621.67.01 : 532.582.5

か 流 ポ ン プ 特 性 の 研 究

(第2報, 理論特性式)*

下 坂 実**

Research on the Characteristics of Regenerative Pump
(2nd Report, Theoretical Performance)

by Minoru SHIMOSAKA

According to the author's preceding research on regenerative pump, in which the flow channel and the impeller dimensions were widely changed, the pump performance is influenced by their relations. Then, it is obvious that the analysis of performance can not be considered without taking their relations into account, when they vary with each other.

The author's analysis is considered their effects on the theoretical performance. And he shows that the theoretical performance is available for the practical purpose.

1. 緒 論

か(渦)流ポンプのポンプ作用について、従来発表された研究を分類すれば、(a)流路中の流動が受けるレイノルズ応力によるもの、(b)羽根の先端と根もとにおける角運動量の差によって起る循環流れによるものの二つに大別される。前者には、宮津氏の層流理論による解析に始まる一連の研究^{(1)~(3)}、葛西、妹尾両氏の乱れ理論⁽⁴⁾⁽⁵⁾、および H. W. Iversen 氏⁽⁶⁾、白倉⁽⁷⁾、山内⁽⁸⁾諸氏の論文などがある。後者には、先きに石原氏⁽⁹⁾、最近には A. M. Wright 氏⁽¹⁰⁾の意見、W. A. Wilson 氏⁽¹¹⁾らの論文などがある。これらの研究は、それぞれの実験結果とよく一致しているが、その実験は範囲が限定されて狭く、普遍性に乏しい。そしてその理論特性式は複雑であって、実用的でない。

著者は、作用流体を常温の水にして、広範囲な実験を行い、ポンプ作用は、流路と羽根車との組合せによる相互関係によって生ずるものである事を確認した。そして、この二元によるポンプ作用を特性式に表わし、その式を実用的な形にした。このようにして求めた特性式を、諸氏ならびに著者の実験結果について検討した結果、その表示が妥当であることを確かめた。そして更に式中の諸係数を定めて、任意ポンプについて特性の推定を可能にした。

2. 特 性 式

著者は、常温の水について(a)流路代表寸法 R_m (第1報)が同一ならば、流路の形状および寸法が相違しても、ポンプ特性はほぼ同一傾向になること⁽¹³⁾、(b)羽根みぞの配列、形状および寸法と特性との関係⁽¹³⁾⁽¹⁷⁾、(c)羽根車および流路の組合せと特性との関係⁽¹³⁾、(d)流路および羽根みぞ内の流れの方向(流路と羽根みぞとに絹糸を接着して、透明アクリル樹脂製カバーを通して観察した)、(e) J. Bartels 氏の実験結果⁽¹²⁾などを考慮して、次のごとく考える。

吐出し側から移動して吸込口附近に来た羽根みぞ内の流体は、吸込口から流入した流体と混合して、はなはだ不規則な流動になる。この流体が流路を進むに従い羽根みぞの先端と根もととにおける角運動量の差異によって生ずる流れの乱れが漸増し、ポンプ作用が強まる。この場合、羽根みぞ内の流体は、羽根先端から流路中に流出し、再び羽根の根もとに帰る流動を起すものと考えられる。この作用が多数の羽根によって同時に行われるから、流路中の衝突と混合とが激しくなり、乱れが促進され、その結果流体の圧力が高まる。したがって、乱れ流動に大きく影響する因子は、第1図において、(a)羽根みぞ深さ b_1 と長さ b_2 との相対関係、(b) b_1 面および b_2 面と流路固定壁面との距離、(c)羽根数、(d)羽根みぞ幅 t_1 、(e)羽根みぞ長さ b_2 などである。それゆえ、流れのレイノルズ応力は、次に示す各項の関数と仮定する。

* 昭和 32 年 4 月 2 日 第 34 期通常総会講演会および昭和 32 年 10 月 17 日 第 637 回講演会において講演、原稿受付 昭和 34 年 5 月 25 日。

** 正員、東京都立大学工学部(東京都品川区大井敏洲町 237)。

(i) 流路代表寸法 $R_m = A/(2b_2 + b)$, ただし, A は流路断面積, $(2b_2 + b)$ は羽根断面周囲長さ(第1図および第1報参照).

(ii) 羽根車外周速度 U .

(iii) 流路断面内の流体速度こう配 du/dy , ただし u は流体速度, y 軸は流動方向と直角にとる.

(iv) 羽根数 Z .

(v) 羽根みぞの幅と深さとの比 t_1/b_1 , ただし, $t_1 = \pi D / \{Z(1 + 1/m)\}$ は羽根みぞ幅, D は羽根車直径, $m = t_1/t_2$ は羽根みぞ幅比, t_2 は羽根幅.

(vi) 羽根みぞの深さと長さとの比 b_1/b_2 , ただし, b_1 は羽根みぞ深さ, b_2 は羽根みぞ長さ.

(vii) 流体密度 ρ .

しかる時には, レイノルズ応力 τ は, 次のごとく表わされる.

$$\tau = \kappa \rho Z (t_1/b_1)^n (b_1/b_2) R_m U (du/dy) \dots \dots \dots (1)$$

式中の κ および n は, 実験によって定められる定数である. この式の適用範囲は, 流路代表寸法 R_m が極端に大または小にならないで, その他の諸量は第1報で述べたごとく, 実用上利用可能な全範囲内の値である. 上式中,

$$\varepsilon = \kappa Z (t_1/b_1)^n (b_1/b_2) R_m U \dots \dots \dots (2)$$

と置けば,

$$\tau = \rho \varepsilon (du/dy) \dots \dots \dots (3)$$

となる. この式は Boussinesq のレイノルズ応力式と同形であって, ε は か(渦)動粘性係数と呼ばれているものに相当する. (3) 式は宮津, 葛西および妹尾氏の論文にある式と同形であるが, レイノルズ応力に影響をおよぼす因子として, 羽根車諸元と流路寸法とを考慮してある点が異なる. これはポンプ特性の表現に重要な点である.

さて, 流路周壁面と羽根車外周面との距離は, 全円周同一であって, 流路延長に比して小である. それゆえ, 流路の曲率を無視して, 直線流路とみなし, 直角座標軸を次のごとく定める. 原点を流路周壁(固定壁)面上に置き, 流動方向を x 軸とし, それと直角の断面上に y 軸をとる. 流体の圧力の強さ p は x 方向に, 流速 u は y 方向にのみ変化し(したがってレイノルズ応力 τ は y のみの関数である), 質量力は働かないものとする. しかる時は, 流動流体の微小部分が持つ力の平衡式は次式で表わされる.

$$d\tau/dy = dp/dx \dots \dots \dots (4)$$

(4) 式を y について積分し, 固定の周壁面 $y=0$ において, $\tau = \tau_0$ と置けば,

$$\tau = (dp/dx)y + \tau_0 \dots \dots \dots (5)$$

が得られ, この関係を (3) 式に代入すれば,

第1図 羽根みぞおよび流路

$$\rho \varepsilon (du/dy) = (dp/dx)y + \tau_0$$

となる. この式を更に y について積分して, $y=0$ の時に, $u=0$ の境界条件を入れる時は, 次式が得られる.

$$u = (1/\rho \varepsilon) \{ (dp/dx)(y^2/2) + \tau_0 y \} \dots \dots \dots (6)$$

移動壁面 $y=R_m$ において, $u=\kappa_1 U$ とすれば, 移動壁面上では,

$$\kappa_1 U = (1/\rho \varepsilon) \{ (dp/dx)(R_m^2/2) + \tau_0 R_m \}$$

なる関係が成立する. この式から τ_0 を求める.

$$\tau_0 = (1/R_m) \{ \rho \varepsilon \kappa_1 U - (dp/dx)(R_m^2/2) \} \dots \dots \dots (7)$$

(7) 式の τ_0 を (6) 式に代入すれば, u が求められる.

$$u = (1/2\rho \varepsilon) (dp/dx)(y - R_m)y + (\kappa_1 U/R_m)y \dots \dots \dots (8)$$

吐出し量は流路の任意断面における流動量に等しい. したがって, 吐出し量 Q は次式で表わされる.

$$Q = \int_0^{R_m} u(2b_2 + b) dy \dots \dots \dots (9)$$

式中, $(2b_2 + b)$ は y に関係なく一定値である(第1図).

今考えている直線流路においては, 圧力が一様に増加して, ポンプ揚程 H が得られるものとする. そして流路長さ L は, $\pi D(1 - \theta_1/\pi)$ に等しくなる. ただし, D は羽根車外周直径, θ_1 は隔壁中心角(Rad)の $1/2$ である. すなわち, $D\theta_1$ は隔壁の円周長さになる. それゆえ, 流体の比重量を γ とすれば,

$$dp/dx = \gamma H/L = \gamma H / \{ \pi D(1 - \theta_1/\pi) \} \dots \dots \dots (10)$$

となる. 次に (2), (8), (10) 式の関係を用いて (9) 式に入れて積分し, その結果に $(2b_2 + b) = A/R_m$, $\gamma = g\rho$,

$\Phi_1 = 6\kappa_1(\pi - \theta_1)$ の代入を行えば、次式が成立する。

$$H = \Phi_1 Z(t_1/b_1)^n (b_1/b_2) (U^2/g) (D/R_m) (1 - 2Q/A\kappa_1 U) \quad \dots\dots\dots (11)$$

この式は、ポンプ揚程計算の基礎式である。ただし、式中の符号は次の単位で表わす。

H はポンプ揚程 m, Z は羽根数, t_1 は羽根みぞ幅 m, b_1 は羽根みぞ深さ m, b_2 は羽根みぞ長さ m, U は羽根車外周速度 m/s, D は羽根車外周直径 m, R_m は流路代表寸法 m, Q はポンプ吐出し量 m³/s, A は流路断面積 m², g は重力加速度 m/s².

また、係数 Φ_1 , κ_1 および指数 n は定数であって、縮切揚程 ($Q=0$ の時) および最大吐出し量 ($H=0$ の時) の条件から求められる。しかし、縮切揚程 $H_{\max}$ および最大吐出し量 $Q_{\max}$ は次式で表わされる。

$$H_{\max} = \Phi_1 Z(t_1/b_1)^n (b_1/b_2) (U^2/g) (D/R_m) \quad \dots (12)$$

$$Q_{\max} = (1/2) A \kappa_1 U \quad \dots\dots\dots (13)$$

羽根車諸元の寸法が一定ならば、上式中

$$\Phi_1 Z(t_1/b_1)^n (b_1/b_2) = \Phi_2 \quad \dots\dots\dots (14)$$

が一定になるから、ポンプ揚程 H および縮切揚程 $H_{\max}$ は、次のごとく簡単に表わされる。

$$H = \Phi_2 (U^2/g) (D/R_m) (1 - 2Q/A\kappa_1 U) \quad \dots\dots (15)$$

$$H_{\max} = \Phi_2 (U^2/g) (D/R_m) \quad \dots\dots\dots (16)$$

運転トルクは、次のごとくにして求めることができる。まず上述の仮定においては、

固定壁面 $y=0$ において、 $u=0$, $\tau=\tau_0$,

移動壁面 $y=R_m$ において、 $u=\kappa_1 U$, $\tau=\tau_i$,

になっているが、計算の便宜上、流体の回転半径を羽根車半径 $D/2$ にとる。その結果次の修正係数が必要になる。

(i) 羽根面および回転半径のための修正係数 ξ_i ,

(ii) 円板摩擦および羽根みぞ内の流体うずによる損失係数 ξ 。

後者の流体損失は、羽根車周速度の二乗に比例するから、これらの損失を集めて、 $\xi \rho U^2$ と表わす (この値は、羽根みぞ、羽根数など羽根車諸元寸法によって、多少の差異がある)。しかる時は、運転トルク T は次式で表わされる。

$$T = \int_0^B \int_0^L (\tau_i + \xi_i \rho U^2) \xi_i (D/2) dx db'$$

式中、 x は流路長さを表わしその全長は L である。 b' は羽根断面の周囲長さを表わし、その全長は、 $B = 2b_2 + b$ である。上式に、(5), (7) 式の関係を導入して積分すれば、次式が得られる。

$$T = \xi_i \pi (D^2/2) (2b_2 + b) \{ (1/2) R_m (dp/dx) + (\rho \varepsilon \kappa_1 U / R_m) + \xi_i \rho U^2 \} \quad \dots\dots\dots (17)$$

次に、

$$\xi_1 = (\pi/4) \xi_i,$$

$$\xi_2 = (\pi/2) \xi_i \{ \kappa \kappa_1 Z(t_1/b_1)^n (b_1/b_2) + \xi \}$$

なる代入を行えば、次の形になる。

$$T = \xi_1 D^2 (2b_2 + b) (R_m/D) \gamma H + \xi_2 \rho U^2 D^2 (2b_2 + b) \quad \dots\dots\dots (18)$$

式中、 γ は流体の比重量 (kg/m³), ρ は流体密度 (kg·s²/m⁴) を表わす。右辺の第 1 項は揚程を作るのに必要なトルクであって、第 2 項は円板摩擦および羽根によって起る損失に打勝つために必要なトルクに相当する。そして後者の値は、流体の速度水頭に比例するが、前者の値に比して、かなり小さい。羽根車の角速度を ω (Rad/s) とすれば、ポンプ効率 η は

$$\eta = (\gamma Q H) / (\omega T)$$

の関係を用い、(11), (18) 式から求められる。

$$\eta = \frac{\gamma Q \Phi_1 Z(t_1/b_1)^n (b_1/b_2) (U^2/g) (D/R_m) (1 - 2Q/A\kappa_1 U)}{\omega \{ D^2 (2b_2 + b) \xi_1 (R_m/D) \gamma H + \xi_2 \rho U^2 D^2 (2b_2 + b) \}} \quad \dots\dots\dots (19)$$

この式に最大吐出し量 (13) 式、縮切揚程 (12) 式の関係代入すれば、

$$\eta = \frac{\gamma Q H_{\max} (1 - Q/Q_{\max})}{\omega D^2 (2b_2 + b) \{ \xi_1 (R_m/D) \gamma H + \xi_2 \rho U^2 \}} \quad \dots\dots\dots (20)$$

となる。ここで、

$$\left. \begin{aligned} \dot{H}_{\max} &= H_{\max} / (U^2/g), & \dot{Q} &= Q / (AU), \\ \dot{Q}_{\max} &= Q_{\max} / (AU), & \dot{R}_m &= R_m / D, \\ \dot{A} &= AU / \{ \omega D^2 (2b_2 + b) \}, & \dot{B} &= (\xi_1 R_m) / D \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (21)$$

なる代入を行えば、無次元化したポンプ効率の式が得られる。

$$\eta = \frac{\dot{A} \dot{Q} \dot{H}_{\max} (1 - \dot{Q} \dot{Q}_{\max}^{-1})}{\dot{B} \dot{H}_{\max} (1 - \dot{Q} \dot{Q}_{\max}^{-1}) + \xi_2} \quad \dots\dots\dots (22)$$

$\dot{Q}_{\max} > \dot{Q}$, $d\eta/d\dot{Q} = 0$ の条件によって、最高効率の時の吐出し量 Q を求め、 $Q_{\eta \max}$ の記号に改め、かつ「 $\cdot$ 」がない符号に書き改めるならば、次式が得られる。

$$\dot{Q}_{\eta \max} / \dot{Q}_{\max} = Q_{\eta \max} / Q_{\max} = 1 + \Psi - \{\Psi(\Psi + 1)\}^{1/2} \quad (23)$$

ただし式中,

$$\Psi = \frac{\xi_2}{\xi_1 H_{\max} / \{(U^2/g)(D/R_m)\}} \quad (24)$$

である。すなわち, $Q_{\eta \max}$ と $Q_{\max}$ との関係が求められた。

(23) 式から $Q_{\eta \max}$ を求め, (20) 式の Q に代入すれば, 最高効率 $\eta_{\max}$ が得られる。

$$\eta_{\max} = \{Q_{\max} / (2UA)\} (1/\xi_1) [1 + 2\Psi - 2\{\Psi(\Psi + 1)\}^{1/2}] \quad (25)$$

上述の特性式では次の諸点について, 注意しなければならない。(a) 特性式は, 流路に沿って圧力こう配が一定であることを仮定している。しかし厳密には吐出し量が大い範囲で, この仮定が実験結果と一致しないことがある。その原因の大部分は, 吸込口の影響である。しかし, 上記の現象は最高効率点の吐出し量を越して, 最大吐出し量に近づくほど大きく表われるから, 最高効率点の吐出し量以下の吐出し量 (このポンプが一般に使用される範囲) を論ずる時には, 圧力こう配は一定と考えてさしつかえない。(b) ここでは, 流路の曲率を無視して

第1表 ポンプ諸元の範囲

実験者	流路諸元		羽根車諸元				
	$A \text{ mm}^2$	$R_m \text{ mm}$	Z	t_1/b_1	b_1/b_2	$D \text{ mm}$	$N \text{ rpm}$
三井寿雄	93	4.4	52	0.9	0.5	80	2 850 3 400
宮崎 徹	90~242	4.5~7.0	64~84	0.9~1.3	0.2~0.3	100~200	1 400~3 500
高橋義之介	90~400	3.0~8.6	33~64	1.2~3.0	0.2~0.5	110~185	1 400~3 300
下坂, 山崎	108~670	2.5~13.6	12~150	0.3~3.3	0.2~0.6	93~141	1 450~3 000

第2図 計算値と実験値との比較
(特定流路における特性)

第3図 計算値と実験値の比較
($m=1$ のときの揚程)

第4図 計算値と実験値の比較
($m=3.1$ のときの揚程)

いるが, 羽根車直径に比して, 流路断面積が極端に大きくなれば, 流路の曲率は無視できない。したがってこの計算法は適用できない。(c) 流路すきま量が, 特に大きい場合は, その影響を考慮する必要がある。(d) 両側面の羽根みぞの配列は第1図のごとく3種類が考えられる。各みぞ配列に対する諸係数の値を三井氏の実験結果⁽¹⁷⁾によって検討すれば, 配列の相違により, ϕ_1 , κ_1 の値は少し変化するが, $\xi_1 \xi_2$ の値はほとんど一定である。しかし, 最高効率点附近の特性に関しては, 第1図羽根みぞの配列中(2)の千鳥形配列がすぐれている。

3. 特性値の整理および係数と指数の決定

作動流体に常温の水を用い, 流路すきま量の影響が少い場合について行った著者の実験結果約 100 例⁽¹²⁾, 諸氏の実験結果⁽¹⁴⁾ およびポンプ製造会社の試験結

果⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾ 76 例によって, 上記特性式の妥当性を検討した. その結果, これらの特性式は, よくポンプ特性を表現することを確認した. 第 1 表は, 検討したポンプ諸元の範囲を示す. 第 2~4 図は, 著者の実験値と計算値との比較である. 第 2 図は, 特定流路における特性の比較を示し, 第 3, 4 図は流路を変化した時における揚程と吐出量との関係の比較である. 第 4 図において, $(D/R_m) > 25.5$ の範囲で, 最大吐出量附近は, 両値が一致していない. これは流路代表寸法 $R_m < 5.5 \text{ mm}$ で, かつ羽根みぞ幅比 $m > 1$ の場合に限って起る現象である. この場合でも, 前述のごとく最高効率点に相当する吐出量以下の範囲はよく一致するから, 特性式の利用は実用上さしつかえない. 最近報告された W. A. Wilson 氏の実験結果⁽¹¹⁾は, 本特性式に一致しないものがある. この実験においては, 流路および羽根車が普通のものとなり, かつ羽根車直径が流路に比して著しく大きくなっているから, 本特性式と比較する対照にならない.

3.1 締切揚程と係数 ϕ_1 および指数 n 締切揚程の (12) 式を

$$\phi_1 (t_1/b_1)^n = H_{\max} / \{ (U^2/g) Z(b_1/b_2) (D/R_m) \}$$

と書直し, この式に第 1 報の実験から得られる値を代入した結果が第 5 図である. 上式を

$$\log \phi_1 + n \log (t_1/b_1)$$

$$= \log [H_{\max} / \{ (U^2/g) Z(b_1/b_2) (D/R_m) \}]$$

と表わし, 横軸に, $\log (t_1/b_1)$, 縦軸に $\log [H_{\max} / \{ (U^2/g) Z(b_1/b_2) (D/R_m) \}]$ をとって, 第 5 図と同様の図を作れば, 曲線の傾斜角から n の値が求められる. すなわち, $t_1/b_1 = 1.3$ を境として異なり, その前後ではほぼ一定値になる. ϕ_1 の値は, $t_1/b_1 = 1$, あるいは $\log (t_1/b_1) = 0$ の縦座標から求められ, (D/R_m) の関数になる. 以上の方法によって係数 ϕ_1 および指数 n の実用値を求め, 式に表わせば次のごとくになる.

$(t_1/b_1) \leq 1.3$ の範囲

$$\phi_1 = 0.052 (D/R_m)^{-0.54}, \quad n = 1.6 \dots \dots (26)$$

$(t_1/b_1) > 1.3$ の範囲

$$\phi_1 = 0.24 (D/R_m)^{-0.93}, \quad n = 0.47 \dots \dots (27)$$

これらのうち, 一般に利用されるのは前者の範囲である.

諸元寸法が明らかなポンプ (第 1 表) について $H_{\max}$ を計算して, その結果を実験値と比較すれば, 第 6, 7 図のごとくになる. これらのポンプは, 吸込口の形状が必ずしも同一でないが, 両者の値は比較的よく一致している.

3.2 最大吐出量と係数 κ_1 実験から得られた最大吐出量 $Q_{\max}$ を (13) 式によって整理すれば, 第 8 図が得られる. 図によれば, AU が大きい範囲では, 羽根数の影響が多少あらわれている. しかし, 第 1 報に述べたごとく, 羽根みぞ幅などの他の諸元はほとんど影響しない. それゆえ, これらの実験範囲では, 係数 κ_1 の値は一定と見ることが出来る. すなわち, 図から $\kappa_1 = 1.4$ が求められる. このように定める時は,

第 5 図 締切揚程と t_1/b_1 の関係

第 6 図 計算値と実験値との比較
($t_1/b_1 \leq 1.3$ のときの締切揚程)

特性が高くなる羽根数 $Z=24\sim72$ の範囲においては、計算値と実験値とがよく一致する。第1表に示す諸ポンプについては、両者の差は $\pm 10\%$ 以下である。本ポンプの性質上、 AU の値が大きくなれば、係数 κ_1 は次第に小さくなる傾向を持っている。しかし、ポンプ容量が特に大きくなり、流路断面積 A が特に大きいポンプは、今までに実験結果がないから明確を欠く。本ポンプは、その特性上、吐出し量が特に大きならないから、上述の範囲内で求めた係数 κ_1 の値は実用上さしつかえない。

3.3 運転トルク T , 係数 ξ_1 および ξ_2 著者の理論に従えば、運転トルク T から軸受などによる機械的損失トルクを差し引いた残りの正味トルクは、ポンプ揚程によって定まる項と、羽根車直径および回転数によって定まる項（円板摩擦、羽根みぞ内のうず流れなどによる流体損失に相当する）とに2分されることは上述した。

いま、吐出し量が増える時に、運転トルクとポンプ揚程との関係を図に引けば、第11図のごとく、回転

第7図 計算値と実験値との比較
($t_1/b_1 > 1.3$ のときの締切揚程)

数、羽根数および羽根みぞ幅比に関係なく、両者の関係はほぼ直線変化になる。ただし、最大吐出し量 $Q_{\max}$ ($H=0$) 附近の運転トルクは、多少異なることがある。

第8図 計算値と実験値との比較
(最大吐出し量)

第9図 係数 ξ_1 の変化

実験点は第9図に同じ
第10図 係数 ξ_2 の変化

羽根みぞの深さと長さとの増加は、運転トルクを幾分増加させるが、運転トルクとポンプ揚程との関係は、依然として直線変化である(第 1 報参照)。この事実は運転トルクが流れの機構に関係なく、力学的条件によってのみ定まるものと考えられる。したがって、運転トルクとポンプ揚程との関係は、本ポンプの作用理論を検討するのに好都合な資料である。

運転トルクを表わす (18) 式中の係数 ξ_1 および ξ_2 の値を前記の諸実験から求めて図示すれば、第 9, 10 図になる。これらの図から次式が求められる。

$$\xi_1 = 0.6(1 - 4DA \times 10^3) \quad \text{m 単位} \cdots \cdots (28)$$

$$\xi_2 = 0.17(D/R_m)^{-0.7} \quad \text{m 単位} \cdots \cdots (29)$$

これらの値を用いて運転トルクを計算し、実験値と比較すれば、第 11 図のごとくなる。両者の値は相当によく一致するから、計算値は正しい値を与えるものと考えられる。

3・4 最高効率 最高効率 $\eta_{\max}$ の (25) 式中で $\{Q_{\max}/(2AU)\} (1/\xi_1)$ は $(\kappa_1/4\xi_1)$ に等しくなるから $(\kappa_1/4\xi_1)$ をパラメータとし、 $1/\Psi$ に対して最高効率をとれば、第 12 図が得られる。 $(\kappa_1/4\xi_1)$ の値は、計算値においては 0.5~1.0、実験値においては 0.5~0.83 の範囲になっている。

第 12 図から本ポンプが達し得る最高効率の程度が

第 11 図 計算値と実験値の比較
(運転トルク)

推定できる。パラメータ $(\kappa_1/4\xi_1)$ の値が同一ならば、 $\eta_{\max}$ の値は $1/\Psi$ の値とともに増加する。そして $1/\Psi$ の値は、流路寸法と羽根車諸元の組合せによって異なるが、実験結果によれば、最高値は約 9.0 である。また κ_1 , ξ_1 をそれぞれ検討すれば、 $(\kappa_1/4\xi_1)$ の値は、最高 1.0 程度になる。それゆえ、 $\eta_{\max}$ が達し得る最高値は $1/\Psi = 9.0$, $\kappa_1/4\xi_1 = 1.0$ の時に得られる。すなわち、この条件を備えた $\eta_{\max}$ は、第 12 図から $\eta_{\max} = 0.53$ であって、これが最高限界効率である。一般には、到達最高効率は 0.5 と考えるべきものであろう。

第 12 図 最高効率の変化

第 13 図 計算値と実験値の比較
($Q_{\eta \max}/Q_{\max}$)

この値は、うず巻ポンプの効率に比して、はなはだ低い。

3.5 最高効率点の吐出し量 (24) 式によって、著者の実験結果(第1報)から、 $Q_{\eta \max}/Q_{\max}$ と $1/\Psi$ との関係を求め、計算値と比較する時は、第13図が得られる。この図によれば $Q_{\eta \max}/Q_{\max}$ の実験値は、計算値の $\pm 10\%$ 以内にはいる。そして、その実験値は $0.63 \sim 0.76$ の範囲にあり、 $1/\Psi$ の値が大きい時は、高い方の値になる。 $1/\Psi$ の値は $2.0 \sim 9.0$ の範囲である。 $Q_{\eta \max}/Q_{\max}$ の平均値は、概略 0.7 である。図中 $Q_{\eta \max}/Q_{\max} = 0.5$ 附近の諸点は羽根数 $Z = 110, 150$, 流路寸法 $D/R_m = 41.1$ に相当し極端な例であるから、一般傾向から除外した方が妥当である。以上の関係には、流路および羽根車諸元の影響は直接あらわれないが、これらはいずれも係数の ξ_1, ξ_2 および Ψ の中に含まれている。なお (24), (28), (29) 式の関係から、 Ψ は D/R_m の関数と考えられる。

3.6 羽根車直径および適用範囲 第1報の羽根車 No. 11, 24~26 についての特性式中の諸係数を求め、第2表に示す。すなわち、係数 ϕ_1, κ_1 および最高効率点、羽根車直径の減少とともに減少している。表中の値は、著者ならびに諸氏の実験結果およびポンプ製造会社の製品記録について検討した結果、次の適用範囲内では、特性式は実験値にきわめて近い値を与えることを確認した。この場合、吸込口の形状が多少異なっても、適用できる。

適用範囲

$$\begin{aligned} 10 < (D/R_m) < 41, \quad 0.3 < (t_1/b_1) < 3.0, \\ 0.6 \times 10^{-3} < (AU) < 6.6 \times 10^{-3} \text{ (m}^3/\text{s)}, \\ 0.2 < (b_1/b_2) < 0.6, \quad 1400 < N < 3400 \text{ (rpm)} \\ 12 < Z < 150. \end{aligned}$$

最近本ポンプの利用範囲が拡大して、羽根車直径が大きくなり、したがって D/R_m が大きいポンプを用いる傾向が見られる。また粘性が高い流体にも利用されようとしている。これらの場合には、上記関係について更に検討を加え、修正することが必要である。

3.7 計算例 上述の研究結果を利用すれば、任意諸元のポンプ特性を推定することができる。今、その一例として、ポンプ諸元が次の場合について特性を計算すれば、第14図が得られる。

$$\begin{aligned} Z=64, \quad t_1/b_1=1.4, \quad b_1/b_2=0.37, \\ D/R_m=31.4, \quad U^2/g=19.5 \text{ m} \end{aligned}$$

図には、同一条件のポンプによる実験値を記入して、

第14図 特性推定の一例

第2表 諸係数の例

羽根車 No.	D mm	係数				$\eta_{\max}$ %
		ϕ_1	κ_1	ξ_1	ξ_2	
11	93	0.15	1.0	0.40	0.06	20
24	117	0.13	1.4	0.49	0.03	28
25	127	0.19	1.5	0.50	0.036	32
26	141	0.24	1.4	0.37	0.023	40

比較してある。これによれば、計算値と実験値とは、相当によく一致している。ただし、 $Q_{\max}$ の値は、計算値 150 l/mn , 実験値 168 l/mn であるから、少し差がある。今まで特性の推定は暗中摸索であったが、本研究結果によれば、上記一例のごとく、ポンプ特性が明確に推定される。したがって、本研究結果を用いるならば、ポンプ設計は容易に進めることができる。

4. 結 論

作用流体に水を使用する時のか流ポンプの作用理論を研究した。そして、羽根車および流路寸法などの相互関係がポンプ特性におよぼす影響について、次の諸点を明らかにした。

(i) 羽根車諸元および流路寸法の影響を示す特性式を導き、著者の行った実験結果約 100 例および諸氏の実験結果約 70 例について検討し、正しい結果を示すことを確認した。

(ii) 流路すきま量の影響が小さい場合に、任意諸元のポンプが示す特性の推定が可能になった。その結果は相当に高い精度である。

(iii) ポンプの最高効率、その上部限界値および最高効率点の吐出し量も推定することができる。

(iv) 本ポンプの設計の基礎となる計算方法を見出した。

文 献

- (1) 宮津, 機械学会論文集, 5, 18(昭 14), 109.
- (2) 宮津, 機械学会論文集, 10, 40(昭 19-8,11), III-46, および III-50; 13, 43(昭 22-1), 88.
- (3) 宮津, 機械学会論文集, 18, 66(昭 27-2), 136.
- (4) 葛西, 妹尾, 機械学会論文集, 17, 56(昭 26-3), 26; 18, 66(昭 27-2), 142.
- (5) Y. Seno, *Rep. Res. Ins. Appl. Mech., Kyūshū Univ.*, (1954).
- (6) H.W. Iversen, *Trans. ASME*, 77, 1(1955), 19.
- (7) 白倉, 機械学会論文集, 12, 42(昭 21-12), 207.
- (8) 山内, 工学院大学研究報告, 1, 1(昭 27), 28.
- (9) 石原, 第 27 期定時総会議演会前刷, 講演番号 261, 262, (昭 25-4-8).
- (10) A.M. Wright, (6) の討論.
- (11) W.A. Wilson, M.A. Santalo, & J. A. Oelrich, *Trans. ASME*, 77, 8(1955), 1303.
- (12) J. Bartels, (6) の討論.
- (13) 下坂, 山崎, 第 31 期定時総会議演会前刷 講演番号 428, (昭 29-4-6) から第 618 回講演会前刷 講演番号 3(昭 31) まで 5 回の前刷.
- (14) 寺田, 南谷, 日立評論, 25, 5(昭 17), 268.
- (15) 宮崎, 荏原製作所における実験結果, (昭 31).
- (16) 高橋, 宮崎, 宇野沢組鉄工所における実験結果, (昭 31).
- (17) 三井, 第 25 期定時総会議演会前刷 講演番号 21, 22 (昭 23-4-2).

原子力船研究体制すすむ

運輸省では日本造船工業会と協議した結果, 日本原子力船研究協会を強化し, 同協会にスイミングプール形原子炉などの関係試験設備を整備することになった。

さて, 世界各国とも原子力船の研究開発には非常な力を入れているが, わが国でもここ 2, 3 年の間に原子力船に対する関心が非常に高まっている。

すなわち(1)海運, 造船会社ではすでに原子力船の一応の設計図を次々に完成している。(2)原子力委員会原子力専門部会が原子力船第 1 号として適当な船型の研究を進めている。(3)原子力船調査会が発展的に解消して日本原子力船研究協会が誕生したことなどは

その現われで, 運輸省としても昭和 35 年中には第一船を発注したいとしている。

しかし, これまでの研究機関に原子炉など実際の試験設備がないため外国の文献などを主としたもので, シャヘイなどの研究が進められており, 原子力船の早期開発にはこれら関係設備が必要とされていた。

運輸省では昭和 35 年度の予算編成に当って, 特殊法人の原子力船公社または原子力船研究所の設立を計画したが, 日本造船工業会との協議により, 日本原子力船研究協会を強化して, ここに実験設備を置いて原子力船の開発研究を推進することになった。

(服部 敏夫)

論 文 集 25 卷 153 号 (昭 34-5) 正 誤 表

執 筆 者 名	ページ	欄	行	誤	正
五 味 丸 典	362	右	14	か糸	うず糸
	〃	〃	16	微少か糸	微少うず糸
	363	左	8	か糸	うず糸
神 元 五 郎 他	377	左	4	心要	必要
	383	文 献	(3)	15/16	25/26
沖 巖 他	416	右	2	約 195 cm	約 180 cm
	418	右	下から 6	各 7 個の測圧孔	各 7 個の直径 1mm の測圧孔
	420	右	下から 3	$z=26.7$ mm のあとに “ $d_e=30.4$ mm” を追加する。	
	422	第 8 図		図説明に “ $d/d_0=1.2$ の場合” を追加する。	
	425	第 11 図	図 説	$d_e=50.1$	$d_e=50$
新 津 靖 他	428	第 1 図		“ $\lambda_p'=0.3\sim 0.4$ ” の下に “ $u_m=0.90$ m/s” を追加する。	
	〃	第 1 表		終速度の欄において 砂 1.8~0.9 は 1.3~0.9 塩化ビニル粉 0.48 は 0.37	にそれぞれ訂正する。