遠心多段ポンプの揚程曲線に及ぼす
羽根車上流流れの影響*田中定司^{*1}, 岡村共由^{*1}, 高木武夫^{*1}
須藤純男^{*2}, 植山淑治^{*2}The Effect of Flow Pattern at Impeller Inlet on
Head Curve of Multi-Stage Centrifugal PumpSadashi TANAKA, Tomoyoshi OKAMURA, Takeo TAKAGI,
Sumio SUDOU, and Yoshiharu UHEYAMA

The relationship between the flow pattern and the head curve was investigated by the measurement of flows at the impeller inlet of the single-stage pump and the three-stage pump. At low capacity, the multistage pump has a lower head coefficient than that of the single-stage pump. It is clarified that the decrease in the head coefficient at low capacity is caused by the increase of the prerotation of the inlet flow to the impeller, and the recirculation at the impeller inlet has a great influence on the prerotation increase.

Key Words: Fluid Machine, Centrifugal Pump, Multi-Stage Pump, Head Curve, Velocity Distribution, Recirculation

1. ま え が き

ポンプの高速、高揚程化に伴い、信頼性、運転の制御性の点から、低流量域特性の改善と精度よい予測が重要な課題となっている。ポンプは締切点まで運転されるため、低流量域特性の研究は従来から数多く行われている。しかしこれらの研究は主にポンプ各要素単体形状の低流量域特性への影響を調べており⁽¹⁾⁽²⁾、また低流量域特性に影響の大きい羽根車入口逆流の発生機構を調べた研究でも、その上流流路形状は直管の場合に限られている⁽³⁾⁽⁴⁾。

しかし実際のポンプでは各要素は近接して配置されるため、羽根車入口に生ずる逆流は上流側流路、上流流れと干渉する。上流流路が吸込ケーシングの場合にはすでに研究があり、ポリュート形、対称形ケーシングの締切揚程の違いは、羽根車からの逆流と吸込ケーシング形状との干渉に起因していることが明らかとなっている⁽⁵⁾。そこで本研究では羽根車からの逆流と水返し羽根との干渉を調べ、多段化による低流量域の揚

程への影響を検討した。

2. 記 号

b : 流路幅
 D : 直径
 H : 全揚程
 N : 回転数
 Q : 吐出し量
 R : 半径
 u : 周速度 $= \pi ND/60$
 v : 流速
 α : 流れ角
 ϕ : 流量係数 $= Q/(60\pi D_2 b_2 u_2)$
 ψ : 揚程係数 $= H/(u_2^2/2g)$

添 字

1, 2: 羽根車入口, 出口
 0: 外壁側
 m, s : 多段時, 単段時
 r : 半径方向速度成分
 u, z : 旋回速度成分, 軸方向速度成分
 $-$: 断面平均値
 ζ : ビト—管軸に垂直方向速度成分
 ξ : ビト—管軸方向速度成分

* 平成元年4月4日 第66期通常総会講演会において講演、原稿受付 昭和63年5月24日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所機械研究所 (〒300 土浦市神立町502)。

^{*2} 正員、(株)日立製作所土浦工場 (〒300 土浦市神立町603)。

3. 実験装置および方法

3・1 実験装置 実験は羽根車上流流れを変更できる単段ポンプと、1～3段で段数を変更可能な3段ポンプを用いて行った。図1(a)に羽根車上流流れを初段用の吸込ケーシングとした場合の、単段ポンプおよび試験ループの概略図を示す。供試ポンプは閉ループ内に設置され、圧力調整タンクの空気圧で吸込圧力を調整する。吸込圧力はポンプ上流側配管径の2倍の位置で計測したが、吐出し流路の損失が大きかったため、吐出し圧力は水返し羽根下流の位置でキールプローブで求めた。さらに吐出し量はオリフィス計、軸動力はひずみゲージ式トルク計、回転速度は電磁ピックアップで求めた。なお中間段模擬試験では、吸込ケーシングの代わりに水返し羽根と同じ出口形状の入口案内羽根を用い、吸込圧力は入口案内羽根下流の位置でキールプローブで求めた。

図1(b)に三段ポンプの概略図を示す。本ポンプは軸受部を二重軸受として揺動部の反力から機械損失を、また軸スラスト低減用バランスドラムのバランスフローをタービン式流量計で求めることにより、もれ損失を分離して計測できる。その他の測定項目、測定方法は単段ポンプの場合と同様であるが、吐出し圧力

は段数に応じて測定位置を変更し、三段ポンプの場合には図1(b)に示す吐出し圧力測定タップで求めた。

また、2段、1段の場合にはおのおの水返し羽根下流位置〔図1(b)に示すピトー管トラバース位置〕で、三孔ピトー管により周方向5断面の全圧分布を測定し、流量平均して求めた。

実験ではポンプ性能のほか、単段ポンプでは羽根車上流側および水返し羽根下流側の流れを、三段ポンプでは2段め羽根車入口の流れを五孔ピトー管で計測した。ピトー管測定断面は羽根間4～5箇所であり、ピトー管はヘッド径が $\phi 3$ 、ステム径が $\phi 6$ のコブラ形プローブである。なお、単段ポンプではピトー管計測時にはポンプ前後に直管部を設けた。羽根車入口側直管部長さは、入口案内羽根からピトー管測定位置まで53 mmである。図2、図1(b)にピトー管トラバース断面を示す。

3・2 供試ポンプ 低流量域特性に対する羽根車上流流れの影響を調べる目的で、供試ポンプは軸方向流入のポンプIと、羽根車流入角が約 30° の予旋回形のポンプIIの2種類を用いた⁽⁶⁾。表1、図2に実験に用いたポンプの諸元と、ポンプIの羽根車部の断面形状を示す。

表1 供試ポンプ寸法諸元

Pump	I	II
Specific Speed	224	230
Prerotation Angle of Impeller Design	0°	30°
Capacity Coefficient at Design Point	0.103	0.095
Head Coefficient at Design Point	1.027	0.994
Impeller Outlet Diameter	$\phi 330$	$\phi 330$
Impeller Eye Diameter	$\phi 200$	$\phi 191.4$
Number of Blade	6	7

(a) 単段ポンプ

(b) 三段ポンプ

図1 供試ポンプの概略図

図2 流速測定位置 (単段ポンプ)

4. 実験結果および考察

4.1 揚程係数の多段化による変化 図3に三段ポンプで段数を変えた場合のポンプIIの揚程係数の変化を示す。なお、実験結果は揚程変化を明確にするため、すべて段数で割って1段当たりの値で示す。多段時に揚程曲線は全般的に低下する。特に単段ポンプから二段ポンプにした場合、および $\phi=0.07$ 以下では揚程係数の低下は著しい。したがって初段1段の場合には右下がりの安定な特性であっても、三段ポンプ時には $\phi=0.05$ 以下ではほぼ水平な特性となる。多段化による同様の傾向は、予旋回なしのポンプIでも得られた。

図4(a)は、単段ポンプでポンプIIの羽根車上流流れを変更した場合の揚程曲線である。図6(b)に示すように、水返し羽根からの流出角は設計値 30° に対して約 36° と大きくなったため、設計点付近の揚程の違いは主にこの羽根車上流の予旋回量の差異による。しかし、予旋回による羽根車仕事量の低下は流量に比例するため、 $\phi=0.07$ 以下の揚程係数の違いは予旋回量の違いからは説明できず、水返し羽根からの流れの変化や、羽根車からの逆流と水返し羽根との干渉など、他の影響が考えられる。

図4(b)にポンプIの場合の上流流路形状の低流量域特性への影響を示す。予旋回のないポンプIの場合、低流量域で揚程曲線はさらに複雑な変化を示し、締切点における揚程係数は初段ポンプのほうが中間段ポンプより低下して、ポンプIIとは逆の傾向を示す。

この原因は文献(5)に報告されているように、初段ポンプの上流側流路である吸込ケーシング形状の違いに起因すると考えられる。すなわち、羽根車入口から生じる逆流がケーシング内を循環して羽根車ハブ側に流入する際、ポリュート形ケーシングでは羽根車の回転と逆方向の予旋回を持つため、締切点の揚程が高くなる。したがって、本ポンプの場合、ポンプIIの吸込ケーシングはポリュート形であるのに対し、ポンプIの

吸込ケーシングは対称形のため、ポリュート形流路をもつポンプIIのほうが締切揚程が高くなる。

図4(a)に示した単段時の初段ポンプ、中間段ポンプの揚程曲線をもとに予測した二段ポンプの揚程を、実験値と比較して図5に示す。設計点付近では予測値と実測値とは良く一致している。しかし $\phi=0.07\sim0.05$ では若干ではあるが実測値のほうが高く、逆に $\phi=0.05$ 以下の流量では実測値は予測値より低い。同様の結果は、ポンプIIの三段ポンプの場合にも、またポンプIでも得られ、多段ポンプ時の低流量域の揚程は、単段ポンプでの値の単純な積み重ねとはならない。

4.2 低流量域の羽根車入口の流れ 多段ポンプ時に、単段ポンプとは低流量域の揚程曲線が異なる原因を調べるため、各ポンプについて羽根車入口部の流れを調べた。図6(a)、(b)はポンプIIの場合の単段

(a) ポンプII

(b) ポンプI

図4 羽根車上流形状による揚程曲線の変化

図3 多段化による揚程曲線の変化

図5 低流量域の揚程の予測値と実測値との比較

ポンプ、三段ポンプでの測定結果である。なお羽根車入口流れは、上流側水返し羽根の影響を受け周方向に分布があったため、図6には周方向の平均値を示している。

三段ポンプ時には羽根車入口逆流は大流量側から発生し、かつ同一流量点では逆流の規模、強さともに単段ポンプでの値より大きい。また単段ポンプでは羽根車入口流れは逆流発生点付近まで設計点付近の流れとほぼ相似に変化するのに対し、三段ポンプでは正流部分の流れ角は、逆流発生点付近で設計点での値より小さくなる。すなわち三段ポンプでは単段ポンプと比較して、逆流発生流量付近で予旋回量が一度減少した後、より低流量域では予旋回量が増加する。したがって流量によるこの予旋回量の変化が、多段ポンプ時に低流量域の揚程が一度増加した後、より低流量域で逆に低下する変化の原因になっていると思われる。

このような単段ポンプと三段ポンプの羽根車入口流れの違いの原因に、水返し羽根出口流れの影響が考えられる。すなわち図7(a)に設計点付近の流れで示すように、水返し羽根出口流れには羽根車の回転方向の二次流れが存在している。これに対して単段ポンプで用いた入口案内羽根は出口側のみを水返し羽根形状と合せ、入口側は半径方向流入形状としている。このため入口案内羽根内での流れの転向は少なく、かつ案内羽根からの流れのひずみもないため、図7(b)に示すように二次流れは小さい。なお、図7(a)、(b)で予旋回形のポンプIIでは、二次流れ成分を明確にするため

旋回速度は断面平均値を差引いた値で示している。

したがって多段ポンプ時には、羽根車入口に逆流が発生する流量付近で子午面流速は軸側に片寄るが、この部分では二次流れの影響で流れ角が小さいため、正流の持つ予旋回量は減少する。さらに、速度分布、二次流れが大きくなると羽根車の局所入射角も大きくなるため、羽根車入口部の流れの失速、逆流が大流量側から生じるものと思われる。なお、この二次流れは予旋回形のポンプIIより、軸方向流出のポンプIで大きく、水返し羽根内での流れの転向角と相関があるように思われる。

4.3 予旋回量による羽根車仕事量の変化 羽根車入口流速分布測定から、予旋回量の変化が多段ポン

(a) 単段ポンプ時

(b) 三段ポンプ時

図6 羽根車入口の流れ

(a) 水返し羽根出口の流れ

(b) 入口案内羽根出口の流れ

図7 設計点付近の流れ

図 8 予旋回量の変化に基づく羽根車仕事量の変化

プ時の低流量域の揚程変化に影響していると考えられたため、予旋回量と揚程係数との相関を調べた。図 8 に、ポンプ II の場合の羽根車入口旋回速度の流量による変化を示す。図 8 にはまた図 5 で示した揚程係数の予測値と実測値との差 $\Delta\psi$ と、予旋回量の変化量から式(1)、(2)で求めた予測値 $\Delta\psi_0$ との比較も示している。

$$d\psi = \frac{u_1}{g} (\overline{v_{u10}} - \overline{v_{u1}}) / \left(\frac{u_2^2}{g} \right) \dots\dots\dots (1)$$

ここで $\overline{v_{u10}}$ は設計点付近と同一の流れ角の場合の羽根車入口の断面平均旋回速度成分であり、 $\overline{v_{u1}}$ はピトー管計測による正流域の断面平均旋回速度成分である。なお、単段ポンプの入口案内羽根と多段ポンプの水返し羽根とでは、形状、ピトー管測定断面が異なることなどから、旋回速度は設計点付近でも異なっている。また、 $\phi=0.035$ 以下では、単段ポンプの性能にもすでに予旋回量変化の影響が含まれている。したがって、多段化に伴う揚程の低下 $\Delta\psi_0$ は、二段ポンプ、単段ポンプのそれぞれについて式(1)で羽根車の仕事量

の変化 $d\psi_m, d\psi_s$ を求め、この差として式(2)で算出した。

$$\Delta\psi_0 = d\psi_m - d\psi_s \dots\dots\dots (2)$$

羽根車上流の流れが変化することにより、損失なども変化するため、羽根車仕事量の変化のみが全揚程変化の原因とはならない。しかし、式(1)、(2)から求めた予測値は、十分ではないが逆流発生流量付近の揚程の増加の傾向と、さらに低流量域での揚程係数の変化を良く予測しており、多段ポンプ時の低流量域における揚程の低下の主要原因が、羽根車入口における予旋回量の変化であることがわかる。

5. ま と め

予旋回量の異なる 2 種類のポンプを用いて、多段ポンプの段性能、および羽根車入口流れの低流量域の揚程曲線への影響を実験的に調べた結果、以下のことが明らかとなった。

(1) 多段ポンプの低流量域の揚程は、単段ポンプでの値の単純な積み重ねとはならず単段ポンプでの値より低下する。これは羽根車からの逆流の影響で羽根車に流入する流れの予旋回量が増加するためである。

(2) 羽根車からの逆流発生流量付近で、多段ポンプの揚程は単段ポンプでの値より増加することがある。この原因は、羽根車からの逆流と水返し羽根出口の二次流れの干渉によると考えられる。

文 献

- (1) Schweiger, F. and Gregor, J., *ASME PaPer*, 87-FE-6-B, (1987).
- (2) Kovats, A., *Proc., Winter Annual Meet. ASME*, (1979), 1.
- (3) 豊倉・ほか 2 名, 機論, 34-264 (1968), 1421.
- (4) Fraser, W. H., *World Pumps*, 188 (1982), 227.
- (5) 浦西・窪田, 機論, 50-459, B (1984), 2773.
- (6) 田中・ほか 3 名, 機論, 54-503, B (1988), 1693.