

渦 流 れ ポ ン プ の 揚 水 性 能

Performance Characteristics of Regenerative Pump

大 内 秀 之* 横 沢 孔 幹*
 Hideyuki Ouchi Yoshimoto Yokozawa
 玉 淵 武 昌* 前 島 昭*
 Takeaki Tamabuchi Akira Maezima

要 旨

渦流れポンプの揚水性能に関しては数多くの研究^{(1)~(7)}が行なわれ、設計手順も明らかにされている。したがって性能向上の研究もじゅうぶん尽くされた感があった。しかし、これらの研究は、揚液の粘性を羽根車の摩擦力で引張るといふ考え方が一般的で、水通路吐出側から吸込側への逆流について論じた文献は、あまり見当たらない⁽⁸⁾。本報告は、水通路の形状が揚水性能に与える影響が意外に大きいことを見いだすとともに、逆流や通水抵抗を考慮した理想的な水通路形状を与えるための設計手法を見いだしたもので、この成果を昭和44年から家庭用井戸ポンプ（80~200 W）全機種に適用している。

1. 緒 言

最近、わが国の生活水準が向上するとともに、水の使用量も増加し続けている。したがって揚水量が多く、押上力の強いポンプが要望されるようになった。本報告は、渦流れポンプの揚水特性を向上させることを目的としたもので、特に上記逆流や通水抵抗がポンプ性能に与える影響に着目し、水通路形状を検討し逆流を防ぎさらに通水抵抗を減少させるよう試みたものである。以下、水通路の断面形状についての理論的な考察をもとにして実験検討を行なったのでこれらを取りまとめ報告する。

2. ポンプの構造および実験方法

実験に用いたポンプは、日立製作所のWT形ポンプで電動機出力が80 Wから200 Wまでの3種類にわたっている。図1はWT-P123形ポンプの外観を、図2はポンプヘッド部の構造を示したものである。そのほかの容量のものもこれとほぼ同じ構造で、いずれも電動機によって駆動される。実験方法として揚水特性については、揚程、揚水量、電動機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され、ブルドン管圧力計で測定された。吸込圧力の測定には、ブルドン管真空計を使用し、揚水量は校正されたローターメータにより測定された。

3. 揚水性能に関する一考察

渦流れポンプの揚水原理は揚液の粘性を利用して羽根車の摩擦力で引張り、吸込側には負圧を吐出側には高圧を得ると考えるのが普

通であるが、水通路隅（すみ）部における逆流が関係することも事実である。

後者は前者に比較してみるとポンプ揚水性能への影響は小さいということであまり重要視されていなかった。この点を図3、図4に

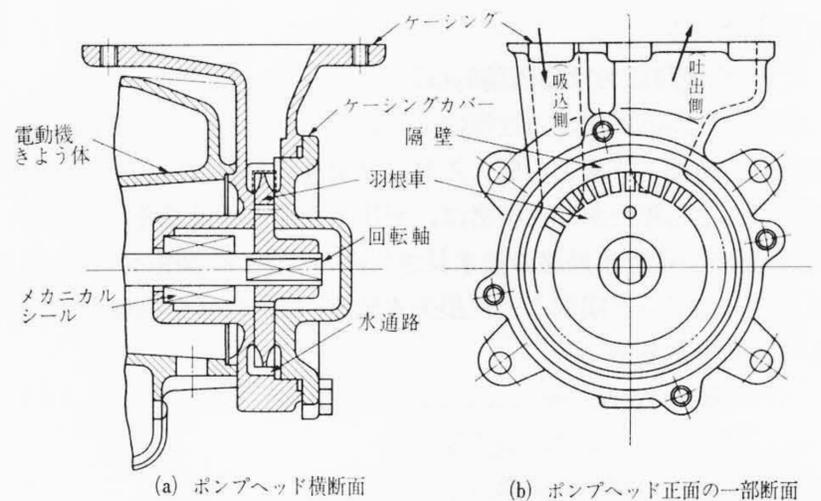


図2 ポンプヘッド構造図

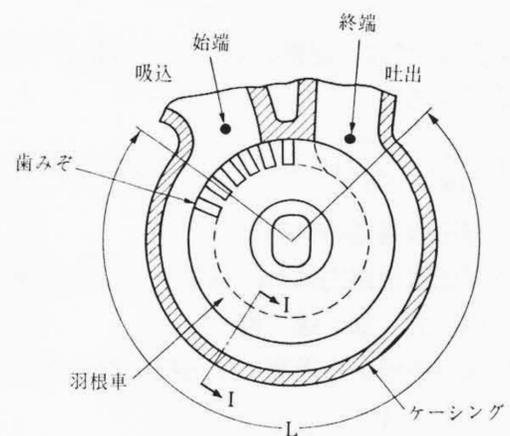


図3 ポンプヘッド説明図

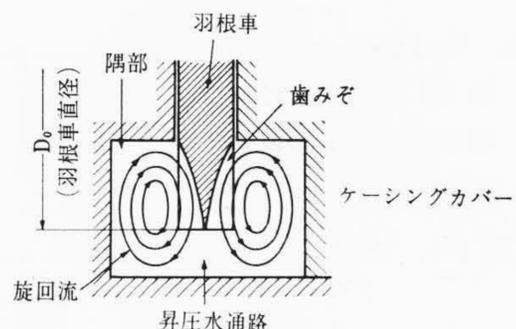


図4 ポンプヘッド説明図のI—I断面図

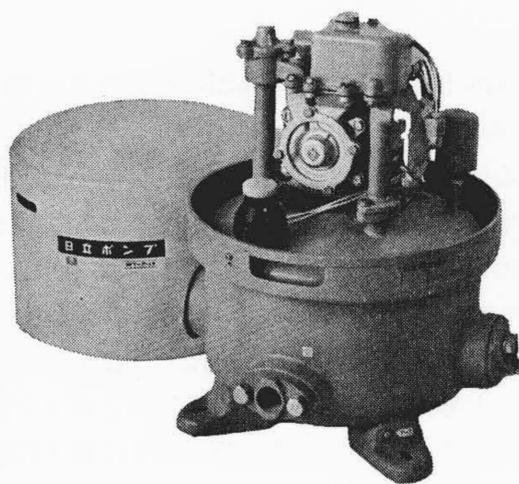


図1 浅井戸ポンプ

* 日立製作所多賀工場

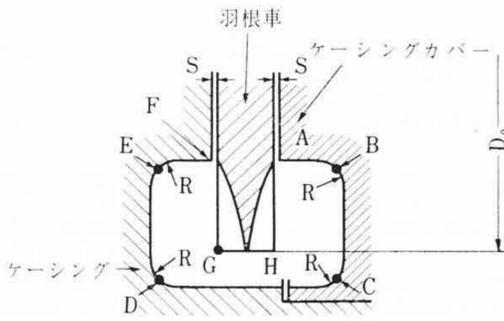


図5 水通路要部

より説明すると、このポンプの羽根車には水との摩擦力を大きくするために外周両側面に歯みぞを設けているが、この歯みぞによってケーシングとケーシングカバーとで形成される昇圧水通路には遠心力による旋回流が発生する。この旋回流は、昇圧水通路の始端から終端まで連続的に発生して揚水エネルギーを与えている。しかし水通路内の隅部はこの流れの流線外にあり、淀(よど)みとなっているので旋回流の成長を妨げているほか、ポンプの揚程が大きくなった場合にはこの隅部を通して昇圧水通路の終端から始端に向かう逆流が発生する。その結果、ポンプの効率が低下する。したがって図5のようにこの隅部を適当に埋めてやればポンプの効率を向上させることができるのではないかと考えた。この隅部を埋設するにも種々の方法があると思われるが、とりあえず隅部を一般的な隅部Rで埋設し検討する。

3.1 水通路における理論的検討

最初に、隅部における逆流による損失水頭を考える。逆流は昇圧水通路の始端と終端との圧力差および隅部の形状に関係し、前者は、ポンプの全揚程であり、後者は、昇圧水通路における平均水深さ、(水通路断面積を水通路の接水長さで除した値)に関係するものである。したがって隅部の逆流損失水頭 h_R はポンプ全揚程と平均水深さの関係であるから

$$h_R = f_1(H, m) \dots\dots\dots (1)$$

H: ポンプの全揚程

m: 昇圧水通路の平均水深さ

となる。

$$m = \frac{\text{昇圧水通路断面積凹 } ABCDEFGHA}{\text{接水長さ } ABCDEF}$$

またポンプ全揚程 H は、葛西、妹尾両氏の報告⁽⁵⁾第3報P143⁽⁴⁾の式を簡単に表示すると

$$H = f_2\left(\frac{L}{m}, \frac{V^2}{2g}\right) \dots\dots\dots (2)$$

L: 昇圧水通路の直路長さ

V: 昇圧水通路内における揚水の平均流速

g: 重力加速度

(1)式と(2)式の関係から逆流による損失水頭 h_R は

$$h_R = f_3\left(\frac{L}{m}, \frac{V^2}{2g}, m\right) \dots\dots\dots (3)$$

となる。

しかるに

$$L \propto D_0, V \propto D_0 N \dots\dots\dots (3-1)$$

D_0 : 羽根車の外径

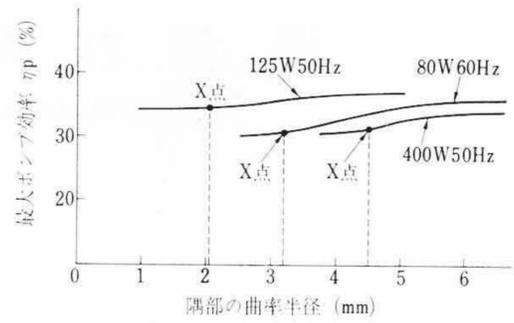
N: 羽根車の回転数

であるから h_R を書き替えると

$$h_R = f_4\left(\frac{D_0}{m}, \frac{D_0^2 N^2}{2g}, m\right) \dots\dots\dots (4)$$

となる。

一方、揚水が昇圧水通路内を通過する際に生ずる通水抵抗 h_P は



試験条件: S(羽根車ライナ部とケーシングライナ部, またはケーシングライナ部とのすき間)は同一機種では一定で、全機種とも0.05~0.065mmとなっている。

図6 隅部曲率とポンプ効率

表1 ポンプ諸元と曲率半径Rの下限値 R_m

諸元	ポンプ単位	(イ)	(ロ)	(ハ)	(ニ)	(ホ)	(ヘ)	(ト)	(チ)
D_0	mm	49	61	54	80	70	90	95	106
N	rpm	3,600	3,000	3,600	3,000	3,600	3,000	1,500	1,800
m	mm	1.79	2.04	2.04	2.62	2.57	3.06	2.15	1.87
R_m	mm	2.5	3.0	3.0	4.5	4.4	5.0	3.0	3.5
歯数	枚	64	88	76	112	96	132	140	160
羽根車厚さ	mm	6	6	6	6	6	6	5	5
電動機出力	W	80	125	125	400	400	750	100	200
極数	極	2	2	2	2	2	2	4	4

なお、このテストでは回転を表のように一定数に定めて行なっている。

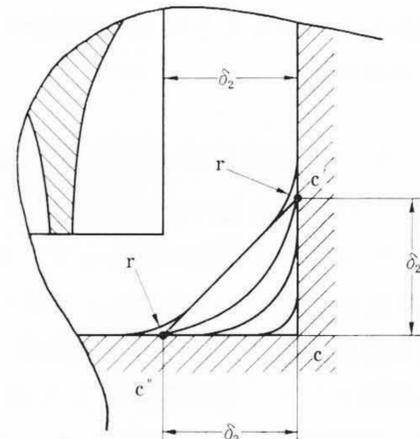


図7 隅部形状詳細図

$$h_P = f_5\left(\frac{L}{m}, \frac{V^2}{2g}\right) \dots\dots\dots (5)$$

となり、

この式に(1)式の関係代入すると、

$$h_P = f_6\left(\frac{D_0}{m}, \frac{D_0^2 N^2}{2g}\right) \dots\dots\dots (6)$$

となる。

ポンプ効率を向上させるには、隅部の逆流による損失水頭 h_R と昇圧水通路内の通水抵抗 h_P を小さくすればよい。しかし曲率半径 R と逆流による損失水頭 h_R および通水抵抗 h_P との関係を表わすことは昇圧水路内のあらゆる部分における流れ状態を把握しなくてはならぬと困難である。したがって逆流による損失水頭 h_R と通水抵抗 h_P を加えた値の大小はポンプの効率に影響する事実から曲率半径 R とポンプ効率の関係をつかめば、間接的にその傾向はつかむことができると考えた。図6は曲率半径 R とポンプ効率の関係を実験的に求めたものの一例であり、その諸元は表1に示すとおりである。ただし、昇圧水通路の断面積は一定とし、Rで結ばれる隅部の断面積 A が図7に示す直角三角形 $\Delta C'CC''$ より大きくなった場合は一円弧とせず直線 $C'C''$ と円弧 r との組み合わせにより一円弧の

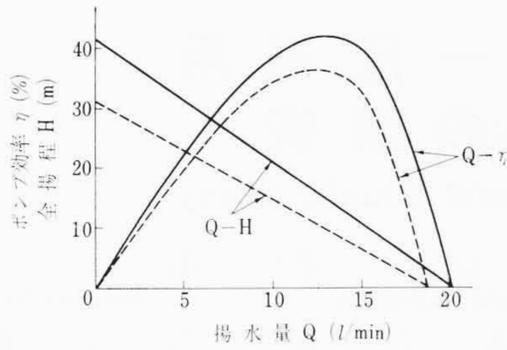


図8 80Wポンプ特性

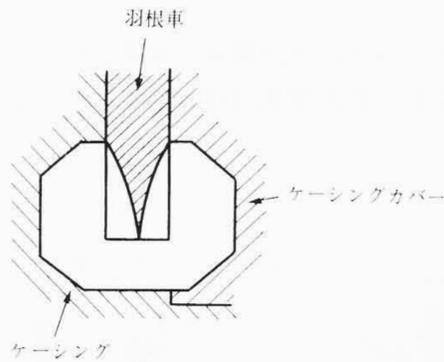


図9 隅部曲率無限大の例

場合と近似している。そのほかの諸元は同一である。この結果からわかるように曲率半径 R をある値以上にとればポンプ効率が曲率半径 R の大きさにほぼ比例して向上する。ここでポンプ効率が向上する曲率半径 R の大きさの下限値を求めるために次の(7)式を定める。

$$R > f_7(h_R) + f_8(h_P) \dots \dots \dots (7)$$

(4)式, (6)式の関係(7)式に入れると,

$$R > f_9\left(\frac{D_0}{m}, \frac{D_0^2 N^2}{2g}, m\right) + f_{10}\left(\frac{D_0}{m}, \frac{D_0^2 N^2}{2g}\right) \dots \dots \dots (8)$$

と置き換えられる。以上の関係式は次の実験データによる検討の項で使用される。

3.2 実験結果とその考察

ポンプの諸元を種々変えてそれぞれのポンプにおける効率と曲率半径 R の関係を実験的に求め、図6に示す曲線上のX点をそれぞれのポンプにおけるポンプ効率が向上する曲率半径 R の大きさの下限值とし、 R_m で表わすと表1のようになる。ここで(8)式を(9)式のように置き換えることができると仮定する。

$$R > am + b \times \frac{D_0^3 N^2}{9.8 m} \dots \dots \dots (9)$$

最小二乗法によって a および b の値を定めると,

$$R > 1.2 m + \frac{6 D_0^3 N^2}{10^{12} \times 9.8 m} \dots \dots \dots (10)$$

なる関係式が求められる。ただし羽根車外径 $D_0 = 49 \sim 106$ mm 回転数 $N = 1,500 \sim 3,600$ rpm, $m = 1 \sim 4$ mm の範囲とする。

たとえば出力80Wの電動機と組み合わせたウェスコポンプにおいて前記(9)式を満足する $R = 4$ mm と, 満足しない $R = 2$ mm のものの揚水特性を比較してみると図8に示すようになる。

この図において実線が $R = 4$ mm, 破線が $R = 2$ mm のものである。

なお R の上限値は図9のように隅部を直線的に結んだ形状のものでも同様の効果をあげることができる。したがって R を無限大としてもよい。

4. 結 言

渦流れポンプの昇圧水通路形状による揚水性能の影響について理論的実験的に検討を加えた結果, 次のことを見いだした。

- (1) ポンプ吐出側から吸込側への昇圧水通路における逆流は昇圧水通路隅部の形状によって大きく変わり揚水性能に大きく影響することが判明した。
- (2) 水通路のポンプ軸と平行の断面において水通路の接水側隅部に

$$R > 1.2 m + \frac{6 D_0^3 N^2}{10^{12} g \cdot m}$$

を満足する曲率半径の丸味をつけるとポンプ効率を最大にできることが判明した。ただし羽根車外径 $D_0 = 49 \sim 106$ mm, 回転数 $1,500 \sim 3,600$ rpm, 平均水深 $m = 1 \sim 4$ mm g : 重力の加速度とする。

以上浅井戸ポンプの昇圧水通路の隅部形状に検討を加えて前述の結果が得られたが, 今後は, 上記の曲率を設けたケーシングに, 羽根車幅と歯みぞの形状寸法を変えた羽根車を用いてポンプ特性への影響を調べる必要がある。なお本研究に関連し, 山崎氏⁽⁸⁾が43年6月にわれわれとは異なった角度から発表されているので参考にさせていただいた。

参 考 文 献

- (1) 下坂, 山崎: 機械学会論文集 25, 157, 943 (昭 34-9)
- (2) 高井: 機械学会論文集 2, 7, 223 (昭 11-5)
- (3) 寺田, 南谷: 日立評論 25, 第5号 (昭 17-5)
- (4) 葛西, 生井, 妹尾: 機械学会論文集 17, 56, 20 (昭 26-3)
- (5) 葛西, 妹尾: 機械学会論文集 17, 56, 26 (昭 26-5) 18, 66号, 142 (昭 27-2)
- (6) 宮津: 機械学会論文集 5, 18, 109 (昭 14-2) 18, 66, 136 (昭 27-2)
- (7) 葛西, 妹尾: 機械学会論文集 19, 85, 49 (昭 28)
- (8) 富田, 山崎: 機械学会関西支部講演会前刷 (昭 43-6)