J051052

汚水用遠心ポンプの変動流体力に関する研究

手島 誠矢^{*1}, 福富 純一郎^{*2}, 重光 亨^{*2}, 西 泰行^{*3}

Study on Unsteady Hydrodynamic Force of Centrifugal Sewage Pump

Seiya TESHIMA^{*1}, Junichiro FUKUTOMI^{*2}, Toru SHIGEMITSU^{*2}, and Yasuyuki NISHI^{*3}^{*1} Graduate School of Advanced Technology and Science, The University of Tokushima
2-1 Minamijosanjima-cho, Tokushima-shi, Tokushima, 770-8506 Japan

Sewage pumps are designed with a wide flow channel and reducing the number of blades in order to prevent plugging with foreign bodies in flow channel. Therefore, circumferential static pressure distribution of an impeller changes considerably with its rotation, and it is considered to drastically change radial and axial thrust. Therefore, to improve pump reliability, it is necessary to quantitatively understand unsteady hydrodynamic force and clarify the behavior and mechanism of the thrust generated. This study investigates the radial and axial thrust acting on single and double-blade centrifugal impeller by conducting CFD analysis, and clarified change in unsteady hydrodynamic force by difference in number of impellers. As a result, the axial thrust of the hydraulic part is the lowest, and those of the rear shroud and front shroud are dominant compared with their radial thrust. Increase in the axial thrust of the shrouds is due to the increase in the leakage flow rate with the increase in the circumferential static pressure distribution of the impeller.

Key Words : Sewage Pump, Centrifugal Impeller, Single-Blade, Double-Blade, Radial Thrust, Axial Thrust

1. 緒 言

近年の産業発展にともなう都市部に人口が集中し、工場や家庭からの排水による環境汚染が目立つようになった。これらの排水は、種々の固形物や繊維質の異物を多量に含んでいるため、汚水中継ポンプ場や下水処理場などで使用される汚水用ポンプには異物通過性の更なる向上が求められている。この異物通過性の指標として、ポンプ口径に対する通過粒径（ポンプ内流路の最小粒径）の大きさがある⁽¹⁾。従って、この種のポンプは通過粒径を大きく確保するために羽根枚数を一枚として羽根幅を広げた一枚羽根遠心羽根車が広く使用されている。

一枚羽根遠心羽根車のラジアルスラストに関しては、羽根枚数の影響⁽²⁾⁽³⁾、羽根巻き角の影響⁽²⁾、ケーシング形状⁽²⁾⁽⁴⁾の影響などについて調査されてきた。本研究においても、一枚羽根遠心羽根車の設計法を提案し、その設計法に基づき設計したクローズド形一枚羽根遠心羽根車の性能特性、ラジアルスラストの挙動⁽⁵⁾⁽⁶⁾および羽根出口角の影響⁽⁷⁾を明らかにした。さらに、羽根車の主板および側板外面とケーシングとの隙間を考慮した CFD 解析を行い、主板および側板部を含むラジアルスラストおよびアキシャルスラストの挙動を明らかにした⁽⁸⁾。しかしながら、羽根枚数の異なる汚水用遠心羽根車のラジアルスラストおよびアキシャルスラストについては、これまで系統的に調査されておらず、羽根枚数の影響については十分明らかでない。ラジアルスラストは半径方向に働く力、アキシャルスラストは軸方向に働く力であり、共にポンプ軸に振動をもたらす軸強度や軸受、軸封装置寿命の低下につながるため、その挙動を明らかにする必要がある。

そこで本研究では、一枚羽根および二枚羽根のクローズド形遠心羽根車の主板および側板外面とケーシングとの隙間を考慮した CFD 解析を行った。そして、両羽根車の性能特性、ラジアルスラストおよびアキシャルスラストについて調査し、変動流体力に及ぼす羽根枚数の影響を明らかにした。

^{*1} 学生員、徳島大学大学院先端技術科学教育部（〒770-8506 徳島県徳島市南常三島町2丁目1番地）

^{*2} 正員、徳島大学大学院ソシオテクノサイエンス研究部

^{*3} 正員、茨城大学 工学部（〒316-8511 茨城県日立市中成沢町4-12-1）

E-mail: t-shige@me.tokushima-u.ac.jp

2. 供試羽根車および解析条件

2・1 供試羽根車

供試羽根車の概略を図1に、羽根車諸元を表1に示す。一枚羽根は提案した羽根車設計法⁽⁵⁾に基づき設計している。二枚羽根は一枚羽根の子午面形状および表1の諸元は変更せず、羽根枚数を二枚、巻き角を 170° としたものであり、いずれもクローズド形遠心羽根車である。通過粒径は一枚羽根が59mm、二枚羽根が48mmである。

Table.1 Specification of impeller

Symbol	Impeller parameter (unit)	
D_2	Impeller outer diameter (mm)	194
D_1	Impeller inner diameter (mm)	58
D_s	Impeller suction diameter (mm)	67
b_2	Impeller outlet width (mm)	56
β_2	Impeller outlet angle ($^\circ$)	8
β_1	Impeller inlet angle ($^\circ$)	13

2・2 解析方法および条件

CFD 解析には汎用解析コード CFX13.0 を使用し、三次元非圧縮非定常解析を行った。壁面では標準の壁関数を用い、乱流モデルには逆圧力勾配下での剥離の位置、サイズの予測に優れる SST モデルを用いた。境界条件として、入口境界には質量流量を与え、羽根車には回転速度、出口境界にはゲージ圧 0Pa の条件を与えた。タイムステップは360ステップで羽根車が1回転となるように設定し、流れの変動がほぼ一定になるまで計算を実施した。これらの条件は羽根枚数が一枚、二枚の両羽根車モデルにおいて共通である。どちらの解析モデルにおいても、実験の一枚羽根遠心羽根車の回転速度で解析を行っている。計算領域は吸込管、羽根車、ボリュートケーシング、主板隙間領域、側板隙間領域、吐出し管から構成されている。一枚羽根の計算格子数はそれぞれ 13.7 万、69 万、46.2 万、23.3 万、14.5 万、11.7 万要素であり、総格子数は約 178.4 万要素である。一方、二枚羽根は羽根車における格子数を若干増やしており、総格子数は約 178.5 万要素である。なお、計算格子は全て非構造格子を用いた。また、本研究では羽根車表面を3つの部位に分ける。羽根面、主板内面および側板内面を水力部、主板外周面を含む主板外面を主板部、側板外周面を含む側板外面を側板部とする。

また、データ整理に次の無次元数を用いた。ここで、 f_r :ラジアルスラスト、 f_a :アキシヤルスラスト、 g :重力加速度、 H :全揚程、 Q :流量、 r :羽根車半径、 u_2 :羽根車外周速度、 ρ :流体密度、 ψ :揚程係数= $H/(u_2^2/2g)$ 、 ϕ :流量係数= $Q/(\pi D_2 b_2 u_2)$ 、 λ :軸動力係数= $L/(\rho \pi D_2 b_2 u_2^3/2)$ 、 η :ポンプ効率= $\rho g Q H/L$ 、 F_r :ラジアルスラスト係数= $f_r/(\rho u_2^2 b_2 r_2/2)$ 、 F_a :アキシヤルスラスト係数= $f_a/(\pi \rho u_2^2 r_2^2/2)$ である。

3. 一枚羽根および二枚羽根遠心羽根車の解析結果および考察

3・1 解析結果の妥当性

一枚羽根遠心羽根車の実験値と CFD 解析値の性能特性の比較を図2に示す。横軸に流量係数、縦軸第一軸には揚程係数、第二軸には効率と軸動力係数を10倍したものを用いている。効率を赤色、軸動力係数を青色、揚程係数は緑色で示している。両者を比較すると、揚程曲線および軸動力曲線ともに定性的に一致している。ポンプ最高効率 η は実験値で61.2%、CFD 解析値で69.2%となっている。最高効率点流量 $\phi=0.030$ における差異は揚程係数 ψ で約8.5%、軸動力係数 λ で約-3.8%である。また、羽根車およびボリュートケーシングの計算格子数が本解析モデルに比べて3分の2と少ない場合、本解析結果に対する差異は最高効率点流量 $\phi=0.030$ において揚程係数 ψ で約3.6%、軸動力係数 λ で約2.0%である。以上のことから、実験値と CFD 解析値の差異は主として格子解像度がやや不足しているためと思われるが、本解析により定性的な傾向は十分捉えられていると考えられる。そこで、本解析法を用いて一枚羽根および二枚羽根遠心羽根車の性能特性、ラジアルスラストおよびアキシヤルスラストについて、以下に検討する。

3・2 性能特性

図3に一枚羽根および二枚羽根遠心羽根車のCFD解析値の性能特性を示す。両者を比較すると軸動力曲線、揚程曲線ともに二枚羽根の方が高い値を示している。これは、羽根枚数を増やしたことによる滑り係数の低下が原因であり、このため、軸動力曲線および揚程曲線において一枚羽根と二枚羽根の間に差異が生じている。効率是一枚羽根と二枚羽根ともに同様の傾向を示しており、最高効率点流量はともに $\phi=0.030$ である。なお、一枚羽根遠心羽根車の設計流量は $\phi=0.019$ であり、最高効率点流量が設計流量より大流量側に移動しているのは羽根車とボリュートケーシングのマッチングが適合していないためである⁽⁵⁾⁽⁶⁾。また、最高効率は一枚羽根が69.2%、二枚羽根が71.8%となっており、二枚羽根の方が少し高い値となっている。

3・3 ラジアルスラスト

最高効率点流量における一枚羽根と二枚羽根の各部位のラジアルスラスト係数の比較を図4に示す。横軸にラジアルスラストのx成分、縦軸にラジアルスラストのy成分を示す。一枚羽根を赤色、二枚羽根を青色、平均値は同色で示しており、各ラジアルスラストにおいて、羽根車位相角 $\theta_0=0$ における値はそれぞれ●で示している。各流量における全ラジアルスラストを見ると、いずれの部位においても二枚羽根のラジアルスラストが一枚羽根よりも大幅に減少していることが確認できる。これは羽根枚数を二枚にしたことで二枚羽根の羽根車周りにおける静圧分布が一枚羽根の静圧分布よりも一様となり、それに伴ってケーシング内部の圧力差が小さくなったことが原因である。なお、最高効率点流量における水力部ラジアルスラストの変動成分の二乗平均値は、一枚羽根では約91%、二枚羽根では約89%となっており、両者とも全ラジアルスラストにおいて水力部ラジアルスラストが支配的となっている。しかし、主板部および側板部ラジアルスラストは合計として考えると約10%と無視できない大きさであるため、羽根車に作用する変動ラジアルスラストを高精度に予測する場合には、主板および側板外面とケーシングとの隙間を考慮した解析を行う必要があることがわかる。

3・4 アキシャルスラスト

各流量における一枚羽根と二枚羽根の各部位のアキシャルスラスト係数の比較を図5に示す。縦軸はアキシャルスラスト係数、横軸は羽根車位相角を示している。両者を比較すると、一枚羽根は流量の減少に伴って主板部および側板部におけるアキシャルスラストの絶対値が増加しているのに対し、二枚羽根は一枚羽根と比較すると流量の減少に伴うアキシャルスラストの絶対値の増加が小さくなっている。水力部アキシャルスラストに着目すると、両者とも流量の増加に伴ってアキシャルスラストの絶対値が増加している。しかしながら水力部アキシャルスラストの絶対値は、主板部および側板部のアキシャルスラストの絶対値と比較してかなり小さいため、全アキシャルスラストに与える影響は小さい。また、一枚羽根の主板部および側板部におけるアキシャルスラストの絶対値が最大値を示す流量は、部分流量 $\phi=0.008$ である。一方、二枚羽根の主板部および側板部におけるアキシャルスラストの絶対値は、いずれの流量においてもほぼ同等の値を示しており、一枚羽根の $\phi=0.008$ における最大値に近い値である。これらアキシャルスラストの変動は、羽根車周りの周方向静圧分布の高低によって側板隙間を流れる漏れ流量が変化し、これによって主板と側板隙間における静圧の圧力差が増減することが原因と考えられる。

Fig.2 Performance curves of calculation and experiment

Fig.3 Performance curves of single blade impeller and double blade impeller

Fig.4 Radial thrust which acts on each part

Fig.5 Axial thrust which acts on each part

4. 結 言

一枚羽根および二枚羽根のクローズド形遠心羽根車の主板および側板外面とケーシングとの隙間を考慮した CFD 解析により、以下のことが明らかとなった。

- (1) 本研究で用いた羽根車の最高効率は一枚羽根の場合 69.2%, 二枚羽根の場合 71.8%であり, 二枚羽根の方が高い値を示した。
- (2) ラジアルスラストにおいて, 一枚羽根, 二枚羽根ともに水力部ラジアルスラストが支配的である。一方, 主板部および側板部のラジアルスラストは合計として考えると, 一枚羽根, 二枚羽根ともに約 10%と無視できない大きさである。
- (3) アキシアルスラストにおいて, 一枚羽根, 二枚羽根ともに水力部アキシアルスラストは最も小さく, ラジアルスラストの場合とは逆に主板部および側板部のアキシアルスラストが支配的である。

文 献

- (1) 下水道新技術推進機構, 下水道マンホールポンプ施設技術マニュアル-1997 年 6 月, (1997), p.17.
- (2) 岡村共由, “1 枚羽根羽根車をもつ遠心ポンプの半径方向推力”, 日本機械学会論文集, Vol. 45, No. 398 (1979), pp.1458-1464.
- (3) Benra, F.-K., Dohmen H.J. and Schneider O., “Calculation of Hydrodynamic Forces and Flow Induced Vibrations of Centrifugal Sewage Water Pumps”, *4th ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, Paper FEDSM2003-45102*, Honolulu, Hawaii, USA, (2003).
- (4) Benra, F.-K., Dohmen H.J. and Sommer M., “Experimental Investigation of Hydrodynamic Forces for Different Configurations of Single-Blade Centrifugal Pumps”, *The 11th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-11)*, Honolulu, Hawaii, USA, (2006).
- (5) 西泰行, 藤原亮太, 福富純一郎, “一枚羽根遠心羽根車の設計法に関する研究”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 75, No. 754 (2009), pp.1320-1328.
- (6) 西泰行, 藤原亮太, 福富純一郎, “一枚羽根遠心ポンプのラジアルスラスト”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 75, No. 756 (2009), pp.1634-1641.
- (7) 西泰行, 藤原亮太, 福富純一郎, “一枚羽根遠心ポンプのラジアルスラストに及ぼす羽根出口角の影響”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 75, No. 760 (2009), pp.2479-2487.
- (8) 西泰行, 福富純一郎, 酒井将実, “クローズド形一枚羽根遠心ポンプの変動流体力に関する研究”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 78, No. 788 (2012), pp.837-849.