621.67-154 : 532.58

軸 流 ポンプ の 性 能 に 関 す る 研 究*

(第 4 報, 理論と実験結果の比較)

豊 倉 富 太 郎**

Studies on the Characteristics of Axial-Flow Pumps
(Part 4, Comparison between Theory and Experimental Results)

by Tomitaro TOYOKURA

In this paper, the values of some coefficients, which have been introduced in the theoretical analysis about the axial-flow pump performance shown in part 2 of this study, are determined by using the velocity distributions at the inlet and outlet from impeller blades obtained in part 3. These coefficients can be shown in comparatively simple forms, and an application of the theoretical solution to the actual problem becomes possible. In order to prove an accuracy of the theoretical solution, the flows before and behind the impeller blades and the theoretical head-flow characteristics of an axial-flow pump with impeller blades designed by the modified airfoil theory are calculated by using these coefficients. The results coincide considerably well with the experimental ones.

1. 緒 言

本報においては第 3 報⁽¹⁾に示した実験結果のうち特に羽根車前後の流速分布を用いて、第 2 報⁽²⁾の理論解における幾つかの係数の値の決定を行ない、これらの係数が翼数、翼取付角および翼形などによって、どのように変化するかを調べた。各係数の決定によって理論解を実際の問題へ適用することが可能になった。そして理論解析における仮定が妥当であることも立証された。理論解が正しいことを示す裏付けとして、これらの係数を用いて普通に設計された軸流ポンプにつき、設計点より締切点に至る各揚水量に対する羽根車前後の流れおよび理論揚程を計算によって求め、実験結果との比較を行なったところ、前者は流れに及ぼす損失の影響が著しい領域を除いて両者はよく一致し、後者も全揚水量の範囲についてよい一致がえられることがわかった。

2. 係 数 の 決 定

2.1 角超過の係数について 第 2 報で述べたように、部分流量では羽根車内の流体は半径方向の速度成分をもつから、二次元的な取扱いが困難であって、一次元流れとして問題を扱う必要があり、その補正係数

として角超過の係数 $1+p_1$ ⁽²⁾を導入した。軸流ポンプでは羽根数が少ないため翼列として流れを解く方法が通常採用されており、 $1+p_1$ の値を実験的に求めることは、従来ほとんど行なわれていない。第 2 報第 2 図に示したように、軸流ポンプについても遠心ポンプと同様に、 $1+p_1$ の値は半径位置のみで定まり、流量によって変化しないから、設計点における値を用いることができる。したがって $1+p_1$ の値は翼理論によって求められた羽根について決定すればよい。すなわち通常の羽根車設計法⁽³⁾に従って、幾つかの半径位置で、与えられた流量に対し、所期の理論揚程 H_{th} が得られるような翼形を決定しうから、その断面上の翼素について、羽根出口角の方向に水が流出するものと仮定したときの揚程 $H_{th\infty}$ も容易に求まり、 $1+p_1 = H_{th\infty}/H_{th}$ を決定することができる。

その際羽根出口角として、平均矢高曲線が羽根後端において円周方向となす角をとるべきか、あるいは零揚力角の方向を基準とすべきかの問題が残る。Wislicenus によると、翼に働く抗力を無視し、揚力係数を $C_A = 2\pi K \sin \delta$ (K : 干渉係数, δ : 迎え角) で与えると零揚力角の方向を基準としたときの角超過の係数は、翼列における翼形性能を用いて次のごとく表わせることが示されている⁽⁴⁾。

$$1+p_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{t}{l} \frac{2}{\pi K \sin \beta_0} + 1 \right) \dots \dots \dots (1)$$

ただし β_0 は零揚力角を与える方向と円周方向のなす

* 昭和 34 年 10 月 15 日 東京秋期講演大会において講演、
原稿受付 昭和 35 年 1 月 30 日。

** 正員、横浜国立大学工学部 (横浜市南区大岡町)。

角であり、 t/l は節弦比を示す。したがって零揚力角を基準とすれば、 $1+p_1$ に翼形特性を導入しようという利点がある。しかも前述のようにこの場合の $1+p_1$ は流量に関係せず一定の値をとるから、本研究では零揚力角の方向を基準として $1+p_1$ の値を定めることにする。そうすると後節に示すように、遠心流れの領域においても、羽根車前後の流れの計算結果は実験とよく一致する。

第2報3・2に述べたように、羽根車内の R_1 上の半径流れを決定するためには、羽根数が有限であることによる角超過の影響を考慮する必要がある。半径流れが著しい場合の羽根車内の流れについては、羽根と羽根とによって狭まれた水路の中を水が流れるものと考えることができる。したがって遠心羽根車について Pfleiderer により導かれた関係⁽⁶⁾を用いるほうが(1)式によるのよりも妥当であると考えられるので、第2報(17)式で示される値を用いることにする。

2.2 臨界流量について 第1報⁽⁶⁾において説明したように、軸流ポンプの部分流量における羽根車作用を考えて行く上において、羽根車吸込側逆流開始点が特に重要であり、その点を臨界流量 q_c と定義した。この q_c については理論的な決定が困難なので実験的に求めねばならず、第3報に示した実験結果を用いて q_c

が翼数^{*}、翼取付角などによって、どのように変化するかを示したものが第1図である。ただし $\varphi_{dm,c}$ 、 $\varphi_{dm,\eta_{max}}$ は逆流開始点と最高効率点における羽根車吐出し側の平均軸流速度の無次元値(羽根車先端の周速で割ったもの)であって、これらの比として臨界流量を示してある。同図はこの値が翼数、翼取付角にあまり関係なく、ほぼ一定な値をとることを示しており、翼形による影響も少なく、ボス比が0.5の近く(本実験では0.491)では、最高効率点の約60%の点で臨界流量が与えられることがわかる。なお翼端間げき幅による影響も少ない⁽¹⁾。

特に注意すべきこととして、本研究のように案内羽根固定で羽根車翼の取付角のみを大きくした実験では、第3報に述べたように、羽根の抗揚比が最小になるような迎え角よりも、もっと大きい流量で最高効率になる。翼角を大きくし、したがって軸流速度が大きくなっても案内羽根その他の水力損失が少なくなるように設計、製作すれば最高効率点は前報の実験結果が示すものよりも、もっと大きい流量になるはずである。その場合にも q_c が変化するとは考えられないから、 $q_c/q_{\eta_{max}}$ は小さくなって軸流領域が広範囲となり、 q_c よりも大きい流量で失速を生じ特性に不安定領域をつくりやすい。

羽根車吐出し側の逆流開始点は理論的に求めることができるが、羽根車吐出し側のボス近くの軸流速度が零に近づくと、その点の $1+p_1$ の値が設計点のものと異なってくる(第2報第2図参照)ため、逆流開始流量も実測値と計算値では多少相違してくる。実測結果による吐出し側逆流開始の流量も第1図に同時に示してある。一般に吐出し側逆流開始流量は臨界流量よりやや大きい点であって、吐出し側の逆流発生によって羽根車内の半径速度の増大が著しくなり、吸込側への逆流が生じるものと思われる。

2.3 R_1 上における半径流れ 部分流量における羽根車作用を明らかにするのに、取扱いの便宜上羽根車内の流れに与える管壁の影響が著しい領域と、それを無視しうる領域とに分けて考え、その境界を半径 R_1 ($=r_1/r_2$, r_2 : 管壁半径)なる円筒面で示した。第2報において述べたように、この位置は遠心流れの領域では羽根車吸込側の逆流開始点で与えられ、 φ_{dm} ($=v_{dm}/u_t$, v_{dm} : 羽根車吐出し側の平均軸流速度, u_t : 羽根車先端の周速)と R_1 の関係がボス比によって変化する状態も検討した(第2報第1図参照)。

翼数、翼取付角、翼端間げき幅および翼形が変わったときに R_1 が変化する状態を、前報の実験結果から求

* 翼数と代表半径上の節弦比の関係については第3報第1図参照。

第1図 羽根車前後の逆流開始流量

めたものが第 2 図である。縦座標はいずれも最高効率点に対する流量比で示してある。実験値はすべて設計流量(漏れ量を含むもの)で $R_1=1$, $\varphi_{dm}=0$ で $R_1 \div 0.8$ なる二点を結ぶ直線上にのることがわかる。このことは噴流領域の範囲が管壁に近いので壁の影響が著しく、羽根車の状態はほとんど影響しないことによるものと思われる。

遠心流れの領域では、噴流領域における羽根車前後への流出流量を求めることによって、 R_1 上の半径流量を決定することができる。このようにして羽根車内における R_1 上の無次元化平均半径速度 $y_{R1,m} (=c_{r1,m}/u_t, c_{r1,m}: r_1$ 上の平均半径速度) を求めたものが第 3 図に示す点線および第 4 図である。図から翼数、翼形による影響は比較的少ないことがわかる。翼取付角 β_t による影響としては β_t の増大とともに $y_{R1,m}$ はかえって減少するが、 β_t がきわめて小さい場合を除けばあまり変らない。したがって軸方向に測った羽根幅が大きくなると、部分流量において R_1 上の半径流量が増大し、噴流領域の羽根車前後への流出速度も大きくなって、揚程および軸馬力が著しく増大する。またいずれの場合も $y_{R1,m}$ はポンプ揚水量の減少とともに増大することを示しているが、締切点近くなるとその増加割合は少なくなる。これはすでに第 1 報でも指摘した

ように、揚水量が少なくなると r_1 が小さくなり、遠心力効果が減少してくることによる。

この R_1 上の半径流れについては、流れが複雑であって厳密な理論解が求められないので、補正係数 ξ の導入が必要であった[第 2 報(16)式]。この係数の値を決定するには、実験的に求めた $y_{R1,m}$ と理論式で $\xi=1$ において求めた値と、比較する必要がある。このためには基本流れの領域における羽根車前後の流れを知らねばならない。翼取付角を変化させた場合は、最高効率点においても羽根車吐出し側の流れが複雑であって、基準の状態が定めにくいので除外し、翼数を変化させた場合のみについて計算を行なった。薄翼の場合は羽根車設計が特殊であるため、設計点における理論揚程を計算で求めることが困難なので、羽根車前後の流速分布から得られる値を用いた。 $1+p_1$ の値については、零揚力角を基準とする場合も半径方向の変化があまり大きくないから、設計条件にしたがって一定とおいた (R_1 上の半径流れに大きい影響を与える $R=0.8 \sim 0.9$ における値の平均をとる)。Gött. 翼の場合は、設計状態であるところの $z=4$ 枚に対しては計算値の理論揚程を用い、各半径位置の $1+p_1$ の値を求めた。そしてそれ以外の翼数については実験的に理論揚程を求め、 $1+p_1$ の値を決定した。

第 2 報 (6)~(16) 式を用い、種々の揚水量に対する平均半径速度を $\xi=1$ において求めたものが第 3 図に示す実線である。実験との比較から明らかなように、両者の傾向はよく一致しており、Gött. 翼については、 $z=3, 4$ 、薄翼については $z=3$ において両者の絶対値もほぼ一致する。一般に翼数が多く、節弦比が小さくなると、理論値は実験値より大きくなるが、翼数が減少するとその反対の傾向を示す。また翼端間げき幅が大きくなっても実測半径速度はほとんど変化しないが、 $1+p_1$ が大きくなるため、 R_1 上の半径速度の理論値は幾らか小さくなる。しかしながら、第 3 図 (e) の場合は間げき幅 e が非常に大きい ($e=2.5$ mm) のにもかかわらず、こ

の影響はあまり大きくないから、通常の間げき幅のものについては、その影響を考えなくてよい。

第3図から明らかなように、理論値と実験値との差異は、 φ_{dm} が変化してもほぼ一定であるから、両者を

一致させるためには、流量に関係なく、理論値に一定値を増減させればよい。理論値から実験値を引いた差 $\Delta y_{R1 \cdot m}$ が翼の形状によってどのように変化するかを示したものが第5図であって、代表半径上の節弦比に

対する関係を示してある。図から $\Delta y_{R1 \cdot m}$ が翼形に関係することなく、節弦比のみによって定まることがわかる。したがって理論解に対する修正係数として、次の関係が得られる。

$$\xi = 1 - \frac{\Delta y_{R1 \cdot m}}{(y_{R1 \cdot \xi=1})_m} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ただし $(y_{R1 \cdot \xi=1})_m$ は $\xi=1$ において理論的に求めた R_1 上の平均半径速度である。 $\Delta y_{R1 \cdot m}$ はボス比が0.5の近くでは第5図によって定まる値を用いられよう。

次に $q > q_c$ の場合、すなわち軸流領域における ξ の値を求める。この領域では、噴流領域の羽根車吐出し側の流出流量から吸込側の流入流量を差引いたものが R_1 上の半径流量を与えるが、 R_1 が1に近いときその差が小さく、しかも翼端間げき幅の影響が大きくなってくるので、 R_1 上の半径流量を実験的に決定することが困難である。臨界流量より揚水量が多くなっても噴流領域における羽根車吐出し側の流れに急激な変化がなく、しかも羽根車吸込側では急に正の流れに変わるから、 R_1 上の半径流速は q_c において急に少なくなるはずである。このことは軸流領域になると噴流領域の幅が狭いうえに、この領域に吸込側から流入した流体が存在するので、 R_1 より流入した半径流れは急に軸方向流れに変えられることになり、せき止め圧の影響が大きくなってくるためであって、 ξ にはその影響を加味することが必要になる。

このことを考えに入れて ξ の値を決定するの

第3図 R_1 上の平均半径流速 (翼数および翼端間げき幅の影響)

$\varphi_{dm}/\varphi_{dm \cdot \gamma_{max}}$
○: $\beta_t = 27.5^\circ$,
△: $\beta_t = 20^\circ$,
×: $\beta_t = 14.7^\circ$,
●: $\beta_t = 9^\circ$

(a) 薄翼の場合

$\varphi_{dm}/\varphi_{dm \cdot \gamma_{max}}$
○: $\beta_t = 27.5^\circ$,
△: $\beta_t = 20^\circ$,
×: $\beta_t = 14.7^\circ$,
●: $\beta_t = 8^\circ$

(b) Gött. 翼の場合

第4図 R_1 上の平均半径流速 (翼取付角の影響)

に、次のような近似的方法を用いる。せき止め圧の大きさを求めるため、最も基本的なものとして直交壁に沿う二次元流れ（第 6 図）を考えることとし、せき止め圧による圧力増大を Δp で示すと次のごとく表示しうる。

$$\Delta p/\gamma = \epsilon_1 \cdot c^2/2g \dots\dots\dots (3)$$

ただし c はせき止め圧の影響がぜんぜん無いときの流速である。係数 ϵ_1 は二次元ポテンシャル流れの場合は容易に求まり、垂直壁より十分離れた点の流れの幅 b と、垂直壁からの距離 l の関数として松本⁽⁷⁾により得られている。せき止め圧によって c なる速度が c' に減少したものとする

$$\Delta p/\gamma = c'^2/2g - c^2/2g = \epsilon_1 \cdot c^2/2g$$

$$\therefore c'/c = \sqrt{1-\epsilon_1} \dots\dots\dots (4)$$

で与えられる。松本により求められた ϵ_1 を使い、 c'/c の値を l/b の関数として示したものが第 6 図であってほぼ直線関係で与えられることがわかる。

いま問題としている羽根車内の流れは、この二次元ポテンシャル流れと非常に異なっているが、管壁の近くを対象としており、しかも軸対称流れとして考えているから、 R_1 上の流れについても、せき止め圧による減速割合は壁面からの距離に比例するものと仮定できる。一般に軸流領域の半径速度は小さいから、特性曲線への影響も比較的少なく、このような近似が許される。

前述のように臨界流量において、 R_1 上の半径流れは急変しても羽根車吐出し側の流れは変らないから、臨界流量における軸流領域としての R_1 上の平均半径速度は次のように示される。

$$(y_{R_1 \cdot m})_a = (y_{R_1 \cdot m})_c - (\varphi_{sj \cdot m} + \varphi_s) \frac{1-R_1^2}{2\lambda \cdot R_1 L} \dots\dots\dots (5)$$

ただし $(y_{R_1 \cdot m})_c$ 、 $\varphi_{sj \cdot m}$ は q_c における遠心流れの領域の R_1 上の平均半径速度および噴流領域の吸込側への逆流の平均軸流速度（正にとる）であり、 φ_s はやはり q_c における軸流領域での羽根車吸込側軸流速度成分であって、いずれも無次元表示したものである。ま

第 5 図 R_1 上の平均半径流速の修正値

た $L = h_1/r_2 (h_1 : r_1$ 上において軸方向に測った平均矢高曲線の幅)、 λ は翼断面の存在による半径 r_1 なる円筒面上の羽根車部の有効面積の減少割合を示す。

軸流領域では係数 ξ に影響を与える因子として、せき止め圧のみをとり他を省略すると、第 2 報(16)式で $\xi=1$ とおくことによって、 q_c におけるせき止め圧の影響がないときの平均半径速度が求まるから、その無次元値を $(y_{R_1 \cdot m})_{a, \xi=1}$ で示すと、(5) 式との比をとることによって、臨界流量における $\sqrt{1-\epsilon_1}$ の値がわかる。流量が増大し、 R_1 が大きくなるのにつれて $\sqrt{1-\epsilon_1}$ も減少し、設計点では $R_1=1$ となり $\sqrt{1-\epsilon_1}=0$ となる。したがって q_c における R_1 の位置 ($=R_{1c}$) で上述の減速比をもち、 $R_1=1$ で $\sqrt{1-\epsilon_1}=0$ なる点を結ぶ直線によって（第 7 図）、 $\xi=1$ とおいたときの羽根車内半径速度から、せき止め圧の影響があるときの値を求めることができる。なおこの近似的取扱いの妥当性については、後節において数値例により証明する。

2.4 κ について 遠心流れの領域では、 R_1 から噴流領域へ流入した流れが管壁の存在によって半径速度を軸方向速度に変え、吸入側および吐出し側へ流出するが、その割合を示す κ は実験的に定まるものとし、第 2 報(31)式 $\varphi_{sj}/(\varphi_d - \varphi_{d \cdot R_1}) = \kappa$ によって定義した。ただし φ_{sj} 、 φ_d は羽根車吸込側および吐出し側への流出速度の軸方向成分、 $\varphi_{d \cdot R_1}$ は半径 R_1 上の羽根車吐出し側の φ_d を示す。 κ はほぼ 1 に近い値をとると考えられるが、実験的に定める必要がある。

第 2 報で述べたように φ_{sj} の半径方向分布は、 $\varphi_d - \varphi_{d \cdot R_1}$ の分布とだいたい相似であるから、 κ については次の関係によって実験的に定めうる。

$$\kappa = \int_{R_1}^1 \varphi_{sj} R dR / \int_{R_1}^1 (\varphi_d - \varphi_{d \cdot R_1}) R dR \dots\dots (6)$$

図式積分によって、種々な羽根車の状態について求めた値を第 8 図に示してある。図から明らかなように κ

第 6 図 90° 屈折流のせき止め圧による減速状態

の値は1に近いが, 羽根車形状により幾らか相違している。また κ は φ_{dm} の減少につれて幾分増加しており, 吐出し側への噴流に対する吸込側への噴流割合が増大していることがわかる。このことは φ_{dm} が少なくなると, 羽根車吐出し側のエネルギーが増大するので吐出し側よりも吸込側への流出が容易であることによる。また各測定において φ_{dm} が大きくなり臨界流量に近づくと, κ が非常に大きくなっているが, これは流量が増大してくると, 噴流領域における φ_a の増大が少なくなり, 翼端間げき幅の影響が大きくなってこのような結果になるものと思われる。翼端間げきのことを考えていない理論的取扱いは, φ_{dm} が大きいところで, κ の値が急変することは考えられないから, κ は実線のごとくなるものとして扱うことにする。臨

第7図 軸流領域における R_1 上の半径速度に及ぼすせき止め圧の影響

(a) 薄翼の場合

(b) Göttinger 翼の場合
第8図 κ の値 ($\epsilon=0.017$)

界流量の近くでは φ_{ej} も $\varphi_a - \varphi_{a, R1}$ もあまり大きくないから, κ の値がポンプ性能に与える影響は少なく, 上述のような近似的方法によってもあまり大きい誤差にならない。後述のように Göttinger 翼4枚の羽根車についての計算結果は実験と一致する。

3. 噴流領域の流れに対する仮定の一検討

第2報に述べた羽根車作用についての基本的な考察のうちで特に重要なことは, 揚水量が少なくなると, 噴流領域において羽根出口角よりも大きい角度で水が流出するという実験事実を説明することであった。そしてそのためには, 噴流領域では羽根車よりも円管壁の影響が大きく, 流体は羽根に沿って流れないことを明らかにした。しかしながら節弦比が小さくなってくると, 噴流領域の流れに与える羽根の影響が無視しえなくなるのではないかという疑問をもつ。この点を吟味するため, 第3報に示した実験のうちで節弦比が最も小さい薄翼羽根車の $z=6$ 枚の場合について検討を行なった。噴流領域における軸流速度分布として, 第9図に示すような $\varphi_{dm}=0.053$ の場合(遠心流れの領域, ただし管壁の影響をなくするため同図(a)の実線をとる)の φ_a の実測値を第2報(25)~(27)式へ代入することにより, 周速成分 c_{ua} の無次元値 $\chi_a (=c_{ua}/u_i)$ の分布を求めた。ただし R_1 における χ_a は実測値を用いた。計算結果を同図(b)の実線で示してある。明らかに計算値は実測値より小さい。

この原因の一つとして, 実測の χ_{di} が半径の小さいところで逆流の影響を受けて小さくなり, R_1 上の χ_a も小さくなっていることが考えられる。しかしながら噴流領域における χ_a の計算値が実測側より小さくなるということは, 速度三角形の対応より明らかなように, 羽根に沿って流れないものとして求めた第2報の各式から得られる値よりも, 実際の流出角が更に大きくなることを意味する。そしてこのことは, 翼数が6枚であって節弦比が小さい場合(代表半径上の節弦比は0.86)でもなお噴流領域では, 羽根の影響を無視して計算してさしつかえないことを示しているものと思われる。

4. 数値例

本研究で求めた軸流ポンプの理論性能の決定法の妥当性を吟味するため, 第3報に示した Göttinger 翼 $z=4$ 枚, 外

周上の翼取付角 $\beta_t = 14.7^\circ$ の羽根車について、羽根車前後の流れの状態と理論性能を計算によって求めた。設計要項としては、羽根車出口の無次元化平均軸流速度 $\varphi_{dm} = 0.209$ 、理論揚程 $\psi_{tho} [= H_{tho}/(u_t^2/g)] = 0.153$ である。まず角超過の係数を前述の方法に従って求め、第 2 報の各式の計算を行なった。臨界流量、 R_1 および κ については本報に述べた値をとった。 R_1 上の半径流れについては、その理論平均半径速度が実測値よりやや大きい(第 3 図)が、その差は少ないので $\xi = 1$ とおき理論値の修正を行なわずそのまま計算した。

計算結果として得た流量と羽根車理論揚程の関係を第 10 図に実線で示してある。鎖線は外側管壁によって流れが曲げられることの影響を無視した場合、すなわち噴流領域がないものとして計算を行なった場合である。図からわかるように、この場合の $\varphi_{dm}-\psi_{thm}$ 特性曲線はほぼ設計点を通る直線に近く、本論文による解とは遠心流れの領域において著しく相違する。

実験的に求まる理論揚程については、羽根車部の管壁およびボス壁の影響を除外して考えると、次の関係で求まる。

$$\psi_{thm} = \frac{\int_{R_{md}}^1 2\pi R \chi_d \cdot \varphi_d \cdot R_1 dR - \int_{R_b}^{R_{ms}} 2\pi R \chi_s \cdot \varphi_s \cdot R_1 dR}{\pi(1-R_b)^2 \cdot \varphi_{dm}} \quad \dots\dots\dots (7)$$

ただし $R_t = r/r_t$ (r_t : 羽根車外端半径), $R_b = r_b/r_2$ (r_b :

ボス半径)。 R_{md} , R_{ms} は羽根車吐出し側と吸込側に生じる循環流の最外側および内側の半径位置であって、逆流がないときはボスおよび管壁の半径を示す。添字 s , d は羽根車吸込側および吐出し側における値を示す。実測流速分布をもととして、(7) 式の計算を図式に行なうことにより求めた流量と理論揚程の関係を第 10 図の点線で示してある。全揚水量の範囲で実測値と計算値はほぼ一致しており、本解析法が妥当であることがわかる。なお軸流領域において計算値が実測値よりやや小さいのは、翼端間げきの存在により、翼の抗力係数が増大することによる(第 5 報参照)。なお羽根車吐出し側の逆流開始点の理論値は、羽根車前後の逆流開始点の中間にある。なお揚水量が少ないところでは、羽根車内半径流れの存在によって ψ_{thm} が増大していることがわかる。

二、三の揚水量について、羽根車吐出し側の流速分布の比較を行なったものが第 11 図である。軸流領域では、翼端間げきの存在のため、半径の大きいところで両者は幾分か相違しているが、全体の傾向はよく一致している。 φ_{dm} が少なくなると、逆流領域の実測流速分布は案内羽根の影響を大きくうけ、しかも損失が増大するため理論値と相違してくる。特に χ_d はその影響が著しい。しかしながら羽根車理論揚程を決定するためには、 R の小さいところに生じる循環流を除外して、 R の大きいところの吐出し流のみを対象とすればよいから、この循環流領域における両者の差異はさしつかえない。噴流領域の流れについては両者はよく一致している。なお同図 (c), (d) の比較からわかるように、遠心流れの領域における噴流領域の φ_d は、締切点近くの流量ではかえって減少することがわかる。

羽根車吐出し側の揚程分布の比較を第 12 図に示す。同図で実線は理論値であり、○印は実測流速分布につ

いて、次の関係から求まる値を示す。

$$\psi_{th} = \chi_d \cdot R_i \dots \dots \dots (8)$$

ポンプ吐出し流については、羽根車入口でプレローテーションがほとんどないから、(8)式は理論揚程の分布を示すが、循環流領域では揚程を示さなくなり、したがって実測 ψ_{th} は R の小さいところで過小になる。●印は羽根車出口の全水頭 E_2 の無次元値 $\psi_{t2} [=E_2/(u_2^2/g)]$ を示すが、ポンプ吐出し流に対する羽根車吸込側の全水頭はほとんど零であるから、羽根車実揚程に等しい。軸流領域において半径の大きいところで実測 ψ_{th} が大きいのは、翼端間げきの存在による影響である。遠心流れの領域では、ポンプ吐出し流に対応する半径の大きい点の流体は、理論値と実測 ψ_{th} がよく

一致しているが、逆流領域では理論値は損失を省略しているため、実測値より大きい。

第13図に羽根車吸込側の流速分布の比較を示す。軸流領域ではもちろん理論と実験と一致しているが、遠心流れの領域では、正流の範囲で $\varphi_s = \text{const.}$ を仮定しているため理論と実験は相違しているが、逆流領域では軸方向速度成分はよく一致している。しかしながら周速成分 χ_s については、理論解ではプレローテーションを無視して R_1 で $\chi_s = 0$ とおいており、更に損失をいっさい考えていないため、理論と実験が著しく異なる。実際には羽根車内の大きい損失に打勝って多量の流体を吸込側へ逆流させるためには、大きいエネルギーを必要とするから、この逆流がもつ運動量モーメント差も大きくならねばならない。しかしながら損失の増大は逆流のもつエネルギーを減少させるから、吸込側への逆流は大きい χ_s をもっているにもかかわらずエネルギーはきわめて少ない(第1報第5図参照)。理論式はこの損失を無視するため、羽根車より大きいエネルギーを受取る必要がなく、したがって χ_s も小さい。この差異はポンプ理論揚程の決定には問題ないが、軸馬力の決定には重要である。したがって軸馬力特性の決定には損失の導入が必要となり、理論的取扱いが困難になる。

なお R_1 上の半径流れの速度分布の計算値を第14図に示してある。 $\varphi_{dm} = 0.136$ は軸流領域の場合であって、半径速度が非常に小さくなっていることがわかる。

5. 結 言

第2報に述べた軸流ポンプの理論性能の解析に導入された幾つかの係数の値を、第3報の実験結果をもととして、種々の羽根車の状態について求め、各係数が比較的簡単な形で表わしうることを示した。そして実例について数値計算を行なうことによって、理論結果が実験とよく一致することを確認した。

従来ぜんぜん知られていなかった。

第11図 理論と実験結果の比較 II (羽根車吐出し側の流速分布)

第 12 図 理論と実験結果の比較 III (羽根車吐出し側揚程分布)

第 13 図 理論と実験結果の比較 IV (羽根車吸込側流速分布)

第 14 図 羽根車内における R_1 上の半径速度分布

た軸流ポンプの部分流量における理論揚程の決定方法が、本報までの研究によって明らかになったものと思われる。なお軸流領域における羽根車内の半径速度は小さいから、翼形性能による特性表示も可能である。また流量とポンプ実揚程、軸馬力の関係を求めるためには、ポンプ内の諸損失について検討する必要がある。これらの点については次報以降で研究する。

文 献

- (1) 豊倉, 本論文集, 1084 ページ.
- (2) 同 上, 1076 ページ.
- (3) たとえば機械工学便覧(昭 26), 9-68, 日本機械学会.
- (4) G. F. Wislicenus, *Trans. ASME*, **67** (1945), 451.
- (5) C. Pfleiderer, *Die Kreiselpumpen*, 4th Aufl. (1955), 131, Springer.
- (6) 豊倉, 本論文集, 1069 ページ.
- (7) 松本, 機械学会誌, **30**, 122 (昭 2-6), 257.