



Title	渦巻ポンプ羽根車の釣合孔漏洩流量に関する模型実験
Author(s)	有江, 幹男; Arie, Mikio; 木谷, 勝 他
Citation	北海道大學工學部研究報告, 89, 19-28
Issue Date	1978-11-02
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/41501
Type	departmental bulletin paper
File Information	89_19-28.pdf



渦巻ポンプ羽根車の釣合孔漏洩流量 に関する模型実験

有江幹男* 木谷 勝*
三谷将之** 小野信市***

(昭和 53 年 3 月 28 日受理)

A Model Experiment on the Discharge Rate through Balancing Holes in a Centrifugal-Pump Impeller

Mikio ARIE Masaru KIYA
Masayuki MITANI Shinichi ONO

(Received March 28, 1978)

Abstract

The present paper describes an experimental investigation of the discharge from balancing holes which are sometimes installed in single-stage centrifugal pump impellers for the purpose of reducing the axial thrust based on the pressure difference between front and back shrouds of the impellers. Although the balancing holes are highly effective in reducing the axial thrust, reduction of the volumetric efficiency of the pump is unavoidable because of the leakage through the holes. Accordingly an accurate demermination of the discharge from the balancing holes is required to determine their appropriate dimension and location. In the present experimental study the balancing holes are replaced by a few circular holes drilled in a rotating disc installed at the bottom of a stationary circular cylindrical head tank. The discharge rate from the holes is correlated with the diameter and radial location of the holes and the revolution of the disc. The experimental results can be summarized by an empirical formula in a form

$$C_d/C_{d0} = Re_d^{-A} Re_r \exp(BRe_r)$$

where C_d is the discharge coefficient from the rotating disc, C_{d0} is that from the stationary disc, Re_d is the discharge Reynolds number, Re_r is the revolution Reynolds number, and A and B are numerical constants of approximately 2.4×10^{-6} and 2.1×10^{-5} respectively, the exact values of A and B depending on the diameter of discharge holes.

1. 緒 言

単段片吸込み渦巻ポンプの羽根車では、内部で流れの方向が変化することによって反動力が生じ軸推力が発生すると同時に、羽根車の前面と後面に作用する水圧の差によっても、この推力

* 機械工学科 流体工学第一講座

** 北海道教育大学 札幌分校

*** 日本製鋼所

とは逆の方向に軸推力が発生する。一般に、前者の推力は、後者の推力に比べ僅少であるため、後者が軸推力として代表されることが多い。

この軸推力を軽減するために、各種の釣合せ方法が取られている。その一つに釣合孔を設ける方法があり、これは軸推力軽減に非常に有効であることは著者ら^{1)~5)}の実験からも明らかである。

しかし、この方式は、羽根車の後面シュラウドに軸を中心とする円周上に数個の孔を設け、ケーシング壁と羽根車後面との間の圧力水を前面側に漏洩させることにより、羽根車の前面および後面に作用する水圧の差を減少させようとするものであるため、軸推力軽減のために漏洩流量を多くするとどうしても体積効率が低下するという欠点をもっている。軸推力を十分に軽減しかつ体積効率の低下を可能な限り防止するためには釣合孔面積および取付位置などの変化に伴う漏洩流量変化の適確な把握が必要であるが、現在までのところまだ十分な設計資料が提出されていない。

本報告は、羽根車を単純化して円板に置き換え、釣合孔に相当する円孔を設けて、その径と位置および円板の回転数を変化させることによって、孔よりの漏洩流量とこれらのファクターとの関数関係を実験的に明らかにした結果について述べるものである。

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略は Fig. 1 に示すとおりである。

最初に外筒底部円板に漏洩流量測定のための円孔を設け、外筒を静止の状態にしておく。水をヘッドタンク水量調節弁を通して内筒および外筒に供給し内筒内で一定水位を保ちながら、外筒底部に取り付けられた供試円孔より流出する漏洩水をメスリンダーに受け取り、台秤でその水量を測定する。

内筒の水位 H は $H=20, 25, 30, 35$, および 40 cm の 5 種類に変化させた。なお実験に使用した円孔部は Fig. 2 に示すような黄銅製で、直径 d は $d=1.0, 1.4, 2.0$, および 2.8 mm の 4 種類である。円孔の個数は 2 個としてある。次に外筒に回転を与え、静止状態と同様の測定を繰り返した。外筒の回転数 n はモータプリーの交換およびモータ入力の変化によって $n=390, 590$ および 780 rpm の 3 種類に設定して実験を行なってある。なお回転数は光電管式回転計によって測定した。

本実験における固定内筒端面と回転円板との隙間 δ および円孔の円板中心よりの距離 r は以下に示す予備実験によって決定した。

3. 予 備 実 験

Fig. 1 に概略を示した実験装置によって漏洩流量の測定を行なうにあたっては、固定内筒端面と回転円板との隙間 δ , および円孔と内筒壁との間の距離が孔からの漏洩流量に及ぼす影響を考慮合わせる必要がある。そこで、まず孔の直径、水位および孔の位置を一定に保って δ のみを変化させ、これに伴う漏洩量の変化を調べ、次に孔の直径、水位および δ を一定として、孔の位

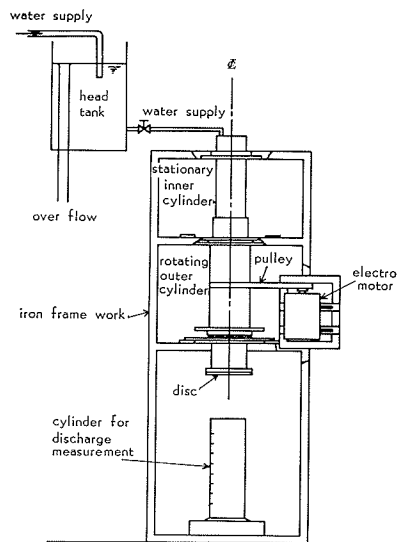


Fig. 1. Experimental apparatus.

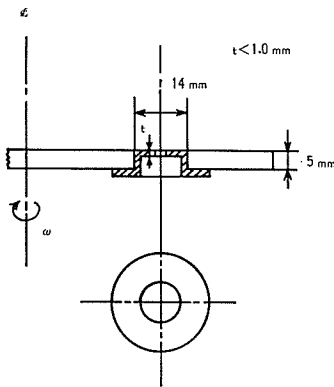


Fig. 2. Details of balancing-hole model.

置を変化させることによって生ずる漏洩量変化を調べた。

固定円筒端面と回転円板との隙間 δ は Fig. 3 に示すように、内円筒を固定するための平板と円筒に取り付けてあるリングの間に $\delta=2, 4, 6, 9, 12$ および 15 mm の厚さの亚克力片をはさむことによって設定した。予備実験における回転数は $n=0$ (静止状態) および 390 rpm、孔の直径は $d=2.0$ mm であり、孔の位置は回転円板中心より $25, 35.5$ および 46 mm の 3 種類とし、円筒内水位は 20 cm と 30 cm との 2 種類としてある。ここで、固定円筒内半径 R は $R=47$ mm である。

このようにして得られた実験結果のうち、円板の静止時および回転時における代表的なデータを Fig. 4 に示す、これらの実験結果から、円板の回転の有無にかかわらず、中心より $r=25$ および 35.5 mm の位置に孔がある場合には、隙間 δ が全く漏洩流量に影響を及ぼさないことがわかる。しかし、 $r=46$ mm の場合には、 δ が 6 mm (静止時) および 4 mm (回転時) より小さい範囲内で漏洩流量が減少 (静止時) および増加 (回転時) しており、明らかに隙間 δ の影響が認められる。これらの傾向は、円筒水位が $H=20$ cm の場合についても同様であった。

実際の渦巻ポンプ羽根車では δ に相当する量が明確に定義できないので、 δ の値を決定すべき基準は明らかでない。そのため、本実験においては回転円板と固定円筒端面の間隔を Fig. 4 に示す実験範囲のうちの最小値 $\delta=2.0$ mm と定めた。一方、釣合孔に相当する円孔の取付位置は、内筒壁の影響の現われない $r=12.5, 18.0, 25.0$ および 35.5 mm の

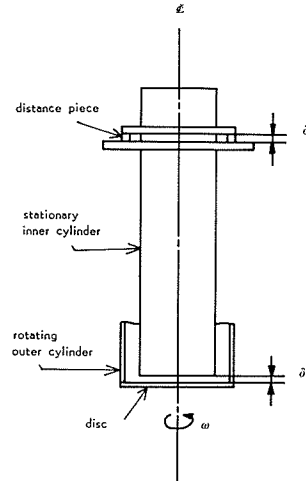


Fig. 3. Definition of clearance δ between rotating disc and lower end of inner cylinder

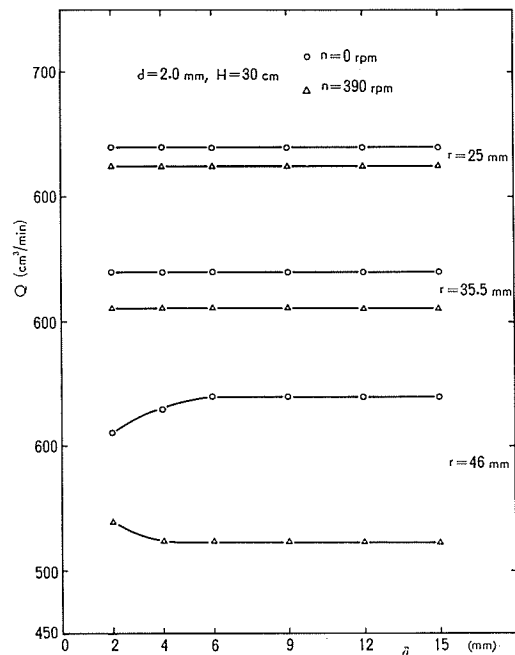


Fig. 4. Relation between discharge rate Q and clearance δ ($d=2.0$ mm, $H=30$ cm)

4種類とした。

4. 実験結果および考察

4.1 漏洩流量

円板の静止時および回転時における円孔からの漏洩流量と内筒内水位との関係の1例を Fig. 5 に示してある。同一円孔直径および同一水位において、回転時の漏洩流量は静止時よりも常に小さいことは注目する必要がある。物理的に当然予測されるように、円板が静止、回転いずれの状態においても、漏洩流量は内筒内水位が高くなるほど多くなり、円孔直径が大きくなるほど多くなる。

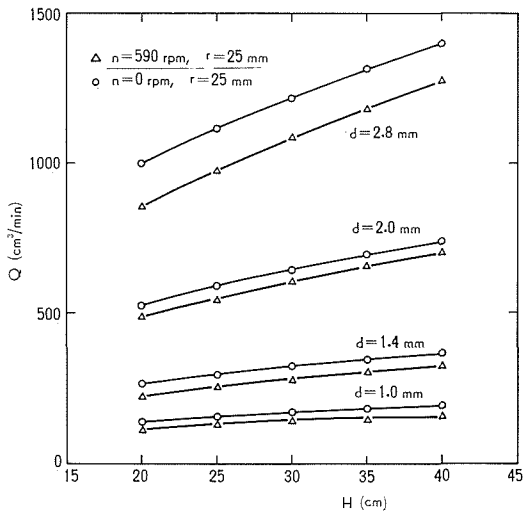


Fig. 5. Effect of disc rotation n on discharge rate Q from holes of various diameters.

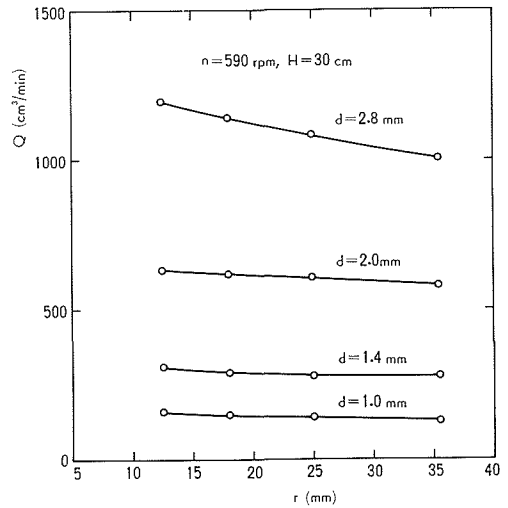


Fig. 6. Relation between discharge rate Q and radial distance r of holes.

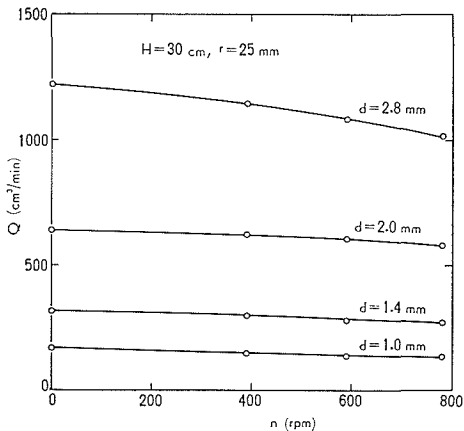


Fig. 7. Relation between discharge rate Q and revolution n of disc.

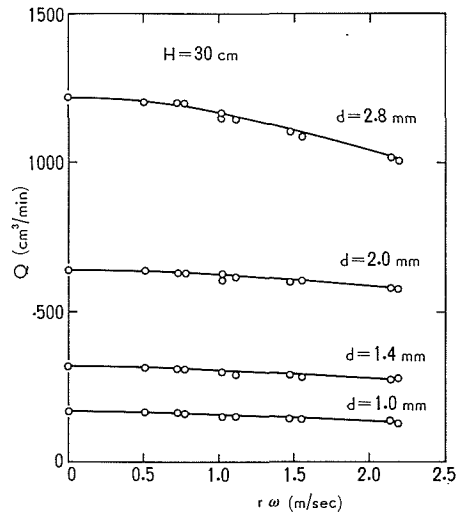


Fig. 8. Relation between discharge rate Q and circumferential velocity $r\omega$ of holes.

つぎに、孔からの漏洩流量と孔の位置との関係の1例を Fig. 6 に示してある。円板が回転している場合には、同じ直径の円孔であってもその位置が中心より離れるに従って漏洩流量は減少する。この傾向は円孔直径が大きくなるほど顕著に現われてくる。

Fig. 7 には、漏洩流量と円板の回転数との関係の1例を示してある。円孔直径が同一の場合、回転数の増加とともに漏洩流量は減少する。円孔直径が大きくなるに従ってその傾向はより一層顕著に表われる。内筒内の水位および円孔の位置が変化してもこの傾向は同一である。

Fig. 8 は、漏洩流量と円孔の位置における周速度 $r\omega$ (ω : 回転角速度) との関係の1例を示す。周速度の増加とともに漏洩流量は減少するが、その減少割合は円孔直径の大きいほど顕著である。

4.2 流出係数とレイノルズ数の関係

円孔直径を d 、これから流出する水の漏洩流量を Q 、円筒内水位を H 、重力の加速度を g とすると、流出係数 C_d は一般に次式で定義される:

$$Q = C_d \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2gH}$$

次元解析を適用すれば、流出係数と流れに関連するパラメータとの間には

$$f(Re_d, Re_r, C_d, d/r, R/r) = 0$$

の関係があるものと考えられる。ここに $Re_d = v_d d / \nu$ (ν : 動粘性係数, $v_d = Q / \frac{\pi}{4} d^2$: 流出速度) は流出レイノルズ数, $Re_r = Rr\omega / \nu$ (R : 内筒半径) は回転レイノルズ数, d/r および R/r は円孔および回転円板の幾何学的形状を表わす無次元量である。なお、ここでは水の表面張力の影響は無視してある。

Fig. 9 は、円板の静止時における流出係数 C_{d0} と流出レイノルズ数 Re_d

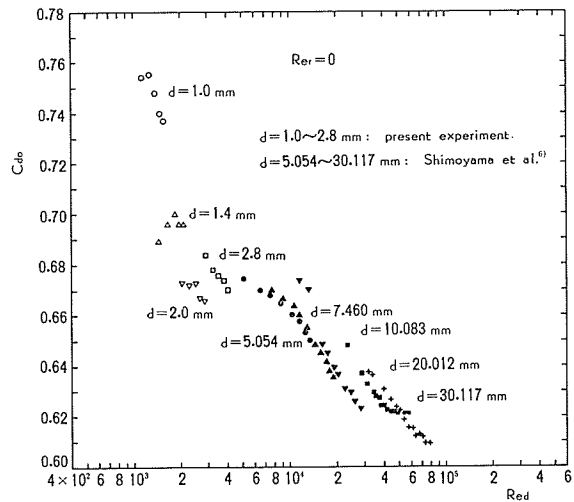


Fig. 9. Relation between discharge coefficient C_{d0} and discharge Reynolds number Re_d for stationary disc.

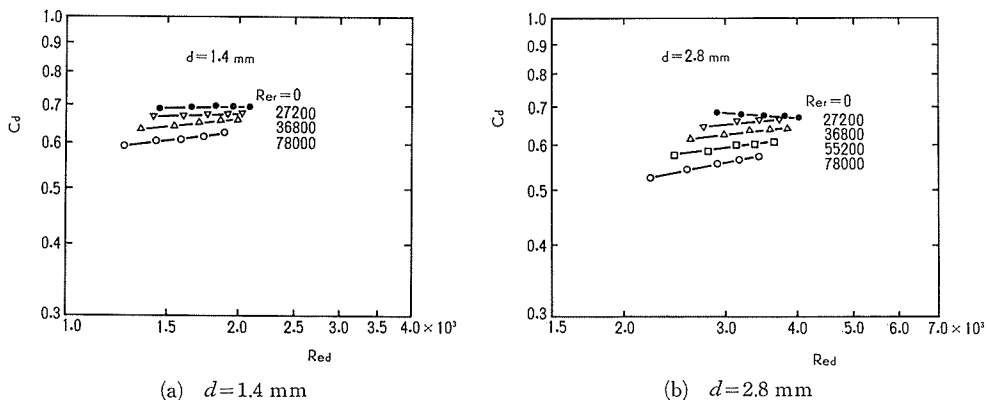


Fig. 10. Relation between discharge coefficient C_d and discharge Reynolds number Re_d for various revolution Reynolds numbers Re_r .

との関係を示したものである。図中 $d=5.054, 7.460, 10.083, 20.012$ および 30.117 mm についての実験結果は下山ら⁹⁾によって求められたものである。

つぎに円板が回転している状態での C_a と Re_a との関係を示す代表的な 2 例について、Fig. 10 に示してある。 Re_r が一定値の場合 C_a は Re_a の増加とともに増加する、特に Fig. 10 (b) にみられるように、 $d=2.8$ mm の円孔の場合には、 C_a と Re_a の関係は円板の回転の有無によって傾向の異なるものとなる。

Fig. 11 は、 C_a と Re_r の関係を $d=1.0$ mm の円孔について示したものであり、 C_a は Re_r の増加とともに減少することが明瞭に認められる。

Fig. 12 は、縦軸に円板の回転時および静止時における流出係数の比 C_a/C_{a0} 、横軸に回転レイノルズ数 Re_r をとって実験結果を示したものである。 $d=1.0, 1.4$ および 2.0 の場合には d の増加とともに C_a/C_{a0} の Re_r による減少割合は低下しているが、 $d=2.8$ mm の円孔については、減少割合が逆に増加している。現段階では明確にされていないが、 $d=2.8$ mm の円孔のまわりの流動状態が他の円孔のそれとはかなり異なることが予想される。

Fig. 13 は、流出レイノルズ数 Re_a と回転レイノルズ数 Re_r の関係を示す 1 例である。 Re_a は Re_r の増加に伴って減少する。

4.3 流出係数に関する実験式の作成

円板の回転が、それに設けられた孔からの流出量に対して、どのような影響を及ぼすかを数量的に評価しやすい形とするために三つの無次元数 C_a 、 Re_a 、 Re_r の間の関係を実験式の形に整理してみる。

Fig. 11 および 13 より、 C_a と Re_a は Re_r の増加により共に減少する傾向を有している。Fig. 10 (a), (b) より Re_a と C_a との間には近似的に $Re_a^m \cdot C_a = \text{一定}$ の関係があるが、指数 m はすべての Re_r の値について一定ではなく Re_r とともに増加していく傾向をもっているので、 $m = -A Re_r$ (A : 定数) と仮定し、上記の関係を $Re_a^{-A Re_r} \cdot C_a = K$ とした。実験結果より定数 A の値は $d=1.0, 1.4, 2.0$ の場合 $A=2.415 \times 10^{-6}$ 、 $d=2.8$ mm の場合 $A=2.370 \times 10^{-6}$ と定められる。

つぎにこの式における K の値と Re_r との関係を求める、Fig. 14 (a), (b) は K と Re_r を片対数グラフ上に円孔の直径 d をパラメータとして表示したものである。これより K と Re_r との間には $K = \alpha e^{-B Re_r}$ (α, B : 定数) の関係があると考えられる。定数 B は円孔直径 d により多少の変化はあるが $d=1.0, 1.4, 2.0$ mm の場合 $B=2.11 \times 10^{-5}$ 、 $d=2.8$ mm の場合 $B=2.10 \times 10^{-5}$ と定めることができた。ここで K を消去すると $Re_a^{-A Re_r} \cdot C_a = \alpha e^{-B Re_r}$ の関係が求まる。いま静止時、すなわち $Re_r=0$ の場合を考えると $C_a = \alpha$ となり、 α は静止時における流出係数 C_{a0} を表わすことになる。そこで $\alpha = C_{a0}$ とおくと上式は $Re_a^{-A Re_r} \cdot C_a = C_{a0} \cdot e^{-B Re_r}$ となる。

さらに Re_r と $(C_a/C_{a0}) Re_a^{-A Re_r}$ との関係を片対数グラフに図示したものが Fig. 15 (a), (b) である。Fig. 15 (a) には $d=1.0, 1.4, 2.0$ mm の場合についてのものを示してあるが、ほぼ一本の直線上に集約されている。Fig. 15 (b) は $d=2.8$ mm の場合であり、Fig. 15 (a) と同じく一本の直線によって表わされることがわかる。すなわち、本実験でえられた測定結果は、静止時と回転時との流出係数の比の形として次式のような実験式の形にとりまとめることができる：

$$\frac{C_a}{C_{a0}} = Re_a^{-A Re_r} e^{B Re_r}$$

ここに $A=2.42 \times 10^{-6}$ 、 $B=2.11 \times 10^{-5}$ ($d=1.0$ mm~ 2.0 mm)

$A=2.37 \times 10^{-6}$ 、 $B=2.10 \times 10^{-5}$ ($d=2.8$ mm)

$18400 \leq Re_r \leq 134000$

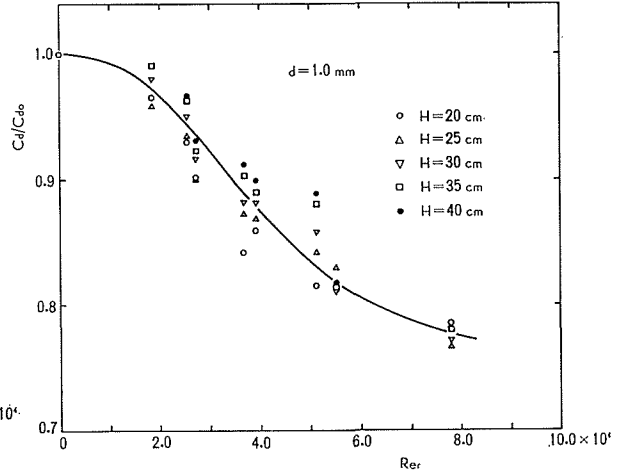
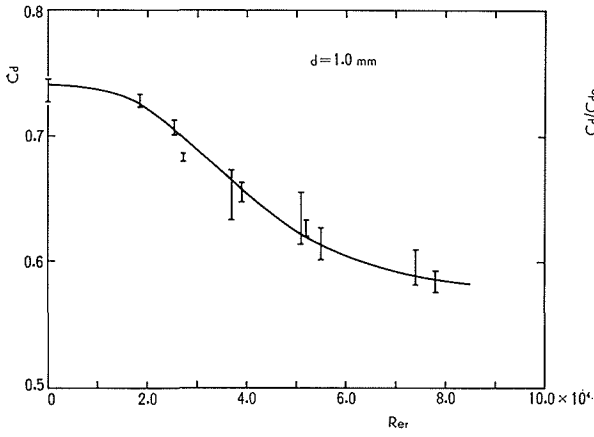
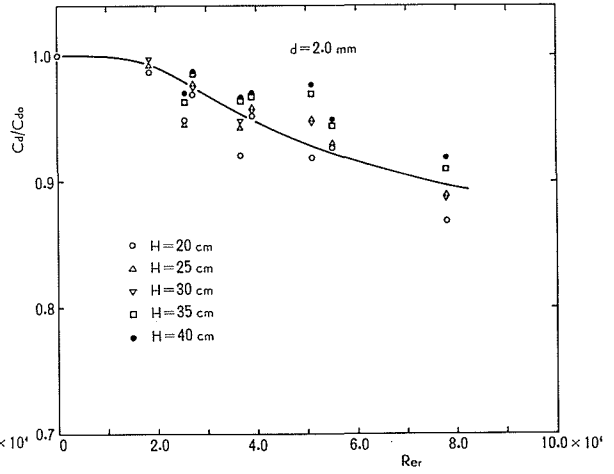
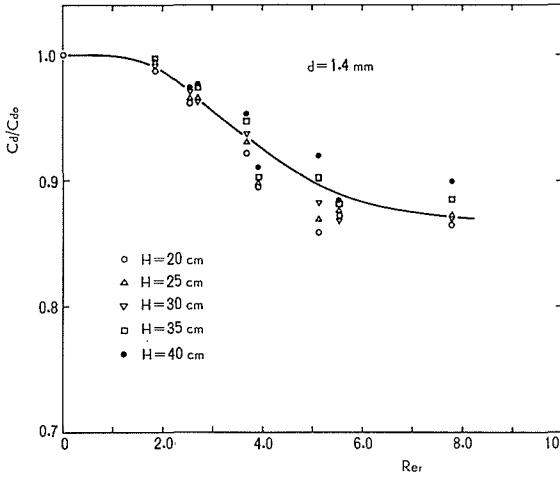


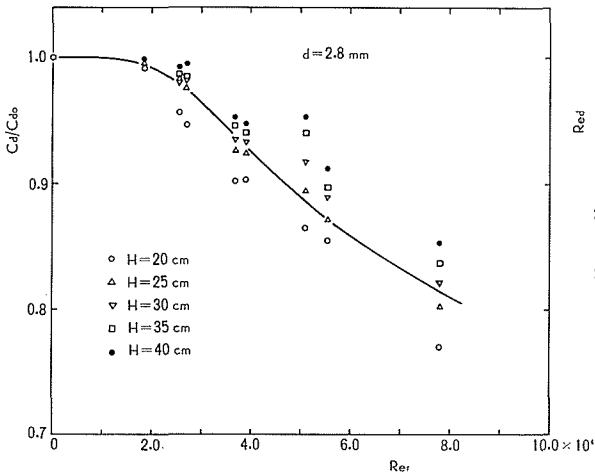
Fig. 11. Relation between discharge coefficient C_d and revolution Reynolds number Re_r .

(a) $d=1.0$ mm



(b) $d=1.4$ mm

(c) $d=2.0$ mm



(d) $d=2.8$ mm

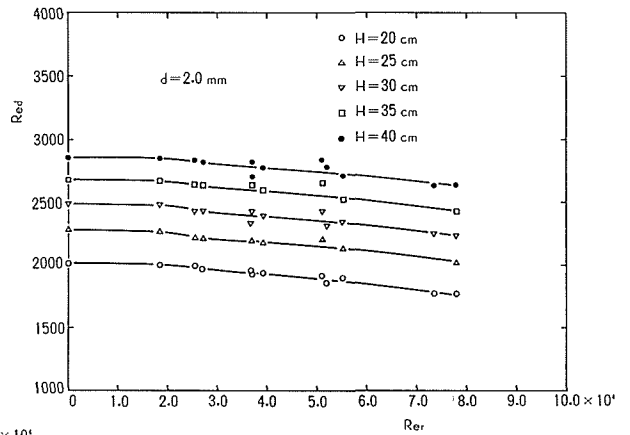
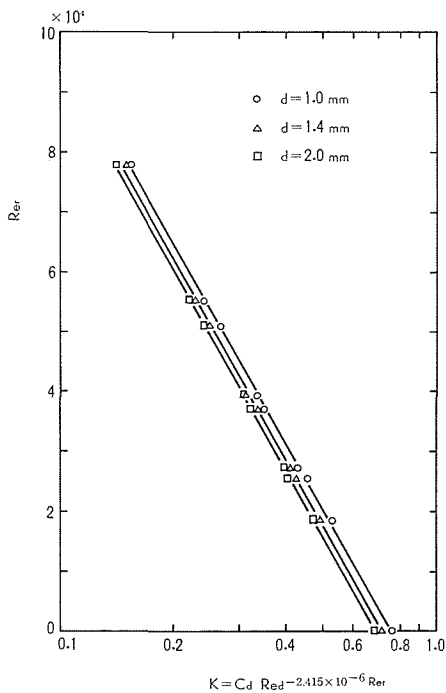
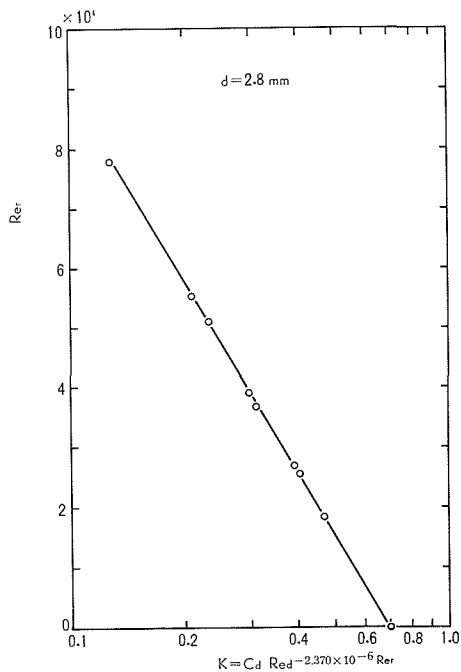


Fig. 13. Relation between discharge coefficient Re_d and revolution Reynolds number Re_r .

Fig. 12. Relation between discharge coefficient ratio C_d/C_{d0} and revolution Reynolds number Re_r .

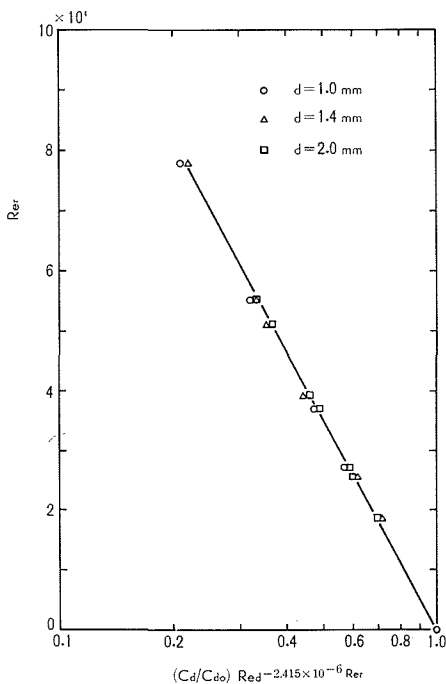


(a) $A = 2.415 \times 10^{-6}$ ($d = 1.0 \sim 2.0$ mm)

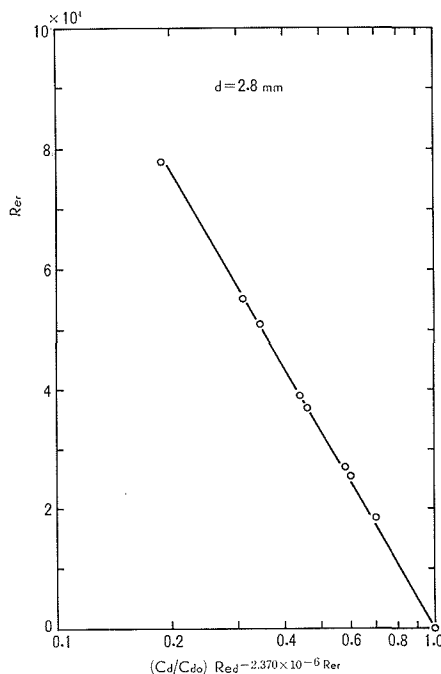


(b) $A = 2.370 \times 10^{-6}$ ($d = 2.8$ mm)

Fig. 14. $C_d Re_d^{-A} Re_r$ versus Re_r .



(a) $A = 2.415 \times 10^{-6}$ ($d = 1.0 \sim 2.0$ mm)



(b) $A = 2.370 \times 10^{-6}$ ($d = 2.8$ mm)

Fig. 15. $(C_d/C_{d0}) Re_d^{-A} Re_r$ versus Re_r .

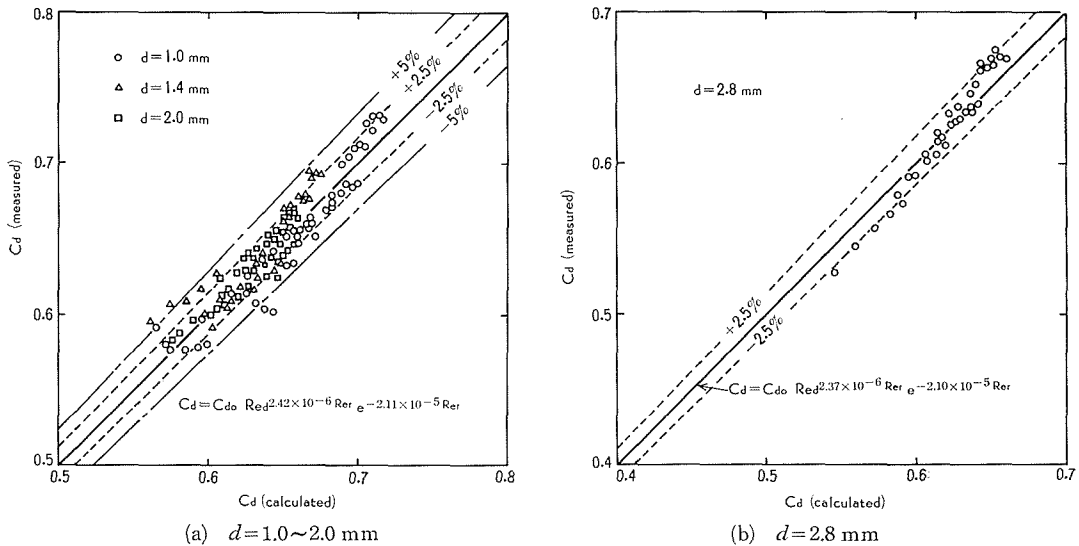


Fig. 16. Relation between measured and calculated values of discharge coefficient C_d .

Fig. 16(a), (b) は上の実験式の精度を確かめるために、測定された流出係数 C_d と実験式より求めた C_d との関係を図示したものである。計算点が 45° の直線に近いほど実験式の精度が良好なことを示す。Fig. 16(a) は $d=1.0\sim 2.0$ mm の場合、Fig. 16(b) は $d=2.8$ mm の場合に対応する。いずれの場合にも実験式は $\pm 5\%$ 以下 (大部分のデータについては $\pm 3\%$ 以下) の誤差を含むにすぎず、十分実用的に使用可能であるものと考えられる。

5. 結 言

本論文では渦巻ポンプ羽根車の釣合孔からの漏洩流量を評価するために行なわれた模型実験の結果について述べた。その結果を要約すれば次の通りである：

- (1) 漏洩流量はヘッドおよび流出孔の直径が一定であれば、孔の位置における周速度の増加に伴って減少する。
- (2) 流出係数および流出レイノルズ数は回転レイノルズ数の増加とともに減少する。
- (3) 測定結果を静止時および回転時の流出係数、流出レイノルズ数および回転レイノルズ数の三つの無次元数の関係にとりまとめ、つぎの形の実験式を求めた：

$$\frac{C_d}{C_{d0}} = Re_d^{-A} Re_r e^{B Re_r}$$

ただし $A=2.42 \times 10^{-6}$, $B=2.11 \times 10^{-5}$ ($d=1.0\sim 2.0$ mm)

$A=2.37 \times 10^{-6}$, $B=2.10 \times 10^{-5}$ ($d=2.8$ mm)

$18400 \leq Re_r \leq 134000$

終わりに、実験装置の製作にあたり多大の助力を受けた山崎輝夫・山保敏幸両技官に謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) 有江, 他 2 名: 日本機械学会流体工学・流体機械講演論文集 (昭 43), p. 1-4.
- 2) 有江, 他 3 名: 日本機械学会北海道支部第 13 回講演会講演論文集 (昭 44), p. 183-186.
- 3) 有江, 他 2 名: 日本機械学会講演論文集, No. 720-15 (昭 47), p. 13-16.
- 4) 有江, 他 2 名: 日本機械学会講演論文集, No. 730-15 (昭 48), p. 65-68.
- 5) 有江, 三谷: ポンプ工学, Vol. 7, No. 8 (昭 46), p. 521-536.
- 6) 下山, 田中: 日本機械学会論文集, 15-50 (昭 24), p. 44-50.