

うず流れ形ポンプの性能研究

Study on Characteristics of Regenerative Turbine Pump

大 津 卓 郎*
Takurō Ōtsu

内 容 梗 概

うず流れ形ポンプの性能に関する研究はすでに種々発表されているが、まだ設計上問題となる点がいくつか残されている。本研究では羽根車の歯溝数、歯溝幅、水通路の形状および寸法などの影響を調べ、歯溝数、水通路内の真の乱れ係数 κ_0 の値の定め方について求めた。

1. 緒 言

日立製作所では家庭用電気井戸ポンプの製作を始めてからすでに40年、性能がよく故障が少なく寿命が長いという特長によって多年好評を博している。浅井戸ポンプには小形で高揚程の特長を持つ、うず流れ形ポンプを使用しているが、このポンプの性能に関してはすでに種々の実験的研究^{(1)~(3)}や理論的研究⁽⁴⁾⁽⁵⁾があり、特に九州大学の葛西教授ならびに妹尾助教授は具体的な設計法まで発表されて^{(6)~(9)}、その性能は相当明確になってきた。

本研究はさらに羽根車の歯溝数、歯溝幅、水通路の形状および寸法などの総揚程と揚水量との関係に及ぼす影響について実験検討したものである。一般に家庭用のうず流れ形ポンプは出力400W以下の電動機を使用したものであり、使用条件従って揚水仕様もほぼ定まったものであるから、羽根車や水通路の寸法も大略定まり、これらの寸法を大きく変えた構造はとり得ない。しかしこのような条件のもとにあっても羽根車および水通路の形状寸法は総揚程と揚水量との関係に大きく影響すると考えられるので、これらの関係を明らかにし、設計上必要な諸資料を求めようとしたものである。

2. 特 性 式

本研究は葛西、妹尾両氏の特性式を基礎として検討を行ったので、まずその特性式について述べると下記のとおりである。

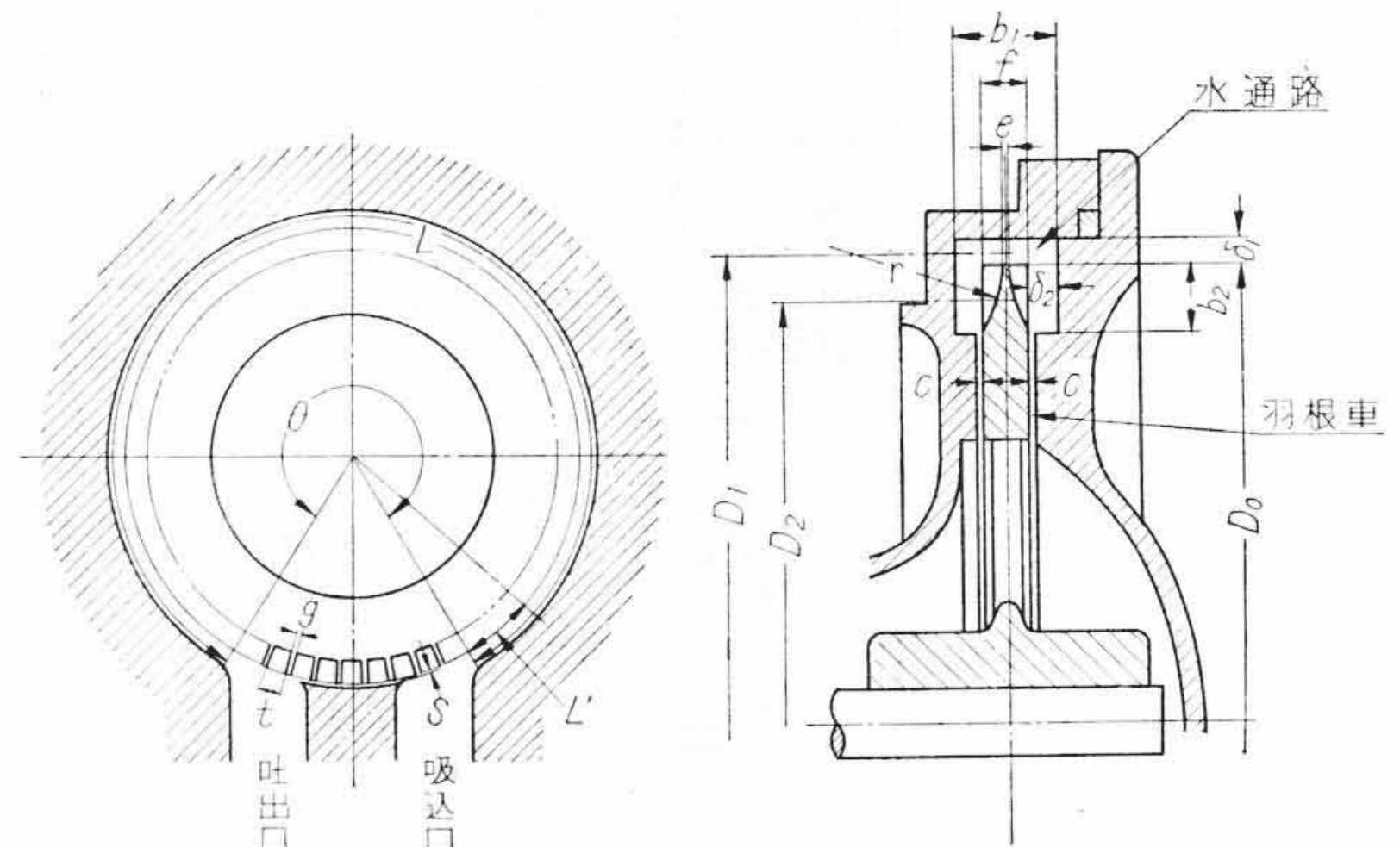
$$H + h = \frac{L - L'}{980} \cdot \frac{\kappa U}{\delta A} \left[AU \left\{ 1 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{0.4343}{\log_{10} \{1 + (\delta/y_0)\}} \right\} - Q \right] / \left\{ \frac{1}{2} + \frac{y_0}{\delta} - \frac{0.4343}{\log_{10} \{1 + (\delta/y_0)\}} \right\} \quad \dots\dots (1)$$

$$T = T_m + 2.215 \times 10^{-7} \xi \frac{DAL\rho\kappa_0 U^2}{\delta \log_{10} \{1 + (\delta/y_0)\}} + \psi \rho \frac{D}{2} A \left(H + \lambda \frac{U^2}{1960} \right) \times 10^{-3} \left\{ 1 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{0.4343}{\log_{10} \{1 + (\delta/y_0)\}} \right\} \quad \dots\dots (2)$$

$$h = 5.9 \times 10^{-4} (Q/A)^2 \quad \dots\dots (3)$$

$$L' = 11.3 Q / AU \left(1 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{0.4343}{\log_{10} \{1 + (\delta/y_0)\}} \right) \quad \dots\dots (4)$$

ただし	H : 総揚程	(cm 水柱)
	Q : 揚水量	(cm ³ /s)
	T : トルク	(kgcm)
	T_m : 機械摩擦トルク	(kgcm)
	L : 水通路の長さ	(cm)
	L' : 有効に働かぬ水通路の長さ	(cm)
	A : 水通路断面積	(cm ²)
	δ : 水通路2乗平均深さ	(cm)
	D : 羽根車平均有効直径	(cm)



第1図 うず流れ形ポンプの諸寸法

U : 直径 D のところの羽根車の周速度 (cm/s)

h : 水通路内圧力降下量 (cm 水柱)

y_0 : $y_0 = \mu / \rho \kappa U$
(ρ : 水の密度 g/cm³, μ : 水の粘度ポアーズ)

κ_0 : 水通路内の真の乱れ係数

κ : 内部もれを考慮した見かけの乱れ係数

ξ : 羽根車の歯溝部分以外の円板摩擦を考慮した係数

λ : 入口損失係数と出口損失係数との和

ψ : 修正係数

なお D , L , A , δ はそれぞれ次式で定義される。

$$A = b_1 \delta_1 + 2 b_2 \delta_2 \quad \dots\dots (5)$$

$$D = (b_1 D_1 + 2 b_2 D_2) / (b_1 + 2 b_2) \quad \dots\dots (6)$$

ここで $D_1 = D_0 + \delta_1$, $D_2 = D_0 - b_2$

$$L = \pi D (\theta / 360^\circ) \quad \dots\dots (7)$$

$$\delta = \sqrt{(\delta_1^2 b_1 + 2 \delta_2^2 b_2) / (b_1 + 2 b_2)} \quad \dots\dots (8)$$

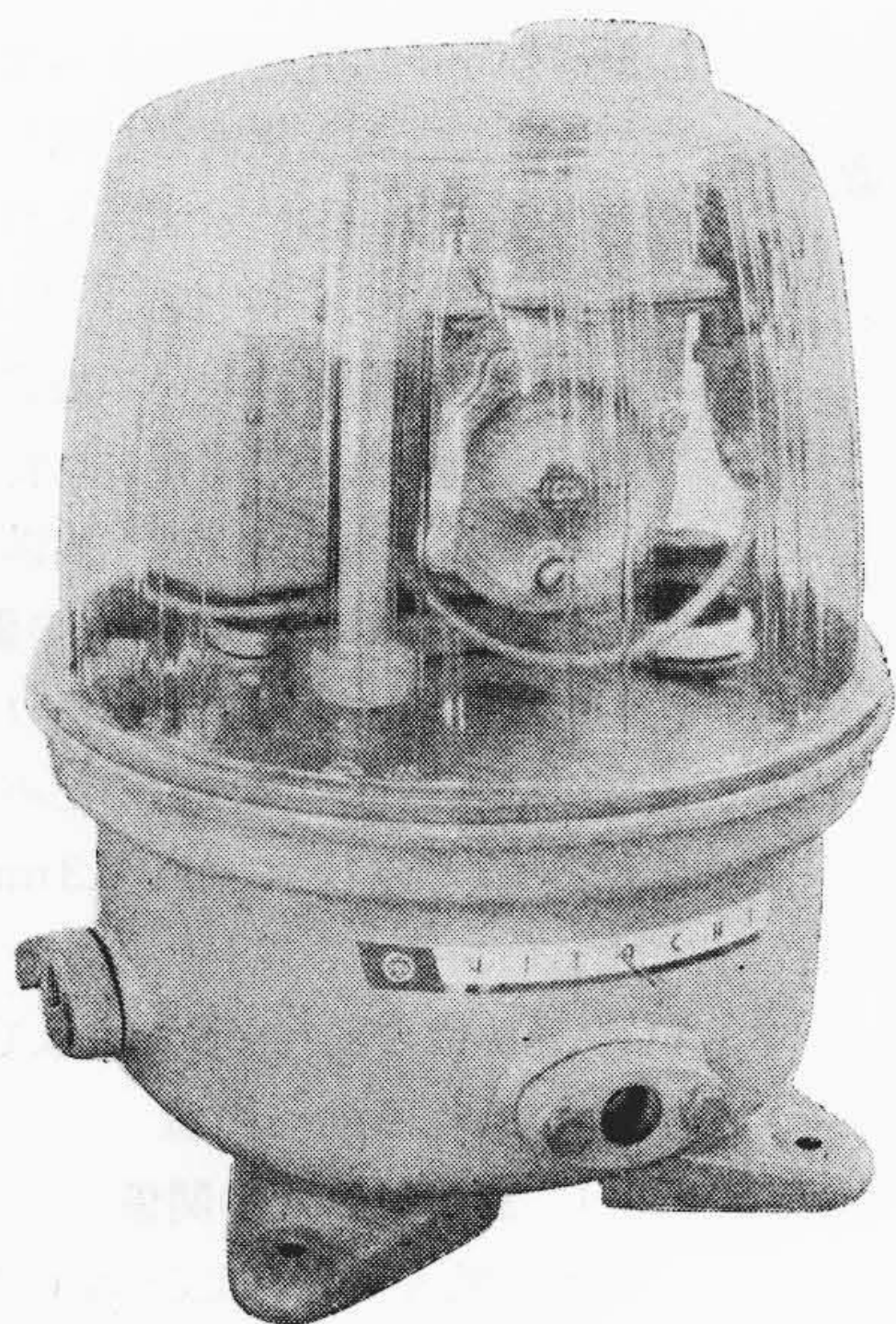
式中の b_1 , b_2 , δ_1 , δ_2 , D_0 , D_1 , D_2 , θ などは第1図に示すような各部の寸法である。

総揚程と揚水量との関係は(1)式で示されるが、ポンプを設計する際には、まず見かけの乱れ係数 κ の値をいかにとればよいかが重要な問題となる。したがって κ に大きく影響するであろうと思われる羽根車の歯溝数、歯溝幅や水通路の形状寸法などについて検討し、 κ との関係をはっきりさせる必要がある。

3. ポンプの構造および実験方法

実験に用いた、うず流れ形ポンプは、第2図に示す日立WT-R201形浅井戸ポンプとほぼ同様構造のもので、電動機にポンプが直結されており、ポンプ部分の構造は第3図に示されている。実験は定格電圧において周波数を調整して常に回転数を一定に保ち、揚程、揚水量、電動機電流、入力などを測定した。吐出圧力は吐出管に設けた仕切弁によって調節し、ブルドン形圧力計で測定し、吸込圧力の測

* 日立製作所多賀工場

第2図 日立 WT-R₂₀₁ 形浅井戸ポンプ

定には水銀マンオメータを使用し、揚水量は容器により測定した。

実験を行ったポンプの主要寸法は第1表のとおりで、羽根車径および水通路の寸法の異なるもの4種について羽根車のみを交換し、それぞれ歯溝数、歯溝幅を支えて実験を行い、総揚程-揚水量曲線に対する影響について検討した。漏れすき間 c および s は揚水特性に大きく影響するので、これらはできるだけ同一寸法をとるように製作し第1表の値の ± 0.005 以内に納めた。

4. 実験結果とその考察

4.1 揚水特性曲線

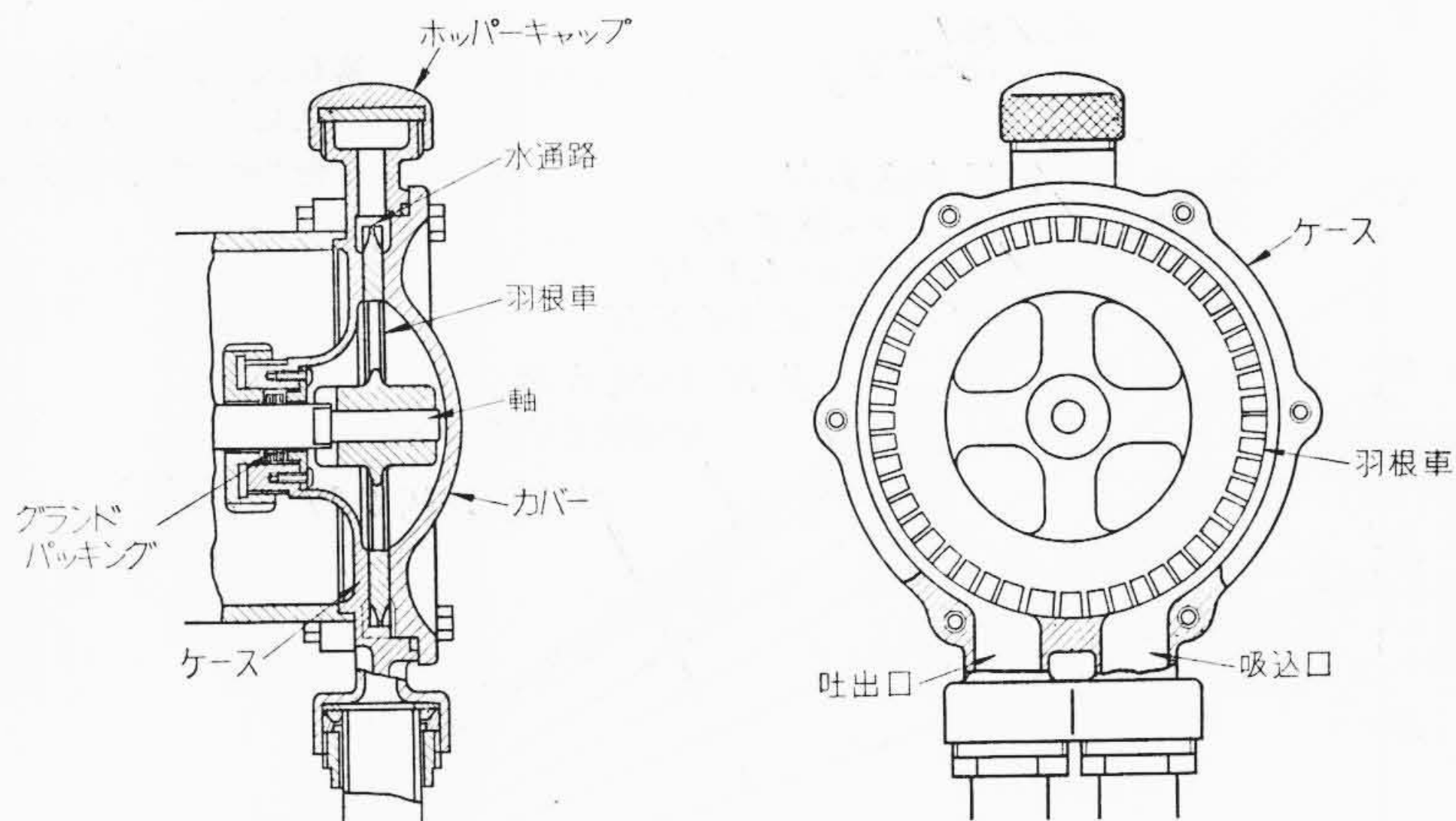
代表例としてポンプ No. 1 (羽根車径 121 mm) の歯溝数 80 の場合の揚水特性曲線を第4図に示す。総揚程-揚水量曲線は直線に近い、やや上方に凹の曲線で、電動機出力曲線もほぼ直線の特性を示している。

4.2 総揚程-揚水量曲線の変化

4.2.1 羽根車の歯溝全容積 V をほぼ一定にして歯溝数 (片面) N と歯溝幅 t とを変化させた場合

歯溝数や歯溝幅の影響について検討するには、同一直径の羽根車においてほかの条件をなるべく同じくする必要がある。そこで第5図に示す歯溝容積 v に注目し、工作上多少の相違は出たが歯溝全容積 V すなわち $2Nv$ の値がほぼ等しくなるように歯溝数、歯溝幅を定めて実験を行った。羽根車径 121 mm の場合の結果を第6図に示す。総揚程-揚水量曲線は歯溝数を増すに従い上昇するが、歯溝幅 3 mm, 歯溝数 80 で最大となり、歯溝幅 2.5 mm, 歯溝数 96 となると特性はかえって急激に低下し、さらに歯溝数を増せばますます低下の傾向を示す。これはほかのポンプでも同様傾向を示す。したがって水通路の形状寸法が実験ポンプの数値程度の場合は、歯溝幅に関係なく歯溝数が多くなれば多くなるほど特性がよくなるというのではなく、歯溝幅が大きく影響し、その値は 3 mm 以上とするのが適当である。

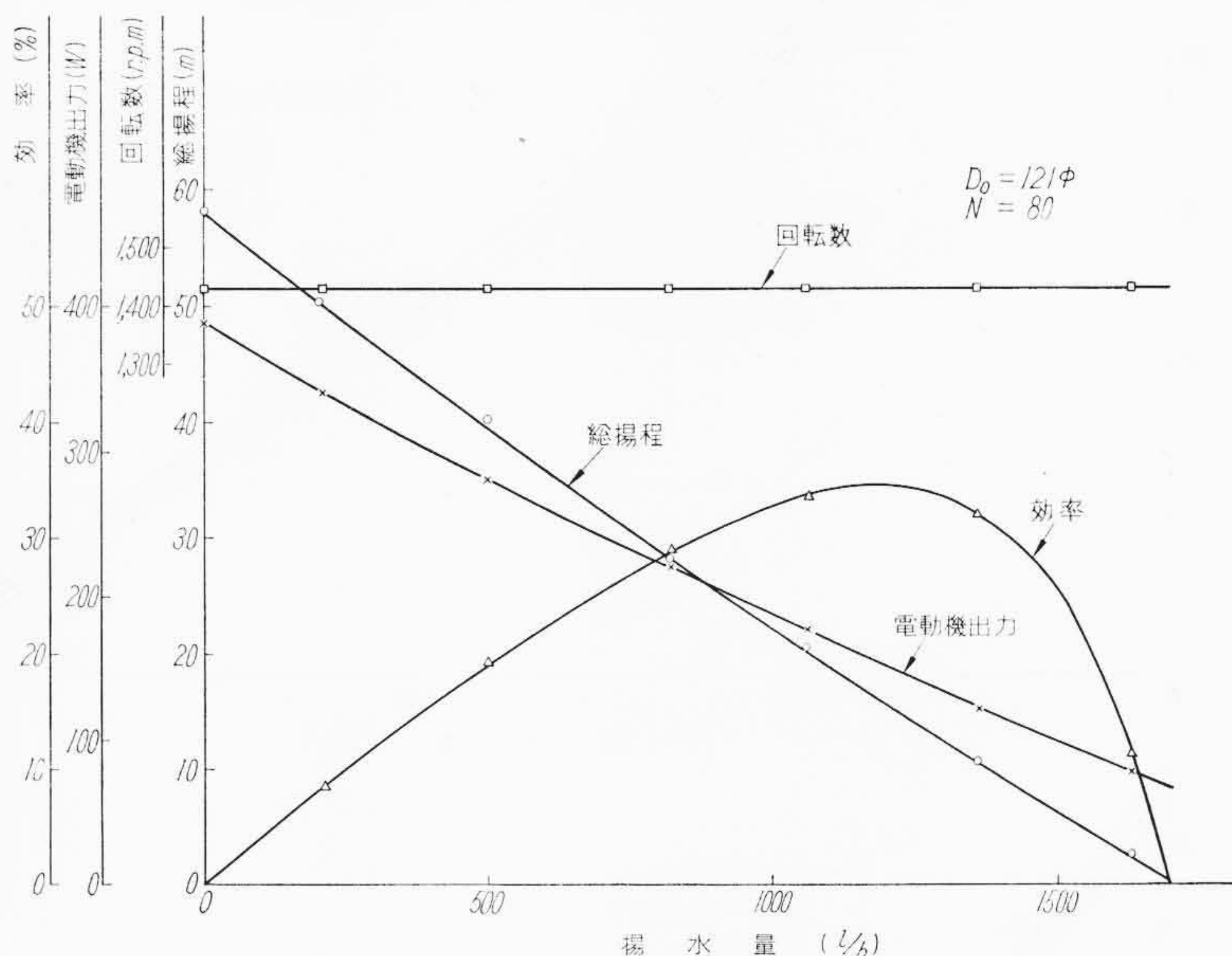
4.2.2 歯溝全容積 V を増しながら歯溝数 N を増した場合



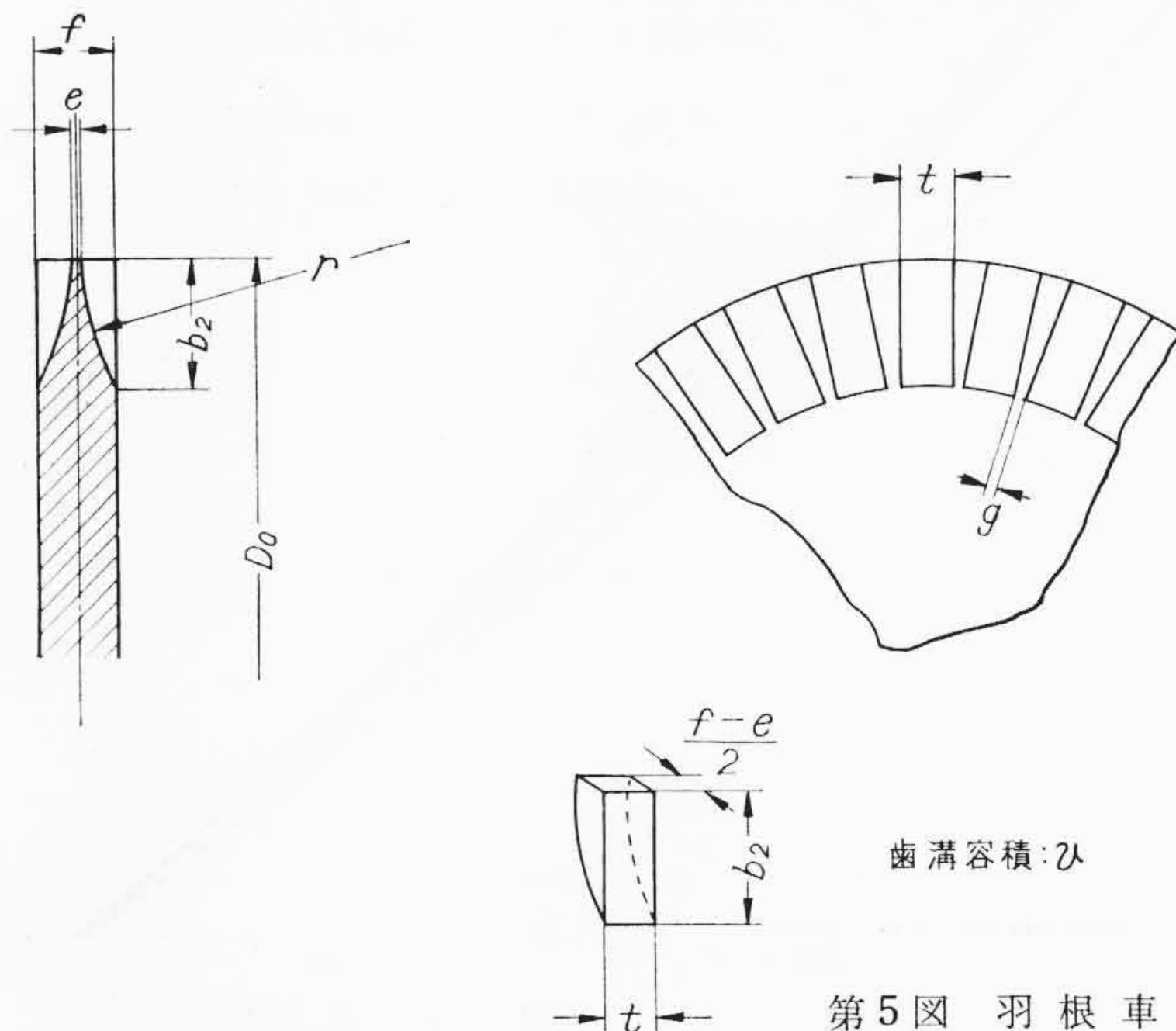
第3図 ポンプ部分断面図

第1表 実験ポンプの諸寸法

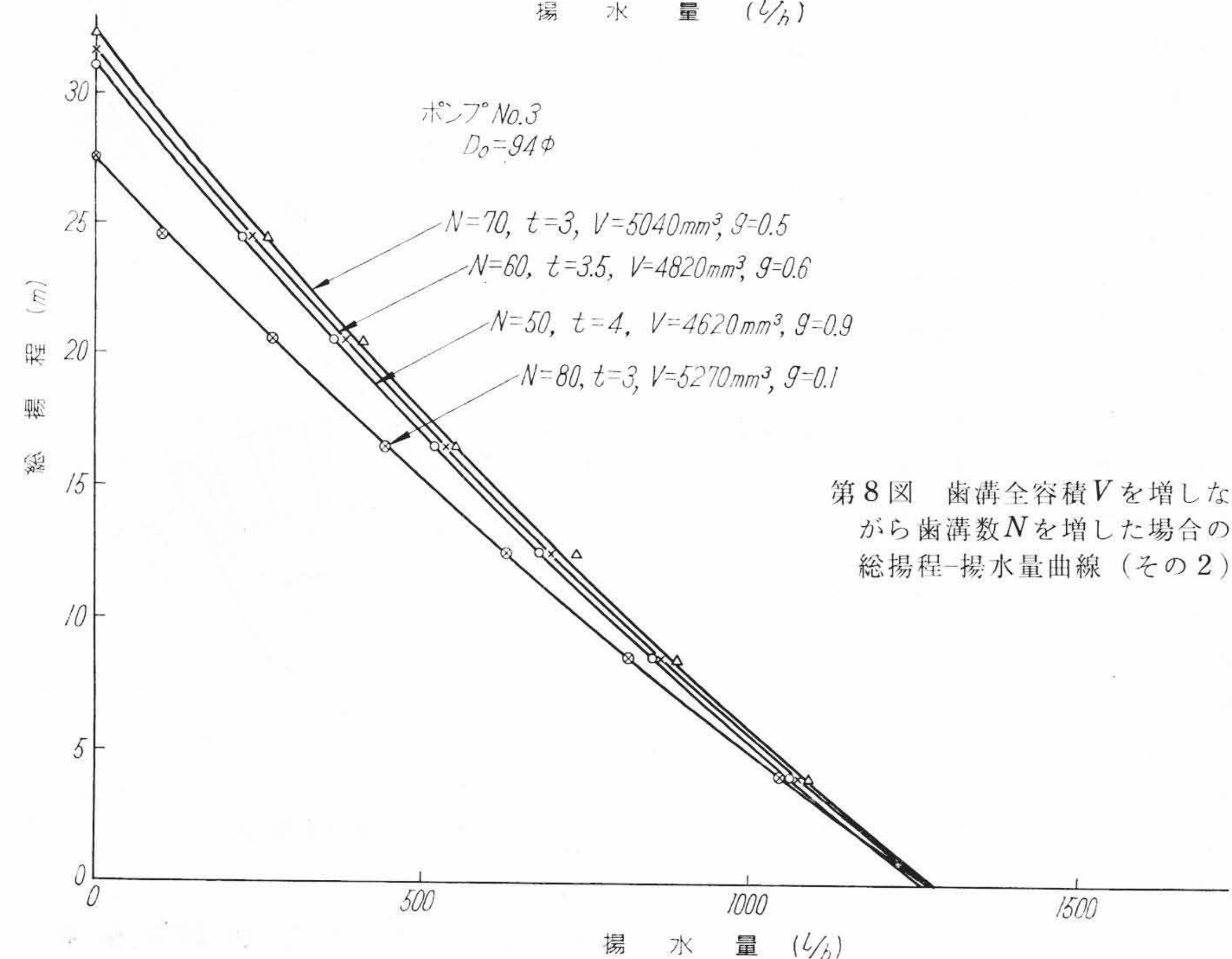
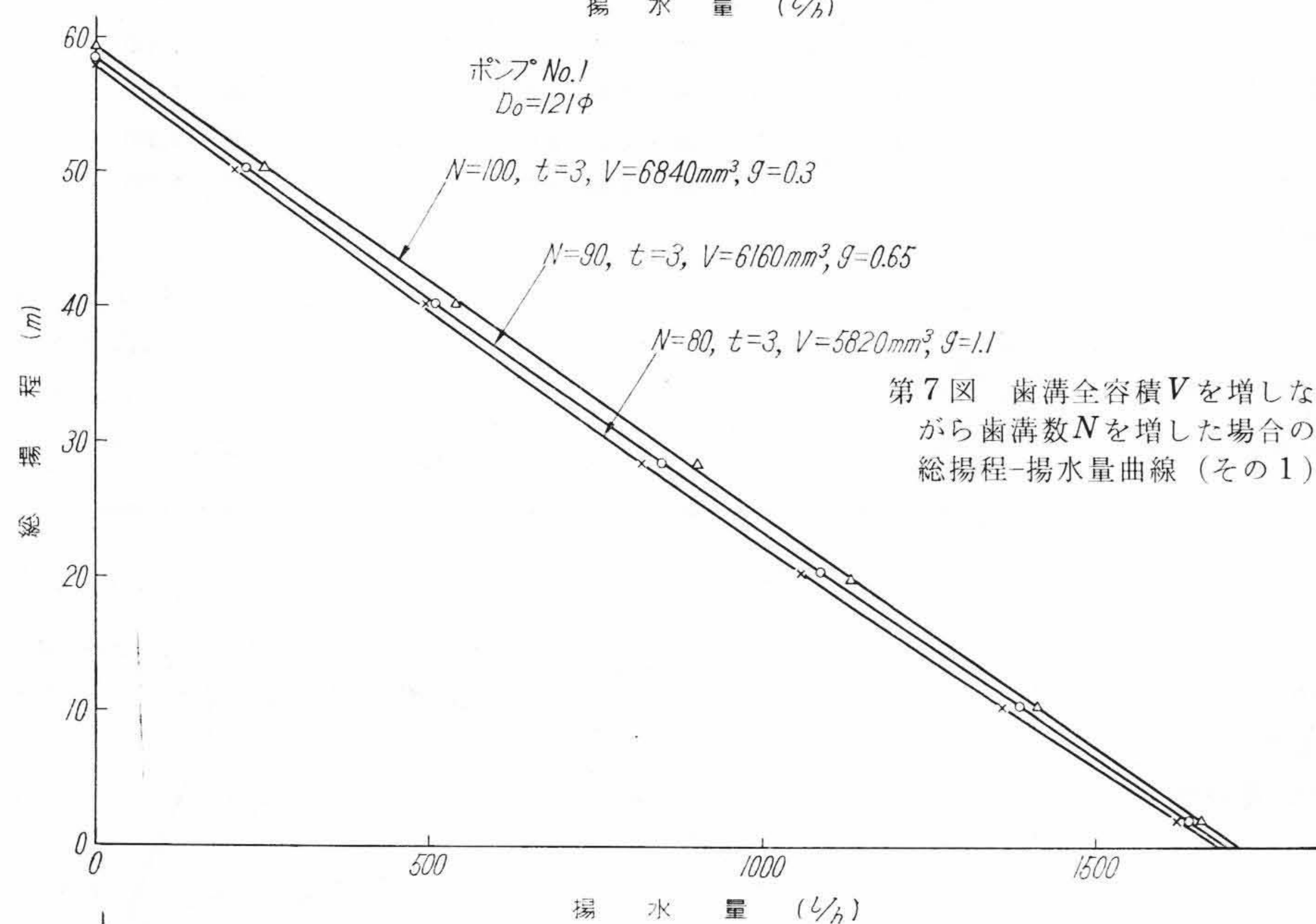
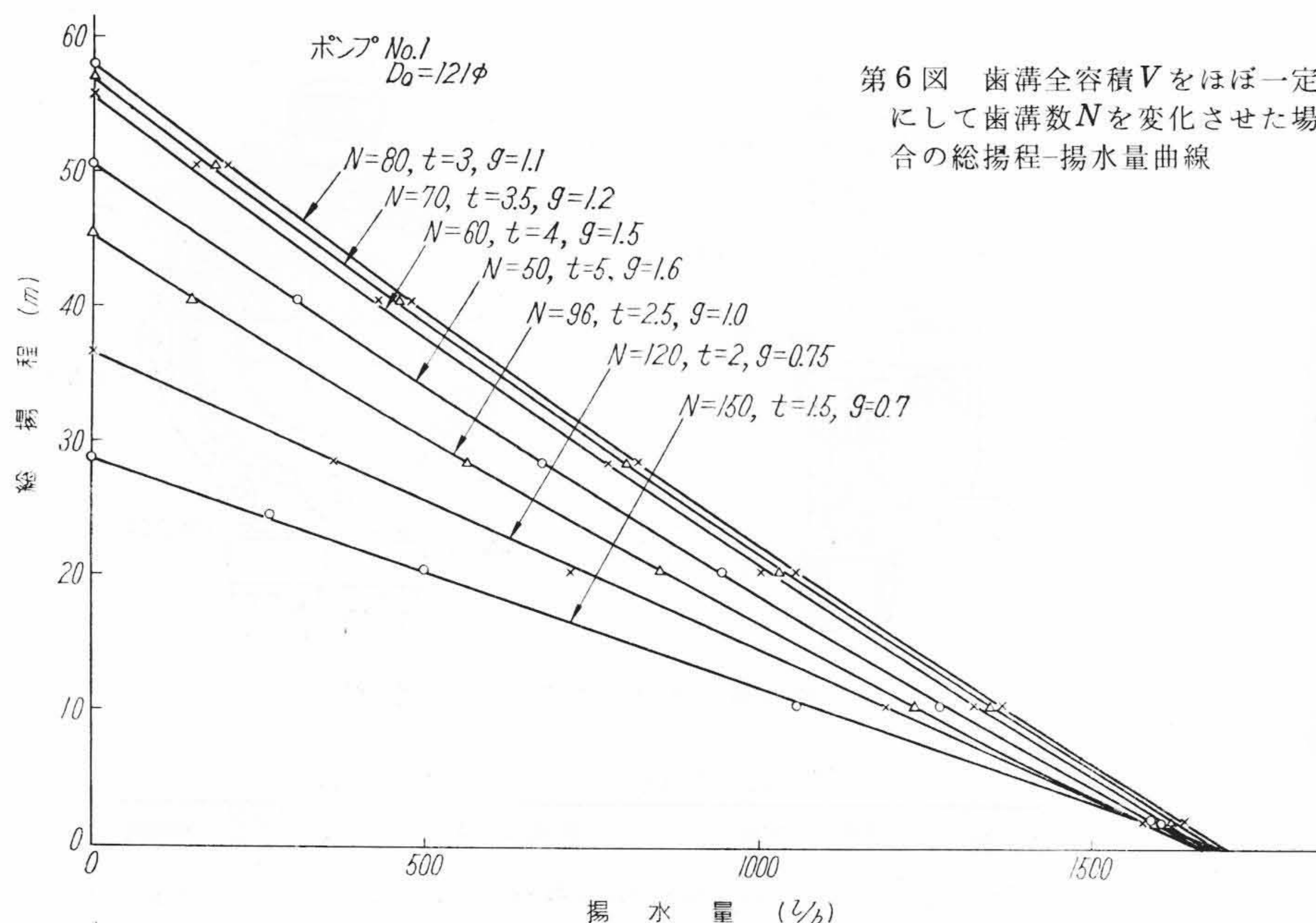
実験 ポンプ No.	羽根車の寸法				水通路寸法				漏れすき間 寸法		回転数 n rpm
	直径 D_0 mm	e mm	f mm	r mm	δ_1 mm	δ_2 mm	b_1 mm	b_2 mm	c mm	s mm	
1	121	0.5	5	25	2.75	2.6	10.2	7.7	0.06	0.07	1,430
2	114	0.2	5	25	2.55	1.63	8.26	8	0.06	0.07	1,720
3	94	0.4	5	25	2.55	2.65	10.3	8.1	0.06	0.07	1,430
4	83	0.3	5	25	2.55	2.63	10.26	8	0.06	0.07	1,720



第4図 ポンプ No. 1 の揚水特性曲線

歯溝容積: v

第5図 羽根車の歯溝



歯溝幅を 3 mm 以上にとって歯溝全容積を増しながら歯溝数を増した場合の結果を第 7, 8 図に示す。この場合は歯溝数が多いほど特性は上昇している。ただし第 8 図において歯溝数 80 の場合のみ歯溝数 70 の場合より特性が低下している。これは歯溝と歯溝との内周における距離 $g = 0.1$ mm の影響で、 g があまり小さい場合は吐出口より吸込口に向う漏れが増大するためと考えられる。したがって g は 0.3 mm 以上とするのが適当と思われる。

4.3 見かけの乱れ係数 κ および 真の乱れ係数 κ_0 の値

4.3.1 歯溝数 N との関係

実験結果より κ および κ_0 の値を求めてみることにする。

(1) 式において $Q = 0$ とおけば、(3) 式より $h = 0$ 、(4) 式より $L' = 0$ であるから

$$H_{\max} = \frac{L \kappa U^2}{980 \delta} \cdot \frac{q_0}{q_0 - 0.5} \dots\dots\dots (9)$$

ここに

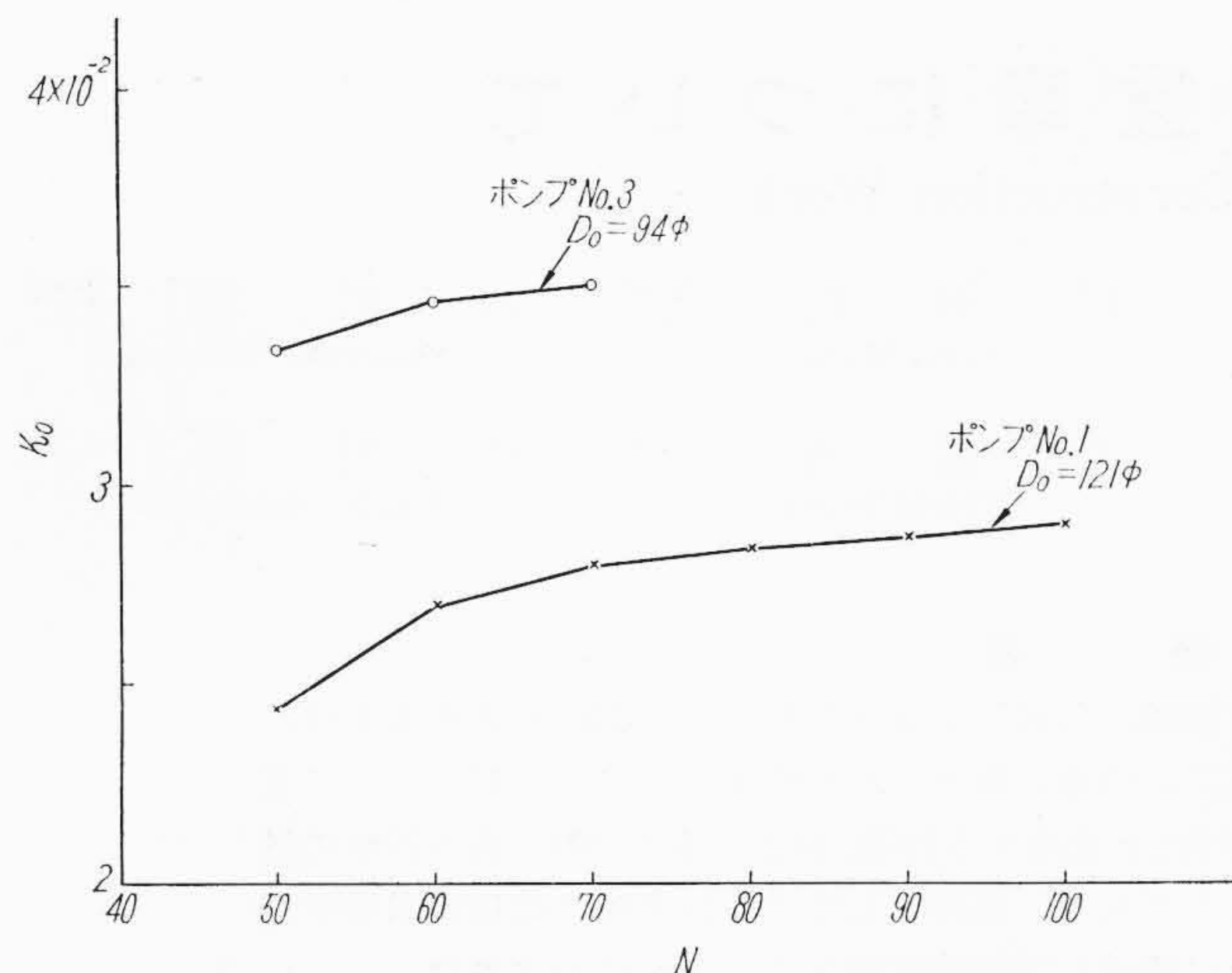
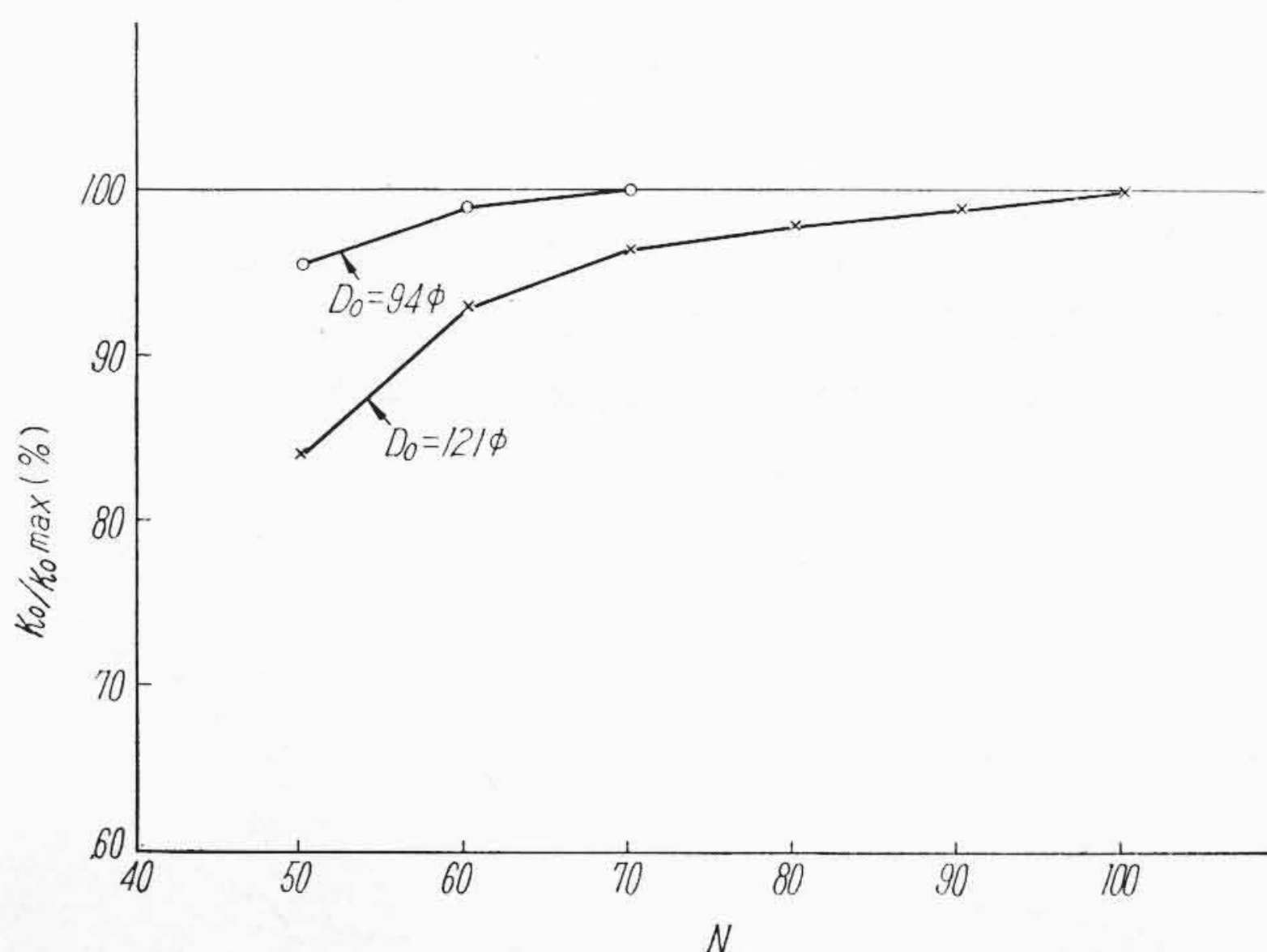
$$q_0 = 1 + \frac{y_0}{\delta} - \frac{0.4343}{\log_{10} \{1 + (\delta/y_0)\}} \dots\dots\dots (10)$$

(9) 式より

$$\kappa = \frac{980 \delta H_{\max}}{L U^2} \cdot \frac{q_0 - 0.5}{q_0} \dots\dots\dots (11)$$

したがって κ は実験結果より (11) 式で計算できる。さらに内部漏れの法則の式⁽¹⁰⁾を用いれば κ より κ_0 を計算することができる。 κ_0 は漏れすき間 c および s に影響されない係数であり、 κ は κ_0 より c および s が定まれば計算できるから、以下 κ_0 の値について検討することとする。第 9 図は上記実験結果中歯溝幅が 3 mm 以上、 g が 0.3 mm 以上の場合の κ_0 の値と歯溝数との関係を示す。これより κ_0 は歯溝数および歯溝幅に影響されることがわかる。

いま羽根車径 121 mm においては、歯溝幅 3 mm、歯溝数 100 の場合の κ_0 を、羽根車径 94 mm においては、歯溝幅 3 mm、歯溝数 70 の場合の κ_0 をそれぞれ $\kappa_{0 \max}$ と見なして、これを 100% とし、歯溝数と $\kappa_0/\kappa_{0 \max}$ との関係になおして図示すれば第 10 図のようになる。これより κ_0 の値を大きくするためには歯溝幅 3~3.5 mm、 $1.2 \text{ mm} \leq g \leq 0.3 \text{ mm}$ として歯溝数を定めるのが適当と考えられる。

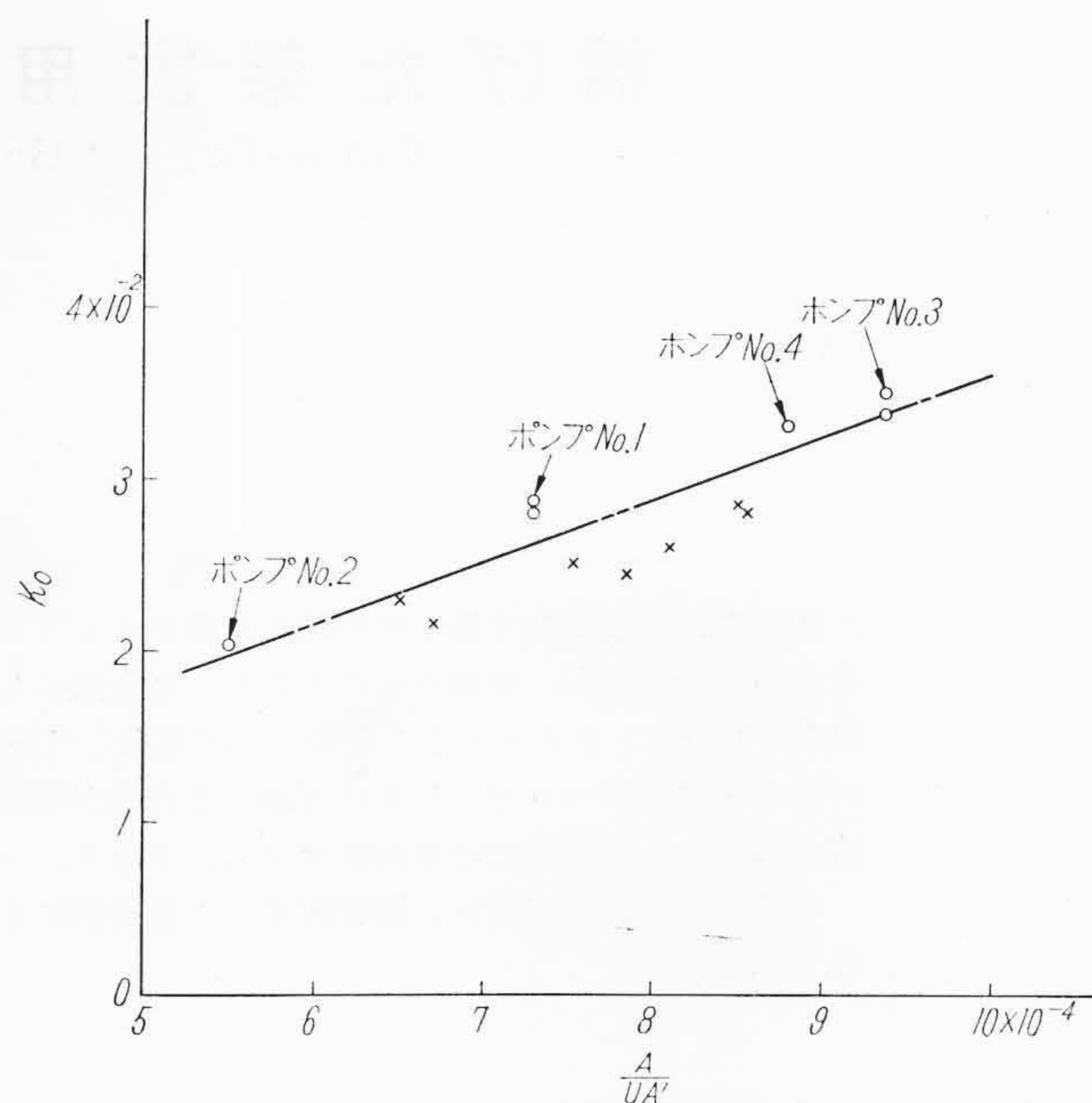
第9図 真の乱れ係数 κ_0 と歯溝数 N との関係第10図 $\kappa_0/\kappa_{0\max}$ と歯溝数 N との関係

4.3.2 水通路の形状寸法との関係

第9図の結果は κ_0 の値が歯溝数および歯溝幅に影響されるほか、ポンプによっても大きく変化することを示している。これは水通路の形状寸法の影響と考えられるが、 κ_0 との間には定まった関係が求められない。そこで羽根車の周速 U の影響も考慮に入れて A/UA' と歯溝幅 $3 \sim 3.5 \text{ mm}$, $1.2 \text{ mm} \geq g \geq 0.3 \text{ mm}$ の場合の κ_0 との関係を探ってみると第11図のようになる。ここに A' は水通路に羽根車がないと考えた場合の面積で、次式で表わされるものである。

$$A' = b_1(\delta_1 + b_2) \dots\dots\dots (12)$$

第11図は第1表のポンプの結果ばかりでなく、ほかのポンプ数機種 ($D_0 = 86 \sim 122 \text{ mm}$, $N = 1,430 \sim 1,740 \text{ rpm}$, $A = 0.59 \sim 0.80 \text{ cm}^2$) の試験結果 (×印) も入れて整理したもので、 κ_0 は図示のように A/UA' に比例して増減する傾向にあり、設計の際は第11図より κ_0 の値を大略定めうると考えられる。 κ の値は漏れすき間 c および s を定めることにより、 κ_0 より前述の内部漏れの法則の式を用いて計算すればよい。

第11図 κ_0 と A/UA' との関係

5. 結 言

以上羽根車径 $83 \sim 121 \text{ mm}$ の、うず流れ形ポンプの総揚程-揚水量曲線について検討し、羽根車の歯溝数、歯溝幅および水通路の形状寸法などによる影響、ならびにこれらと水通路内の真の乱れ係数 κ_0 との関係についてほぼ明らかにすることができ、設計上必要な資料をうることができた。

すなわち

(1) 羽根車の歯溝全容積を一定にして歯溝数、歯溝幅を変化させた場合は歯溝数が増えるに従い特性も上昇するが、歯溝幅が 2.5 mm 以下になるとかえって特性は低下し、歯溝数が増えるに従いますます低下する。

(2) 羽根車の歯溝数は歯溝幅 $3 \sim 3.5 \text{ mm}$, $1.2 \text{ mm} \geq g \geq 0.3 \text{ mm}$ として定めるのが適当である。

(3) κ_0 の値は歯溝数、歯溝幅に影響されるとともに、 A/UA' に比例して増減する傾向にある。

なお今後の問題としては羽根車径、水通路の寸法や回転数の範囲をさらに拡大した場合の検討や関連問題たる軸動力の変化の検討を行う予定である。

参 考 文 献

- (1) 高井：機械学会論文集 2, 7, 223 (昭11-3)
- (2) 寺田, 南谷：日立評論 25, 268 (昭17-5)
- (3) 藤原：日立評論 30, 104 (昭23-6)
- (4) 宮津：機械学会論文集 5, 18, 109 (昭14-2)
- (5) 宮津：機械学会論文集 18, 66, 136 (昭27-2)
- (6) 葛西, 生井, 妹尾：機械学会論文集 17, 56, 20 (昭26-3)
- (7) 葛西, 妹尾：機械学会論文集 17, 56, 27 (昭26-3)
- (8) 葛西, 妹尾：機械学会論文集 18, 66, 142 (昭27-2)
- (9) 葛西, 妹尾：機械学会論文集 18, 66, 148 (昭27-2)
- (10) (9)に同じ