

# STATISCHE DRUCKVERTEILUNG AM UMFANG DES SPIRALGEHÄUSES VON KREISELPUMPEN

Von

H. FARKAS, I. FODOR, K. FÓTI und Á. KOZIK

Lehrstuhl für Wassermaschinen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 27. Februar 1962)

## 1. Einleitung

Die Arbeit der Pumpe wird weitgehend durch die im Spiralgehäuse, d. h. im Umkreis um das Laufrad vorhandene statische Druckverteilung bestimmt. Ist der statische Druck dem Umfang entlang nicht gleichmäßig verteilt, so gelangt jeder Teil des Laufradmantels während seiner Umdrehung ständig unter veränderte Betriebsverhältnisse, d. h. das Laufrad fördert gegen einen von Augenblick zu Augenblick wechselnden Druck, und dementsprechend ändert sich ständig auch die Fördermenge.

Als besonders ungünstig erweist sich jene Periode, in der der betrachtete Laufradabschnitt nach Passieren des Spiralgehäuseteiles vor dem Sporn unmittelbar in den hinter dem Sporn gelegenen Spiralgehäuseabschnitt eintritt. Fördert nämlich die Pumpe beispielsweise eine übernominelle Wassermenge, so sinkt der statische Druck um das Laufrad — den Messungen zufolge — vom Sporn in Richtung zum Druckstutzen ab, der Gegendruck hat also den kleinsten Wert, bevor der betrachtete Laufradmantel am Sporn vorbeirotiert (womit die Fördermenge und daher auch die Meridiangeswindigkeit ihren höchsten Wert erreichten). Danach gelangt der Laufradmantelteil unvermittelt an die Stelle des höchsten Druckes, wo die Fördermenge bzw. die Meridiangeswindigkeit die niedrigsten Werte haben. Hinsichtlich der Strömung in den Laufradkanälen gleicht dieser Vorgang der nicht vollständigen plötzlichen Schließung mit darauffolgender stufenweiser Öffnung. Der Erscheinung ist nicht so sehr wegen der Höhe des zustandekommenden Druckstoßes Bedeutung beizumessen (weil die »Schließung« in sehr kurzer Zeit vor sich geht, und die »Hauptzeit« um etwa eine weitere Größenordnung kürzer ist), als vielmehr deshalb, weil sich beim Vorbeikommen jedes neuen Laufschaufelkanals eine kleine Welle entwickelt, die die Strömung am Sporn des Spiralgehäuses stört. Die Messungen ließen erkennen, daß der Druck beim Sporn selbst unter gleichbleibenden Betriebsverhältnissen ständig schwankte. Betrachtet man zu einem bestimmten Zeitpunkt das Laufrad in seiner Gänze, so kann man feststellen, daß sich jeder Punkt am Umfang des Laufrades unter anderen Betriebsverhältnissen befindet, was eine radiale Kraft weckt, die die Lagerung belastet. Hieraus aber folgt, daß die statische Druckverteilung im



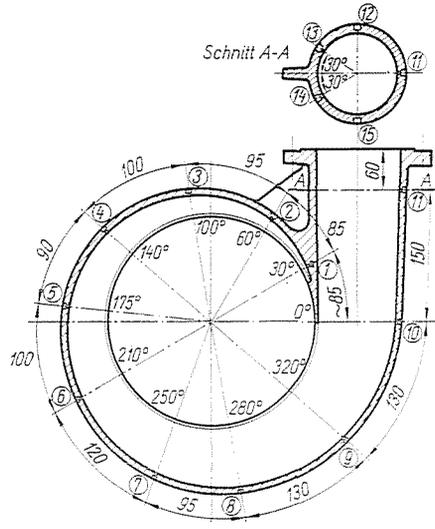


Abb. 2. Querschnitt des Spiralgehäuses mit Meßstellen

dessen Oberkante im Kreis verteilt waren. Sie dienten zur Untersuchung der Strömungsverhältnisse in der aus dem Spiralgehäuse austretenden Flüssigkeit (Abb. 2, Schnitt A—A).

### 3. Pumpenkennlinien und statische Druckverteilung

Zunächst wurden die Förderhöhe und Fördermenge sowie die Drehzahl und die abgegebene Leistung des Antriebsmotors ermittelt und auf Grund der so gewonnenen Unterlagen die Kennlinien und die Wirkungsgradlinie der Pumpe aufgetragen. Zur Untersuchung der statischen Druckverteilung muß auch die Fördermenge bekannt sein. Die Messungen erfolgten bei konstanter Pumpendrehzahl ( $n = 1600 \text{ U/min}$ ).

Die Pumpenkennlinien finden sich in Abb. 3 ( $Q =$  Fördermenge,  $H =$  Förderhöhe,  $N_b =$  der Pumpe zugeführte Leistung,  $\eta =$  Wirkungsgrad).

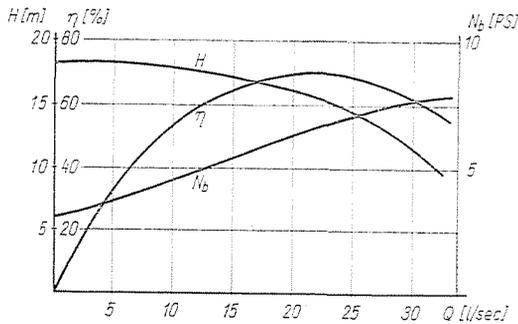


Abb. 3. Kennlinien der Pumpe TL.03 bei  $n = 1600 \text{ U/min}$

Die Verteilung des statischen Druckes wurde mit dem Multimanometer 8 gemessen (Abb. 1), das als Differentialmanometer benützt wurde. Der Druck der Bohrung Nr. 8 war auch separat dem Manometer 7 zugeführt worden.

#### 4. Auswertung der Meßergebnisse

Anhand der Kennlinien und der Wirkungsgradlinie wurde die nominelle Wasserförderung der Pumpe bestimmt, und sodann die statische Druckverteilung bei verschiedenen, unter bzw. über dem Nennwert liegenden Förderströmen gemessen.

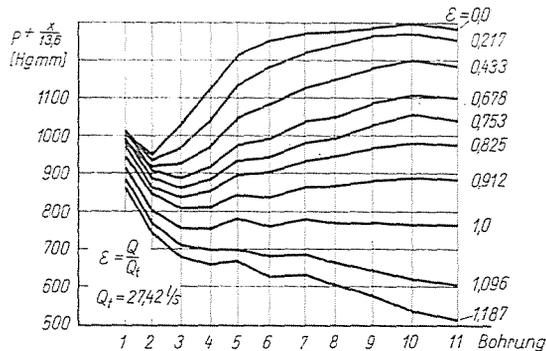


Abb. 4. Verlauf des statischen Druckes am Spiralgehäuseumfang

Laut Abb. 3 ist die dem  $\eta_{\max}$  zugeordnete Fördermenge  $Q_n = 22 \frac{1}{s}$ . Auf Grund der Meßergebnisse konnte für die statische Druckverteilung am Umfang des Spiralgehäuses die in Abb. 4 dargestellte Kurvenschar aufgetragen werden. Auf der Abszisse, dem abgewickelten Spiralgehäuseumfang, sind die einzelnen Meßstellen, auf der Ordinate hingegen die an diesen Meßstellen herrschenden statischen Drücke aufgetragen, wobei mit dem Parameter  $\epsilon = Q/Q_t$  der Wert  $Q_t = 27,42 \frac{1}{s}$  die Nennfördermenge des Spiralgehäuses darstellt. Wie sich zeigt, ändern sich die statischen Drücke um so mehr, je mehr die Fördermenge der Pumpe vom Nennwert abweicht. Bei unternominellen Fördermengen steigt der statische Druck vom Sporn in Richtung des Druckstutzens an, während er bei übernominellen Fördermengen sinkt. Beide Feststellungen zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen ERGINS [2].

Interessant war es auch, zu beobachten, daß es die der Fördermenge  $Q_t = 27,42 \frac{1}{s}$  zugeordnete Kennlinie ( $\epsilon = 1$ ) ist, an der entlang der statische Druck die geringste Schwankung zeigt, und daß dieser Kurve eine Wasserförderung von  $Q_t = 1,25 Q_n$  zugehört, die der nominellen Flüssigkeitsförderung des Spiralgehäuses entspricht. Es scheint somit die Annahme berechtigt, daß

sich im Spiralgehäuse die gleichmäßigste Verteilung des statischen Druckes bei einer dem Auslegungspunkt entsprechenden Fördermenge ergibt [1].

Die einzelnen Kurven in Abb. 5 zeigen die relativierten Werte der statischen Drücke, wie sie bei veränderlichen Fördermengen an den einzelnen Bohrungen ermittelt wurden ( $\delta$ ). Wie aus der Abbildung hervorgeht, ergab sich die größte Druckänderung (Kurve 11) an der Meßstelle Nr. 11, die dem

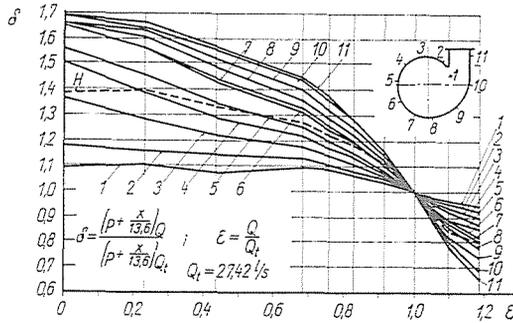


Abb. 5. Statische Drücke im Vergleich zu den der Fördermenge  $Q_f$  zugeordneten Drücken

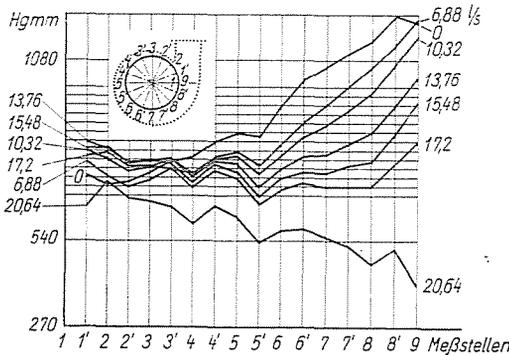


Abb. 6. Lokale statische Drücke längs des Laufrades (Ergin)

Druckstutzen am nächsten liegt. Die mit H bezeichnete gestrichelte Kurve entspricht der Pumpenkennlinie.

Auch unsere früheren Messungen bestätigten die Feststellung ERGINS [2], daß der statische Druck bei unternominellen Fördermengen vom Sporn in Richtung des Druckstutzens steigt, bei übernominellen Drücken hingegen sinkt (s. Abb. 4). Vermutlich ist dies der Tatsache zuzuschreiben, daß sich im Druckstutzen stets der der Pumpenkennlinie entsprechende Druck einstellt. Ein Vergleich der Abb. 4 mit dem entsprechenden Schaubild ERGINS (Abb. 6) gestattet folgende Feststellungen:

1. Obzwar sich die Fördermengen bei unseren Untersuchungen zwischen 0 und 35 l/s bewegten, bei ERGIN hingegen bloß zwischen 7 und 21 l/s, ergaben sich in unserem Falle weit geringere Druckschwankungen. Die Abweichung ist mutmaßlich darauf zurückzuführen, daß wir nicht die Verteilung des statischen Druckes im unmittelbaren Umkreis des Laufrades, sondern die Druckverteilung am Spiralgehäuseumfang ermittelten, wo die Strömung bereits verhältnismäßig geordnet sein muß.

2. Interessante Unterschiede zeigen sich auch im Verlauf der Druckänderungen. Bei ERGIN ändern sich die Drücke vom Sporn bis etwas über den halben Umfang hinaus wenig und beginnen erst dort steiler anzusteigen. Bei

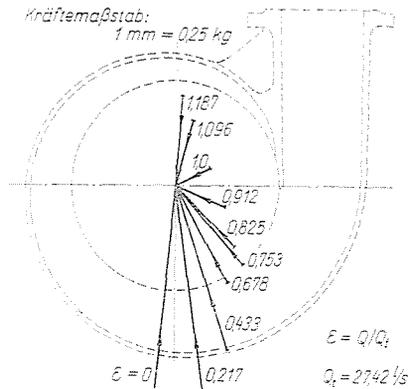


Abb. 7. Die Lage der Kräfte

uns hingegen zeigt der Druck schon im ersten Drittel des untersuchten Abschnittes — vom Sporn gerechnet — nahezu die gleichen Werte wie beim Austritt aus dem Spiralgehäuse. Wie es scheint, ist also die Druckverteilung im unmittelbaren Umkreis um das Laufrad in gewissem Umfang unabhängig von der Druckverteilung in den weiter entfernten Teilen des Spiralgehäuses. Dies aber bestätigt die Berechtigung der Auffassung ERGINS, der die Strömung im Spiralgehäuse in zwei gesonderte Teile, in die sogenannte Spiralgehäuseströmung und die Radialströmung unterteilt.

Eine weitere Erfahrung besagt, daß die Spiralgehäuseströmung die Strömung in dem auf das Spiralgehäuse folgenden Teil der Pumpe bei kleinen Fördermengen nur unwesentlich beeinflusst. Bei übernormalen Fördermengen hingegen zeigen sich am Umfang der Querschnitte in Druckstutzennähe bereits bedeutende Ungleichmäßigkeiten in den Druckwerten. Wie aus Abb. 9 hervorgeht, ist der Druck in dem in die Fortsetzung der Spirallinie fallenden Punkt höher als an den sonstigen Stellen.

### 5. Die auf das Laufrad wirkende Kraft

Die ungleichmäßige Verteilung der statischen Drücke im Umkreis um das Laufrad weckt Radialkräfte, die die Lagerung belasten. Auf Grund des Schaubildes der Abb. 5 haben wir für die gemessenen zehn Fördermengen durch

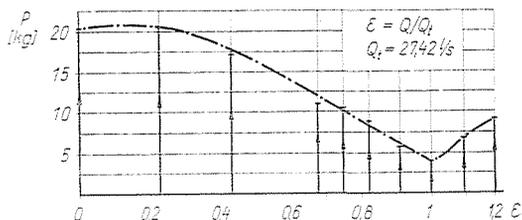


Abb. 8. Auf das Laufrad wirkende Radialkräfte in Abhängigkeit von der Fördermenge

graphische Summierung die resultierenden Kräfte ermittelt und diese in ihrem Verhältnis zum Spiralgehäuse in Abb. 7 dargestellt. In Abb. 8 sind dieselben Kräfte in Abhängigkeit von den Fördermengen aufgetragen. Wie man

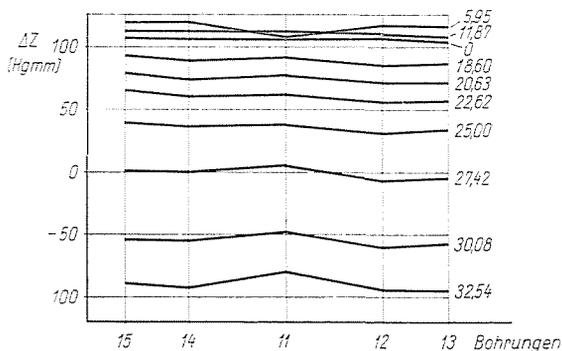


Abb. 9. Verlauf des relativen statischen Druckes im Schnitt A—A. Parameter  $Q [l/s]$

sieht, ergibt sich die geringste radiale Krafteinwirkung bei der Nenn-Fördermenge des Spiralgehäuses ( $Q = Q_t$ , d. h.  $\varepsilon = 1$ ).

Die beschriebenen Untersuchungen zeigen, daß es zweckmäßig wäre, außer der Druckverteilung in der Strömung am Umfang eines gegebenen Spiralgehäuses auch die radiale und die Druckverteilung im Umkreis um das Laufrad zu ermitteln, weil nur die Kenntnis aller drei Druckverteilungen die erforderlichen Aufschlüsse bieten würde.

Für die Lenkung und Unterstützung unserer Arbeit sagen wir Herrn Professor Dr. J. Varga und den Werktätigen des Lehrstuhles unseren verbindlichsten Dank.

### Literatur

1. BOVERMANN, R. D.—ACOSTA, A. J.: Transaction of the ASME, New York, Juli, 1057/69 (1957).
2. ERGIN, A.: La Houille Blanche 6 639/660 (1958).

H. FARKAS }  
I. FODOR } Budapest XI., Stoczek u. 2. Ungarn  
K. FÓTI }  
Á. KOZIK }