クローズド形一枚羽根遠心羽根車に作用する変動流体力の成分分析*

西 泰行^{*1}, 福富純一郎^{*2}, 酒井将実^{*3}

Component Analysis of Unsteady Hydrodynamic Force of Closed-Type Centrifugal Impeller with Single-Blade

Yasuyuki NISHI^{*1}, Junichiro FUKUTOMI and Masami SAKAI^{*1} Ibaraki University
4-12-1 Nakanarusawa-cho, Hitachi-shi, Ibaraki, 316-8511 Japan

Closed-type centrifugal impellers with single-blade are widely used as sewage pumps. However, they are geometrically asymmetric, thus resulting in significant changes in the circumferential static pressure distribution of the impeller as it rotate, which is believed to drastically change the radial and axial thrusts. To improve pump reliability, it is therefore necessary to quantitatively understand unsteady hydrodynamic forces, and to clarify the behavior and mechanism of generated hydrodynamic forces. This study investigates the radial and axial thrusts acting on a single-blade centrifugal impeller by component analysis. As a result, the behavior of the components of the radial and axial thrusts was clarified. In the time-averaged value of the radial thrust of the hydraulic part, the pressure component is dominant and the momentum component acts in a direction that offsets the pressure component. Although the momentum component is dominant in the time-averaged value of the axial thrust of the hydraulic part, it is mostly offset by the pressure component.

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

1. 結 言

固形物や繊維質の異物を含む液体の移送に用いられる污水用ポンプは、ポンプ性能とともに異物通過性も重視される。そのため、いかにポンプ性能を低下させず通過粒径（ポンプ内流路の最小粒径）を大きく形成できるかが課題となる⁽¹⁾。したがって、この種のポンプには羽根枚数を一枚として羽根幅を上げた一枚羽根遠心羽根車が広く用いられているが、羽根車の非軸対称性に基づく過大な変動ラジアルスラストが作用する⁽²⁾⁽³⁾。

一枚羽根遠心羽根車のラジアルスラストに関する過去の研究では、羽根枚数の影響⁽²⁾⁽⁴⁾、羽根巻き角の影響⁽²⁾、羽根角度分布の影響⁽⁵⁾、ケーシング形状の影響⁽²⁾⁽⁵⁾、羽根面圧力分布との関係⁽³⁾などについて調査されており、変動流体力と羽根車振れまわりとの関係⁽⁴⁾⁽⁶⁾⁽⁷⁾についても報告されている。著者らも通過粒径を規定した一枚羽根遠心羽根車の設計法を提案するとともに、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に作用するラジアルスラストおよびその構成成分の挙動を明らかにした^{(8)~(10)}。しかしながら、これらの一連の研究では羽根車の主板および側板外面とケーシングとのすき間を考慮しておらず、ラジアルスラストの構成成分のモデル化も十分ではなかった。そこで前報⁽¹¹⁾では、主板および側板外面とケーシングとのすき間を考慮した非定常流れ解析を行い、主板および側板を含む羽根車に作用する変動ラジアルスラストの挙動を明らかにした。また、これまで報告されていなかったアキシャルスラストの挙動についても調査し、羽根車周りの周方向静圧分布の変動に伴いアキシャルスラストが変動することなどを明らかにした。

* 原稿受付 2012 年 3 月 29 日

^{*1} 正員, 茨城大学 工学部 (〒316-8511 茨城県日立市中成沢町 4-12-1)^{*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} 学生員, 茨城大学大学院 理工学研究科

E-mail: y-nishi@mx.ibaraki.ac.jp

本研究では、引き続き主板および側板を含むクローズド形一枚羽根遠心羽根車に作用するラジアルスラストおよびアキシアルスラストの挙動について詳細に調べた。すなわち、非定常の運動量保存則を用いて前報⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾よりも厳密にラジアルスラストの構成成分のモデル化を行うとともに、新たにアキシアルスラストの構成成分のモデル化を行い、これらの構成成分の挙動を明らかにした。

2. 記号

A : 面積	m^2
b : 羽根幅	m
C_p : 圧力係数	$= (P - P_s) / (\rho u_2^2 / 2)$
D : 羽根車直径	m
f_a : アキシアルスラスト係数	$= F_a / (\rho u_2^2 \pi r_2^2 / 2)$
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 : アキシアルスラスト	N
F_r : ラジアルスラスト	N
g : 重力加速度	m/s^2
H : 全揚程	m
L : 軸動力	W
n : 回転速度	min^{-1}
P : 静圧	Pa
Q : 流量	m^3/s
r : 羽根車半径	m
u : 周速度	m/s
v : 絶対速度	m/s
β_b : 羽根角度	$^\circ$
η : ポンプ効率	$= \rho g Q H / L$
θ : 周方向位置	$^\circ$
θ_0 : 羽根車位相角	$^\circ$
λ : 軸動力係数	$= L / (\rho \pi D_2 b_2 u_2^3 / 2)$
ρ : 流体密度	kg/m^3
φ : 流量係数	$= Q / (\pi D_2 b_2 u_2)$
ψ : 揚程係数	$= H / (u_2^2 / 2g)$

添字

0, 1, 2 : 吸込口, 羽根入口, 羽根出口

a, r, u : 軸方向成分, 半径方向成分, 周方向成分

bep : 最高効率点

s : 吸込側基準位置

x, y, z : x 方向成分, y 方向成分, z 方向成分

3. 実験方法

本研究で用いた供試羽根車の概略を図1に、その諸元を表1に示す。また、供試ポンプの概略を図2に示す。供試羽根車は通過粒径 56mm のクローズド形一枚羽根遠心羽根車であり、前報⁽⁸⁾で提案した設計法に基づき設計している。本ポンプには図2に示すように羽根車とケーシングとのすき間の狭い部分は三ヶ所あり、それぞれライナリングすき間、主板すき間および側板すき間である。すき間幅はそれぞれ 0.75mm, 0.5mm, 0.5mm, すき間

長さはそれぞれ 17mm, 10.1mm, 10.5mm である。なお、本ポンプは軸封装置にメカニカルシールを採用しているため、主板側にはポンプ外部への漏れはほぼ存在しない。

実験方法はこれまでの研究^{(8)~(11)}と同様であり、実験は回転速度 $n=1740\text{min}^{-1}$ で行った。流量 Q は吐出し側に取り付けたゲートバルブにより調整し、電磁流量計により測定した。全揚程 H はひずみゲージ式小型圧力変換器によりポンプ前後の静圧を測定し求めた。軸動力 L は回転速度 n および駆動トルク T をそれぞれ電磁ピックアップおよびトーションバー形式のトルク検出器によって測定し求めた。

座標系の定義としては、X 軸、Y 軸および Z 軸を図 2 に示すように定義している。羽根車位相角 θ_0 は X 軸から反時計方向に取り、羽根出口端が X 軸を通過するとき（図 2 に示した位置）を $\theta_0=0^\circ$ とする。周方向位置 θ も X 軸から反時計方向に取り、モニター点は羽根車出口から径方向 10mm 外側の側板側壁面上(A)において反時計方向に 8 点設けている。羽根車出口周りの圧力測定は、このモニター点 A で行った。なお、圧力測定は羽根出口端が $\theta_0=0^\circ$ のときのトリガ信号を基準にし、羽根車の回転と同期させて行った。

ラジアルスラストの測定は軸受外周に組み込んだ X-Y ロードセルを使用し、圧力測定と同様に羽根車の回転と同期させて行った^{(8)~(11)}。X-Y ロードセルには 4 アクティブゲージ法で結線されたひずみゲージを貼り付けている。校正方法としては動的校正方法⁽¹²⁾を採用し、羽根車質量からそれに働く浮力分を差し引いた質量の校正用円板に、空中で既知の遠心力を作用させて出力電圧と力の関係を検定した。なお、供試羽根車および校正用円板は動的なバランスは取れている。また、軸受部の熱の影響は熱的に安定した状態で 15 秒程度の短時間ポンプを停止させ、零点調整した後、すぐに同一条件で運転して測定する方法⁽¹³⁾によって除去した。

Fig.1 Test impeller

Table 1 Specifications of impeller

Impeller suction diameter D_0	67 mm
Impeller inner diameter D_1	58 mm
Impeller outer diameter D_2	194 mm
Blade inlet width b_1	56 mm
Blade outlet width b_2	56 mm
Blade inlet angle β_{b1}	13°
Blade outlet angle β_{b2}	8°

Fig.2 Test pump

4. 数値解析方法

数値解析には、汎用熱流体解析コード ANSYS CFX13.0 を使用し、三次元非定常流れ解析を行った⁽¹¹⁾。基礎方程式は連続の式とレイノルズ平均 Navier-Stokes 方程式であり、乱流モデルには SST (Shear Stress Transport) モデルを使用した。

計算領域およびポンプ部の計算格子をそれぞれ図 3(a), (b)に示す. 著者らの過去の一連の研究^{(8)~(10)}では, 羽根車の主板および側板外面とケーシングとのすき間をモデル化していなかったが, 本研究では前報⁽¹¹⁾と同様にこれらのすき間もモデル化している. ただし, 前報⁽¹¹⁾の計算モデルはすき間領域の計算格子が粗く, アキシャルスラストの予測にその影響がみられたので, 本研究では以下のようにこれらの点を改善している. 計算領域は吸込管, 羽根車, ボリュートケーシング, 主板すき間領域, 側板すき間領域, 吐出し管から構成されている. 計算格子数はそれぞれ 14.9 万, 69 万, 46.2 万, 34 万, 57.2 万, 11.5 万要素であり, 総格子数は約 232.8 万要素である. 三ヶ所の狭いすき間部の半径方向の要素数は, ライナリングすき間で 5 要素, 主板すき間で 4 要素, 側板すき間で 4 要素である. 計算格子は羽根車とボリュートケーシングには非構造四面体格子を, それ以外には非構造六面体格子を用いた.

本計算モデルの格子依存性を調べるため, ライナリングすき間, 主板すき間, 側板すき間の半径方向の要素数をそれぞれ 8 要素, 6 要素, 6 要素とし, 主板すき間領域, 側板すき間領域の計算格子数をそれぞれ 56.1 万, 101.7 万要素として総格子数約 299.4 万要素での解析を行った. その結果, 本解析に対して最高効率点流量における誤差は, 揚程で 0.2%, 軸動力で 0.3%, ラジアルスラストの二乗平均値で 0.7%, 時間平均アキシャルスラストで 4.1% であった. また, 羽根車, ボリュートケーシングの計算格子数をそれぞれ 103.5 万, 69.3 万要素として総格子数約 290.4 万要素での解析も行った. その結果, 本解析に対して最高効率点流量における誤差は, 揚程で 1.8%, 軸動力で 1.6%, ラジアルスラストの二乗平均値で 0.6%, 時間平均アキシャルスラストで 3.7% であった. 以上より, 本計算モデルの格子依存性は比較的小さいことが確認される.

境界条件は吸込管入口を入口境界, 吐出し管出口を出口境界に設定し, 入口境界に質量流量, 出口境界にゲージ圧力 0Pa, 羽根車領域に回転角速度を与えた. 壁面は non-slip 条件とし, 羽根表面, 主板および側板壁面は回転座標系で固定壁, 吸込管, ボリュートケーシング, 吐出し管は静止座標系で固定壁に設定した. 羽根車とボリュートケーシングの相互干渉を考慮するため, 回転領域と静止領域の境界は Transient Rotor-Stator の手法により接合した. 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.

Fig.3 Computational model

Fig.4 Impeller surfaces

5. ラジアルスラストおよびアキシャルスラストの構成成分のモデル化

羽根車各部に作用する変動流体力の挙動を把握するため、本研究では図4に示すように羽根車表面を3つの部位に分ける⁽¹¹⁾。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と、羽根車に作用するラジアルスラスト F_r およびアキシャルスラスト F_a は、次式で表される。

$$F_r = F_{rH} + F_{rR} + F_{rF} \quad (1)$$

$$F_a = F_{aH} + F_{aR} + F_{aF} \quad (2)$$

ここで、 F_{rH} は水力部ラジアルスラスト[N]、 F_{rR} は主板部ラジアルスラスト[N]、 F_{rF} は側板部ラジアルスラスト[N]である。また、 F_{aH} は水力部アキシャルスラスト[N]、 F_{aR} は主板部アキシャルスラスト[N]、 F_{aF} は側板部アキシャルスラスト[N]である。

水力部ラジアルスラストおよび水力部アキシャルスラストについては、より詳細にこれらの挙動を把握するため、構成成分のモデル化を行う。ただし、水力部ラジアルスラストの構成成分については前報⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾でモデル化しているが、圧力成分については羽根車出口における静圧の幅方向の影響を考慮しておらず、せん断応力成分についてはそれ自体を考慮していなかった。ここでは、これらを考慮したモデル化を行うとともに、新たに水力部アキシャルスラストの構成成分のモデル化も行う。

水力部ラジアルスラスト F_{rH} および水力部アキシャルスラスト F_{aH} は、それぞれ次式のように表される。

$$F_{rH} = \sqrt{F_{Hx}^2 + F_{Hy}^2} \quad (3)$$

$$F_{aH} = F_{Hz} \quad (4)$$

羽根車内部の流体領域を検査体積とし、羽根車吸込口を検査面入口、羽根車出口を検査面出口に設定し、非定常の運動量保存則を適用すると、羽根車内部に作用する水力部流体力 F_H の x 方向、y 方向および z 方向成分は、それぞれ次式で表される。

$$F_{Hx} = F_{Ix} + F_{Mx} + F_{Px} + F_{\tau x} \quad (5)$$

$$F_{Hy} = F_{Iy} + F_{My} + F_{Py} + F_{\tau y} \quad (6)$$

$$F_{Hz} = F_{Iz} + F_{Mz} + F_{Pz} + F_{\tau z} \quad (7)$$

ここで、 F_I は慣性成分[N]、 F_M は運動量成分[N]、 F_P は圧力成分[N]、 F_{τ} はせん断応力成分[N]である。

慣性成分 F_I は羽根車内部の流体の運動量の時間変化によって生じる力であり、その x 方向、y 方向および z 方向成分は、それぞれ次式で与えられる。

$$F_{Ix} = -\rho \int_V \frac{dv_x}{dt} dV \quad (8)$$

$$F_{Iy} = -\rho \int_V \frac{dv_y}{dt} dV \quad (9)$$

$$F_{Iz} = -\rho \int_V \frac{dv_z}{dt} dV \quad (10)$$

ここで、 V は検査体積、すなわち羽根車内部の流体領域の体積[m³]である。

運動量成分 F_M は羽根車出口から流出する流体と吸込口から流入する流体の運動量差によって生じる力であり、その x 方向、 y 方向および z 方向成分は、それぞれ次式で与えられる。

$$F_{Mx} = -\rho \left(\int_{A_2} v_{x2} v_{r2} dA - \int_{A_0} v_{x0} v_{z0} dA \right) \quad (11)$$

$$F_{My} = -\rho \left(\int_{A_2} v_{y2} v_{r2} dA - \int_{A_0} v_{y0} v_{z0} dA \right) \quad (12)$$

$$F_{Mz} = -\rho \left(\int_{A_2} v_{z2} v_{r2} dA - \int_{A_0} v_{z0} v_{z0} dA \right) \quad (13)$$

ここで、 A_2 は羽根車出口の面積[m²]、 A_0 は羽根車吸込口の面積[m²]である。

圧力成分 F_P は羽根車出口および吸込口の検査面の流体に働く静圧による力であり、その x 方向、 y 方向および z 方向成分は、それぞれ次式で与えられる。

$$F_{Px} = -\int_{A_2} (P_2 - P_s) \cos \theta dA \quad (14)$$

$$F_{Py} = -\int_{A_2} (P_2 - P_s) \sin \theta dA \quad (15)$$

$$F_{Pz} = -\int_{A_0} (P_0 - P_s) dA \quad (16)$$

また、せん断応力成分 F_τ は羽根車出口および吸込口の検査面の流体に働くせん断応力による力であり、その x 方向、 y 方向および z 方向成分は、それぞれ次式で与えられる。

$$F_{\tau x} = -\left(\int_{A_2} \tau_2 \sin \gamma \sin \theta dA + \int_{A_0} \tau_0 \cos \theta dA \right) \quad (17)$$

$$F_{\tau y} = -\left(\int_{A_2} \tau_2 \sin \gamma \cos \theta dA + \int_{A_0} \tau_0 \sin \theta dA \right) \quad (18)$$

$$F_{\tau z} = -\left(\int_{A_2} \tau_2 \cos \gamma dA \right) \quad (19)$$

ここで、 γ は羽根車出口の検査面におけるせん断応力の方向と Z 軸方向とのなす角である。

6. 実験および解析結果と考察

6・1 ポンプ性能

実験および CFD 解析により求めたポンプ性能を図 5 に示す。実験値と CFD 計算値のポンプ効率 η を比較すると、最高効率値は実験値が 61.2%、CFD 計算値が 68.4%とやや異なっているが、最高効率点流量は両者ともに $\varphi=0.030$ で一致している。この $\varphi=0.030$ において CFD 計算値の誤差は、実験値に対して揚程係数 ψ で約 8.3%、軸動力係数 λ で約 2.9%である。また、揚程曲線および軸動力曲線の実験値と CFD 計算値は、定性的には良好に一致している。したがって、本解析により本ポンプの定性的な傾向は十分捉えられていると判断できる。また、本羽根車の設計流量は $\varphi=0.019$ であるが、羽根数有限の理論揚程と Worster のポリュート特性式⁽¹⁴⁾の交点は、 $\varphi=0.030$ 付近にある⁽⁸⁾⁽⁹⁾。したがって、最高効率点流量が設計流量より大流量の $\varphi=0.030$ に位置しているのは、羽根車とポリュートケーシングがうまくマッチングしていないためと考えられる。

Fig.5 Performance curves

6・2 ラジアルスラスト

ラジアルスラスト F_r は平均成分 (時間平均値) と変動成分のベクトル和として, 次式のように定義できる⁽²⁾⁽³⁾⁽¹²⁾.

$$F_r = \bar{F}_r + \Delta F_r \quad (20)$$

ここで, $\bar{F}_r$ は時間平均値, ΔF_r は変動成分である. 以下, このような定義に基づいて考察を行う.

実験値および CFD 計算値のラジアルスラストの時間平均値 $\bar{f}_r$, 変動成分 Δf_r の二乗平均値およびラジアルスラスト f_r の最大値の比較を図 6 に示す. ここで, CFD 計算値のラジアルスラストは羽根車各部に作用する圧力および壁面せん断応力を積分することにより求めた. 図 6 中には, Stepanoff の式⁽¹⁵⁾および Biheller の式⁽¹⁶⁾によるラジアルスラストの計算値も示しており, Stepanoff の式は次式で表される.

$$F_r = K \left\{ 1 - \left(\frac{Q}{Q_{bep}} \right)^2 \right\} \rho g H D_2 B_2 \quad (21)$$

ここで, B_2 は主板および側板を含めた羽根出口幅[m]である. K は係数であり, 比速度とともに変化する⁽¹⁷⁾ことが知られているが, 本研究では代表的な値である $K=0.36$ を用いた.

また, 本ポンプの場合の Biheller の式は次式で表される.

$$F_r = 0.1511 u_2^2 A_i \rho \times 10^{\left(-1.13 \frac{A_i}{A_\infty} \right)} \times \sqrt{1 + \left(\frac{Q}{Q_{bep}} \right)^2 - 2 \left(\frac{Q}{Q_{bep}} \right) \cos \left\{ \frac{\pi}{2} \left(\frac{Q}{Q_{bep}} - 1 \right) \right\}} \quad (22)$$

ここで, A_i は羽根車投影面積[m²]であり, 本研究では $A_i = B_2 D_2$ とした. A_i はボリュート舌部断面積[m²], A_∞ はボリュートスロット部断面積[m²]である.

図 6 より, 実験値の時間平均値 $\bar{f}_r$ は $\phi=0.019$ で最小値を示している. CFD 計算値の時間平均値 $\bar{f}_r$ は $\phi=0.019 \sim 0.030$ 付近で最小値を示しているものの, そこから小流量または大流量になるにつれて増加する一般的なボリュートポンプにみられる傾向⁽¹⁸⁾は実験値と同様に確認できる. しかしながら, 実験値および CFD 計算値ともに Stepanoff の式および Biheller の式の計算値のように, $\bar{f}_r$ は最高効率点流量 $\phi=0.030$ においてほぼ零とはならず, それより小流量側で最小となる. 変動成分 Δf_r の二乗平均値および f_r の最大値についても $\phi=0.019$ で最小値を示している. この Δf の二乗平均値の挙動については, 羽根車自身に基づく影響が大きいと考えられることから, 本羽根車の設計流量が $\phi=0.019$ であることに起因すると思われる. $\bar{f}_r$ の挙動については, ボリュートケーシングに基づく影響が大きいと考えられることから, 本来, 最高効率点流量 $\phi=0.030$ で最小値を示すはずである.

しかし本ポンプでは, 図 7 のモニター点 A における羽根車出口周りの圧力分布に示すように, $\phi=0.030$ の時間

Fig.6 Radial thrust

Fig.7 Static pressure distribution at points A

(a) Time-averaged value

(b) Root mean square value of fluctuating component

Fig.8 Radial thrust which acts on each part (CFD)

平均圧力係数 C_p は周方向に様でなく θ の増加に伴い若干減少している. 本ポリュートケーシングは羽根車に対して流路断面積が大きいので, 設計流量より大流量側の $\varphi=0.030$ で最高効率を示すものの, その広がり角は小さいため, θ の増加に伴い C_p が若干減少していると考えられる. f_r の最大値が $\varphi=0.030$ 以上で異なる以外は, 実験値および CFD 計算値の $\bar{f}_r$, Δf_r の二乗平均値および f_r の最大値は定性的には良好に一致していることがわかる. 注目すべき点としては, Δf_r は $\bar{f}_r$ よりも大きく, CFD 計算値によると $\varphi=0.030$ で $\bar{f}_r$ の 5.3 倍, $\varphi=0.008$ で $\bar{f}_r$ の 1.6 倍である. したがって, ラジアルスラストの時間平均値は締切り流量付近を除くと Biheller の式の計算値以下ではあるが, その変動成分は時間平均値よりも大きく特に流量が増加するにつれて増大するため, ラジアルスラストの最大値は Stepanoff の式および Biheller の式では見積もれないことがわかる. なお, 羽根車出口周りの C_p についても, 実験値と CFD 計算値はいずれに流量においても良好に一致していることが図 7 より確認される.

次に, 水力部, 主板部および側板部ラジアルスラストの時間平均値 $\bar{f}_r$ および変動成分 Δf_r の二乗平均値を図 8(a), (b) に示す. 比較のため, 図中にはこれらの合計となるラジアルスラストの値も併記している. 水力部ラジアルスラストの時間平均値 $\bar{f}_{hr}$ はラジアルスラストのそれに対して $\varphi=0.030$ で約 92.2%, $\varphi=0.047$ でも約 89.2% の大きさである. 水力部ラジアルスラストの変動成分 Δf_{hr} もラジアルスラストのそれに対して $\varphi=0.030$ で約 93.1% の大きさであり, 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であることがわかる. ただし, 主板部および側板部ラジアルスラストは両者を足し合わせるとラジアルスラストの約 7% になるため, 高精度にラジアルスラストを見積もるには主板および側板に作用するラジアルスラストも考慮する必要がある⁽¹¹⁾. なお, 水力部ラジアルスラストだけでなく, 主板部および側板部ラジアルスラストも羽根車の回転とともに大きく変動し, そのリサージュ図形は羽根車 1 回転中に一つの閉曲線を描いている⁽¹¹⁾.

Fig. 9 Lissajous figures of radial thrust
($\varphi=0.030$)

(a) $\varphi=0.008$

(b) $\varphi=0.047$

Fig. 10 Comparison of calculation method of pressure component (CFD)

(a) Time-averaged value

(b) Root mean square value of fluctuating component

Fig. 11 Each component of radial thrust (CFD)

図9は最高効率点流量 $\varphi=0.030$ におけるCFD解析結果から求めた成分分析値と、羽根面、主板内面および側板内面に作用する圧力および壁面せん断応力を積分することにより求めたCFD計算値の水力部ラジアルスラスト係数のリサージュ図形を示している。各ラジアルスラスト係数において、特に $\theta_0=0, 90, 180, 270^\circ$ における値はそれぞれ●, ▲, ■, ◆で示し、時間平均値は各ラジアルスラスト係数と同じ記号で示している。これらの表記方法は、以降の図においても同様である。図9より、前報⁹⁾よりも良好な結果が得られており、成分分析値とCFD計算値の f_r は大きさ・方向ともにほぼ一致している。他の流量においても両者はほぼ一致しており、本成分分析結果は妥当であるといえる。これは、式(14)、(15)による圧力成分の算出において羽根車出口面積 A_2 に作用する静圧の幅方向の影響を考慮したことが大きい。前報⁹⁾⁽¹⁰⁾では、図2のPoints Aで測定した実験値との比較のため、羽根車出口における静圧は幅方向に一定であると仮定し、簡易的に圧力成分を求めていた。しかし、図10(a)、(b)に示すように、静圧の幅方向の影響を考慮している場合と考慮していない場合とでは、大流量 $\varphi=0.047$ では比較的良好に一致しているものの、小流量 $\varphi=0.008$ では差異が著しくなる。このことは、小流量になるにつれて静圧が幅方向に変化していることを意味しており、羽根車およびボリュートケーシング内での二次流れや逆流による影響と思われる。

CFD解析により求めた水力部ラジアルスラストの慣性成分、運動量成分、圧力成分およびせん断応力成分の時間平均値 $\bar{f}_r$ および変動成分 Δf_r の二乗平均値を図11(a)、(b)に示す。比較のため、図中にはこれらの合計となる水力部ラジアルスラストの値も併記している。図11(a)より、圧力成分の時間平均値 $\bar{f}_{Pr}$ は水力部ラジアルスラストの時間平均値 $\bar{f}_{Hr}$ において支配的であり、 $\bar{f}_{Hr}$ よりも小流量の $\varphi=0.019$ で最小値を示し、そこから小流量または大流量になるにつれて増大している。 $\bar{f}_{Pr}$ の大きさは $\bar{f}_{Hr}$ に対して $\varphi=0.008$ で約76.4%、 $\varphi=0.047$ では約121.7%と逆

Fig.12 Changes of each component (CFD)

Fig.13 Absolute velocity vectors ($\theta_0 = 0^\circ$)

に大きくなっており、他の成分が $\bar{f}_{Pr}$ を相殺する方向に作用していることが示唆される。運動量成分および慣性成分の時間平均値 $\bar{f}_{Mr}$ および $\bar{f}_{Ir}$ は、 $\phi = 0.030$ ではほぼ同じ大きさであり、それぞれ $\bar{f}_{Hr}$ の約 25.3, 23.9% である。しかし、 $\bar{f}_{Ir}$ は流量が変化してもほぼ一定であるのに対して、 $\bar{f}_{Mr}$ は小流量または大流量になるにつれて増大している。

一方、図 11(b) に示す各成分の変動成分の二乗平均値は、水力部ラジアルスラストのそれに対して $\phi = 0.030$ で慣性成分 Δf_{Ir} が 39.1%、運動量成分 Δf_{Mr} が 9.0%、圧力成分 Δf_{Pr} が 53.2% であり、時間平均値と同じく圧力成分が最も大きい。しかしながら、流量の減少とともに Δf_{Pr} は減少するのに対して、 Δf_{Ir} および Δf_{Mr} は増加し、特に Δf_{Ir} は $\phi = 0.008$ になると Δf_{Pr} よりも大きくなる。なお、せん断応力成分については、時間平均値および変動成分ともに極めて小さい値であり無視できる。

慣性成分、運動量成分および圧力成分の挙動をより詳細に把握するため、これらのリサージュ図形を図 12(a) ~ (c) に示す。

図 12(a) より、慣性成分 f_{Ir} はいずれの流量においてもリサージュ図形がほぼ同じ形状をしている。時間平均値 $\bar{f}_{Ir}$ は流量が変化しても原点付近に位置しており、変動成分 Δf_{Ir} はその時間平均値周りを羽根車の回転方向に変化している。 Δf_{Ir} の方向は同一 θ_0 のときは流量が変化してもほぼ同じ方向であるが、 Δf_{Ir} の大きさは図 11(b) に示したように流量の減少とともに大きくなる。これは、小流量になるにつれて羽根車内での逆流や二次流れが顕在化し、流れの非定常性が強くなるためと思われる。

運動量成分 f_{Mr} については、図 12(b) に示すようにその時間平均値 $\bar{f}_{Mr}$ は小流量 $\phi = 0.008$ ではボリュート巻始め方向に位置し、流量の増加とともに吐出し口と反対の -X 軸方向に移動する。変動成分 Δf_{Mr} はその時間平均値周りを羽根車の回転方向に変化しており、 Δf_{Mr} は前述のように流量の減少とともに小さくなっていることがわかる。ここで、 $\bar{f}_{Mr}$ の挙動について検討するため、羽根車出口の幅中央断面 $b/b_2 = 0.5$ における $\theta_0 = 0^\circ$ ときの絶対速度ベクトルの CFD 解析結果を図 13(a), (b) に示す。小流量 $\phi = 0.008$ では、よどみ点は舌端部を通り過ぎた吐出し口側

に位置しており、再循環流れが非常に強いことがわかる。このため、羽根車からボリュート巻始め付近へ流出する流れは妨げられ、運動量は減少する。したがって、ボリュート巻始め付近以外へ流出する流れの運動量が相対的に大きくなり、その反作用として $\bar{f}_{Mr}$ はボリュート巻始め方向に位置すると考えられる。一方、大流量 $\varphi=0.047$ では、よどみ点はボリュートの巻始め付近にあり、羽根車から流出する流れはボリュート巻始め付近を含めて吐出し口へ多量に流れ込む。その反作用として $\bar{f}_{Mr}$ は吐出し口と反対の-X 軸方向に移動すると考えられる。

圧力成分 f_{Pr} については、図 12(c) に示すようにその時間平均値 $\bar{f}_{Pr}$ は小流量 $\varphi=0.008$ ではやや-X 軸側の+Y 軸方向に、大流量 $\varphi=0.047$ では+X 軸側の-Y 軸方向に移動する。したがって、前述の $\bar{f}_{Pr}$ を相殺する方向に作用しているのは、主として $\bar{f}_{Mr}$ であるといえる。なお、 $\bar{f}_{Pr}$ の挙動は前述の図 7 に示した時間平均圧力係数 C_p の分布に対応しており、前報⁽¹¹⁾で示した $\bar{f}_{Hr}$ の挙動とはほぼ同じである。

以上のことから、水力部ラジアルスラストの時間平均値において圧力成分は支配的であり、運動量成分は圧力成分を相殺する方向に作用する。一方、変動成分においても圧力成分は最も大きいが、流量の減少とともに圧力成分は減少するのに対して、慣性成分および運動量成分は増加し、特に慣性成分は小流量では圧力成分よりも増大する。したがって、一枚羽根の本ポンプでは、特に小流量になるにつれて慣性成分および運動量成分が増大するため、多数枚羽根のポンプのように羽根車周りの圧力分布からラジアルスラストを推定できない。なお、せん断応力成分については、時間平均値および変動成分ともに無視できる。

6.3 アキシャルスラスト

CFD 解析による水力部、主板部および側板部アキシャルスラスト係数、並びにこれらの合計となるアキシャルスラスト係数 f_a の時間平均値を図 14 に示す。ここで、CFD 計算値のアキシャルスラストはラジアルスラストと同様に、羽根車各部の壁面に作用する圧力および壁面せん断応力を積分することにより求めた。また、図 14 中には、Stepanoff の式⁽¹⁵⁾によるアキシャルスラストの計算値も示している。Stepanoff の式は次式で表される。

$$F_a = (A_R - A_S) \rho \left\{ gH(1 - K_3^2) - \frac{1}{4} \frac{u_2^2 - u_R^2}{2} \right\} \quad (23)$$

ここで、 A_R は羽根車リング径に基づく面積[m²]、 A_S はポンプ軸径に基づく面積[m²]、 K_3 はボリュート速度定数、 u_R は羽根車リング径に基づく周速度[m/s]である。なお、本研究では全揚程 H に実験値を用いた。図 14 より、CFD 解析によるアキシャルスラストの時間平均値は-Z 軸方向に作用し、その絶対値は小流量になるにつれて増加している。また、この絶対値は Stepanoff の式の計算値よりもかなり大きく、 $\varphi=0.008$ において約 3.42 倍である。主板部アキシャルスラストはアキシャルスラストにおいて支配的であり、次に側板部アキシャルスラストが大きい。この主板部と側板部に作用するアキシャルスラストの差は、羽根車リング径およびポンプ軸径に基づく作用面積の違いに加えて、漏れ流れの影響で側板外面上の静圧が主板外面上の静圧よりも低下することによる⁽¹¹⁾。一方、

Fig.14 Axial thrust which acts on each part (CFD)

Fig.15 Each component of axial thrust (CFD)

Fig.16 Changes of each component (CFD)

水力部アキシャルスラストは前述のラジアルスラストの場合と異なり、アキシャルスラストに及ぼす影響は比較的小さい。しかしながら、水力部アキシャルスラストは $\phi=0.008$ では-Z軸方向の極めて小さい値であったものが、流量が増加するにつれて+Z軸方向に増加する。このように、アキシャルスラストの時間平均値は主として主板部と側板部に作用するアキシャルスラストの差によって生じるが、大流量では水力部アキシャルスラストは主板部アキシャルスラストを一部相殺する方向に作用するので、水力部アキシャルスラストの挙動も詳細に把握しておくことは重要である。

図15に、CFD解析結果から求めた成分分析値と、羽根面、主板内面および側板内面に作用する圧力および壁面せん断応力を積分することにより求めたCFD計算値の水力部アキシャルスラスト係数の時間平均値を示す。また、水力部アキシャルスラストの慣性成分、運動量成分、圧力成分およびせん断応力成分の時間平均値を示す。図15より、成分分析値はCFD計算値とほぼ一致しており、成分分析結果は妥当であることがわかる。各成分をみると、慣性成分およびせん断応力成分は小さく、特にせん断応力成分は極めて小さい値である。運動量成分は+Z軸方向に作用し、 $\phi=0.008$ 以外は最も大きく流量が増加するにつれて増大している。羽根車内に流入した流れは軸方向から半径方向に転向されるので、その反作用として羽根車は+Z軸方向に力を受ける。この羽根車が受ける力が運動量成分であり、流量が増加すると羽根車に流入する流れの運動量も増加するため、運動量成分が増大することは容易に理解できる。一方、圧力成分は-Z軸方向に作用しており、 $\phi=0.008$ では最も大きい。このため、前述のように水力部アキシャルスラストは、この流量においては-Z軸方向に作用する。圧力成分は $\phi=0.008$ から $\phi=0.019$ になると一旦減少し、それ以降では流量が増加すると増大しており、その絶対値は $\phi=0.0047$ において運動量成分の約43.3%の大きさである。したがって、水力部アキシャルスラストの時間平均値において運動量成分は支配的で+Z軸方向に作用するが、その半分近くは圧力成分により相殺されていることがわかる。

CFD 解析による羽根車 1 回転中における瞬時の水力部アキシャルスラスト係数, 並びに慣性成分, 運動量成分および圧力成分をそれぞれ図 16(a)~(d)に示す. 図 16(a)より, 羽根車 1 回転中における水力部アキシャルスラストの変動は, $\varphi=0.019$ と $\varphi=0.030$ では小さいが, それより小流量または大流量では大きく, 特に $\varphi=0.047$ において最も大きくなる. 各成分をみると, 圧力成分はいずれの流量においても比較的変動が小さい. 慣性成分および運動量成分は $\varphi=0.047$ において最も変動が大きく, この影響で水力部アキシャルスラストが変動していることがわかる. 特に慣性成分は, ラジアルスラストの場合と同様に時間平均的には小さい値であるが, 羽根車 1 回転中には正負に大きく変動しており, 水力部アキシャルスラストを変動させる要因の一つになっている.

7. 結 論

クローズド形一枚羽根遠心羽根車に作用する変動流体力とその構成成分の挙動を実験と CFD 解析により調査した結果, 以下のことが明らかになった.

- (1) ラジアルスラストの時間平均値は締切り流量付近を除くと Biheller の式の計算値以下ではあるが, その変動成分は時間平均値よりも大きく特に流量が増加するにつれて増大するため, ラジアルスラストの最大値は Stepanoff の式および Biheller の式では見積もれない.
- (2) ラジアルスラストにおいて水力部ラジアルスラストは支配的であり, $\varphi=0.030$ においてその時間平均値は約 92.2%, 変動成分の二乗平均値は約 93.1%を占めている.
- (3) 水力部ラジアルスラストの時間平均値において圧力成分は支配的であり, 運動量成分は圧力成分を相殺する方向に作用する. 一方, 変動成分においても圧力成分は最も大きい, 流量の減少とともに圧力成分は減少するのに対して, 慣性成分および運動量成分は増加し, 特に慣性成分は小流量では圧力成分よりも増大する. なお, せん断応力成分については, 時間平均値および変動成分ともに無視できる.
- (4) アキシャルスラストの時間平均値は-Z 軸方向に作用し, その絶対値は小流量になるにつれて増加する. その絶対値の大きさは, $\varphi=0.008$ において Stepanoff の式の計算値の約 3.42 倍である.
- (5) アキシャルスラストの時間平均値は主として主板部と側板部に作用するアキシャルスラストの差によって生じるが, 大流量では水力部アキシャルスラストは主板部アキシャルスラストを一部相殺する方向に作用する.
- (6) 水力部アキシャルスラストの時間平均値において運動量成分は支配的で+Z 軸方向に作用するが, その半分近くは圧力成分により相殺される. なお, 慣性成分およびせん断応力成分の時間平均値は小さい.
- (7) 羽根車 1 回転中における水力部アキシャルスラストの変動は, 小流量または大流量で大きく, 特に大流量側で最も大きくなる. これは, 慣性成分および運動量成分の変動が大きいためであり, 特に慣性成分は, ラジアルスラストの場合と同様に時間平均的には小さい値であるが, 羽根車 1 回転中には正負に大きく変動している.

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) 青木正則, “一枚羽根遠心ポンプの瞬時羽根間圧力分布と変動ラジアルスラスト”, 日本機械学会論文集 B 編, Vol. 50, No. 451 (1984), pp.661-669.
- (4) 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).
- (5) 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).

- (6) Benra, F.-K., “Numerical and Experimental Investigation on the Flow Induced Oscillations of a Single-Blade Pump Impeller”, *Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering*, Vol. 128 (2006), pp.783-793
- (7) Benra, F.-K., “Application of Fluid/Structure Interaction Methods to Determine the Impeller Orbit Curves of a Centrifugal Pump”, *Proceedings of the 5th IASME/WSEAS International Conference on Fluid Mechanics and Aerodynamics*, Athens, Greece, (2007).
- (8) 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.
- (9) 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.
- (10) 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.
- (11) 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, 掲載決定.
- (12) 田中和博, 荒井通晴, 池尾茂, 松本洋一郎, “スクリー式遠心羽根車のラジアルスラスト”, ターボ機械, Vol. 17, No. 4 (1989), pp.215-221.
- (13) 石田郁夫, “遠心ポンプの半径方向推力低減時における一考察”, ターボ機械, Vol. 30, No.1 2 (2002), pp.741-746.
- (14) Worster, R. C., “The Flow in Volute and its Effect on Centrifugal Pump Performance”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, Vol. 177, No. 31 (1963), pp.843-876.
- (15) Stepanoff, A. J., “Centrifugal and Axial Flow Pumps”, (1967), John Wiley & Sons.
- (16) Biheller, H. J., “Radial Force on the Impeller of Centrifugal Pumps with Volute, Semivolute, and Fully Concentric Casings”, *Transactions of the ASME, Series A*, Vol. 87, No. 3 (1965), pp.319-323.
- (17) Agostinelli, A., Nobles, D., and Mockridge, C. R., “An Experimental Investigation of Radial Thrust in Centrifugal Pumps”, *Transactions of the ASME*, Vol. 82, No. 2 (1960), pp.120-126.
- (18) 今市憲作, 内田憲男, 白井俊明, “遠心ポンプの径方向推力に関する実験的研究”, 日本機械学会論文集 (第 2 部), Vol. 37, No. 294 (1971), pp.322-333.