

# Der Einfluss der Leitvorrichtungen auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen

Autor(en): **Rütschi, K.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **79 (1961)**

Heft 15: **Schweizer Mustermesse 1961**

PDF erstellt am: **26.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-65501>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

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 Schlitzen für die Spülluft (unten) und für den Auspuff (links, die beiden oberen Schlitze). Auf Bild 14 ist ein Zylindermantel aus Grauguss, oben mit den langen Bolzen für die Befestigung des Zylinderdeckels, zu sehen. Durch die obere Oeffnung in der vorderen Flanschfläche treten die Auspuffgase aus. Das Gehäuse des Rotationschiebers ist an dieser Flanche befestigt. Die mittlere Doppelöffnung dient dem Zutritt der Spülluft zu den Schlitzen im Zylinder, die untere Oeffnung 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 betätigte Spannvorrichtungen, dank denen sich die erforderliche Montage- spannung 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 Kreuzkopfpfaffen und Kolbenstange. Auch die Zuganker werden hydraulisch vorgespannt. Man erreicht damit kürzere Ueberholungszeiten und kann ausserdem diese Arbeiten ungelerten 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 Flanche 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 Flanche 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 selbsttätige 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 Probeläufen 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. Rüttschi, 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 Pfeleiderer<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 Pfeleiderer: Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1955, Springer-Verlag.

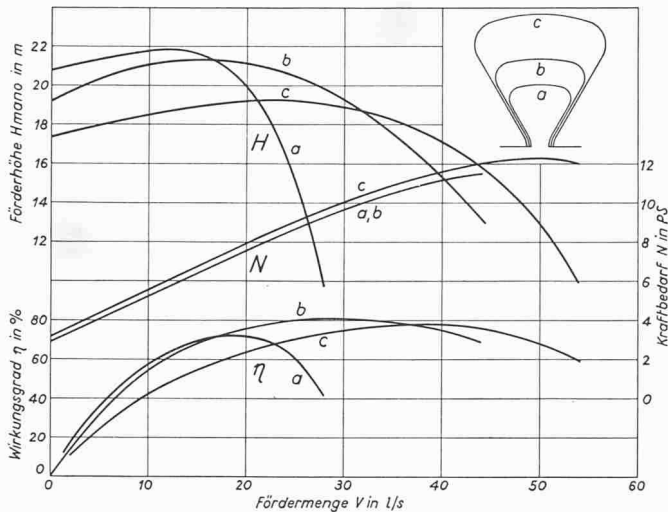


Bild 1. Versuche an einer Kreiselpumpe bei gleichem Laufrad mit drei verschiedenen Spiralgehäusen a, b und c

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

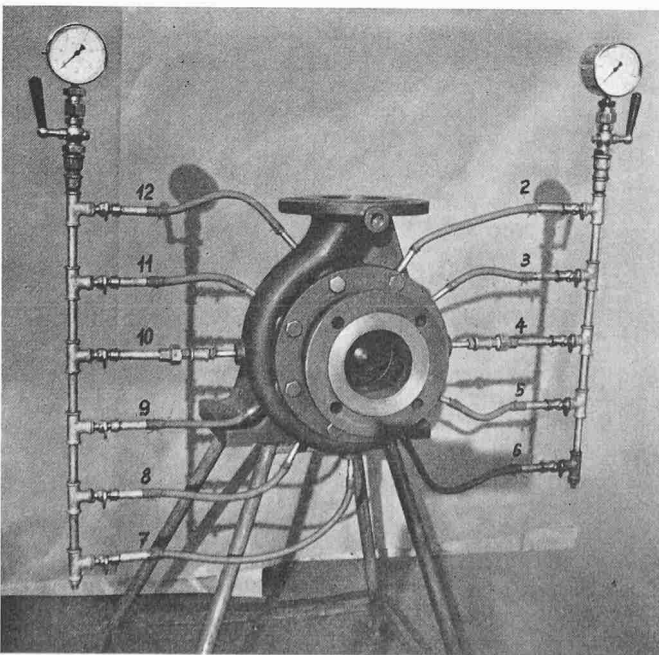


Bild 2. Spiralgehäuse mit über den Umfang der Spirale verteilten Messstellen

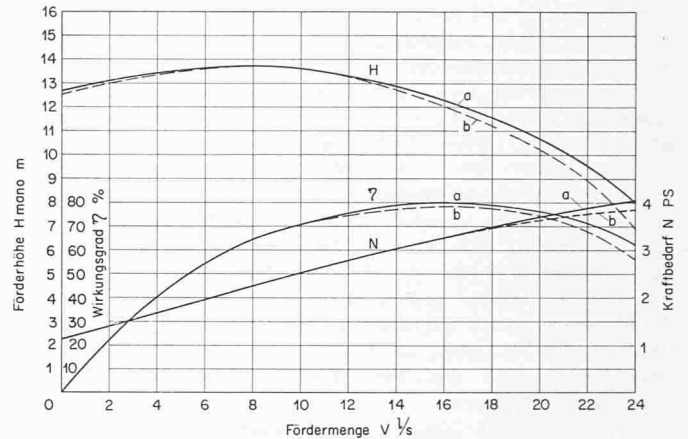


Bild 3. Charakteristische Hauptgrößen einer Kreiselpumpe Kurve a mit Spiralgehäuse nach Drallsatz berechnet Kurve b mit gleichbleibender Geschwindigkeit in der Gehäusespirale

Berechnung nach Pfeleiderer den Vorteil, dass man zwangsweise 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 Pfeleiderer 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 Aenderung 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° 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 irrümlichen 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 hiezu haben Versuche des Autors<sup>3)</sup>, die auch von Krisam<sup>4)</sup> bestätigt wur-

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

<sup>3)</sup> K. Rüttschi: Die Normung von Kreiselpumpen. SBZ 25, Januar 1947.

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

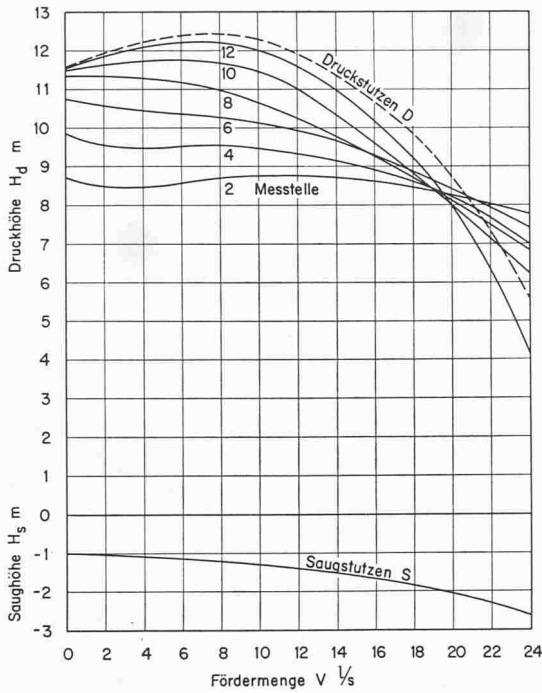


Bild 4a (links). Druckverlauf am Umfang der Gehäusespirale einer Kreiselpumpe nach Bild 2, die nach dem Drallsatz berechnet ist

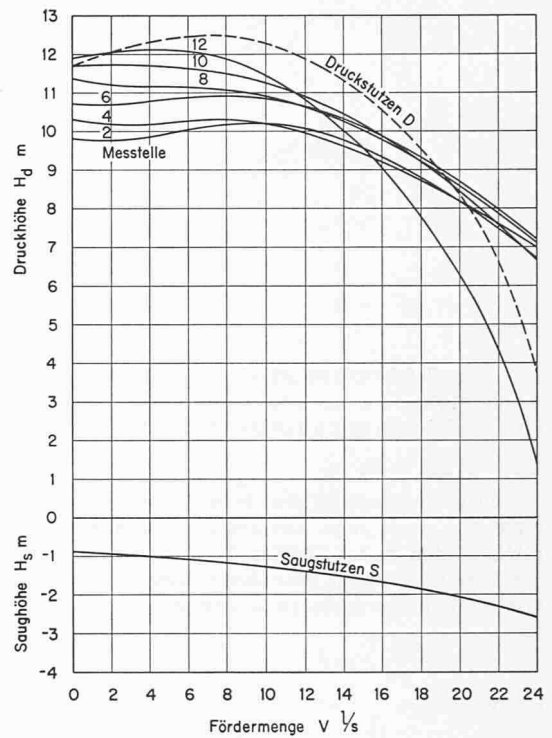


Bild 4b (rechts). Wie Bild 4a, jedoch bei einer für gleichbleibende Geschwindigkeit berechneten Gehäusespirale

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 markt gängigen 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 Wirkungsgradverbesserung mit sich brachte.

Stepanoff hat nun experimentell für verschieden 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

$$c_{u,360^\circ} = K_3 \sqrt{2 g H} \quad (\text{nach Stepanoff})$$

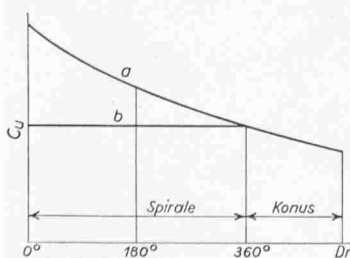


Bild 7. Verlauf der Geschwindigkeiten in einem Spiralgehäuse  
a für Geschwindigkeitsverlauf nach Drallsatz  
b für gleichbleibende Geschwindigkeit

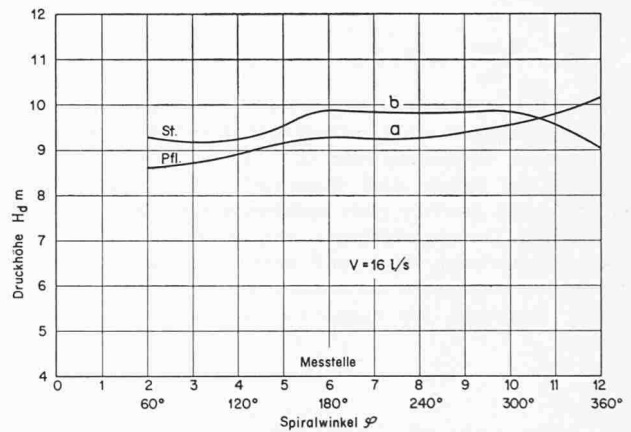


Bild 5. Druckverlauf am Umfang der Gehäusespirale bei der Konstruktionsfördermenge (stossfreier Eintritt in die Spirale). a für einen Geschwindigkeitsverlauf nach dem Drallsatz. b für gleichbleibende Geschwindigkeit

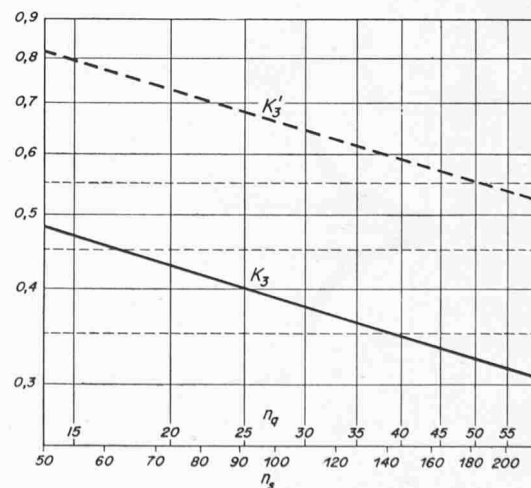
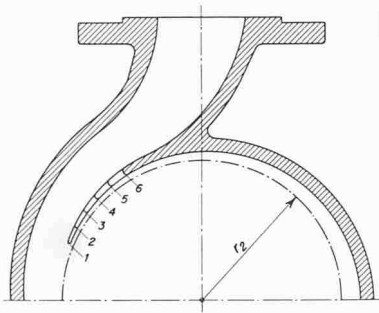


Bild 6. Verlauf der Werte  $K_3$  und  $K_3'$  in Abhängigkeit von  $n_s$  bzw.  $n_q$ . Dabei ist  $K_3' = K_3 \cdot 2 \eta_h$  mit  $\eta_h = 0,85$





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  $K_3'$ .

$$c_{u360^\circ} = K_3' c_{3u} \quad (\text{nach Drallsatz})$$

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

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

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.

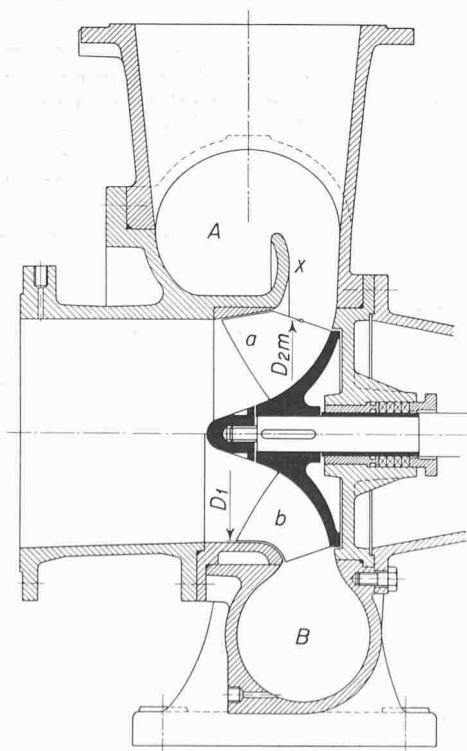
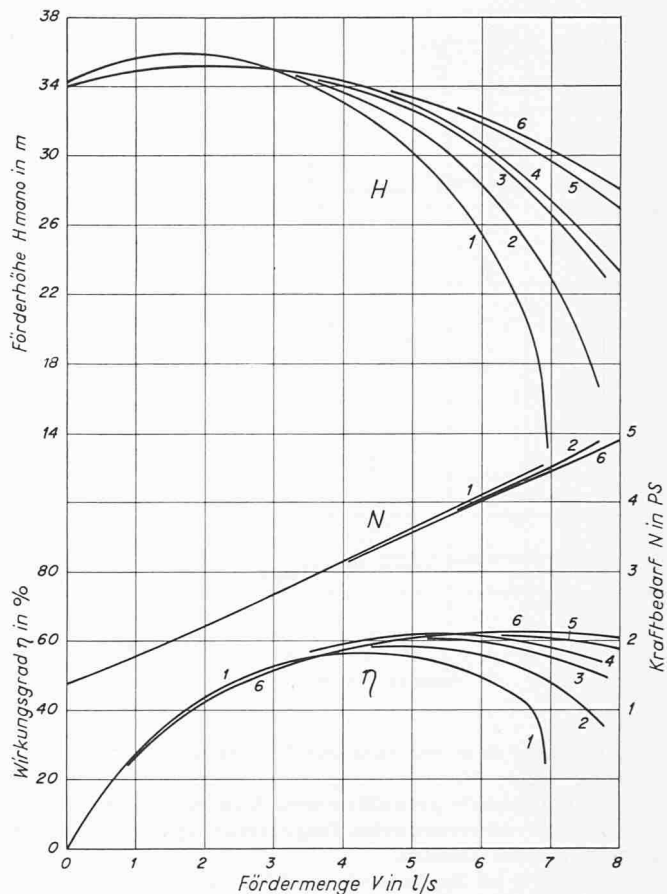


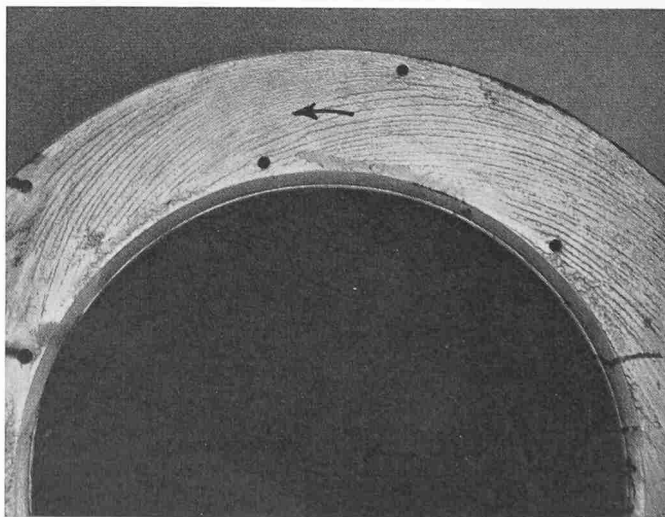
Bild 10 (links) Halbbaxiale Kreiselpumpen A mit Leitring-Diffusorgehäuse B mit Spiralgehäuse x = Farbanstrich-Versuch

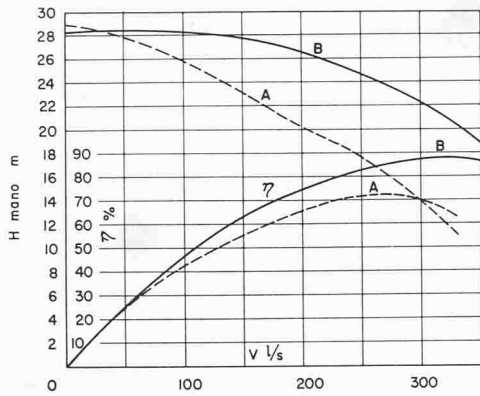
Bild 11. Farbanstrich-Versuch am Leitring des Diffusorgehäuses bei  $x$  (Bild 10). Rückströmen nach der Saugseite bei  $Q/Q_{s1r} = 1$ . Der Pfeil gibt die Drehrichtung des Laufrades an



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





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

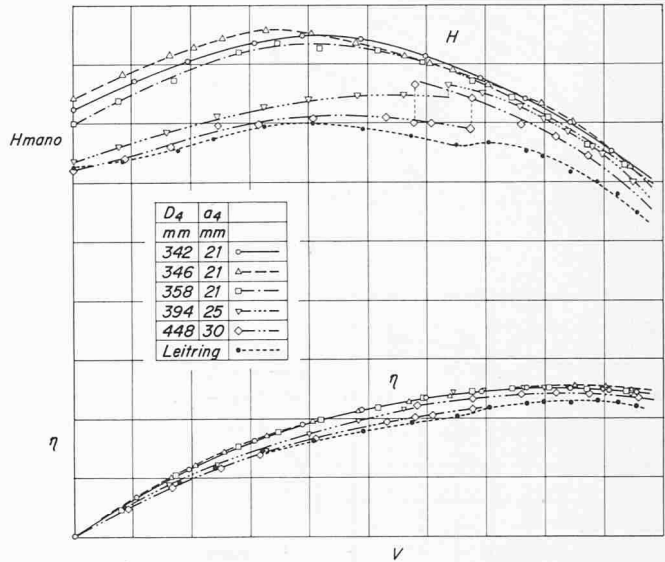


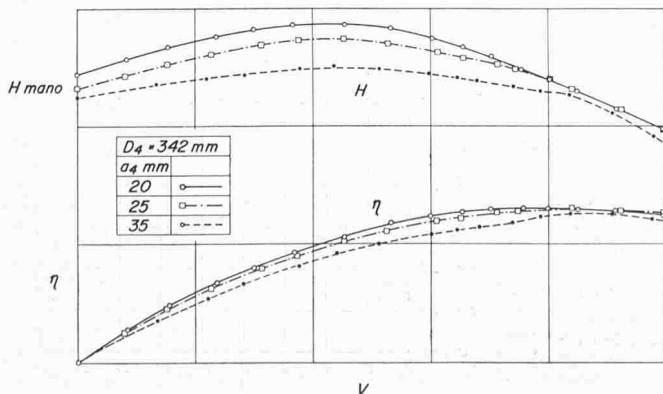
Tabelle 1

Versuch	Laufrad Form	$z$	$D_1$	$D_{2m}$	Gehäuse-Form	Wirk.-grad
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

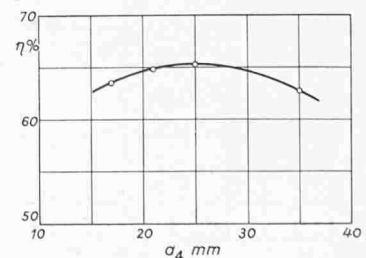
beeinflusst werden. Wird der Zungenabstand klein genommen, so ergibt sich daraus häufig eine Verbesserung der Saugfähigkeit, gleichzeitig arbeitet aber auch die Pumpe eher mit Geräusch, so dass man besonders bei Zentralheizungspumpen, die geräuschlos arbeiten müssen, den Zungenabstand vergrößert und damit eine schaufellose Ausgleichzone schafft. Dieser grössere Abstand zwecks Geräuschminderung kann übrigens auch erreicht werden, wenn man das Laufrad im Aussendurchmesser zurückdreht. Pfeilerer 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  $n_q = 14$ , 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.



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

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



## 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 Förderhöhengewinn erzielt wurde. Der Wiedereinbau des 7-schaufeligen Rades aus Versuch I brachte dann in Parallele 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 Leittrings 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-

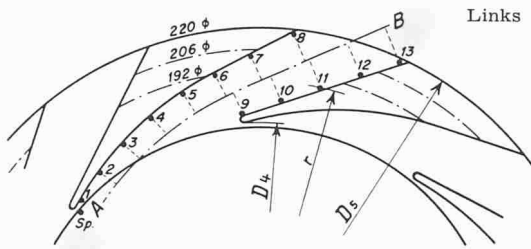


Bild 16. Leitrad einer zweistufigen Pumpe. Um den Einfluss der Leitkanallänge zu bestimmen, wurde der Aussendurchmesser  $D_5$  von 220 auf 206 und 192 mm geändert.

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

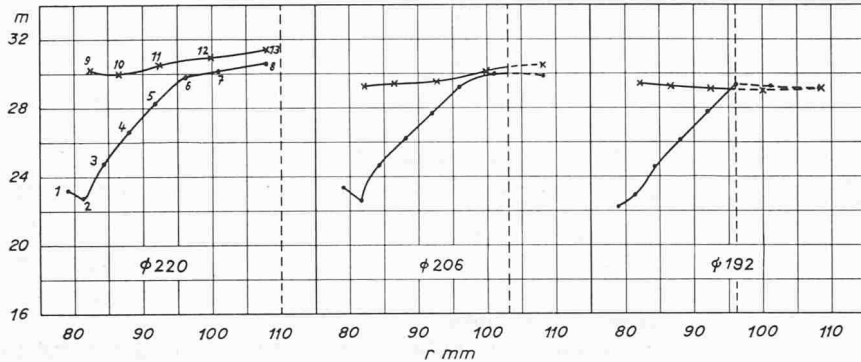


Bild 17. Messergebnisse an den Punkten 1 bis 13 bei  $V = 9$  l/s über dem Leitradradius  $r$  aufgetragen

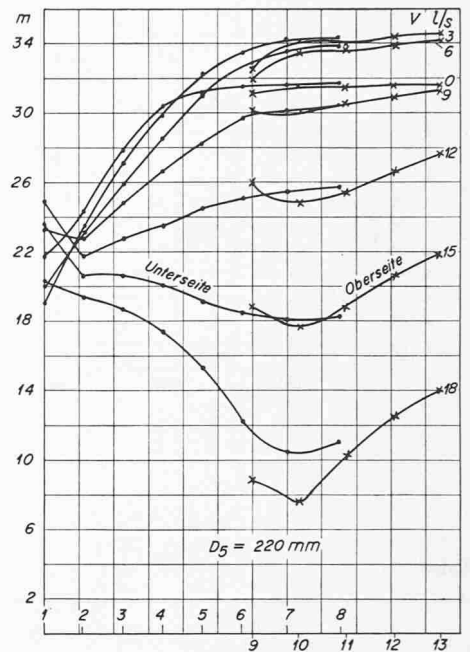


Bild 18. Druckverteilung auf der Leitschaukel-Ober- und -Unterseite für verschiedene Fördermengen, über der Abwicklung des mittleren Wasserfadens A-B aufgetragen

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  $D_1 = 285$  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 Spiralgehäuse B (nach dem Drallsatz berechnet) dem Leitring-Diffusorgehäuse 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.

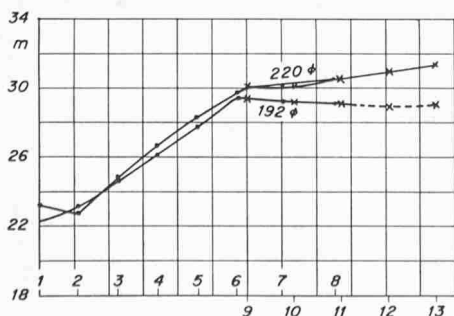


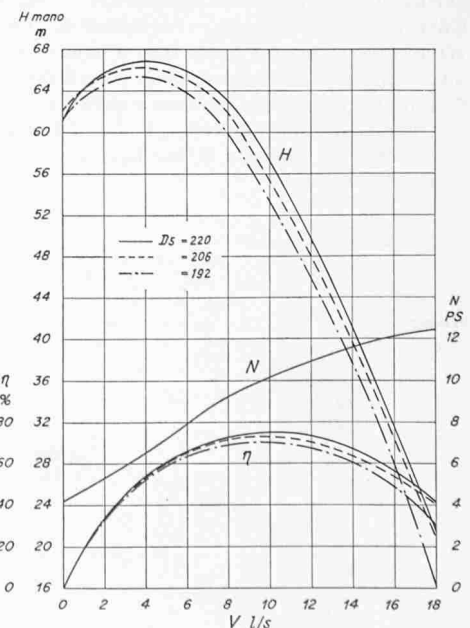
Bild 19 (links). Messpunkte 1 bis 13 für Leitrad 220 und 192 mm Durchmesser bei  $V = 9$  l/s über der Abwicklung A-B aufgetragen

Bild 20 (rechts). Druckhöhen u. Wirkungsgradverlauf f. verschiedene Leitrad Durchmesser  $D_5 = 220, 206$  und 192 mm

Schrader<sup>5)</sup> hat eingehend die Verhältnisse am Leitrad eintritt 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 Aenderungen 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 schaufelloren Ringraum.

Die Aenderung 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 Lei-

5) Heinz Schrader: Messungen an Leitschaukeln von Kreiselpumpen. Dissertation T. H. Braunschweig 1939.



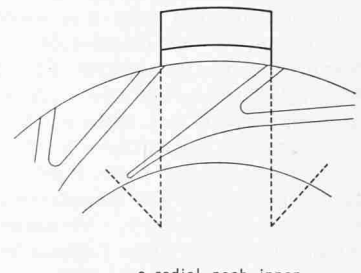
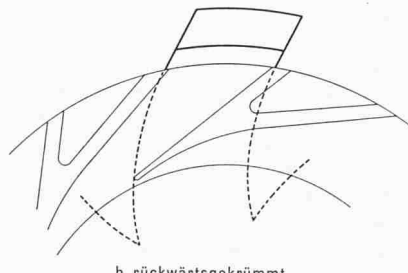
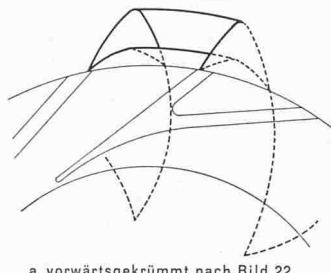
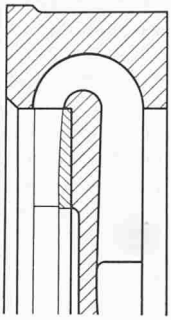


Bild 21. Verschiedene Formen von Ueberströmkanälen

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 ausgenützt 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 Leitradurchmesser 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 Schauffellänge abhängiger Minderleistungsbeiwert <sup>7)</sup>

$$p_l = 2 \frac{\psi'_1}{z_1} \frac{r_5^2}{r_5^2 - r_4^2}$$

ergibt. Hierin bedeuten

- $z_1$  die Zahl der Leitschaufeln
- $\psi'_1$  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 Leitradurchmesser 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

<sup>6)</sup> VDI Band 74 Nr. 25, 21. Juni 1930.  
<sup>7)</sup> s. Fussnote 1), S. 131 und 335.

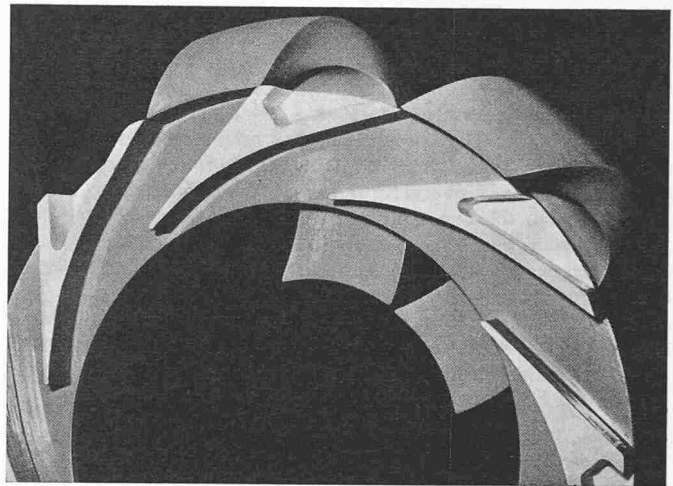


Bild 22. Leitrad mit anschliessendem Ueberströmkanal nach Bild 21a

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

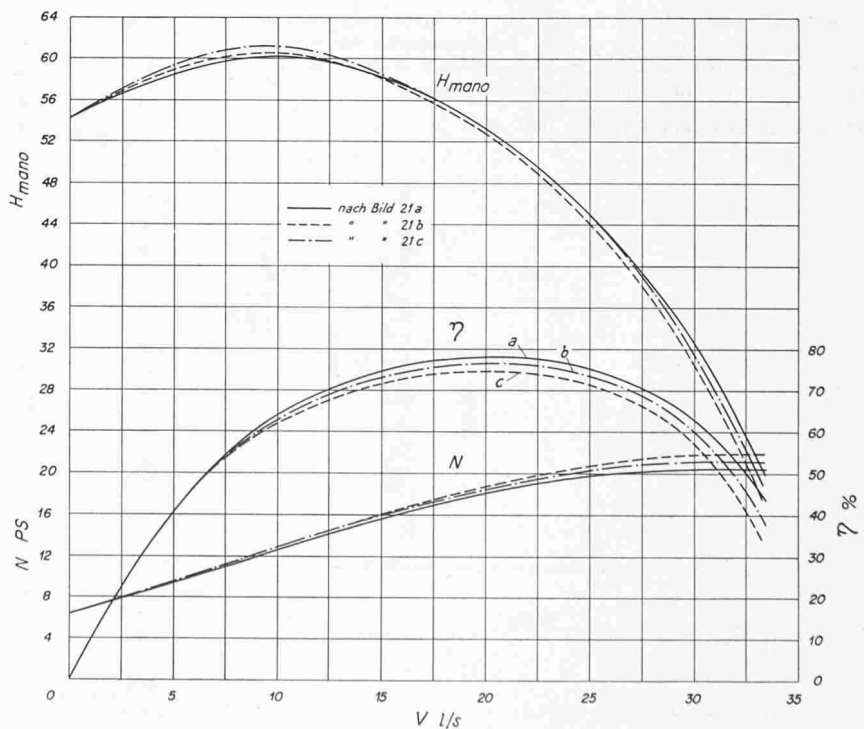


Bild 23. Druckhöhen und Wirkungsgradverlauf für verschiedene Ueberströmkanäle nach Bild 21a bis c



