

## 斜 流 ポ ンプ

井 田 富 夫

## 1. 緒 言

渦巻ポンプと軸流（プロペラ）ポンプとはその比較回転度（以下  $N$ 、と書く）がかなり相違しているにもかかわらず、久しい間その中間の分野（ $N$ 、 $[m, m^3/min, rpm] = 700 \sim 1,200$ ）の要求に応じうるポンプが存在していなかった。ふく流（インペラ内の流れが半径方向外向き）と軸流との中間といえば、当然その流れがポンプ軸心と傾いた型（混流または斜流）が考えられるが、今日の斜流ポンプの発展は比較的最近のことであって、わが国では昭和 25 年頃から各社で製作され始めたものである。このポンプは軸流ポンプに比して、高揚程に応じられ、キャビテーション発生の危険も少なく、小流量時の軸動力の増大も少ない等の多くの長所を有することから急速に普及し、折柄の大規模な灌漑、干拓の要求に伴ないその容量も飛躍的に増大して口径 1,000 mm 以上のものも珍らしくない。しかしながら歴史が浅いだけに現在のところその設計法が確立しているとはいえず、また小型化や高  $N$ 、斜流ポンプ（ $N > 1,100$ ）における締切軸動力低減の方法、あるいは従来の  $N$ 、外への適用の可能性等解決を望まれている問題も多い。その他一般に実用されているディフューザ（出口導翼）付の型式のほかに、ガイドベーン（入口導翼）を有するものや、ディフューザ、ガイドベーン両者を有するものも考えられるが、これらの製作例は少なく、その特長も明らかにされていない。

ポンプの設計には、普通インペラ出口羽根角をある適当な値に選び、次いで水力効率とインペラ出口における滑り（角超過）を考慮して設計要目に合致するインペラ径その他の主要寸法をきめるという方法がとられているようであるが、ポンプ性能に大きな影響を与えるインペラ出口羽根角を決定すべき理論的な根拠は何も明らかにされておらず、また水力効率も単なる仮定にとどまっている。特に斜流ポンプでは決定すべき羽根角が 3～4 コあって、この選定は設計の際かなり重要な問題となる。たとえば、 $N$ 、流路面積、インペラ入口出口半径比等によっても、また要求される揚程—流量特性の傾斜の程度によっても、その最適羽根角は変化する性質のものであるし、またその設計方針、たとえばできるだけ効率の高いことを主眼とするか、あるいは多少効率の低下を許してもできるだけ小型にしたいというような場合にも（以下設計方針という言葉を用いる）、それぞれの最適羽根角その他の主要寸法は異なってくる。

現在のところ以上のような種々の事柄を考慮に入れて設計を行うまでには至っておらず、モデル試験によって性能の良い二三の構造のものを決定し、要求される容量に応じてインペラ等の寸法を相似に拡大して設計製作をおこなっているのが現状かと思われる。ある程度の性能のものが得られた後にはこうした標準化の方法も設計製作の面からは必要であろうが、経験のない新しいポンプの設計には理論的に羽根角その他の主要寸法を決定できることが望ましいし、またその性能をあらかじめ推測できなくてはならない。なおまた現在製作されているポンプの性能改善等の研究を行う場合に、実験とともにある程度理論的な検討の必要なこともあろう。それは、影響を調べるべき因子（たとえばインペラ出口羽根角、羽根表面粗さ等）の変化のみの効果を実験的に取り出して調べることは、製作誤差や実験精度の面からも必ずしも容易ではないし、またその実験結果が定量的には一般性を有するとはいえない場合もあるからである。

同じような流体機械の中でも、流体トルクコンバータについては、その設計法や性能のは握が理論的にはほぼ完全に確立されているが<sup>1)</sup>、その中の一要素を占めているポンプや水車に関しては余りこの種の理論的研究は行われていないようである。トルクコンバータのように設計に必要な羽根角の未知数が最小 6 コもあるものでは、設計仕様に適する高性能機を実験的に見出すことは容易でなく、どうしても理論に頼らざるを得ないが、ポンプや水車では決定すべき羽根角の未知数が少なく、したがって実験的にその最適値を比較的求め易いという事情がかなり古くから製作されていてその経験も豊富であることとあいまって、設計にその理論的な根拠を必要としなかった一つの理由ではないかと考えられる。形状の与えられているインペラ等の翼列のまわりの流れを忠実に描写し、羽根表面の圧力分布や流速分布を求め、あるいはインペラ出口流れの滑りの値をできるだけ正確に算出して、そのポンプ性能をより厳密に計算しようとする研究は、かなり以前から多くの人によって行われ、発表された論文も数多いが、インペラ等の羽根角、形状の与えられていない設計当初の段階において、これらを設計要目や設計方針に適合するように決定する理論的な根拠や方法についての研究は余り見当たらないようである。

以上の点から、インペラ、ディフューザ、管路等における諸損失を考慮に入れて斜流ポンプの羽根角その他の主

要寸法を合理的に決定する方法について述べ、また羽根製作誤差や表面粗さのポンプ特性におよぼす影響についての計算結果にもふれ、参考に供したい。なおここに述べた方法は斜流ポンプのみならず、ふく流および軸流を含む一般のポンプや送風機にも適用できる性質のものであり、これらの設計や性能改善のためにもかなり有益な資料を与えるものと思われる。

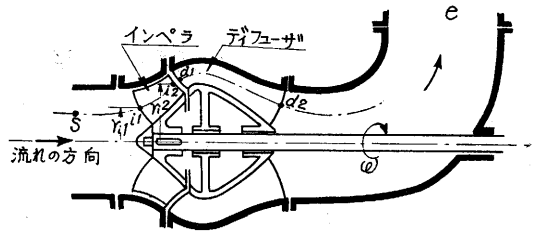
2. 一般性能計算式

斜流羽根の理論としては、三次元ポテンシャル流動として解く方法<sup>2)</sup>、インペラ羽根を円錐面で切断し、これを展開して得られる円形翼列をもとにして解く方法<sup>3)</sup>等が考えられるが、いずれも実際の設計計算に適用する場合には種々の問題が残されている。たとえば前者は粘性を無視しており、与えられた設計要目(ヘッドや流量)を満たす最良の循環分布のきめ方も明らかでなく、ディフューザ(あるいはガイドベーン)との組合せ性能を求めたり、逆にこれらの最適寸法を与える計算は現在の段階ではかなり困難かと思われる。また後者は、円形回転翼列の解析が理論的にも実験的にも極めて困難なため設計資料が少ないのみならず、軸流の場合と同じように、インペラ内の流れの様相とかなり異なる翼列試験結果の値がそのままインペラに適用できるかどうかという疑問<sup>4)</sup>も生じてくる。いずれにしても与えられた要目を満たすインペラやディフューザの羽根角等の組合せは無数にあるわけであるが、そのうち最も設計方針に適合する1組の値を選び出す適切な方法を見出すことは容易ではないと思われる。以上の理由から、ここではインペラやディフューザ等の入口出口における平均化された流れに着目しポンプ性能をその平均流線上のエネルギー式で表わしうると仮定してまずその一般性能計算式を導き、これにもとづいて最適設計値を求める方法を述べることにする。斜流ポンプのように羽根内の流路の広いものでは、流量の違いによってその流線の位置は幾分変化するし、その位置の推定を正確におこなうことは困難であるから、このような方法は広い運転範囲にわたってポンプ性能を正確に記述するには不向きであるが(もっとも小流量時に生ずる逆流状態においては前記のいずれの方法によっても性能推定はできない)、設計点(最高効率点)付近の性能を推定することはほぼ可能であると考えられるし、また平均流線の位置も設計点付近では当初予定した流速分布からはほぼ推定できようから、一応上記の仮定によって話を進めることにする。

第1図のような構造の斜流ポンプを考えると、ポンプヘッド  $H$ [m]、理論ヘッド  $H_{ih}$ [m]、インペラ動力  $N_i$  [kg・m/s] は次式で表わされる。

$$H = \{ (p_e/\gamma) + (v_e^2/2g) \} - \{ (p_s/\gamma) + (v_s^2/2g) \} = H_{ih} - (h_s + h_i + h_d + h_e) \quad \dots\dots (2.1)$$

$$H_{ih} = (\omega/g) (r_{i2}v_{i2u} - r_{i1}v_{i1u}) \quad \dots\dots (2.2)$$



第1図 斜流ポンプ模型図

$$N_i = \gamma Q H_{ih} \quad \dots\dots (2.3)$$

ここに、 $p_s, v_s; p_e, v_e$ はそれぞれポンプヘッド測定点  $s, e$  (第1図参照)における静圧[ $\text{kg}/\text{m}^2$ ]および流速[ $\text{m}/\text{s}$ ]、 $r_{i1}, r_{i2}$ はインペラ入口および出口半径[m]、 $v_{i1u}, v_{i2u}$ はインペラ入口直前および出口直後における絶対流速  $v_{i1}, v_{i2}$ の円周方向成分[ $\text{m}/\text{s}$ ] (回転方向を正とする)、 $\omega$ はインペラ角速度[ $\text{rad}/\text{s}$ ]、 $\gamma$ は単位体積の水の重量[ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]、 $g$ は重力の加速度[ $\text{m}/\text{s}^2$ ]、 $h_s, h_e$ はそれぞれ  $s$  よりインペラ入口まで、およびディフューザ出口から  $e$  までの損失ヘッド[m]、 $h_i, h_d$ はそれぞれインペラおよびディフューザにおける損失ヘッド[m]、 $Q$ は流量[ $\text{m}^3/\text{s}$ ]である。水力効率  $\eta_h$ 、ポンプ総効率  $\eta$  はそれぞれ次式で表わされる<sup>5)</sup>。

$$\eta_h = H/H_{ih} = 1 - [(h_s + h_i + h_d + h_e) / \{ (\omega/g) (r_{i2}v_{i2u} - r_{i1}v_{i1u}) \}] \quad \dots\dots (2.4)$$

$$\eta = \gamma Q H / (N_i + N_D + N_B) \quad \dots\dots (2.5)$$

ここに、 $N_D$ =円板摩擦損失動力[ $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}$ ]、 $N_B$ =軸受、パッキン等における損失動力[ $\text{kg} \cdot \text{m}/\text{s}$ ]である。 $N_D$ は水力的な性質のものであるが、ポンプ内部の流れと直接的な関係はないから、これを  $N_B$ と同様に機械損失の中に入れれば、機械効率  $\eta_m$  は

$$\eta_m = N_i / (N_i + N_D + N_B) \quad \dots\dots (2.6)$$

以上は、洩れ(インペラ出口からインペラとシュラウドとの間隙を通過して入口側に戻る流れ、およびパッキン等からの洩れ)を考慮していないが、この洩れ量  $q$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]とすると体積効率  $\eta_v$  は、

$$\eta_v = Q / (Q + q) \quad \dots\dots (2.7)$$

$$N_i = \gamma (Q + q) H_{ih} \quad \dots\dots (2.3')$$

したがって  $\eta = \eta_h \cdot \eta_m \cdot \eta_v$  となる。水力的な面での設計に関する理論研究としては、水力効率を対象にするのが便利でありまた妥当でもあろうから、以下  $\eta_h$  について考慮する。

(2.1)~(2.4) 式中の各損失ヘッドのうち、 $h_s, h_e$  は管路の損失であるから、速度ヘッドの平均に比例すると見なして差支えない。したがって損失係数をそれぞれ  $\zeta_s, \zeta_e$  と書くと、

$$h_s = \zeta_s (v_s^2 + v_{i1}^2) / 4g \quad \dots\dots (2.8)$$

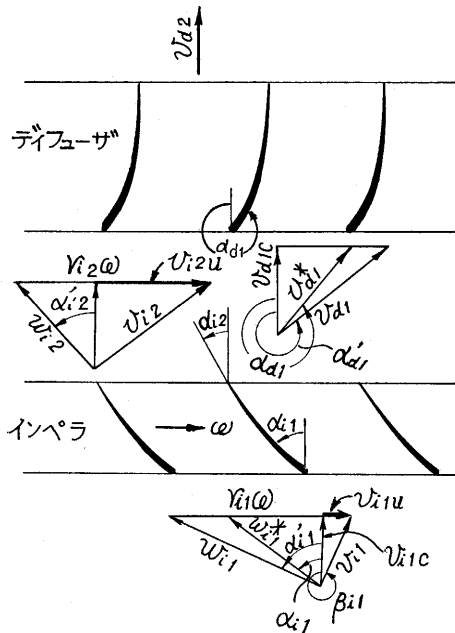
$$h_e = \zeta_e (v_{e2}^2 + v_e^2) / 4g \quad \dots\dots (2.9)$$

ここに  $v_{i1}, v_{d2}$  = それぞれ インペラ入口およびディフューザ出口における絶対流速である。

インペラおよびディフューザにおける損失  $h_i, h_d$  については現在のところ余り明らかにされていない。渦巻ポンプのように比較的羽根が長く、重なりも大きいものでは、羽根を一種の流路と考えて取り扱うことが多いが、軸流ポンプのように羽根も短く、重なりも少ない場合には、翼と考えると揚力係数や抗力係数と迎え角との関係から損失を与え、性能計算式を求めるのが普通である。翼列試験の資料も多く、また所定の翼配置のもの性能を算出する場合には、後者の方法が適当であるが、まだ構造や羽根角等のあたえられていない設計の段階におけるこれらの最適値を求めるには、前者の方法によるのが便利であろう。前述せるように斜流ポンプに適用できる翼列資料も少ないから、ここでは羽根内を流路と見なす前者の考え方によることとし、その損失を羽根内の摩擦損失  $h_{if}, h_{df}$  (摩擦以外に曲りによる二次流れや渦による損失も含む広義の摩擦損失の意) と羽根入口における衝突損失  $h_{is}, h_{ds}$  とに分けて考える。すなわち

$$h_i = h_{if} + h_{is}, \quad h_d = h_{df} + h_{ds} \quad \dots\dots(2.10)$$

このうち  $h_{if}, h_{df}$  は次のように置くことができよう (以下の記号は平均流面で展開して表わした第 2 図を参照のこと)。



第 2 図 速度三角形

$$h_{if} = \zeta_i (w_{i1}^2 + w_{i2}^2) / 4g$$

$$h_{df} = \zeta_d (v_{d1}^2 + v_{d2}^2) / 4g \quad \dots\dots(2.11)$$

損失係数  $\zeta_i, \zeta_d$  はほぼ 0.1~0.3 と考えられる。ここではディフューザ内の拡大損失  $h_{de}$  は割合小さく、これを  $h_{df}$  に含めて考えうるとしたが、 $v_{d1}$  と  $v_{d2}$  との差が

大きい時は  $h_{de}$  を別個に考慮しなくてはならない。 $h_{de}$  は普通

$$h_{de} = \zeta_{de} (v_{d1} - v_{d2})^2 / 2g \quad \dots\dots(2.12)$$

と書かれる。拡大損失係数  $\zeta_{de}$  は拡大の程度によってかなり異なるが、普通 0.2~0.5 としてよいであろう。衝突損失は従来次の二通りの表し方が用いられている。<sup>6)</sup>

$$h_{is} = \zeta_{is} v_{i1c}^2 (\tan \alpha_{i1}' - \tan \alpha_{i1})^2 / 2g \quad \dots\dots(2.13)$$

$$h_{is} = \zeta_{is}' v_{i1c}^2 \cos \alpha_{i1}^2 (\tan \alpha_{i1}' - \tan \alpha_{i1})^2 / 2g \quad \dots\dots(2.14)$$

したがって、 $\zeta_{is} = \zeta_{is}' \cos^2 \alpha_{i1}$  である。衝突損失係数  $\zeta_{is}, \zeta_{is}'$  は羽根角、羽根先端形状、節弦比および流れのプリローテーションの有無等により異なる性質のものであるが、現在のところ余り明らかでない。インペラ入口にガイドベーンのない場合には、プリローテーションの存在のため (2.14) の表式が妥当と思われる。ディフューザとインペラは普通かなり接近してプリローテーションが少ないから、 $h_{ds}$  には (2.13) の表式を用いることにする。すなわち

$$h_{ds} = \zeta_{ds} v_{d1c}^2 (\tan \alpha_{d1}' - \tan \alpha_{d1})^2 / 2g \quad \dots\dots(2.15)$$

設計点付近では、 $\alpha_{i1}' = \alpha_{i1}, \alpha_{d1}' = \alpha_{d1}$  ゆえ、 $\zeta_{is}, \zeta_{ds}$  等の値の相違が設計計算に与える影響は少ない (以下の数値計算では  $\zeta_{is}' = \zeta_{ds} = 1.0$  としている<sup>7)</sup>)。

これらの諸式を (2.1)~(2.4) 式に代入すると、ポンプの性能計算式が得られるわけであるが、一般性をもたせるため、すべての値をインペラ出口を基準にとって表わした次のような無次元量によって書き直すことにする。すなわち流量係数  $\phi$ 、揚程係数  $\psi$ 、インペラ動力係数  $\tau$ 、半径比  $\rho$ 、面積比  $a$  を導入して、

$$\phi = v_{i2c} / r_{i2} \omega, \quad \psi = H / (r_{i2}^2 \omega^2 / g),$$

$$\tau = N_i / (\gamma g) A_{i2} r_{i2}^3 \omega^3 \quad \dots\dots(2.16)$$

$$\rho_{i1} = r_{i1} / r_{i2}, \quad \rho_{d1} = r_{d1} / r_{i2} \quad \dots\dots(2.17)$$

$$a_s = v_{i2c} / v_s, \quad a_{i1} = v_{i2c} / v_{i1c}, \quad a_{d1} = v_{i2c} / v_{d1c},$$

$$a_{d2} = v_{i2c} / v_{d2}, \quad a_e = v_{i2c} / v_e \quad \dots\dots(2.18)$$

また  $\tan \alpha_{i1} = \kappa_{i1}, \tan \alpha_{i1}' = \kappa_{i1}', \tan \alpha_{i2}' = \kappa_{i2}', \tan \alpha_{d1} = \kappa_{d1}$  等と表わす。ここに  $A_{i2}$  はインペラ出口面積 [m<sup>2</sup>] である (他の記号は前掲)。したがって、

$$\tan \beta_{i2} = n_{i2}' - (1/\phi) \quad \dots\dots(2.19)$$

インペラ入口では流れに周方向成分が無いと考えられるから、 $\beta_{i1} = 0$  より次式をうる。

$$\kappa_{i1}' = \rho_{i1} a_{i1} / \phi \quad \dots\dots(2.20)$$

なおディフューザ出口では、流れに周方向成分が無いことが望ましいから、 $\alpha_{d2} = 0$  とする。

(2.8)~(2.15) を (2.1)~(2.4) に代入し、(2.16)~(2.20) を用いて書き直すと (インペラ出口からディフューザ入口までの流れは自由渦運動をすると考える)、次式をうる ( $h_{is}$  の表式は (2.14) 式を用いる)。

$$\phi = (1 - \phi \kappa_{i2}') - (\phi^2 / 2) \left[ C + (\zeta_i / 2) \{ (\kappa_{i1}' / a_{i1}^2) \right]$$

$$\begin{aligned}
& +\kappa_{i2}'^2) + (\zeta_d/2)(\kappa_{d1}^2/a_{d1}^2) + \zeta_{is}'\{(\rho_{i1}a_{i1}/\phi) \\
& - \kappa_{i1}'^2\}/\{a_{i1}^2(1+\kappa_{i1}'^2)\} + \zeta_{ds}\{(\kappa_{d1}/a_{d1}) \\
& - (\kappa_{i2}'-1/\phi)/\rho_{d1}\}^2 + \zeta_{de}\left\{\frac{\sqrt{1+\kappa_{d1}^2}-1}{a_{d1}} - \frac{1}{a_{d2}}\right\}^2] \quad \dots\dots(2.21)
\end{aligned}$$

$$\tau = \phi(1 - \phi\kappa_{i2}') \quad \dots\dots(2.22)$$

$$\eta_h = \phi/(1 - \phi\kappa_{i2}') \quad \dots\dots(2.23)$$

ここに

$$\begin{aligned}
C & \equiv \frac{\zeta_s}{2}\left(\frac{1}{a_s^2} + \frac{1}{a_{i1}^2}\right) + \frac{\zeta_i}{2}\left(\frac{1}{a_{i1}^2} + 1\right) \\
& + \frac{\zeta_d}{2}\left(\frac{1}{a_{d1}^2} + \frac{1}{a_{d2}^2}\right) + \frac{\zeta_e}{2}\left(\frac{1}{a_{d2}^2} + \frac{1}{a_e^2}\right)
\end{aligned}$$

ポンプの諸寸法( $\rho_{i1}, \kappa_{i1}, a_{i1}$ 等)が与えられ、流出角 $\kappa_{i2}'$ および各損失係数が推定できれば、(2.21)~(2.23)式によってポンプ特性を算出する。なお流出角 $\kappa_{i2}'$ とインペラ出口羽根角 $\kappa_{i2}$ との間には次の関係がある。

$$\kappa_{i2}' = \kappa_{i2} + (k_2/\phi) \quad \dots\dots(2.24)$$

ここに $k_2$ =滑り係数で翼型、節弦比、運転状態等によって異なり、その厳密な算出は一般には困難である。その実験資料も斜流ポンプについては見当たらないが、通常の渦巻ポンプの資料<sup>9)</sup>( $k_2=0.15\sim 0.25$ )が参考となろう。 $k_2$ は小流量時には最高効率点における値とかなり異なるが、斜流ポンプではこの時インペラ内に逆流が生じるから、以上のような取扱い方ではその特性算出は不可能である。

### 3. 設計法

(2.21)~(2.23)式はごく一般的に取り扱った性能計算式であって、既知構造のもの概略の性能算出には役立つが、設計を行うに当っては羽根角度、半径比、面積比等未知数が多く、このままではそれらの選定に迷う。しかしながらこのうち面積比については、流路面積の拡大取縮の程度が大きいと流れの損失が増大するからある限度が存在するし、半径比についても構造上から適当な範囲があるから、これらにあらかじめいくつかの値を考えておくことができる。こうすると羽根角度の決定(インペラ入口出口およびディフューザ入口の3コ)のみが残される。なお各損失係数のうち特に $\zeta_i, \zeta_d$ は翼型、その取付角度、羽根枚数、表面粗さ等によって変化するレイノルズ数(大きさおよび回転速度)によってもいくぶん異なる性質のものであるが、これらの影響を考慮に入れて理論式を作製することは不可能に近く、しかもこれらの損失係数自体も現在のところ余り明らかにされていない状態であるから、一応妥当と思われる値を入れて数値計算を行ない、得られた値に前述の影響を考慮して多少修正を加えるのが实际的であろう。

いまディフューザ入口において無衝撃流入を呈する流量係数(以下簡単のため基準点と呼ぶ)を $\phi_0$ とし、インペラ入口における同じ状態を $K\phi_0$ とする。一般に $K=1.0$ 、すなわちインペラ、ディフューザ同時に無衝撃

流入となることが望ましいが、ガイドベーンが無くて $h_{i2}$ が $h_{d2}$ に比してかなり小さい場合には、目的によっては余り効率の低下なしに $K=1.0$ とすることもできる。以下簡単のため、 $K=1.0$ とする。基準点では $h_{i2}=h_{d2}=0$ ゆえ、 $\kappa_{i1}, \kappa_{d1}$ は次式のように $\phi_0$ によって表わすことができる。

$$\kappa_{i1} = \rho_{i1}a_{i1}/\phi_0 \quad \dots\dots(3.1)$$

$$\kappa_{d1} = (a_{d1}/\rho_{d1})\{\kappa_{i2}' - (1/\phi_0)\} \quad \dots\dots(3.2)$$

これらを(2.21)式に代入して整理すると( $\zeta_{de}=0$ の場合)、

$$\phi = (1 - \phi\kappa_{i2}') - (1/2)[M\phi^2 + E\{1 - (\phi/\phi_0)\}^2] \quad \dots\dots(3.3)$$

ここに

$$\begin{cases}
M \equiv C + (D/\phi_0)^2 + F\kappa_{i2}'^2 - G(\kappa_{i2}'/\phi_0), \\
C \equiv \text{前掲}, \\
D \equiv (1/2)\{\zeta_i\rho_{i1}^2 + (\zeta_d/\rho_{d1}^2)\}, \\
E \equiv \{\zeta_{is}'\rho_{i1}^2\phi_0^2/(\phi_0^2 + \rho_{i1}^2a_{i1}^2) + (\zeta_{ds}/\rho_{d1}^2)\}, \\
F \equiv (1/2)\{\zeta_i + (\zeta_d/\rho_{d1}^2)\} \\
G \equiv \zeta_d/\rho_{d1}^2
\end{cases}$$

である。また基準点では(添字0を付す)、

$$\phi_0 = (1 - \phi_0\kappa_{i2}') - (1/2)M\phi_0^2 \quad \dots\dots(3.4)$$

$$\eta_{h0} = \phi_0/(1 - \phi_0\kappa_{i2}') = 1 - \{M\phi_0^2/2(1 - \phi_0\eta_{i2}')\} \quad (3.5)$$

最高効率点(添字 $m$ を付す)の特性は、

$$\phi_m = (1/\kappa_{i2}') [1 - \sqrt{1 + \{E\phi_0\kappa_{i2}'/(\phi_0\kappa_{i2}' - 2)\}/(M\phi_0^2 + E)}}] \quad \dots\dots(3.6)$$

$$\phi_m = (1 - \phi_m\kappa_{i2}') - (1/2)[M\phi_m^2 + E\{1 - (\phi_m/\phi_0)\}^2] \quad \dots\dots(3.7)$$

$$\eta_{hm} = \phi_m/(1 - \phi_m\kappa_{i2}') \quad \dots\dots(3.8)$$

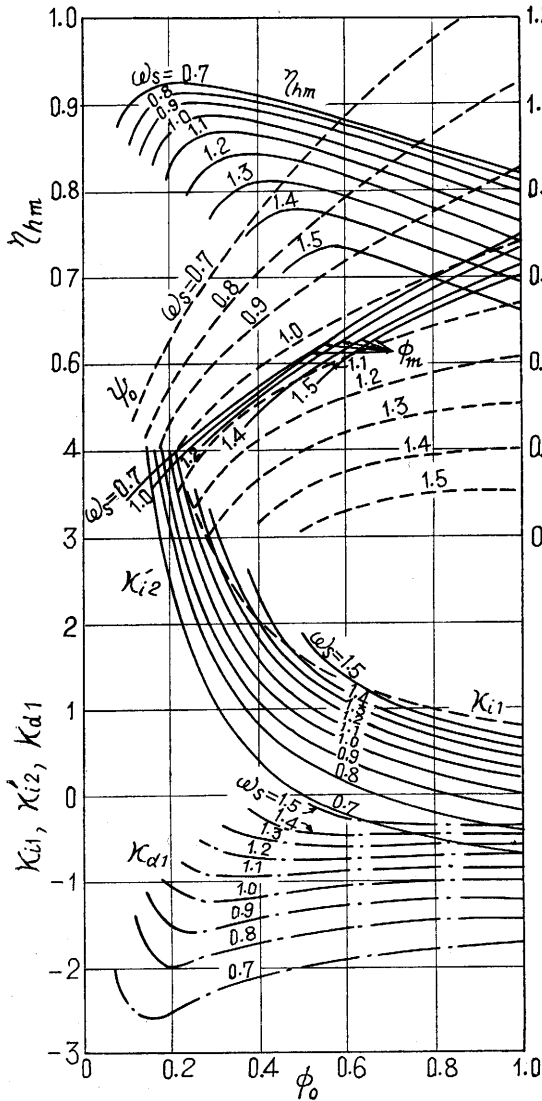
設計には普通 $N_s$ が与えられることが多いから、設計値を $N_s$ をパラメータとして表わすのが便利である。ここでは無次元比較回転度 $\omega_s$ を用いる。

$$\omega_s = \phi_m^{1/2}/\phi_m^{3/4} \quad \dots\dots(3.9)$$

$N_s$  [m, m<sup>3</sup>/min, rpm] と $\omega_s$ との間には次の関係がある。

$$N_s = 1,027(\sqrt{r_{i2m}B_{i2}/r_{i2}})\omega_s \quad \dots\dots(3.10)$$

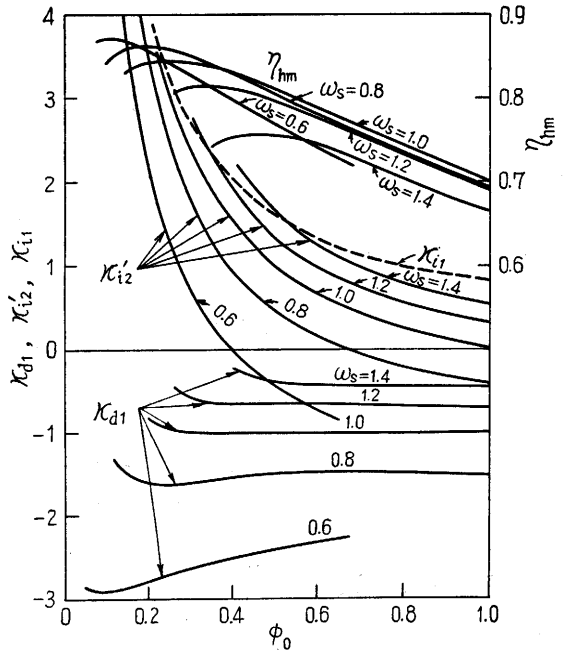
ここに $r_{i2m}, B_{i2}$ =それぞれインペラ出口平均半径[m]および流線に直角な出口巾[m]である。(3.6)~(3.9)と $\eta_{hm}$ を最大にする条件 $d\eta_{hm}/d\phi_m=0$ とから、所定の $\omega_s$ に対して最高効率を有するように $\phi_m, \phi_0, \kappa_{i2}'$ を決定することは可能であるが、この条件式はきわめて複雑であり、また $\eta_{hm}$ と $\phi_m$ (あるいは $\phi_0$ )との関係は $\eta_{hm}$ の最大値付近は割合平坦であって必ずしも最高効率点条件を固執する必要がないこと、さらに多少効率の低下を許してもなるべく小形に作りたいという要求に対する検討も必要であること等から、ここでは $\omega_s$ をパラメータにとり、 $\phi_m$ または $\phi_0$ と $\eta_{hm}$ や各羽根角との関係を求めることにする。(3.6)~(3.9)から $\phi_0$ を消去して、 $\phi_m$ と $\kappa_{i2}', \eta_{hm}$ との関係式を求めることは可能であるが、



第 3 図 設計線図 ( $\rho_{i1}=0.8, \rho_{d1}=1.0, C=0.5, \zeta_i=0.1, \zeta_d=0.2$ )

かなり複雑なので (8 次式となる), ここではまず  $\phi_0, \phi_m$  をパラメータとして, (3.4), (3.6)~(3.9) から最高効率点の各値を算出し, この結果を整理して所定の  $\omega_s$  に対する  $\eta_{hm}$  と  $\phi_0$  その他の関係を求める方法によった。

数値例として,  $\rho_{i1}=0.8, \rho_{d1}=1.0, a_{i1}=a_{d1}=1.0, C=0.5, \zeta_i=0.1, \zeta_d=0.2$  の時の各  $\omega_s$  に対する  $\phi_0$  と  $\phi_m, \eta_{hm}$ , および各羽根角との関係を示したのが第 3 図である。この図は所定の  $\omega_s$  に対して, 設計方針に最適の作動点  $\phi_0, \phi_m$ , 各羽根角およびその時の最高効率  $\eta_{hm}$  を直ちに求めることができ, 設計にきわめて有用である。1 例をあげると,  $\omega_s=1.0$  に対して最高効率を有するように設計するには,  $\phi_0=0.28, \phi_m=0.23, \kappa_{i1}=3.0, \kappa_{i2}=2.3, \kappa_{d1}=-1.2$  とすべきで, その時の  $\eta_{hm}=88.5$



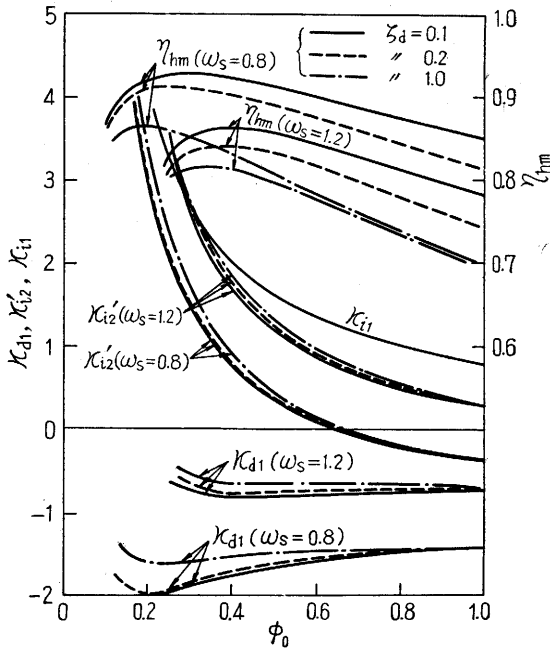
第 4 図 設計線図 ( $\rho_{i1}=0.8, \rho_{d1}=1.0, C=0.5, \zeta_i=0.1, \zeta_d=0.2, \zeta_{de}=0.4$ )

%, もし効率が 1% 低下 ( $\eta_{hm}=87.5\%$ ) してもよいから小型にしたいという時には,  $\phi_0=0.4$ , したがって  $\phi_m=0.33$  とすることができる。これは回転速度が与えられている場合には, 後者は前者の  $0.23/0.33=0.7$  倍のインペラ径でよいことを示している (羽根はたつて来て,  $\kappa_{i1}=2.0, \kappa_{i2}=1.3$  となる)。

以上の数値例では,  $v_{d1}=v_{d2}$  (あるいは  $\zeta_{de}=0$ ) としたが, ディフューザ羽根角  $|\kappa_{d1}|$  が大きくなると, ( $\omega_s$  が小さい場合に相当), 構造上からこの条件が成立し難くなる。そこで  $\zeta_{de}=0.4, a_{d1}=a_{d2}$  とした時の例を第 4 図に掲げた (他の数値はすべて第 3 図と同じ)。  $\eta_{hm}$  の最大値  $\eta_{hm}^*$  を与える作動点  $\phi_0^*$  は  $\zeta_{de}$  を考慮すると小さい方に移り, また  $\omega_s$  が小さいもの程  $\eta_{hm}$  は  $\zeta_{de}$  を考慮しない時より低下している。しかし  $\phi_0$  と各羽根角との関係は余り変化しない。同じように行った種々の数値例に対する計算結果から一般的に次のようにいうことができる。

(a)  $\zeta_i, \zeta_d$  等が異なっても一定の  $\omega_s$  に対する  $\phi_0$  と各羽根角との関係は余り変化しない。したがってこれらの設計当初における推定誤りが設計値におよぼす影響は小さい。(1 例として  $\zeta_d$  の相違の影響を第 5 図に掲げた (他の数値は第 3 図と同じ)。ある程度実験資料がととのえられた後には,  $\zeta_d$  の推定値が製作されたものにおける値と第 5 図のように大きく相違することはないものと考えられる)。

(b) 各損失係数が一定の場合には,  $\rho_{i1}$  および  $\omega_s$  が小さい程最高効率が大い (実際には流路が軸流に近づ

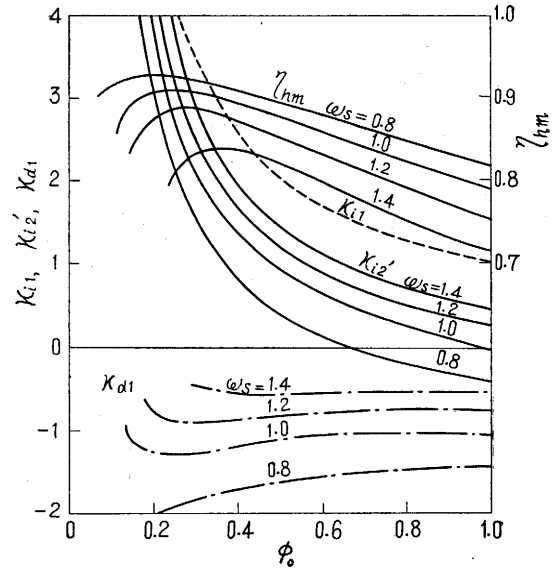


第5図  $\zeta_d$  の影響

く程損失係数は小さくなる傾向にあるし、 $\rho_{i1}$  が等しくとも子午面上の羽根長によって斜流の程度、すなわち流面と軸心との傾きが異なり、したがって各損失係数の値が変るから一概にはいえない。

(c)  $\zeta_i$ ,  $\zeta_d$  が大きい程  $\eta_{hm}$  が低下するのは当然であるが、その程度は  $\omega_s$  が大きい程著しい。したがって高  $N_s$  のポンプではできるだけ  $\zeta_i$ ,  $\zeta_d$  を小さくする(具体的には所定の有効仕事を得られる限度内で羽根長を短く、羽根枚数を少なく選ぶとか、羽根表面をできるだけ滑らかにする)ように心掛けることが望ましい。 $\zeta_i$  が軸流ポンプに用いられる翼のように小さい場合には、斜流ポンプでも軸流ポンプと同程度の高  $N_s$  ( $N_s > 1300$ ) のものが得られる。なお理論的には高  $N_s$  ポンプをうるために軸流すなわち  $\rho_{i1} = 1.0$  である必要はなく、ただ  $\zeta_i$ ,  $\zeta_d$  が小さいことのみが必要なのである。低  $N_s$  の限界としては、 $|\kappa_{d1}| < 1 \sim 1.5$  と考えて  $\omega_s = 0.8$  と見なしてよいであろう。

(d) 小型化をはかって  $\phi_0$  を大きく選ぶと、 $\kappa_{i1}$ ,  $\kappa_{i2}'$  は小さくなり、最高効率も次第に低下するが、あるところから  $\kappa_{i2}' < 0$  (前向き羽根) となる(実際には滑りのため  $\kappa_{i2}' > 0$  でも  $\kappa_{i2} < 0$  とすることがある)。これはディフューザで大きな速度ヘッドを有効に圧力に変換できる場合には、小型化のために前向き羽根インペラを採用しうることを示すものである。なお  $\eta_{hm}$  がある程度大きいことは必要であるから、その適用は低  $N_s$  の範囲に限られようし、また揚程-流量曲線の右上り特性など運転上いろいろな問題も生じてくるが、従来の常識外の前向き羽根(空気機械ではいわゆるシロッコファンとい

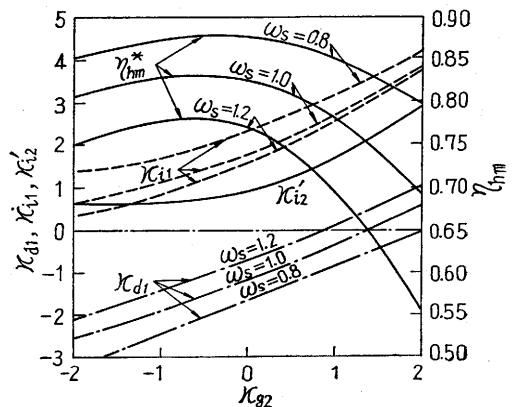


第6図 低  $N_s$  軸流ポンプの設計線図

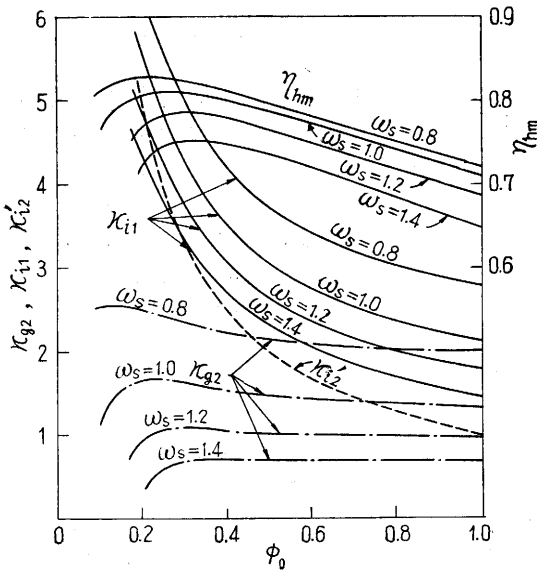
われる多翼送風機に用いられている) についての検討は興味ある問題かと思われる。

この設計理論は特に斜流に限らず、軸流にもふく流にも適用できる性質のものであって、たとえば  $\rho_{i1} = \rho_{d1} = 1.0$  とすれば軸流ポンプの場合になる。参考までに低  $N_s$  軸流ポンプに対応すると思われる設計線図 ( $\zeta_i = 0.05$ ,  $\zeta_d = 0.2$ ,  $C = 0.45$ ) を第6図に掲げておく( $\zeta_i = 0.05$  は揚力係数  $\approx 0.8$ , 抗揚比  $\approx 0.025$ , 節弦比  $\approx 0.8$  の翼列に対応する概算値)。

以上はディフューザ羽根を有する斜流ポンプについての計算例であるが、インペラ入口側にガイドベーンを有する場合やディフューザ、ガイドベーン両者を有する場合にも同様に行うことができる。<sup>9)</sup> 計算式は省略してその数値計算結果の1例を示すことにする。第7図はディフューザ・ガイドベーン付の場合、最高効率  $\eta_{hm}^*$  を有する各羽根角と  $\kappa_{g2}$  ( $\kappa_{g2} = \tan \alpha_{g2}$ ,  $\alpha_{g2}$  = ガイドベーン出口



第7図 最高効率点条件  
(ディフューザ・ガイドベーン付)



第 8 図 設計線図 (ガイドベーン付)

羽根角で子午面方向からインペラの回転と逆方向に正とする)との関係を示した図であり ( $\rho_{g2}=\rho_{i1}=0.8$ ,  $\rho_{d1}=1.1$ ,  $\zeta_i=0.1$ ,  $\zeta_g=0.15$ ,  $\zeta_d=0.2$ ,  $\zeta_{de}=0$ ,  $C=0.65$ , ここに  $\rho_{g2}$ ,  $\zeta_g$ =ガイドベーン出口半径比および摩擦損失係数), 第 8 図はガイドベーンのみを有する時の設計線図である ( $\rho_{g2}=\rho_{i1}=0.8$ ,  $\zeta_i=0.1$ ,  $\zeta_g=0.2$ ,  $C=0.5$ , インペラ出口における流れの旋回成分は静圧に変換され得ず, すべて損失となると考えている). このような計算結果から次の事柄が見出された.

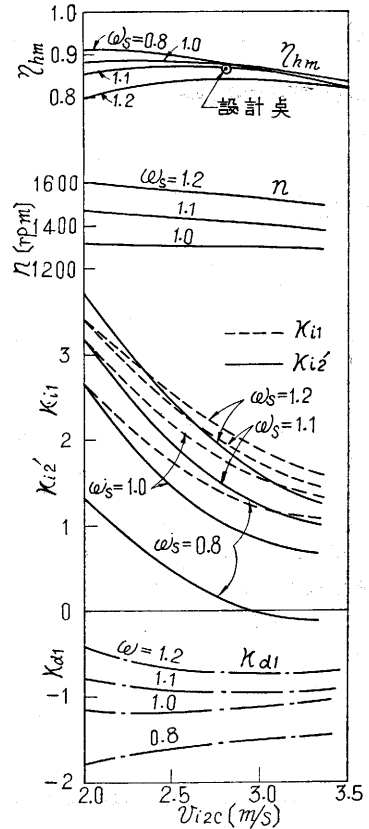
(a) ディフューザ・ガイドベーン付の場合,  $\kappa_{g2} \approx -0.5 \sim 0.5$  において  $\eta_{hm}^*$  が最も大きい.  $\omega_s$  が大きくなるとかなり効率低下する.  $\kappa_{g2}$  が大きい程各羽根角の値も増加する.  $|\kappa_{d1}| < 1.0 \sim 1.5$  が望ましいとすれば, この点から各  $\omega_s$  に対する  $\kappa_{g2}$  の下限が与えられる. ディフューザ付のものでは  $|\kappa_{d1}|$  が過大となる  $\omega_s < 0.8$  に対しても, この場合は  $\kappa_{g2}$  を大きく選べばその恐れがない. 以上からこの型の斜流ポンプは低  $N_s$  への適用が可能であり, 高揚程用に適している. 多段とする場合にはディフューザを次段のガイドベーンと共通とし,  $\kappa_{d2} = \kappa_{g2}$  とすればよい.

(b) ガイドベーン付の場合,  $\omega_s$  が小さい時は  $\kappa_{i1}$ ,  $\kappa_{g2}$  共にかなり大きくなり, また前記両型式のものに比べて効率がやや低い. また  $\kappa_{g2} > 1.5 \sim 2$  を好ましくないとすれば, 以上からこの型式の斜流ポンプの適用範囲はほぼ  $\omega_s > 0.9 \sim 1.0$  と考えることができる.

さて次に参考までに小型の実験用斜流ポンプ ( $H \approx 3 \text{ m}$ ,  $A_Q$ ,  $Q \approx 2 \text{ m}^3/\text{min}$ ) の設計例について述べる. (2.16) および (3.9) 式から,

$$\phi_m = (v_{i2c} \sqrt{gH})^{3/2} / \omega_s \quad \dots (3.11)$$

$H = 3 \text{ m}$  ゆえ,  $\phi_m = 0.0793 (v_{i2c}^{3/2} / \omega_s)$  となる. 第 3 図

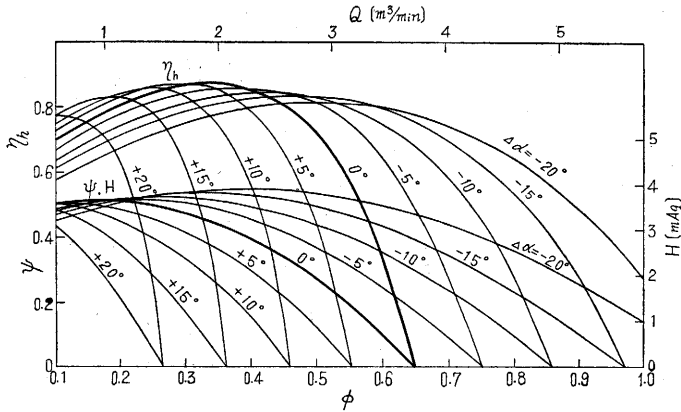


第 9 図 設計例の検討

を用いることとし,  $\omega_s$ ,  $v_{i2c}$  をパラメータとして  $\phi_m$  を求め, 第 3 図から  $\phi_0$ ,  $\kappa_{i1}$ ,  $\kappa_{i2}'$ ,  $\kappa_{d1}$ ,  $\eta_{hm}$  を読み取って図示したのが第 9 図である. この図から各  $\omega_s$  に対して最も高い効率を与える  $v_{i2c}$  の値が存在すること, 特に  $v_{i2c}$  を大きく選ぶ (小型にする) と  $\omega_s$  を大きくとる方が効率の高い場合のあること, 等がわかる. この図から設計方針に適合するような  $\omega_s$ ,  $v_{i2c}$  を選ばよいわけであるが, もし回転速度  $n \approx 1,450 \text{ rpm}$  という希望があれば,  $\omega_s \approx 1.1$ ,  $\eta_{hm}$  は  $v_{i2c}$  が異なっても図の範囲では割合平坦であるが,  $v_{i2c} = 2.8 \text{ m/s}$  を採用するとすれば,  $\phi_m \approx 0.338$ ,  $\phi_0 \approx 0.413$ ,  $\eta_{hm} \approx 0.86$ ,  $\kappa_{i1} = 1.93$ ,  $\kappa_{i2}' = 1.45$ ,  $\kappa_{d1} = -0.98$  となる.

$$n = (60/2\pi) (v_{i2c} / r_{i2} \phi_m) \quad \dots (3.12)$$

より,  $n = 1,450 \text{ rpm}$  では  $r_{i2} = 0.055 \text{ m}$  をうる. したがって  $r_{i1} = \rho_{i1} r_{i2} = 0.044 \text{ m}$ . このような設計値を有する斜流ポンプの予想特性を, (2.21) ~ (2.24) 式によって計算 ( $k_2 = 0.2$  としてある) したのが第 10 図の太実線である (図中  $Q$  は出口平均半径  $r_{i2m} = 0.052 \text{ m}$ , 出口流路巾  $B_{i2} = 0.0354 \text{ m}$  の時の値である). 同図には参考までに同じ設計でインペラを可動翼構造とした場合の特性をも示してある ( $\Delta\alpha = +10^\circ$  とは第 11 図のように基準の位置よりインペラを  $10^\circ$  ねかせた時の特性を表わす). 計算の便宜上インペラ出口を中心として羽根を回転させ

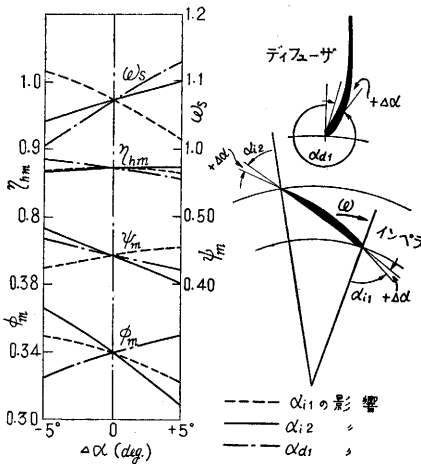


第10図 斜流ポンプの可動翼特性

た場合 ( $r_{i2}=0.055\text{ m}$ —一定) について示してあるが、実際には羽根の回転により  $r_{i2}$  が異なるから、各特性相互の大きさの関係はこの図といくぶん異なってくる。インペラに可動翼構造を採用した例は斜流ポンプにはないが、最近話題となった斜流ポンプタービンではこの可動翼構造を採用しており、このためポンプ運転時の作動範囲が広く、また羽根を極端にねかせて傘形状にすることができるためポンプ作動時の起動トルクが小さい等多くの利点を有し、にわかに注目されてきている<sup>10)</sup>。

4. 設計性能におよぼす羽根角, 損失係数の影響

前節により設計要目に適する羽根角等が求まるわけであるが、このうちインペラ出口角  $\kappa_{i2}$  は  $\kappa_{i2}'$  の計算値から角超過を考慮して決定しなくてはならない。角超過の値を厳密に求めるのは困難であるから、この推定誤りのため製作されたものの  $\kappa_{i2}'$  が、その設計計算値と異なる場合の生ずることは当然予想される。また各損失係数も前節で述べたように厳密に求めることは容易でなく前記設計計算にも一応一定と見なしているから、これらの値が異なる場合の特性におよぼす影響を調べておく必

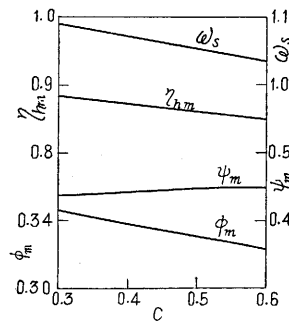


第11図 羽根角の影響

要がある。以上の点を前節の設計例について検討してみよう。

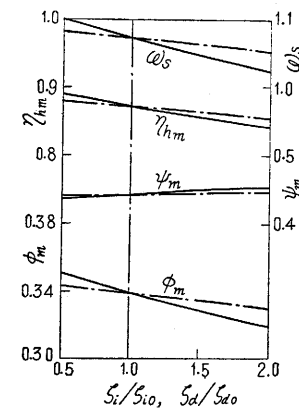
第11図は各羽根角が製作誤差や角超過の推定誤り等によって、 $\pm 5^\circ$  の範囲に設計値と異なった時の最高効率点の性能変化を示したものである。最も影響の大きいのはインペラ出口角であって、この範囲では  $\phi_m$ ,  $\psi_m$  は設計性能と最大約 10% の相違を示す。効率は余り変化しない。いずれにしても羽根がねてくると、流量、ヘッドともに減少する。

第12図は  $C$  の影響を示したもので、ヘッド測定点  $s, e$  の位置の遠近、管壁の粗さ、ベンドの損失等の影響を含んでいるが、これによる性能相違は小さい。インペラおよびディフューザ内の摩擦損失係数  $\zeta_i, \zeta_d$  がその設計計算に用いた値  $\zeta_{i0}, \zeta_{d0}$  と異なった時の影響を第13図に示す。  $\zeta_i, \zeta_d$  が大きくなると効率の低下は当然であるが、最高効率点の流量は減少し、ヘッドは僅かに増大する。この例では  $\zeta_i$  の



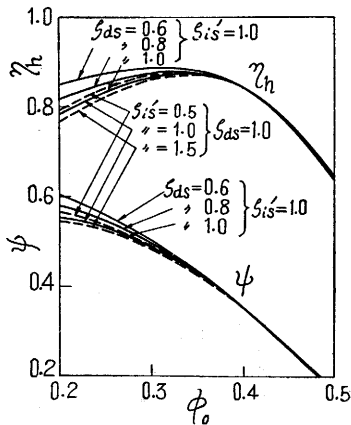
第12図 C の影響

影響の方がやや大きい、いずれにしてもその影響は小さい ( $\zeta_i/\zeta_{i0}=2.0$  で  $\phi_m$  は設計値より約 5% 低下)。種々の羽根についての実験資料がととのっていれば  $\zeta_i, \zeta_d$  の推定値が2倍も狂うことは少ないであろうし、また



第5図からもわかるように、同一の  $\omega_s$ ,  $\phi_0$  に対する羽根角の値は、 $\zeta_i, \zeta_d$  がかなり相違しても余り大きな差異を示さないから、これらの損失係数の相違によって羽根角その他の設計寸法が大きく影響される恐れはないものと考えられる。設計点付近の性能におよぼす衝突損失係数  $\zeta_{i0}, \zeta_{d0}$  の影響は小さい (第14図)。これらは別の設計例についてもほぼ同一の傾向を示している<sup>11)</sup>。このように羽根角その他の影響を定量的に示した理論計算は少ないが、ポンプの製作誤差や表面粗さあるいはレイノルズ数の影響を調べたり、性能改善の資料





第 14 図 衝突損失係数の影響

を得ようとする場合には、実験とともにこのような理論的な検討も必要であろう。

5. 結言

ここでは平均流線上のエネルギー式から得られる一般性能計算式をもとにして、これより所定の設計要目および設計方針に適合するように羽根角その他の主要寸法を系統的に算出する方法、および特性におよぼす製作誤差表面粗さ等の影響に関する理論計算結果について述べた。この理論にもとづいて設計した種々の  $N_s$  のものを現在試作中であるが、設計にあたって問題となる各損失係数や角超過の値およびここではふれていない平均流線の位置と流れの状態（フローパターン）との関連、あるいは羽根角の分布や羽根枚数と締切軸動力との関係等設計に必要な資料については、紙数の関係もあり試作機による

実験的な検討をまって別の機会にふれることとしたい。

最近大容量の火力および原子力発電所の建設に伴ない昼間のピークロード対策や夜間の余剰電力の利用という点から揚水発電所がにわかに脚光をあびてきており、この主機としての可逆ポンプタービンの開発が強く望まれているが、これについての理論的な研究はほとんどなされていない。一つのインペラを水車とポンプとの両用に用いる（回転方向を変える）という点で、実験的に高性能のものを得るには、水車またはポンプ単体の場合より多くの困難があつて、系統的な理論研究も必要とされるが、本稿に述べた取扱い方を進めることにより、この方面の理論的な研究の進展がある程度可能ではないかと考えている。

本研究にあたり、終始ご指導をいただいた本所石原助教に深く感謝申し上げる。なお文中の数値計算や図表の作製に協力された古屋、永野、高橋の諸氏に深謝する。

(1959. 4. 16.)

注:

- 1) 石原, 東大生研報告, 5, 7 (昭 30)
- 2) たとえば, 村井, 機械学会第 34, 35, 36 期通常総会講演会 (昭 32, 33, 34) 前刷.
- 3) たとえば, 生井, 機械学会第 32 期通常総会講演会 (昭 30) 前刷.
- 4) A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps", (1948), 155.
- 5) たとえば注 (4) 37; G. Flugel, Z.VDI, 96, 22 (1954), 752.
- 6) 石川, 平山, 前田, 機械学会論文集, 22, 121 (昭 31), 637.
- 7) 平板翼列では  $\zeta_{is}'=1.0$  といわれる. 注 (6) 参照.
- 8) たとえば, 葛西, 機械学会論文集, 1, 3 (昭 10), 239; 白倉, 機械学会誌, 60, 465 (昭 32), 122.
- 9) 井田, 機械学会北関東地方講演会 (昭 34) 前刷.
- 10) 石井, 田中, 東芝レビュー, 13, 12 (1958), 1213.
- 11) 井田, 機械学会第 36 期通常総会講演会 (昭 34) 前刷.

8 月観測ロケット特集号予告

カップ 150G について.....糸川 英夫  
 カップ 6 型ロケット....."  
 カップ 6 型-TW ロケット....."  
 カップ 6 型-R S ロケット....."  
 カップ 150G, 245, 6 型の性能計算.....広沢 暉夫他  
 カップ 150G, 245, 6 型の重量, 重心, 慣性モーメント.....糸川研究室  
 カップ 6 型ロケットの風洞実験.....玉木 章夫  
 カップ 6 型用ランチャー, ランチャードーム.....森大吉郎他  
 カップ 6 型ロケット振動試験結果.....森 大吉郎  
 カップ 6 型用振動計, 計測結果.....吉山 巖他  
 カップ 6 型加速度計と計測結果....."  
 ロケット搭載用抵抗線歪計と白金線温度計.....森大吉郎他  
 カップ 6 型におけるテレメータ実験.....テレメータ研究班  
 カップ型テレメータ送信機.....大井克彦他  
 カップ 150 型レーダ・トランスポンダ.....倉茂周芳他  
 カップ 6 型ロケット航跡標定結果.....レーダ研究班  
 カップ 150G 用着火装置.....吉山 巖他  
 カップ TW-1, 2 号機用時間軸, 着火装置....."  
 気温, 風, 測定用発音弾....."

上層における気温, 風の観測.....前田憲一他  
 カップ R S 型切断系.....戸田康明他  
 カップ R S 型切断および白煙テスト.....戸田康明他  
 ロケット分光器.....齋藤国治他  
 カップ 6 型ロケット回収用フロート.....吉山 巖他  
 カップ 6 型 CP-1, 2 の宇宙線観測.....宮崎友喜雄他  
 カップ 6 型 CP-1, 2 による気圧観測.....富永五郎他  
 カップ 245B 型の光学的追跡について.....植村恒義他  
 一高速飛しょう体の光学的追跡に関する研究(第 25 報).....  
 カップ 6 型 1, 2 号機の光学的追跡(第 26 報)....."  
 カップ 6 型 T 1, 2 号機の光学的追跡(第 27 報)....."  
 カップ 6 型 3, 4 号機の光学的追跡(第 28 報)....."  
 カップ 6 型 TW 3, 4 号機の光学的追跡(第 29 報)....."  
 カップ 6 型 R S 1, 2 号機の光学的追跡(第 30 報)....."  
 カップ 6 型 C P 1, 2 号機の光学的追跡(第 31 報)....."  
 カップ 6 型 TW 5 号機の光学的追跡(第 32 報)....."  
 カップ 5 型接合部切断実験について.....戸田 康明  
 カップ 122 F T 飛しょう実験記録.....広沢 暉夫  
 カップ 6 型飛しょう実験における通信連絡.....高 中 泓澄他  
 カップ 150G ~ C P 1, 2 号機飛しょう実験記録.....廣 沢 暉夫  
 総務班記録.....下村潤二郎