erkennt man die vertikalen Rillen für die Zuganker, welche die Zylinderblöcke mit den Lagertraversen in den Grundplatten verbinden.

Um diese Anker möglichst nahe an die Lager heranzubringen, werden die Lagerdeckel durch Druckstelzen gegen die entsprechenden Traversen im Gestell abgestützt, wie auf den Bildern 7 und 15 ersichtlich ist. Zum Montieren dieser Stelzen verwendet man mit Drucköl betätigtes Spannvorrichtungen, dank denen sich die erforderliche Montagespannung genau einhalten lässt. Auf Bild 15 ist vorn der dazu verwendete Presszylinder mit Manometer zu sehen. Sobald der vorgeschriebene Druck erreicht ist, werden die Muttern von Hand nachgestellt und erhalten so die richtige Lage. Nach Ablassen des Oeldruckes stellt sich die gewünschte Vorspannung ein. Auf die selbe Weise werden sämtliche Verbindungen, bei denen die Montagespannungen genau eingehalten werden müssen, ausgeführt, so z.B. diejenige zwischen Kreuzkopfzapfen und Kolbenstange. Auch die Zuganker werden hydraulisch vorgespannt. Man erreicht damit kürzere Ueberholungszeiten und kann außerdem diese Arbeiten ungelernten Helfern überlassen.

Die Kröpfungen der Kurbelwelle sind mit Schraubenlöchern versehen, an denen Gegengewichte angeschraubt werden können, wenn sich dies wegen freier Massenkräfte oder zum Verändern der Eigenschwingungszahl als not-

wendig erweist. Die Kurbelwellenlager lassen sich ohne Ausbauen der Welle herausnehmen. Die Lagerdeckel mit den oberen Schalenhälften sind leicht abzuheben, nachdem die Stelzen entfernt sind. Die unteren Schalenhälften können dann einzeln herausgedreht werden, wozu die Welle entsprechend unterstützt wird.

Nachstehend sollen einige konstruktive Einzelheiten näher beschrieben werden, die beim Typ RD 90 neu entwickelt worden sind, um den hohen mechanischen und thermischen Belastungen zu genügen, die sich mit der Steigerung der Zylinderleistung, der Erhöhung der Lade- und Verbrennungsdrücke und der Vergrösserung der Bohrung ergaben.

#### D. Das Kreuzkopflager

Bekanntlich stellen die Kreuzkopflager grosser Dieselmotoren besonders hoch beanspruchte Maschinenelemente dar, die nicht immer befriedigt haben. Mit der Steigerung der Aufladedrücke und der Verbrennungsdrücke sind auch die Lagerbelastungen grösser geworden, so dass sich eine konstruktive Verbesserung aufdrängte. Bei der üblichen Bauart der Kreuzkopflager ergibt sich infolge der Verformung des Zapfens und der Schubstangengabel, wie aus Bild 16 links ersichtlich, eine stark ausgeprägte Kantenpressung auf den Lagerinnenseiten, die nur teilweise durch Nachschaben der stark tragenden Teile der Lagerfläche gemildert werden kann.

Um die nachteilige Wirkung der Verformungen grundsätzlich auszuschalten, wurde eine Bauweise des Schubstangenkopfes entwickelt, wie sie in Bild 16 rechts und Bild 17 zu erkennen ist. Danach ist das Schubstangenende zu einer sehr steifen Flansche von annähernd quadratischer Form ausgebildet worden, an der die beiden verhältnismässig leicht gebauten Lagerkörper aus Stahlguss angeschraubt sind. Diese sind derart gestaltet, dass sie die einander entgegengesetzten Deformationen der Flansche und des Zapfens durch ihre eigene elastische Verformung auszugleichen vermögen. Dazu ist der Lagerunterteil verhältnismässig hoch und dünnwandig gebaut. Weiter ist die Stegmitte *S* um die Entfernung *e* gegenüber der Lagermitte nach aussen verschoben. Dadurch stellt sich das Lager unter der Wirkung der Belastung gerade um so viel schräg ein, wie zum Erreichen einer gleichmässigen Flächenpressung nötig ist. Wesentlich ist dabei, dass sich diese selbstdämmige Einstellung bei jeder Belastung vollzieht. Eingehende experimentelle Untersuchungen mit Spannungsmessungen und optischen Deformationsmessungen haben die Ergebnisse der theoretischen Berechnungen ergänzt. Vor allem aber haben die Betriebsergebnisse am laufenden Motor bei Zünddrücken von 80 atü und mehr die Richtigkeit der getroffenen Massnahmen bestätigt. So zeigten die Gleitflächen der nach den Probelaufen ausgebauten Lager über die ganze Breite gleichmässige Tragspuren.

*Schluss folgt*

## Der Einfluss der Leitvorrichtungen auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen

von Dr. h. c. K. Rütschi, Brugg

DK 621.67

Sowohl bei Kreiselpumpen als auch bei den übrigen Strömungsmaschinen findet man zahlreiche Untersuchungen an Laufrädern oder Schaufel-Gittern, denen gegenüber solche an Leitvorrichtungen vernachlässigt erscheinen. Und doch bildet jede Strömungsmaschine erst zusammen mit der Leitvorrichtung ein Ganzes. Wie stark die Ausbildung der Leitvorrichtung Wirkungsgrad und Leistung beeinflusst, zeigen nachstehende Untersuchungen.

### 1. Radialrad mit Spiralgehäuse

Die Leitvorrichtung soll die hinter dem Laufrad vorhandene Geschwindigkeitsenergie in Druck umwandeln. Die Verlangsamung kann entweder in einem am Umfang angeordneten Kranz von ruhenden Leitschaufeln, einem Leit-

rad, oder in einem schaufellosen Ringraum, d.h. also in einem Leitring oder in einem Spiralgehäuse geschehen. Für die am meisten verbreitete einstufige Pumpe wird fast immer für die Druckumsetzung das Spiralgehäuse verwendet. Nach Pfleiderer<sup>1)</sup> darf die Berechnung eines solchen Spiralgehäuses nicht unter Zugrundelegung gleicher mittlerer Geschwindigkeit für sämtliche Querschnitte der Spirale erfolgen, wie es häufig geschieht und wobei der Querschnitt sich proportional dem Beaufschlagungsbogen vergrössert. Wegen der Fliehkräfte der kreisenden Förderflüssigkeit muss der Druck von innen nach aussen zu-, also

<sup>1)</sup> Carl Pfleiderer: Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1955, Springer-Verlag.

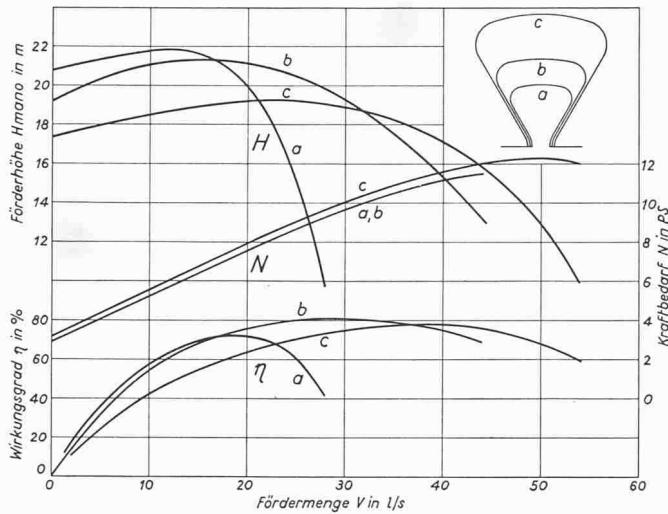


Bild 1. Versuche an einer Kreiselpumpe bei gleichem Laufrad mit drei verschiedenen Spiralgehäusen a, b und c

die Geschwindigkeit abnehmen, wobei für jeden Punkt des Spiralgehäuses der Drallsatz

$$c_u r = K$$

mit  $c_u$  = Tangentialgeschwindigkeit [m/s]

$r$  = Radius [m]  $K$  = Konstante

gilt. Für eine Spiralgehäusepumpe ist  $K = r_2 \cdot c_{3u}$  oder

$$K = \frac{g H_{th}}{\omega}$$

worin  $H_{th} = H/\eta_h$  die theoretische Förderhöhe und  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit bedeuten.

Im Gegensatz hierzu werden häufig, besonders in Amerika, die Spiralgehäuse mit einer unveränderlichen mittleren Geschwindigkeit längs der Spirale ausgelegt, d. h. der Querschnitt ist dem von der Zunge aus gerechneten Winkel proportional.

Untersuchungen an verschiedenen Spiralgehäusepumpen deuten darauf hin, dass der Geschwindigkeitsverlauf in der Spirale an Bedeutung zurücktritt gegenüber der richtigen Bestimmung des Endquerschnittes. Hier hat nun aber die

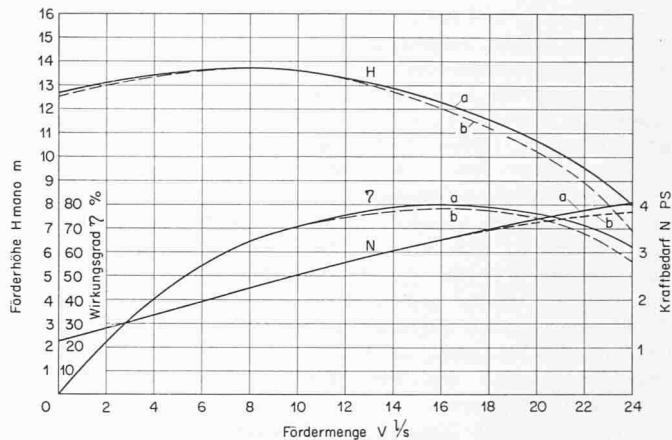


Bild 3. Charakteristische Hauptgrößen einer Kreiselpumpe  
Kurve a mit Spiralgehäuse nach Drallsatz berechnet  
Kurve b mit gleichbleibender Geschwindigkeit in der Gehäusespirale

Berechnung nach Pfleiderer den Vorteil, dass man zwangsläufig diesen richtigen Endquerschnitt erhält, wogegen z. B. die vereinfachte Berechnungsweise nach Stepanoff<sup>2)</sup> die Kenntnis eines zugehörigen Erfahrungswertes  $K_3$  voraussetzt. In welcher Weise dieser Endquerschnitt der Spirale Leistungen und Wirkungsgrade einer Pumpe beeinflusst, zeigt Bild 1. Das gleiche Laufrad wurde mit drei verschiedenen Spiralgehäusen geprüft, wobei der Endquerschnitt b dem Drallsatz nach Pfleiderer entspricht und die besten Wirkungsgrade ergibt. Eine Verkleinerung des Endquerschnittes bewirkte entsprechend kleinere Fördermengen, ihre Vergrößerung auch grössere Fördermengen, wobei beide Male jedoch eine Wirkungsgradeinbusse eintrat. Der Versuch zeigt, dass nur beim richtigen Endquerschnitt der Spirale beste Ergebnisse erwartet werden können.

Eine Änderung des Geschwindigkeitsverlaufes in der Spirale selbst ergab dagegen bei einer Ausführung nach dem Drallsatz mit gegen den Austrittsstutzen hin abnehmender Geschwindigkeit unerwartet geringe Unterschiede gegenüber einem Spiralgehäuse mit gleichbleibender Geschwindigkeit. Bild 2 zeigt ein Versuchsgehäuse, an dem über den Umfang verteilt alle  $30^\circ$  eine Messstelle angebracht ist, um den Unterschied im Druckverlauf der beiden verschiedenen Gehäusespiralen zu messen.

In Bild 3 sind die beiden Leistungskurven miteinander verglichen, wobei, wie schon in früheren Versuchen, der nach dem Drallsatz berechnete Spiralenverlauf a etwas günstigere Ergebnisse zeitigt als das Gehäuse b mit gleichbleibender Geschwindigkeit in der Spirale. In den Bildern 4a u. 4b sind die Ergebnisse der am Umfang der beiden Spiralgehäuse gemessenen Drücke eingetragen. Auffällig ist, im Gegensatz zum Drallsatz-Gehäuse 4a mit regelmässigem Druckanstieg, der grosse Druckunterschied zwischen Messpunkt 12 und dem Druckstutzen D beim Gehäuse b. Dieser grössere Druckunterschied beim Gehäuse 4b, beeinflusst durch eine örtliche Drucksenkung am Messpunkt 12, hat Stepanoff<sup>2)</sup> zu der irrtümlichen Aussage bewogen, dass bei Spiralgehäusepumpen die Druckumsetzung zur Hauptsache im Austrittsstutzen geschehe. Deshalb sei bei einem Diffusor, der so um die Spirale herumgezogen werde, dass der Flansch in der Mitte der Pumpe stehe, um diese symmetrisch zu gestalten, keine wirksame Verzögerung und damit auch keine richtige Druckbildung zu erwarten. Im Gegensatz hierzu haben Versuche des Autors<sup>3)</sup>, die auch von Krisam<sup>4)</sup> bestätigt wurden,

<sup>2)</sup> A. J. Stepanoff: Radial- und Axialpumpen, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1959, Springer-Verlag.

<sup>3)</sup> K. Rütschi: Die Normung von Kreiselradmaschinen. SBZ 25. Januar 1947.

<sup>4)</sup> F. Krisam: Neue Erkenntnisse im Kreiselpumpenbau. VDI-Zeitschrift 15. April 1953.

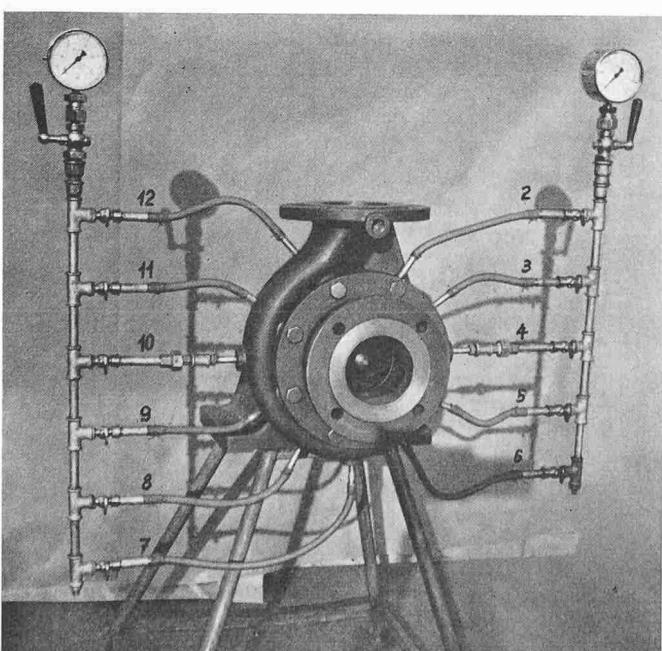


Bild 2. Spiralgehäuse mit über den Umfang der Spirale verteilten Messstellen

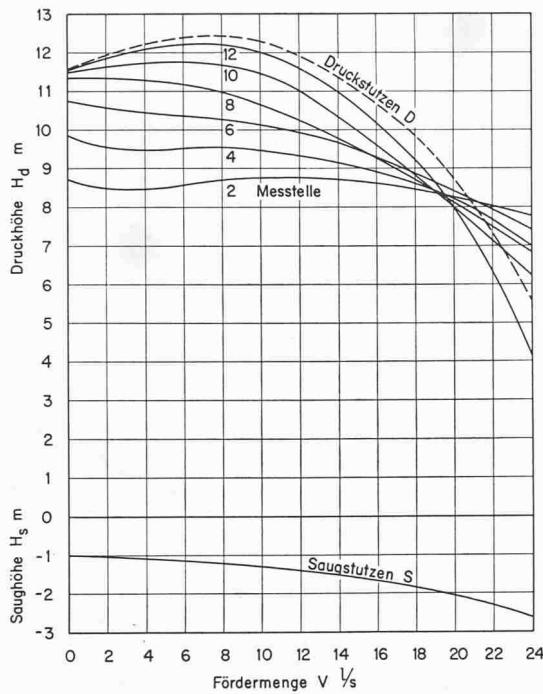


Bild 4a (links). Druckverlauf am Umfang der Gehäusespirale einer Kreiselpumpe nach Bild 2, die nach dem Drallsatz berechnet ist

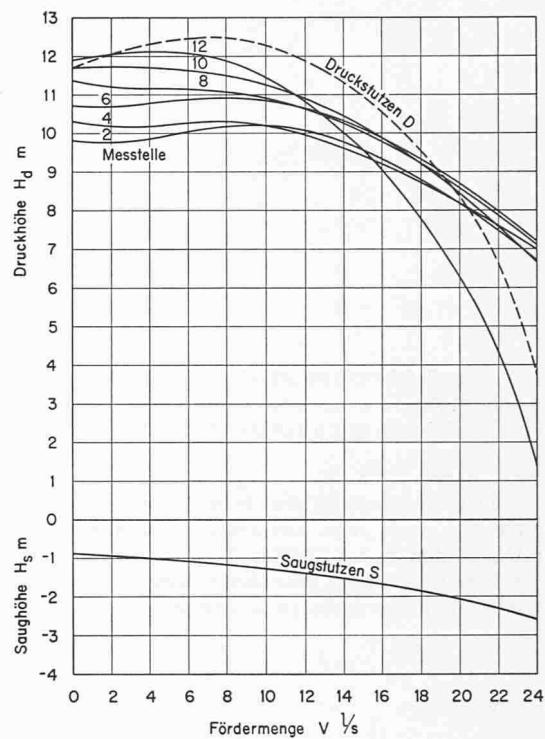


Bild 4b (rechts). Wie Bild 4a, jedoch bei einer für gleichbleibende Geschwindigkeit berechneten Gehäusespirale

den, ergeben, dass bei radialen Druckstutzen, welche Ausführung beim Versuchsbeispiel verwendet ist, praktisch keine Unterschiede gegenüber dem früheren und heute noch in Amerika vorherrschenden tangentialen Druckstutzen festgestellt werden konnten.

In Bild 5 ist der Druckverlauf bei der Fördermenge, die dem besten Wirkungsgrad entspricht, für beide Spiralgehäuse über der Abwicklung der Spirale aufgetragen. Das Drallsatz-Gehäuse zeigt die erwartete stetige Drucksteigerung vom Beginn bis zum Ende der Spirale, wogegen das für gleichmässige Geschwindigkeit ausgelegte Gehäuse wohl teilweise einen gleichbleibenden Druckverlauf zeigt, gegen dem Ende der Spirale hin (Punkt 12) aber den bereits erwähnten Druckabfall aufweist.

Trotz diesem unterschiedlichen Druckverlauf über dem Umfang der Spirale ist jedoch, wie Bild 3 zeigt, der Unterschied der Messergebnisse am Austritt der Pumpe verschwindend klein, so dass man sich tatsächlich fragen könnte, ob man die Spiralquerschnitte ganz nach dem Drallsatz (Pfleiderer) berechnen oder einfach eine proportional über dem Umfang ansteigende Querschnittsfolge (Stepanoff) wählen soll. Da der Autor bei seiner Auslegung der Spiralgehäuse nach dem Drallsatz, gegenüber marktgängigen Pumpen mit gleichbleibender Geschwindigkeit in der Spirale, wesentliche Wirkungsgradverbesserungen erzielte, erscheint das Resultat von Bild 3 überraschend. Der Grund dürfte in erster Linie darin liegen, dass viele der handelsüblichen Pumpen nicht den richtigen Endquerschnitt aufweisen, so dass dann eine Berechnung nach dem Drallsatz, der zu diesem richtigen Endquerschnitt führt, auch eine entsprechende Wirkungsgradbesserung mit sich brachte.

Stepanoff hat nun experimentell für verschiedene schnellläufige Räder solch gute Endquerschnitte ermittelt, wobei er für die Spiralengeschwindigkeit  $c_u$ , die ja auch für den Endquerschnitt  $360^\circ$  gilt, die Bezeichnung aufstellt

$$c_{u360^\circ} = K_3 \sqrt{2gH} \quad (\text{nach Stepanoff})$$

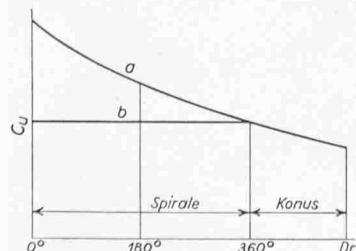


Bild 7. Verlauf der Geschwindigkeiten in einem Spiralgehäuse  
a für Geschwindigkeitsverlauf nach Drallsatz  
b für gleichbleibende Geschwindigkeit

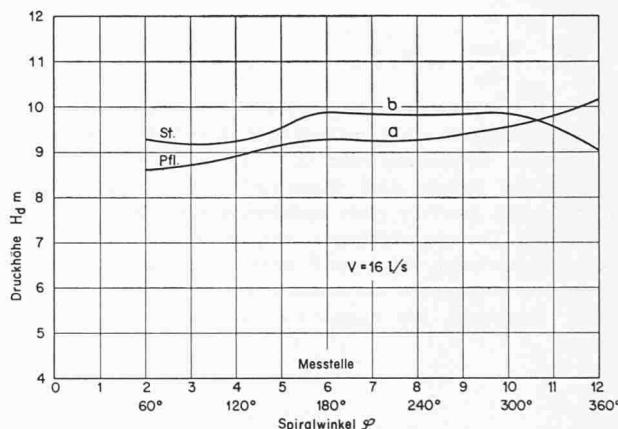


Bild 5. Druckverlauf am Umfang der Gehäusespirale bei der Konstruktionsfördermenge (stossfreier Eintritt in die Spirale). a für einen Geschwindigkeitsverlauf nach dem Drallsatz. b für gleichbleibende Geschwindigkeit

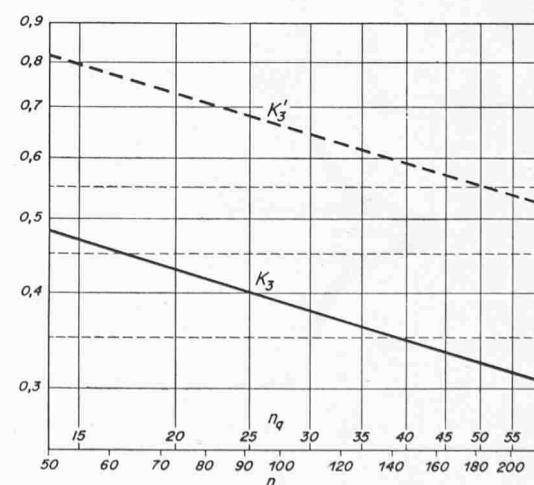
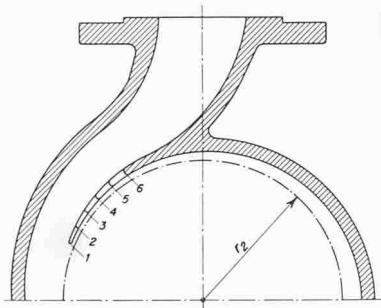


Bild 6. Verlauf der Werte  $K_3$  und  $K_3'$  in Abhängigkeit von  $n_s$  bzw.  $n_q$ . Dabei ist  $K_3' = K_3 \cdot \eta_h$  mit  $\eta_h = 0,85$



Links

Bild 8. Spiralgehäuse mit verschiedenen langen Eintrittszungen

Rechts

Bild 9. Der Einfluss der Zungenlänge auf Förderleistung und Wirkungsgrad

Der Erfahrungswert  $K_3$  nach Stepanoff ist in Bild 6 in Abhängigkeit der spezifischen Drehzahl  $n_s$  aufgetragen; darüber findet man einen aus dem Drallsatz gewonnenen Wert  $K_3'$ .

$$c_{u360^\circ} = K_3' c_{3u}$$

(nach Drallsatz)

Der Unterschied der beiden Werte  $K_3$  nach Stepanoff, oder  $K_3'$  nach dem Drallsatz liegt nur darin, dass  $c_{3u} = g H_{th}/u_2$  den hydraulischen Wirkungsgrad mitenthält. Unter der vereinfachenden Annahme, dass für einen weiten Bereich von Radialrädern die Druckziffer

$$\psi = \frac{2 g H}{u_2^2} \approx 1$$

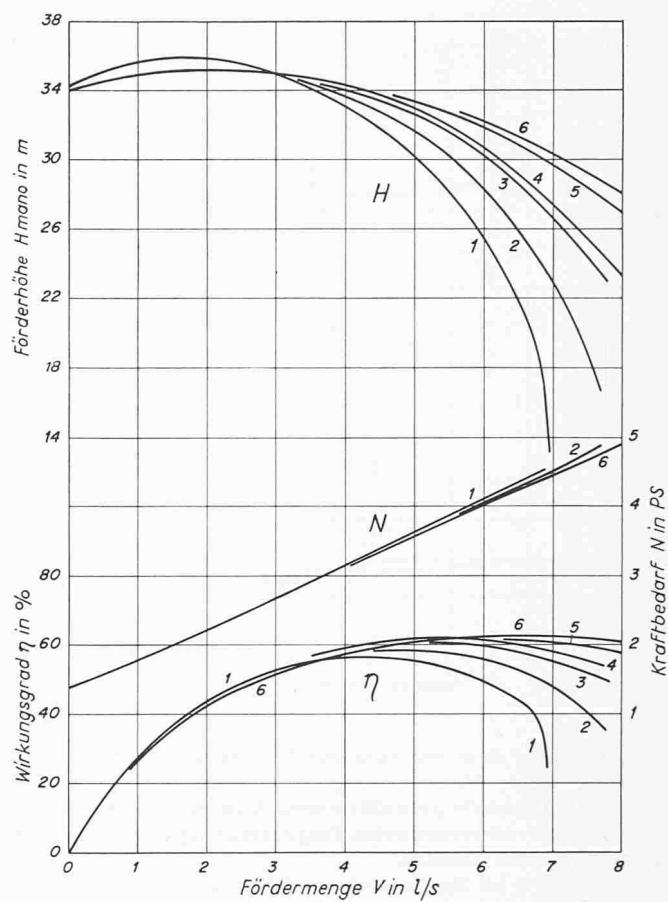
sei, wird also

$$c_{3u} = \frac{g H_{th}}{u_2} = \frac{g H}{u_2 \eta_h} = \frac{g H}{\eta_h \sqrt{2 g H}} = \frac{\sqrt{2 g H}}{2 \eta_h}$$

und damit

$$K_3' = \frac{c_{u360^\circ}}{c_{3u}} = K_3 2 \eta_h$$

$K_3'$  ist dabei nichts anderes als das Verhältnis der Tangentialgeschwindigkeit am Laufradaustritt zur Geschwindigkeit am Ende der Gehäusespirale, d. h. nach einem Winkel von  $360^\circ$ , von der Zunge aus gerechnet. Aus dem Drallsatz  $c_u \cdot r = K$  geht hervor, dass spezifisch schnellläufige Räder mit grossen Durchgangsquerschnitten in der Spirale ein starkes Anwachsen von  $r$  und damit ein Absinken von  $c_u$  ergeben, im Gegensatz zu schmalen Rädern niedriger spezifischer Drehzahl, wo  $c_{u360^\circ}$  nur wenig verschieden von  $c_{3u}$  ist.



Die in Bild 6 gezeigten Durchschnittswerte, die für  $\eta_h = 0,85$  und eine Druckziffer  $\psi = 1$  aufgetragen sind, können natürlich bei genaueren Berechnungen eine Korrektur erfahren. Sie dürften aber doch ein praktisches Hilfsmittel sein, um auf einfache Weise den Spiralen-Endquerschnitt festzulegen, wonach es dem Konstrukteur überlassen bleibt, die Teilquerschnitte gemäss Bild 7 entweder mit gleichbleibender Geschwindigkeit entsprechend Kurve b auszuführen oder nach dem Drallsatz zu berechnen. Dort wo man eine kleine Wirkungsgradeinbusse in Kauf zu nehmen gewillt ist, ergibt ein Verlauf nach b, also mit gleichbleibender Geschwindigkeit, auch einen gleichmässigeren Druckverlauf am Umfang der Spirale, womit die Radialkräfte, welche auf das Laufrad wirken und eine Beanspruchung der Wellenlagerung verursachen, verkleinert werden.

Der Endquerschnitt im Spiralgehäuse einer Pumpe kann auch noch weitgehend durch den Abstand der Zungenspitze vom Radumfang bzw. vom Umschlingungswinkel der Spirale

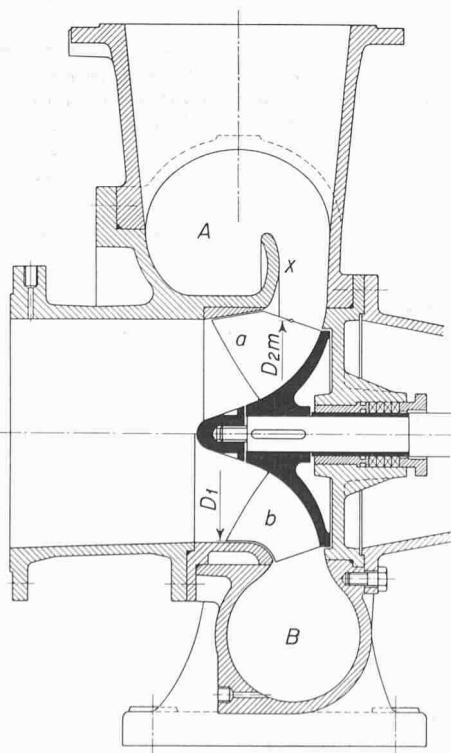
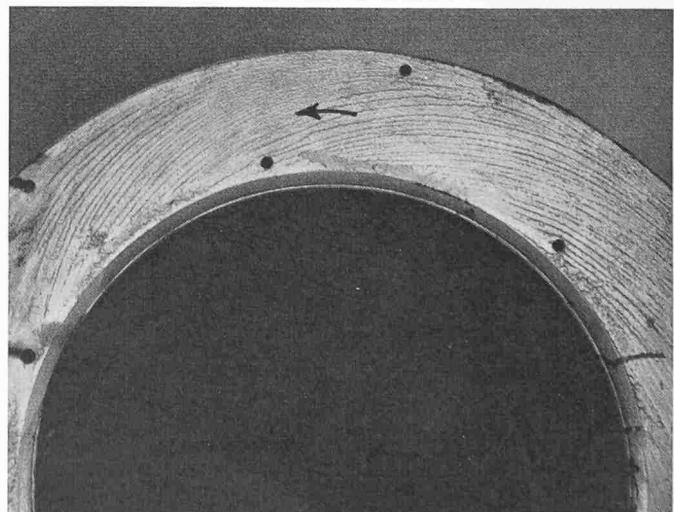
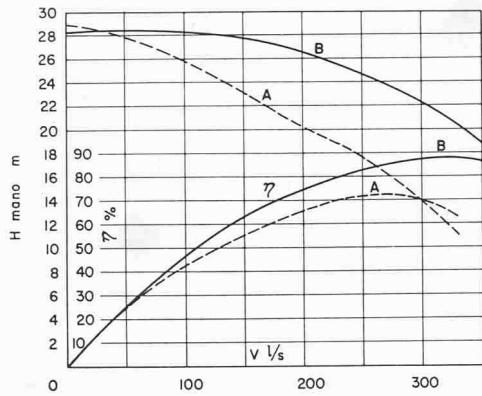


Bild 10 (links)  
Halbaxiale Kreiselpumpen  
A mit Leitung-Diffusorgehäuse  
B mit Spiralgehäuse  
x = Farbanstrich-Versuch

Bild 11. Farbanstrich-Versuch am Leitung des Diffusorgehäuses bei x (Bild 10). Rückströmen nach der Saugseite bei  
 $Q/Q_{effr} = 1$   
Der Pfeil gibt die Drehrichtung des Laufrades an





Links  
Bild 12. Vergleichskurve für  $H$  und  $\eta$  der Pumpe nach Bild 10.  
A = mit Diffusorgehäuse u. Laufrad a.  
B = mit Spiralgehäuse u. Laufrad b mit verengtem Eintritt

Rechts  
Bild 13. Drosselkurven und Wirkungsgradlinien für verschiedene Leitradspitzendurchmesser  $D_4$ , sowie für glatten Leitring, Laufraddurchmesser  $D_2 = 340$  mm

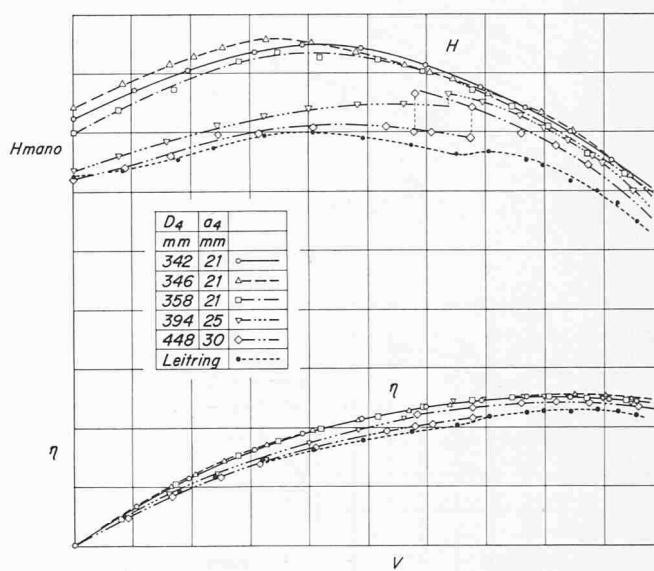


Tabelle 1

Versuch	Laufrad-Form	$z$	$D_1$	$D_{2m}$	Gehäuse-Form	Wirkungsgrad
I	a	7	300	300	A	72
II	a	5	300	300	A	73,5
III	a	5	300	300	B	82
IV	a	7	300	300	B	79
V	a	7	285	300	B	83
VI	b	6	285	318	B	88

$z$  = Schaufelzahl

$D_1$  = Eintrittsdurchmesser

$D_{2m}$  = mittlerer Austrittsdurchmesser

beeinflusst werden. Wird der Zungenabstand klein genommen, so ergibt sich daraus häufig eine Verbesserung der Saugfähigkeit, gleichzeitig arbeitet aber auch die Pumpe eher mit Geräusch, so dass man besonders bei Zentralheizungspumpen, die geräuschlos arbeiten müssen, den Zungenabstand vergrößert und damit eine schaufellose Ausgleichzone schafft. Dieser grösse Abstand zwecks Geräuschminderung kann übrigens auch erreicht werden, wenn man das Laufrad im Aussendurchmesser zurückdreht. Pfleiderer gibt als Mindestabstand der Zungenspitze vom Laufradradius den Wert  $r_2/30$  an, wobei es sich empfiehlt, diesen Abstand mit wachsender spezifischer Drehzahl zu vergrößern.

Bild 8 zeigt das Spiralgehäuse einer Pumpe mit der geringen spezifischen Drehzahl  $n_s = 14$ , bei welcher durch Kürzen der Spiralzunge verschiedene Leistungskurven und Wirkungsgradwerte nach Bild 9 erhalten wurden. Man kann also durch Verlängern oder Verkürzen der Zunge die Schluckfähigkeit der Spirale verkleinern, bzw. vergrössern, von welcher Möglichkeit in der Praxis häufig Gebrauch gemacht wird, wenn z. B. die berechneten Werte nicht genau erreicht wurden.

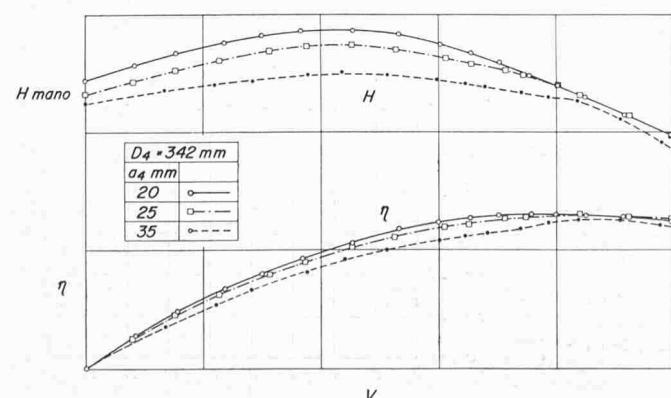
## 2. Halbaxialpumpen

Pumpen mit halbaxialen Laufrädern werden meistens mit sogenannten Diffusor- oder Ringwulstgehäusen ausgerüstet. Die Druckumsetzung geschieht in einem glatten Leitring mit anschliessendem, als Rotationskörper ausgebildetem konzentrischem Gehäuse. Ein Vorteil liegt darin, dass solche Gehäuse für rechts- und linksdrehende Laufräder ohne Änderung verwendet werden können. Dies war auch mit ein Grund, dass für eine Anlage, bei welcher ein gemeinsamer Motor mit zwei Wellenenden links und rechts je eine Pumpe anzutreiben hatte, ein solches konzentrisches Diffusorgehäuse nach Bild 10 (obere Hälfte A) gewählt wurde. Die erwarteten Wirkungsgrade wurden jedoch nicht erreicht, so dass für jede Drehrichtung ein besonderes Spiralgehäuse nach Bild 10 B unten angefertigt werden musste.

Durch stufenweise Verbesserung konnten dann die Rechnungswerte nicht nur erreicht, sondern noch übertroffen werden. Es wurden dabei die auf Tabelle 1 zusammengestellten Kombinationen von Laufrad- und Leitvorrichtung geprüft.

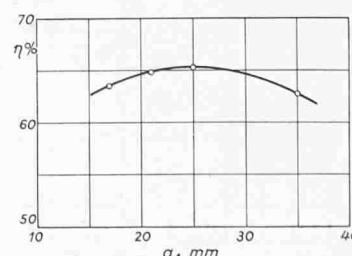
Nach Versuch I mit einem 7-schaufeligen Rad wurde ein 5-schaufeliges Rad eingebaut, welches eine kleine Wirkungsgradverbesserung, jedoch unerwarteterweise bei Normallast keinen Förderhöhenverlust mit sich brachte. Der Einbau eines Spiralgehäuses B beim Versuch III an Stelle des Diffusorgehäuses brachte dann eine beträchtliche Steigerung des Wirkungsgrades, welche in erster Linie durch eine Kraftbedarfssenkung und nicht durch einen Förderhöhenverlust erreicht wurde. Der Wiedereinbau des 7-schaufeligen Rades aus Versuch I brachte dann in Parallel zu Vergleich II/I bei Versuch IV wieder ein leichtes Absinken des Wirkungsgrades ohne Steigerung der Förderhöhe.

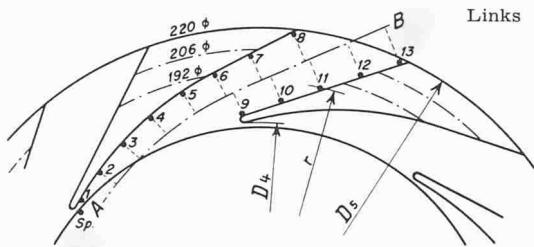
Ein bei Versuch I unternommener Farbanstrichversuch auf der Saugseite des Leitringes im Diffusorraum zeigt (Bild 11), dass bei der Normalliefermenge deutlich ein Rückströmen in das Laufrad stattfindet. Aehnliche Strömungsbilder erhielt Schrader<sup>5)</sup> bei Anstrichversuchen am glatten Leitring bei Nullförderung oder Teillast, wobei auch ein Austauschverlust festgestellt wurde. Dies legte den Gedanken nahe, den Eintrittsdurchmesser zu verengen, um diesem Rückströmen entgegen zu wirken. Die Resultate von Ver-



Links  
Bild 14. Drosselkurven und Wirkungsgradlinien für Leitschaufel  $D_4 = 342$  mm bei verschiedenen Spaltweiten  $a_4$

Rechts  
Bild 15. Bester Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Spaltweite  $a_4$  für Leitschaufel  $D_4 = 342$  mm





Links  
Bild 16. Leitrad einer zweistufigen Pumpe. Um den Einfluss der Leitkanallänge zu bestimmen, wurde der Aussendurchmesser  $D_5$  von 220 auf 206 und 192 mm geändert.

1 bis 8 Messpunkte auf der Leitschaufel-Unterseite  
9 bis 13 Messpunkte auf der Leitschaufel-Oberseite

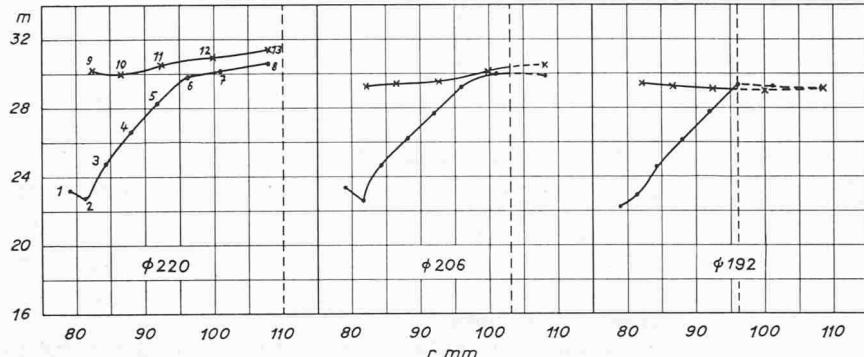


Bild 17. Messergebnisse an den Punkten 1 bis 13 bei  $V = 9 \text{ l/s}$  über dem Leitradradius  $r$  aufgetragen

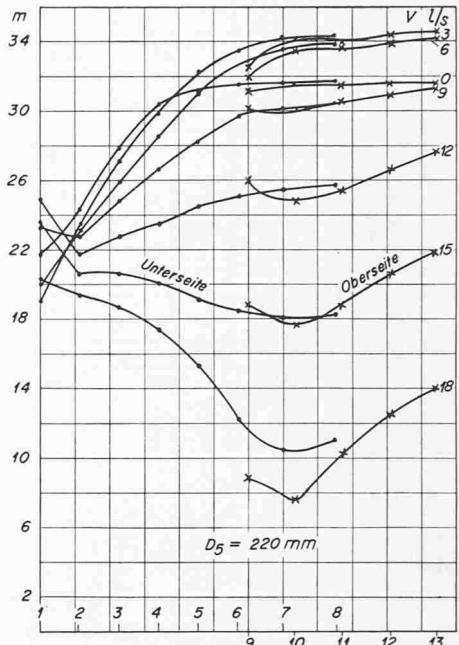


Bild 18. Druckverteilung auf der Leitschaufel-Ober- und -Unterseite für verschiedene Fördermengen, über der Abwicklung des mittleren Wasserfadens A-B aufgetragen

such  $V$  ergaben dann trotz der Verminderung des Eintrittsdurchmessers  $D_1$  von 300 auf 285 mm keine Einbusse an Förderleistung, sondern wie erwartet eine Verminderung des Kraftbedarfes infolge Wegfall des Austauschverlustes und damit eine Wirkungsgradsteigerung.

Mit diesen Versuchen waren Unterlagen für ein verbessertes Rad b gegeben, welches mit diesem engeren Eintrittsdurchmesser  $D_1 = 285 \text{ mm}$ , einer Schaufelzahl  $z = 6$  und einem leicht vergrösserten Austrittsdurchmesser  $D_{2m}$  von 300 mm auf 318 mm den ausserordentlich hohen Wirkungsgrad  $\eta = 0,88$  bei einer Antriebsleistung von nur rund 100 PS ergab. Bei dieser Wirkungsgradhöhe ist noch besonders zu erwähnen, dass die Pumpe mit Instrumenten der Eidg. Technischen Hochschule in Zürich geprüft und sogar der VDI-Normdüsen-Rohrstrang am Institut für hydraulische Maschinen an der ETH nachkontrolliert wurde.

Bild 12 zeigt die Verbesserungen der Pumpe von Versuch I zu Versuch VI. Es geht daraus hervor, dass das Sprialgehäuse B (nach dem Drallsatz berechnet) dem Leitring-Diffusor gehäuse A deutlich überlegen ist. Zum ausserordentlich guten Resultat hat aber auch gleichzeitig die auf Grund des Farbanstrich-Versuches vorgenommene Reduktion des Laufrad-Eintrittsdurchmessers beigetragen, was besonders aus dem Vergleich von Versuch IV und V hervorgeht.

### 3. Leitvorrichtung für mehrstufige Pumpen

In mehrstufigen Pumpen erfolgt die Druckumsetzung in Leitkanälen, die konzentrisch um das Laufrad angeordnet sind. In Fortsetzung dieser Leitkanäle wird das Strömungsmedium durch Ueberströmkanäle nach innen zurückgeführt, um von hier aus ins nächste Laufrad einzutreten.

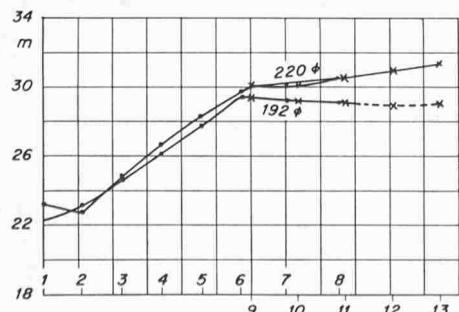


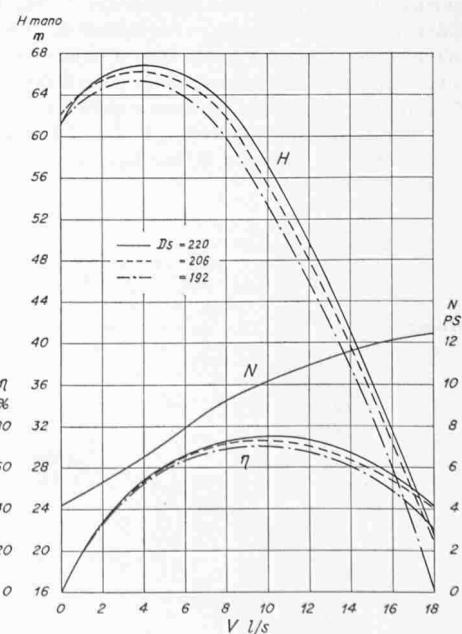
Bild 19 (links). Messpunkte 1 bis 13 für Leitrad 220 und 192 mm Durchmesser bei  $V = 9 \text{ l/s}$  über der Abwicklung A-B aufgetragen

Bild 20 (rechts). Druckhöhen u. Wirkungsgradverlauf f. verschiedene Leitraddurchmesser  $D_5 = 220, 206$  und  $192 \text{ mm}$

Schrader<sup>5)</sup> hat eingehend die Verhältnisse am Leitradereintritt untersucht und zwar insbesondere den Einfluss der Leitradspaltweite  $a_4$  und des Zungenabstandes vom Laufrad, welcher durch das Verhältnis  $D_4/D_2$  gekennzeichnet ist ( $D_4$  = Leitradspitzendurchmesser,  $D_2$  = Laufradaussendurchmesser). Eine Vergrösserung dieses Verhältnisses von 1,01 bis 1,05 entsprechend  $D_4 = 342$  bis 358 mm ergab nach Bild 13 nur geringe Änderungen der Leistungen und des Wirkungsgrades, wogegen grössere Abstände ein merkliches Absinken beider Werte bewirkten. Am ausgeprägtesten waren Leistungs- und Wirkungsgradabfall beim Leitring, d. h. beim schaufellosen Ringraum.

Die Änderung der Leitradspaltweite  $a_4$  zeigte nach den Bildern 14 und 15 bei kleineren Abweichungen vom berechneten Wert keine wesentliche Beeinflussung des Wirkungsgrades im Bereich der Normallast. Allerdings wird der Verlauf der Drosselkurve mit grösserem Wert  $a_4$  flacher und der Wirkungsgrad bei Teillast liegt tiefer. Auch der Le-

<sup>5)</sup> Heinz Schrader: Messungen an Leitschaufeln von Kreiselpumpen. Dissertation T. H. Braunschweig 1939.



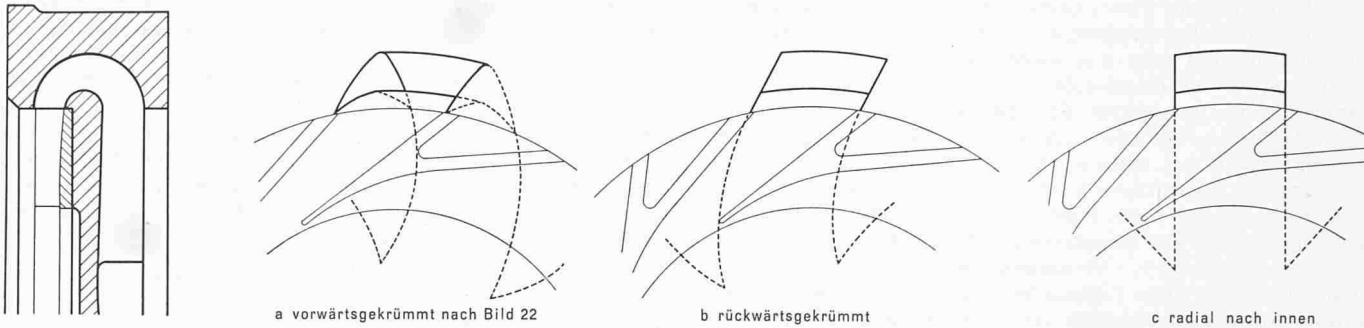


Bild 21. Verschiedene Formen von Ueberströmkanälen

stungsbedarf bei Leerlauf oder Teillast ändert und zwar wird er mit geringerer Spaltweite  $a_4$  kleiner, eine Tatsache, die bei Grosspumpen<sup>6)</sup> durch Verstellbarkeit der Leitradspaltweite bei der Regelung ausgenutzt wird.

Neben dem Zungenabstand und der Leitradspaltweite ist auch der Einfluss der Leitkanallänge auf den Wirkungsgrad von Bedeutung. Es ist wichtig zu wissen, wie weit sich eine Verlängerung des Leitkanals wirtschaftlich lohnt, indem ein grösserer Leitradaußendurchmesser die Pumpe natürlich verteuert. Zu diesem Zweck wurden in der Firma Pumpenbau Brugg systematische Untersuchungen über die Leitkanallänge bei einer zweistufigen Hochdruckpumpe durchgeführt. Bild 16 zeigt, wie der äussere Durchmesser des Leitrades stufenweise von 220 mm auf 206 und 192 mm geändert wurde. Messungen der Druckhöhen an den Punkten 1 bis 13 ergaben die in Bild 17 über dem Leitradius aufgetragenen Diagramme. Während bei einem Leitradaußendurchmesser von 220 mm der Druck auf der Oberseite des Leitrades am Ende des Leitkanals bei der Fördermenge 9 l/s mit 31,4 m gemessen wurde, erreicht der Druck beim Leitraddurchmesser 192 mm nur einen Wert von 29,0 m. Dieser Druckunterschied beim längeren Leitkanal ist eigentlich nach *Pfleiderer* zu erwarten, indem sich ähnlich wie beim Laufrad auch beim Leitrad ein von der Schaufellänge abhängiger Minderleistungsbeiwert<sup>7)</sup>

$$p_l = 2 \frac{\psi'_l}{z_l} \frac{r_5^2}{r_5^2 - r_4^2}$$

ergibt. Hierin bedeuten

$z_l$  die Zahl der Leitschaufeln

$\psi'_l$  eine Erfahrungszahl

$r_4$  den Leitrad-Eintrittsradius

$r_5$  den Leitrad-Austrittsradius

Die Minderleistung wird also um so grösser, je grösser das Verhältnis  $r_4/r_5$  wird.

Der Vorgang der Druckumsetzung im Leitrad kann sehr anschaulich dargestellt werden, wenn man die im Leitkanal gemessenen Drücke statt über dem Radius, wie in Bild 17, über der Abwicklung des mittleren Wasserfadens aufträgt. In Bild 18 sind für einen Leitraddurchmesser 220 mm über der Abwicklung der Messpunkte 1—13 die gemessenen Druckhöhen für verschiedene Fördermengen eingetragen. Bei der Fördermenge stossfreien Eintrittes von 9 l/s (Nennfördermenge) erfolgt die Drucksteigerung zur Hauptsache im gekrümmten Teil der Leitrad-Unterseite zwischen den Messpunkten 1 und 6. Hierbei wird die absolute Laufrad-Austrittsgeschwindigkeit  $c_4$  im Leitradspalt  $a_4$  (zwischen Punkt 6 und 9) reduziert, worauf im eigentlichen Leitkanal infolge der weiteren Geschwindigkeitsverminderung noch eine leichte Druckerhöhung folgt, welche jedoch nicht ganz den theoretisch berechneten

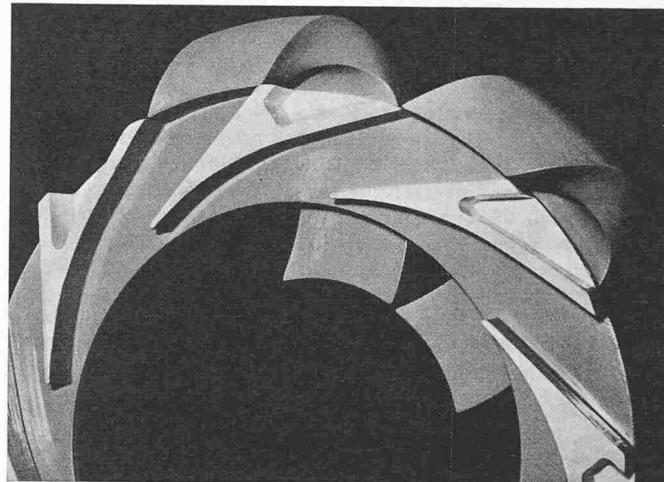


Bild 22. Leitrad mit anschliessendem Ueberströmkanal nach Bild 21a

Werten entspricht. Bei  $V = 0$  l/s erfolgt, wie erwartet, im eigentlichen Leitradkanal ab Punkt 6—9 keine Drucksteigerung mehr, weil infolge Fehlens eines Durchflusses auch keine Geschwindigkeitsabnahme bzw. Druckzunahme stattfinden kann. Bei Mehrförderung  $V = 15$  oder 18 l/s wird gegenüber dem Laufrad-Austritt die Geschwindigkeit im Leitradspalt

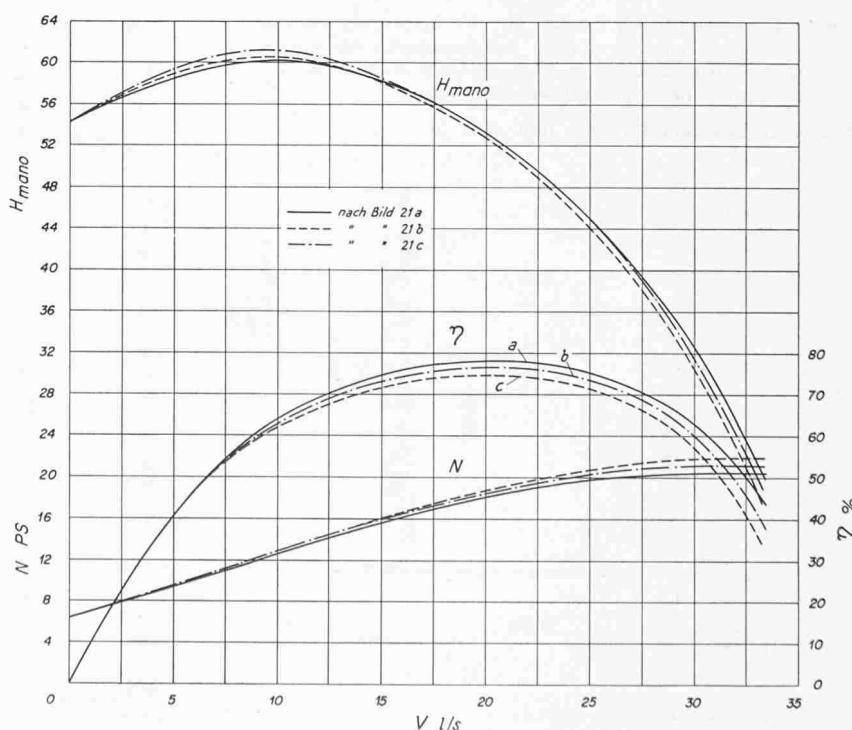


Bild 23. Druckhöhen und Wirkungsgradverlauf für verschiedene Ueberströmkanäle nach Bild 21a bis c

6) VDI Band 74 Nr. 25, 21. Juni 1930.

7) s. Fussnote 1), S. 131 und 335.

$a_4$  so hoch, dass an dieser Stelle eine Drucksenkung erfolgt, worauf dann die Geschwindigkeitsverminderung im anschliessenden Leitkanal eine viel ausgeprägtere Drucksteigerung ergibt als bei der Normalfördermenge  $V = 9 \text{ l/s}$ . Für diese Nennfördermenge sind in Bild 19 die Messpunkte für die beiden Leitrad durchmesser 220 mm und 192 mm eingetragen, und man sieht, wie beim kürzeren Leitkanal die Druckumsetzung nicht nur entsprechend früher aufhört, sondern sogar noch rückwirkend beeinflusst wird. Die Tatsache, dass die Druckumsetzung zur Hauptsache zwischen Punkt 1 und 6 erfolgt, hat Schrader<sup>5)</sup> veranlasst, die Ausbildung dieses Krümmungssteils beim Leitrad besonders zu untersuchen. Es wurden hiezu Leitschaufeln mit drei verschiedenen starken Krümmungen verwendet, wobei die erhaltenen Resultate jedoch auf keinen vorherrschenden Einfluss des Krümmungshalbmessers hindeuten. Eindeutig ergaben jedoch die Versuche nach den Bildern 16 bis 20 und auch spätere Wiederholungen mit einem wesentlich grösseren Pumpenmodell, dass mit der Verlängerung des Leitkanals eine Verbesserung des Wirkungsgrades erreicht werden kann.

Hinter dem Leitkanal ist die Förderflüssigkeit wieder nach innen, zum Laufradeintritt der nächsten Stufe zu führen. Dadurch entstehen Umführungsräume, wobei diese Rückführ- oder Ueberströmkanäle verschiedenartig ausgebildet werden können. Die Bilder 21a bis c zeigen drei Bauarten, die in der Praxis hauptsächlich verwendet werden, wobei aber Vergleichsversuche hierüber bis heute fehlten. In Brugg wurde deshalb eine mehrstufige Pumpe mit solchen verschiedenartigen Ueberströmkanälen ausgerüstet, um deren Einfluss auf Förderhöhe und Wirkungsgrad zu untersuchen.

Der Ueberströmkanal 21a bildet eine natürliche Fortsetzung des Leitkanals mit möglichst wenig scharfen Um-

lenkungen zwecks Vermeidung von Verlusten. Bild 21b zeigt einen Ueberströmkanal, welcher ohne doppeltgekrümmte Flächen den Förderstrom wieder in die Richtung des Leitradkanals mit einer Krümmung von  $180^\circ$  zurückführt. Bei Bild 21c folgt auf den Leitkanal ein leicht abgewinkelter Ueberströmkanal, welcher den Förderstrom radial gegen den Laufradeintritt umlenkt. Bild 22 stellt den Ueberströmkanal 21a im Modell dar. Man erkennt deutlich den fliessenden Uebergang vom Leitrad zur nächsten Stufe, welcher die geringsten Umlenkverluste erwarten lässt.

Diese Bauart ist bei grösseren Pumpen zu empfehlen, weil nach den Versuchsergebnissen in Bild 23 mit ihr die besten Wirkungsgrade erreicht wurden<sup>8)</sup>. Allerdings dürfen für kleinere und mittlere Pumpengrössen auch die modell- und giessereitechnisch einfacheren Bauformen 21b und 21c zur Anwendung kommen, indem die dabei auftretenden Wirkungsgradeinbussen noch tragbar sind. Beim Vergleich der Kennlinien und Wirkungsgrade ist zu beachten, dass die Ueberströmkanäle nicht nur als Fortsetzung des Leitkanals wirken, sondern auch noch durch die Art der Flüssigkeitszuführung in das nächste Laufrad die Radleistung und den Kraftbedarf beeinflussen können.

Diese Uebersicht über den Einfluss der verschiedenartigen Gehäuse, Leitvorrichtungen und Ueberströmkanäle, die z. T. anhand neuester Untersuchungen ausgearbeitet wurde, soll zur Klärung der verschiedenen Ausführungsmöglichkeiten und als Beitrag zur weiteren Verbesserung der Kreiselpumpen dienen.

<sup>8)</sup> A. Stingelin und K. Rütschi: «Hochdruckpumpen von hohem Wirkungsgrad». SBZ Bd. 106, S. 224 (9. Nov. 1935).

## Die Ventilation des Strassentunnels unter dem Grossen St. Bernhard-Pass

DK 625.712.35 : 628.83

Vorgängig einer eingehenderen Beschreibung seien nachstehend einige Angaben über diese Anlagen bekanntgegeben. Der Tunnel, der mit den zugehörigen Rampen eine ganzjährige Strassenverbindung zwischen Martigny und Aosta dar-

stellen wird, ist 5830 m lang und befindet sich auf rd. 1900 m ü. M. Bild 1 zeigt das Längenprofil und Bild 2 einen Normalquerschnitt mit den grossen Luftkanälen im Gewölbe. Die Lüftungsanlage, die von der Ventilator AG. Stäfa in Zu-

Bild 1. Längenprofil des Tunnels mit den beiden Ventilations schächten, links das 200 m hohe Zwischenkamin für Frischluft, in der Mitte das 358 m hohe zentrale Kamin für verbrauchte Luft; unten das Ventilationsschema

Clichés «Strasse und Verkehr» 1960, Heft 10

