

高性能摩擦ポンプの研究

宮津 純

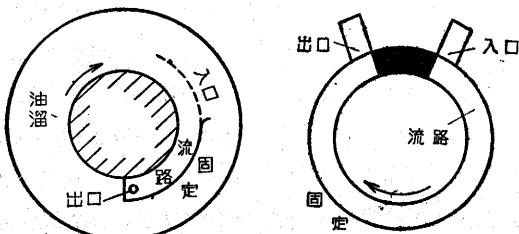
1. 緒言

ポンプには、渦巻ポンプ(軸流ポンプ)、往復ポンプ、回転ポンプ、その他の種類があり、それぞれの特徴に応じて用いられているが、広く研究の対象にもなり、実用されてきたものは、渦巻ポンプ(軸流ポンプ)である。回転型で電動機への直結可能、構造は簡単で低廉、揚程と吐出量とは広い要求に応じうるものであるから、このポンプがとくに実用されるに至ったことは当然である。しかし粘性の高い流体では、揚程および効率が低下し、しかも小型になるほどそれがいちぢるしいので、そのような場合には他の形式のものが要求される。摩擦ポンプにはこのことがなく、構造簡単で揚程の高いことがその特徴である。その反面、ポンプ流路は狭くなり、揚程の割に吐出量は大きくない。一例をあげると、直径 11 cm, 毎分回転数 1800 で、最大効率のとき、揚程 20 m, 吐出量 40 l/mn, 効率 40% というのがある。同じ大きさ、同じ速度の渦巻ポンプで得られる揚程はこの数分の一の程度に止まるのである。

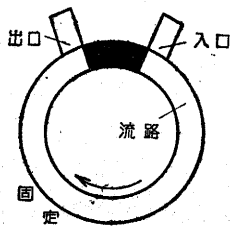
本文では、このポンプの作用理論、および、更にそれを高性能化する方法につき、今までに得た研究の結果を解説し、ポンプのみでなく、同じ方式に基く原動機および流体変速機の実現も可能である、ことをしめす一端とした。

2. ポンプの形式

第1図は現存する摩擦ポンプの一つの形式をしめたものである。円筒を油槽中で回転し、周の一部に設けたすきまへ流体を引きずり込んで押しあげる。第2図は普通にみられる形式のもので、殻の内部で面を回わし、これと外殻との間の液体を駆動して揚水する。黒い部分は出入口の仕切りである。



第1図 粘性ポンプ要図



第2図 摩擦ポンプ要図

摩擦ポンプの作用理論、および、それを高性能化する方法を解説した。ポンプ以外の原動機、変速機はまだ存在していないが、それらの実現も期待され、同様に性能を高めることができる。

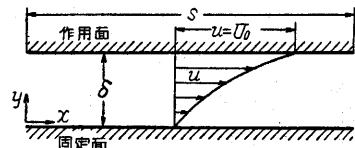
方式のものである。層から層への運動の伝達を強める方法として、作用面に凹凸のヒダをつけることもある。滑面を用いれば、摩擦力は流体の粘

性に基くものとなるが、それをとくに粘性ポンプともいつている。凹凸があれば、乱れによる流体摩擦を生じるから、純粘性作用の数百倍も強力になり、高い揚程に応じることができる。水のように粘性の小さい流体では、このような構造とする。油では滑面でも十分に作用し、軸受の給油ポンプなどに用いられている。

粘性ポンプは、もともと特別の構造を必要としないから、機械の回転部分を利用して作用面とすることができ、容易にポンプの代用となる。実例としては、水車の主軸の一部を作用面として、軸受への油の送り込みに使ったものがあり、流体変速機でも、回転殻にフィンを付けそれを作用面として、油の移動に利用したものもある。また歯車ポンプの歯先すきまは、まさに摩擦ポンプを構成しており、従つて、歯車ポンプの特性にたいする歯先の効果は、摩擦ポンプの特性から明らかにすることができる。

3. ポンプの特性

ポンプの流路は、第1,2図に見るように、輪形をなすが、その周長(s)にくらべると、半径方向のすきま(δ)が小さいので、曲りを一応無視して、第3図のような状態と考へても大綱に変わりはない。左側がポンプ入口、右側が出口をあらわす。固定面は殻の内面を、移動面は作用面を代表している。x, y 軸を図のようにとれば、圧力は



第3図 ポンプ流路の原形

x方向に増し、流速は y 方向に増す。従つて流れの微小部分に関する釣合の式は次のようになる。

$$\frac{d\tau}{dy} = \frac{dp}{dx} \dots\dots\dots(1)$$

ここに τ は流れの内部のせん断応力、p は圧力をあらわす。τ は、その流速 u と次の関係にある。

$$\text{層流} \quad \tau = \mu \frac{du}{dy} \dots\dots\dots(2)$$

乱流 $\tau = \rho l^2 \left| \frac{du}{dy} \right| \left| \frac{du}{dy} \right| \dots\dots\dots (3)$

μ =粘性係数, ρ =流体密度, l は乱れの混合距離で, 長さ単位のものである。

まず(2)の τ を(1)に入れて流速を解き, 次いでポンプの特性式を求めれば, 次のようになる³⁾。

揚程(h)と吐出量(q)との関係

$$h = 12 \frac{\nu s}{g b \delta^3} \left(\frac{1}{2} U_0 b \delta - q \right) \dots\dots\dots (4)$$

ν =動粘性係数, s =流路の長さ, g =重力の加速度, b =流路の幅(軸に平行), δ =流路のすきま(半径方向), U_0 =作用面の周速度

水動力(L_w)と吐出量(q)との関係

$$L_w = \gamma q h = 12 \frac{\gamma \nu s}{g b \delta^3} \left(\frac{1}{2} U_0 b \delta - q \right) q \dots\dots (5)$$

γ =流体の単位体積の重量

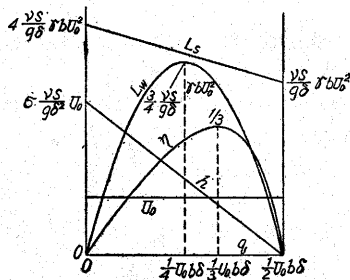
駆動動力(L_s)と吐出量(q)との関係

$$L_s = 2 \frac{\gamma}{g} \frac{\nu s}{\delta^2} (2 U_0 b \delta - 3 q) U_0 \dots\dots\dots (6)$$

ポンプ効率(η)と吐出量(q)との関係

$$\eta = \frac{L_w}{L_s} = 3 \left(\frac{U_0 b \delta - 2q}{2 U_0 b \delta - 3q} \right) \frac{q}{U_0 b \delta} \dots\dots\dots (7)$$

この結果を図示すれば第4図のようになる。これで特性の傾向はわかるが, 数量的関係まで正しくしめすために, 無次元の表わし方を採用する。すなわち, 基準として, 速度には作用面の速度 U_0 を, 長さには流路のすきま(半径方向) δ をとり, 次の無次元量を用いる。



第4図 回転速度一定なる場合の特性曲線

$U = u/U_0, R = U_0 \delta / \nu, H = h / (U_0^2 / 2g), L = s/\delta, Q = q/Q_0, Q_0 = U_0 b \delta / 2$

(4)~(7)は次のように書き変えられる。

$$H = 12 \frac{L}{R} (1 - Q) \dots\dots\dots (5)$$

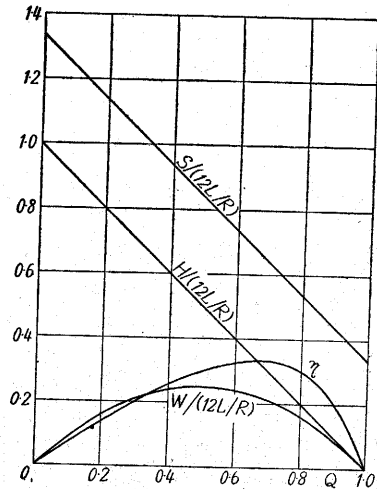
$$W = L_w / \gamma Q_0 (U_0^2 / 2g) = 12 \frac{L}{R} (1 - Q) Q \dots\dots (6)$$

$$L_s = L_s / \gamma Q_0 (U_0^2 / 2g) = 12 \frac{L}{R} \frac{4 - 3Q}{3} \dots\dots (7)$$

$$\eta = \frac{W}{L_s} = 3 \frac{1 - Q}{4 - 3Q} Q \dots\dots\dots (8)$$

図示すれば第5図のごとくなる。ポンプの最大効率は $1/3$ で, それは $Q=2/3$, すなわち $q=U_0 b \delta / 3$ なる吐出量のときである。これより, 純粘性作用によるポンプ効

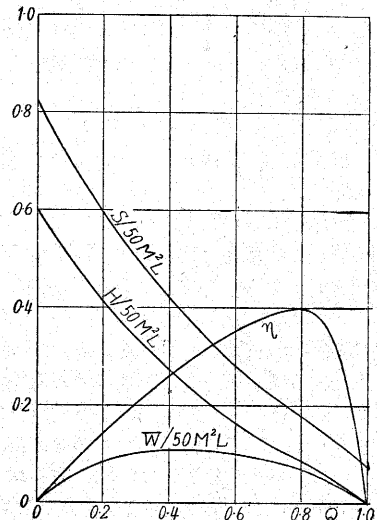
率は $1/3$ を超えないことがわかる。また回転数一定なる場合の揚程(h)および駆動動力(L_s)は, 吐出量の増加につれて減り, しかも第4図で明らかなように, それらは流体の動粘性係数に比例する。従つて粘性の強い流体の場合ほど高揚程をうることができる。



第5図 特性曲線(層流の場合を無次元の形であらわしたもの)

4. 乱れの効果

前項の結果からわかるように, ポンプ揚程は流体の動粘性係数に比例するので, 水のごとき動粘性の比較的小さいものにおいては, 滑らかな作用面では高揚程はえられない。このような場合には, 作用面に凹凸をつけて, 乱れ渦をつくり, 摩擦作用を増すことが考えられ, また行われている。このときの特性式は, (1)に(3)を用い, 前項同様の順序でみちびくことができる。結果⁴⁾を無次元形にまとめて図示すれば第6図のようになり, 層流の場合の第5図と対比さるべきものをうる。図中に用いた



第6図. 特性曲線(乱流の場合を無次元の形であらわしたもの)

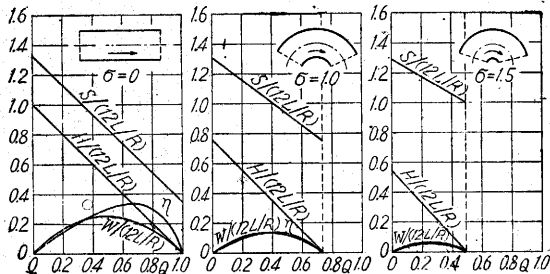
無次元量は前と同じで、とくに加わつたものは $M=1/8$ である。 l は乱れの混合距離、 δ は流路すきま(半径方向)をあらわす。

揚程と駆動動力とが、吐出量の増加につれて減る傾向は、層流の場合と同じであるが、変り方が曲線であらわされるとところに相異がある。また最大効率は層流の場合の $1/3$ にたいして $2/5$ となり、性能の向上する点が注目される。作用面に凹凸を有する場合のじつさいの特性曲線はこれに近い。

5. 高性能化の原理

これは各種の考案にたいする特性の変化を比較検討することによつて明らかになる。

5.1 流路の曲りの効果 まずポンプ流路の曲り方がどのような効果をしめすかをしらべる。結果は第7図の通りである。流路中心線の長さを共通として比較している。図中の σ は曲りに関係をもつ量で $\sigma = \delta/R_m$ 、 δ は流路すきま(半径方向)、 R_m は流路中心線の半径をあらわす。



第7図 内周回転型の特性(層流)曲線

この図からわかることは、曲りが増せば最大効率が落ち、性能も低下することである。また現存するポンプにおける程度の σ の値 ($\sigma=0.08 \sim 0.09$) では曲り方の影響は無視できる。

第7図でみれば、曲りと性能とが直接関係するようであるが、この性能の変化は別の見方で整理をし換えることができる。いま、ポンプ流路を形作る壁面をとらえて、作用面(回転体の表面)と抵抗面(固定する殻の表面)とに着目すると

真直な流路では

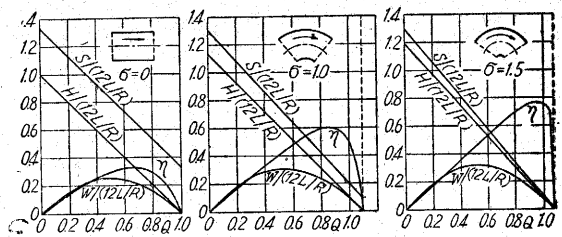
(作用面積)/(抵抗面積) = 1, 最大効率は $1/3$

曲げた流路では

(作用面積)/(抵抗面積) < 1, 最大効率は $< 1/3$

となる。性能はこの面積比と本質的に結びつくもので、曲り方との結びつきは一時的なものである。このことは以下で明らかになる。

5.2 外周回転型の特性 現存するポンプは、殻の内部に作用面がある構造で、これを代表するものは第7図である。これにたいし、内周を固定して外周を回転させる形式を考えたとし、その特性⁹⁾をしめせば第8図のようになる。これからわかることは、曲りが増すにつれて性能が向上することであり、前項の結論とは逆である。この結果を、流路の面積比について整理すれば次のようになる。



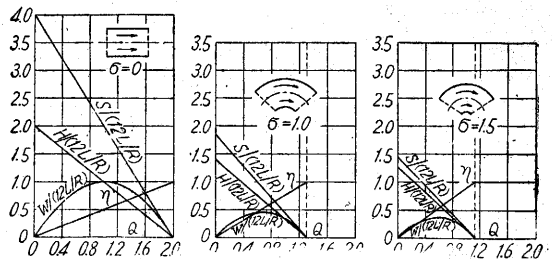
第8図 外周回転型の特性(層流)曲線

面積比は一般に1より大であり、最大効率は $> 1/3$ とくに面積比 ∞ のもの ($\sigma=2$) では

最大効率は $= 1$

これより作用面積が増して抵抗面積が減るほど、性能は向上するものと考えられる。これには前項の結論も統一される。

5.3 全周回転型の特性 上の結論から、内周と外周とを作用面にしそれを一体として回わせれば、性能は向上すると考えられる。第9図はその場合にたいする計算の結果で、期待通りのことがわかる。

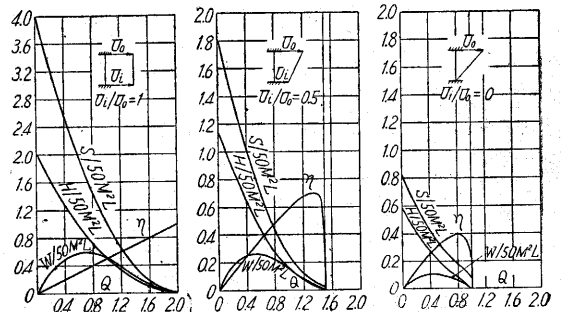


第9図 全周回転型の特性(層流)曲線

5.4 高性能化の原理 以上により摩擦ポンプを高性能化する原理は

(i) 流路壁面のなるべく多くを作用面として、抵抗面を減らす構造とする。

(ii) 作用面は全面を一体として回らすようにする。というる。各例でしめされた曲り方との関連は本質的なものではない。そのことは、曲りのない状態の特性曲線からみても明らかである(第10図)。



第10図 作用面の速度比と特性(乱流)との関係

6. 実現可能の高性能型⁹⁾

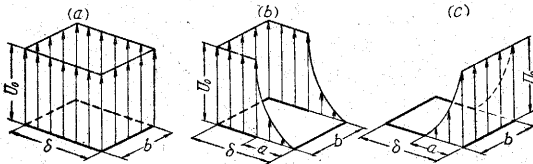
ポンプ流路の断面形は大抵第11a図のようである(車軸を含む平面での切口)。作用面は周辺のうちの1辺で、

抵抗面はその3辺である。第12c図もそれと似た例で、ただ作用面と抵抗面との間のすきまのおき方が変つている。このような場合の性能は、内周回転型(第7図)のそれにも及ばなくなる。それは周辺のうちの両側面で、抵抗面に加わる部分があるからである。



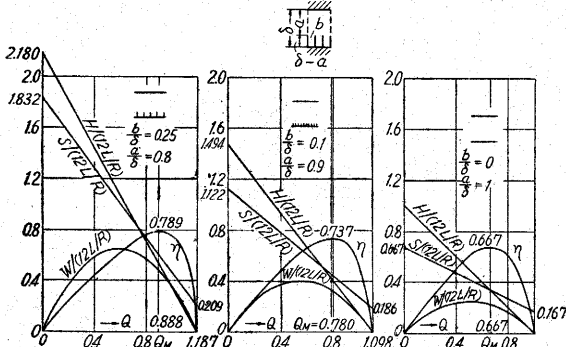
第 11 図 流路の横断面

これの作用面と抵抗面とをとりかえて、第11b図または第12b図のような回わし方にすれば、作用面が増して性能は向上すると考えられる。最も望ましいのは、断面の全周を作用面とすること(第12a図)であるが、出入口を設ける必要からそれはできない。よつてじつさい上可能な、望ましい断面形は第11b図あるいは第12b図のようになるだろう。



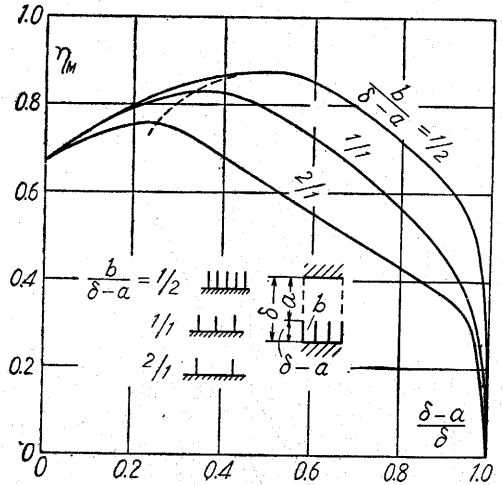
第 12 図 作用面と抵抗面との各種の関係を示す図

また作用面に突起をつければ表面積の増加により、効果的だと考えられる。第13図はその場合の特性曲線を



第 13 図 突起をつけた場合の特性曲線

例示したものである。第14図は、突起の間かく(b)と深さ(delta-a)との比を一定して、流路すきま(delta)を変える場合の、最大効率を示したものである。図示の範囲では、突起の間かく(b)の小さいほど効率は高く、また突起の深さ(delta-a)には効率を最大とする値が存在する。このように、作用理論の上から、摩擦ポンプの性能は向上させるものである。



第 14 図 作用面につけた突起と最大効率との関係

7. 結 言

(1) 摩擦ポンプの特性の因つてくるところを解説し、最大効率が、層流のとき 1/3, 乱流のとき 2/5 となることをしめた。

流体摩擦が動力の伝達性をもつことは、一般に証明できること¹⁰⁾、摩擦ポンプの作用は、この流体摩擦の動力伝達性に基くものである。

(2) 考案した各種の型の特性を比較検討して、ポンプを高性能化する原理の所在をしめた。原理は

(i) ポンプの作用面積をなるべく広く、抵抗面積をなるべく狭くすること, (ii) 作用面は一体として回わすことである。

(3) 実現可能の高性能型につき、特性曲線を求めて、性能の向上する程度をしめた。

流体摩擦で作用する機械は、ポンプとして可能なばかりでなく、まだ存在してはいないが、原動機とか変速機としても実現の可能性がある。しかも、同じ原理によつてその性能を向上させることができる。(1952.11.19)

註——機械学会論文集

- (1) 9巻37号(第3部), III-80, III-85ページ(昭和18-11)。
- (2) 17巻56号, 36ページ(昭和26)。
18巻66号, 163ページ(昭和27)。
- (3) 5巻18号, 109ページ(昭和14-2)。
- (4) 18巻66号, 136ページ(昭和27)。
- (5) 10巻40号(第3部), III-40ページ(昭和19-8, 11)。
- (6) " III-46ページ。
- (7) " III-50ページ。
- (8) 18巻66号, 136ページ(昭和27)。
- (9) 13巻43号, 101ページ(昭和22-1)。
- (10) 14巻47号, III-7ページ(昭和23)。