羽根車上流流れの非一様性の吸込性能への影響*
(第1報, 実験結果)田中定司^{*1}, 真瀬正弘^{*1}
植山淑治^{*2}, 須藤純男^{*2}The Effect of Nonuniform Inlet Flow Distribution
on Suction Performance of Centrifugal Pumps
(1st Report, Experimental Results)Sadashi TANAKA, Masahiro MASE,
Toshiharu UYEYAMA, and Sumio SUDOU

The flow in various types of suction casings of multi-stage centrifugal pumps is investigated experimentally, and is compared with the suction performance. The results show that the symmetrical bend type casing has poor suction performance because of distorted inflows at the impeller inlet section, while better suction performance is obtained from the volute type casing which has fairly good flow distribution. It is clarified that the suction performance is affected by the velocity distortion, especially in the circumferential direction, and the incipient cavitation is related with the local incidence angle of the impeller blade.

Key Words: Fluid Machine, Multi-Stage Pump, Suction Casing, Cavitation, Suction Performance, Velocity Distribution

1. ま え が き

ポンプの高速・小形化の要求にこたえるため, 吸込性能向上の研究が数多く行われているが, 多くは羽根車の改良に関するものである。しかし高い吸込性能を得るためには, 羽根車の改良とともに羽根車入口流れの一様化が重要となる。

羽根車入口流れの非一様性による吸込性能の低下は古くから指摘されており⁽¹⁾⁽²⁾, 吸込流路流れの詳細な計測をもとに, 吸込性能向上のための問題点を検討した報告もある⁽³⁾。しかしこれらの研究は限られた吸込流路形状に関してのものであり, 寸法・形状の制約が厳しい多段ポンプの場合など, 各種の吸込流路の設計に適用するにはまだ十分ではない。

本研究は広範な吸込流路形状に対して, 流路出口流れの非一様性の吸込性能への影響を明らかにすることを目的として, まず第1報では流れの非一様性のうち吸込性能への影響が支配的な因子を実験的に調べた。

2. 記 号

A: 面積

G: 振動加速度係数

H: 全揚程

 h_{sv} : NPSH Δh_t : 全圧損失水頭 Δi : 入射角 $=\beta_b - \beta_f$ l/L : ピトー管トラバース無次元距離 n : 回転速度

Q: 吐出し量

 r : 半径

U: 周速度

 v : 絶対流速 β : 流れ角度 ξ : 全圧損失係数 $=\Delta h_t/(U_e^2/2g)$ σ : キャビテーション係数 $=h_{sv}/(U_e^2/2g)$ ϕ : 流量係数 $=Q/(60A_2U_2)$ ϕ : 揚程係数 $=H/(U_2^2/2g)$

添 字

 $e, 1, 2$: 羽根車目玉部, 入口, 出口 $i, 3$: キャビテーション初生点, 全揚程3%低下点 m, u : 子午面速度成分, 周方向速度成分

* 昭和63年4月1日 第65期通常総会講演会において講演, 原稿受付 昭和62年6月23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)。

b, f : 羽根, 流れ

—: 断面平均値

3. 実験装置および方法

3.1 実験装置 図1に実験に用いたポンプの断面および試験ループの概略図を示す。供試ポンプは実験, 組替えの便を考慮して多段ポンプの初段1段から成り, 吐出し流路形状は実機とは異なっている。

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, 吐出し流路部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。

吸込流路内の流れは, 羽根車直前の周方向4~7断面で五孔ピトー管を用いて計測した。また吸込ケーシング壁面の部品を透明アクリル樹脂製の窓と交換することにより, 羽根車入口部のキャビテーションの観察ができる。さらにケーシングの外壁に振動加速度計を取付け, キャビテーションの強さを調べた。

図1 供試ポンプの概略図

(a) 片吸込形

3.2 供試ケーシング 表1および図2に実験に用いたポンプの主要寸法, 吸込ケーシングの概略形状を示す。供試ポンプは比速度230の片吸込形と, 比速度196の両吸込形の2種類である。供試ケーシングは対称形からポリユート形まで予旋回量が異なる4種類のほか, 一様流入時の性能を得るため直管でも実験を行った。また吸込ケーシングからの予旋回と羽根車入口角とのマッチングの影響を調べるため, 両吸込形ポンプでは羽根車は予旋回なしで設計したもの(羽根車A)と, 最大の予旋回を生ずるケーシングIVに合わせて設計したもの(羽根車B)の2種類を用いた。

4. 実験結果および考察

4.1 羽根車入口の流れ 図3(a), (b)に片吸込ポンプの場合の, 図3(c), (d)に両吸込ポンプの場合の羽根車入口部の流れを示す。図3中の等速線はポンプ断面図に示すピトー管トラバース面に垂直な速度成分を, ベクトルはこの面内の速度成分を表している。

対称形流路のケーシングIIIでは, 周方向速度はほぼ左右対称であり, 子午面速度は吸込口に近いC~H断

表.1 供試ポンプ主要寸法

Type	Single Suction Multi-Stage Pump		Double Suction Multi-Stage Pump		
Specific Speed	230		196		
Speed of Rotation	1500rpm		2000rpm		
Suction Casing	I	II	III	IV	—
Suction Passage	Semi Volute	Semi Volute	Bend	Volute	Straight Pipe
Prerotation Angle	20°	30°	0°	55°	0°
Impeller	—		A		
Outlet Diameter	φ330		φ293.8		
Eye Diameter	φ191.4		φ170.0		
Number of Blade	7		5		
Prerotation Angle of Impeller Design	30°		0°		
Capacity Coefficient at Design Point	0.098		0.083

(b) 両吸込形

図2 供試ケーシング形状

図3 羽根車入口流速分布

面が速い著しく非一様な流れとなっている。しかし予旋回量の大きいケーシングでは、周方向速度は羽根車の回転方向の成分を持つ領域が広がり、子午面速度も軸背後のよどみ域が消滅して流れの非一様性は少ない。

図4は上記速度成分の各断面毎の径方向の平均値、および各断面の同一半径位置の値の周方向の平均値である。周方向分布は予旋回量とともに一様化するが、最も予旋回量の大きいケーシングIVの場合でも、周方向の非一様性は半径方向分布よりは大きい。このように吸込ケーシングの子午面形状にかかわらず、予旋回量が吸込ケーシング出口流れの周方向の一様化の主要因子であるが、完全な一様性を得るためには、予旋回量だけでなく流路面積、形状の適正化も必要となる。

4.2 吸込性能 吸込圧力を変化させた場合のキャビテーションの発生状況の一例を図5に示す。なお実験装置の都合により、以下に述べるキャビテーションはすべて羽根負圧面側のものである。ケーシングIII、IVともにキャビテーションはF~H断面から発生した。しかしケーシングIIIの方がキャビテーションの初生がはやく、しかもその発達規模が大きい。またケーシング壁面の振動加速度値も大きい。この結果は吐出し量を変化させても変わらず、さらに片吸込形ポンプではケーシングIがケーシングIIIと同様の結果を示した。

図4 羽根車入口流れの非一様性

図6(a)は片吸込形ポンプの吸込性能の吐出し量による変化である。全揚程3%低下点に大きな違いはないが、初生点はケーシングの影響が現れる。図6には左右各々の領域の初生点を記したが、左右領域で初生点は大幅に異なっており、ケーシングIの初生点が高い原因は流れの周方向の非一様性にあることがわか

る。

図6(b)に両吸込形ポンプの吸込性能を示す。両吸込ポンプでは、設計予旋回量の異なる吸込ケーシングと羽根車との組合せでも実験を行ったため、予旋回量の不一致分を流量補正した結果を二点鎖線で示す。

羽根車BはケーシングIVに合わせて設計しているため、全揚程3%低下点、初生点ともにケーシングIVの場合のほうが優れている。しかしケーシングIIIに合わせて設計した羽根車Aの場合でも、ケーシングIVのほうが吸込性能が良い。すなわち、予旋回量の違いによる流れ角と羽根車入口角とのミスマッチングより、流れの非一様性のほうが吸込性能への影響が大きいことになる。

ケーシングIVは、ケーシング最大幅をケーシングIIIに合わせて流路形状を形成しているため、絶対流速および予旋回量は通常の両吸込渦巻ポンプの値より大きい(図4参照)。しかしこのケーシングに予旋回なしで設計した羽根車Aを組合せた場合でも、全揚程3%低下点は設計点付近まではケーシングIIIの場合より大きくはならない。したがって流路寸法に制限がある場合

でも、通常のポンプの2倍程度なら、吸込流路は流れの一様性に優れたポリユート形状としたほうが良い。

4.3 羽根車入口流れの非一様性と吸込性能の相関

図7は吸込ケーシング下流の全圧損失分布である。ケーシングIIIは対称形のため、軸背後のD~F断面で損失が大きい。しかしこの値は初生キャビテーション係数に対しては無視でき、全圧損失分布は流れの非一様性による吸込性能低下の主原因とは考えられない。

図4で示したように、速度の半径方向分布は周方向分布と比較して少ない。また半径方向分布はあらかじめ羽根車の設計に考慮できる。したがって流れの非一様性の中では、周方向分布が重要である。そこでさらに各速度成分の周方向の非一様性と吸込性能との相関を調べる。速度成分の非一様性の尺度として、次式で示す速度成分の各断面の平均値の周方向の標準偏差を用いる。

$$\bar{\sigma}_m = \frac{\sum_{i=1}^N (V_m - \bar{v}_{mi})^2}{N-1} \quad (1)$$

$$\bar{\sigma}_u = \frac{\sum_{i=1}^N (V_u - \bar{v}_{ui})^2}{N-1} \quad (2)$$

$$V_m = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \bar{v}_{mi} \quad (3)$$

$$V_u = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \bar{v}_{ui} \quad (4)$$

ここで N は各ケーシングでの比較の条件を同じにするため、断面B, D, F, Hの4箇所の値を用いた。

図5 キャビテーションの発生状況

(a) 片吸込ポンプの吸込性能

(b) 両吸込ポンプの吸込性能

図6

図7 吸込ケーシングの全圧損失分布

さらに局所的な流れを評価するため、各断面の平均流れが羽根車にそれぞれ流入したとき生ずる入射角のうち、最大のものを局所入射角として次式で定義する。

$$\Delta i = \beta_b - \beta_f \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\beta_f = \tan^{-1} \frac{v_{m1}}{U_1 - v_{u1}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$v_{m1} = \frac{\bar{v}_m}{V_m} \frac{Q}{60A_1} \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$v_{u1} = \frac{r_p}{r_1} \bar{v}_u \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで r_p はピトー管測定断面の平均半径である。

図8に全揚程3%低下点、初生点と各速度成分の周方向ひずみとの関係を示す。本研究に用いた吸込ケーシングでは、予旋回量に対応して子午面速度と周方向速度が同程度に変化しているため、全揚程3%低下点の変化に支配的な速度成分は明確ではない。一方、両吸込ポンプに用いた2種類の羽根車は、入射角の同じに設計している。従って、羽根車前縁部の流れによって決まる初生点は、流れの非一様性に対しては羽根車AとBとで同程度の変化をすると考えられ、初生点は局所的な入射角との相関が強いように思われる。

5. ま と め

多段ポンプに用いられる各種吸込ケーシングについて、ケーシング下流流れの非一様性の吸込性能への影響を実験的に調べ、以下のことが明らかとなった。

- (1) 流れの一様性は予旋回量とともに高まる。通

図8 速度成分のひずみと吸込性能との相関

常の吸込流路の2倍程度の予旋回量、絶対流速であっても、対称形流路よりは流れの一様性に優れたポリュート形流路のほうが吸込性能が良い。

(2) 流れの周方向の非一様性と吸込性能の低下量との間には相関関係が認められ、キャビテーションの初生点は局所的な入射角の影響が大きい。

終わりに、本研究を進めるにあたり実験およびデータ整理に助力された、(株)日立テクノ 桜井信介氏、当時(株)日立製作所 金子廣美氏に謝意を表する。

文 献

- (1) Offenhauser, H., *Pumpentagung*, Karlsruhe 73, (1973), Kreiselpumpen K 3.
- (2) Canavelis, R. and Lapray, J.F., *Proc. 10th Symp. IAHR*, Tokyo, (1980), 269.
- (3) 西澤・今村, クボタ技報, 19 (昭61), 9.