ボリュートケーシング付き斜流ポンプの変動流体力*

清水 勇 人^{*1}, 加 藤 千 幸^{*1}
岡 村 共 由^{*2}, 小 松 健 彦^{*3}

Unsteady Hydraulic Force in Mixed-Flow Pump with Volute Casing

Hayato SHIMIZU, Chisachi KATO,
Tomoyoshi OKAMURA and Takehiko KOMATSU

The effect of an unsteady hydraulic force on an impeller of a mixed-flow pump with a double volute casing that has an unsteady pressure distribution is experimentally investigated to show the relationship between pressure fluctuation and unsteady radial and axial thrust. The results show that (1) the time averaged axial thrust is caused primarily by the total head of the pump and secondarily by the effect of the flow at gaps between the impeller and the casing, (2) the unsteady radial and axial thrust is induced by the change of instantaneous pressure distribution in the volute casing, (3) the pattern of this pressure distribution is characterized by the operating flow rate of the pump, and (4) the fluctuation amplitude of the radial thrust depends on the number of blades or the pump configuration, whereas, that of the axial thrust is independent of these factors.

Key Words: Fluid Force, Mixed-Flow Pump, Volute Casing, Unsteady Phenomena

1. 緒 言

河川の排水機場に用いられるポンプは、事業用地の確保難および有効利用、大深度地下利用などの観点から、ますます大容量小形化の傾向にある⁽¹⁾。これらのポンプにおいてよく用いられるものに、ボリュートケーシング付き斜流ポンプがある。特に渦巻室を二つに分けたダブルボリュート形式は、渦巻室舌部が軸対称の位置関係となり、ポンプ羽根車に働く半径方向推力を軽減する効果があるためよく用いられる。従来、ポンプ軸受の強度設計は平均的な半径方向推力を基準として行われてきた。しかしながら実際にはダブルボリュート形式の採用や大容量小形化等により半径推力の平均値に対して変動成分の振幅が相対的に大きなものとなっていると考えられるため、変動成分の詳細な検討が必要である。さらに排水機場全体の低振動・低騒音が望まれる現状においては、振動騒音の原因となるポンプ流体力の変動についてさらに詳しい検討が必要である。

一方、遠心ボリュートポンプ⁽²⁾や、ディフューザポンプ⁽³⁾⁽⁴⁾においてはボリュート舌部やガイドベーンと羽根車との干渉により発生する変動半径方向推力について比較的多くの研究が古くから行われている。これらの研究に比べ、ボリュートケーシング付き斜流ポンプではボリュート内の流れが三次元的で複雑となるので、変動推力の発生機構の解明が難しい。

そこで本研究では、ダブルボリュート付き斜流ポンプの羽根車に働く径方向および軸方向スラストの流体力とボリュートケーシング内の圧力脈動について、締切から全揚程0の点までの広範囲な流量域で、2種類の異なるポンプモデルについて、系統的に詳細な計測を行った。本論文では、位相平均の手法を用いることによって、複雑な現象のうち羽根車の回転周期に同期した現象のみを抽出し、検討した結果について報告する。

2. 実 験 方 法

2・1 供試ポンプ 実験に用いたモデル供試ポンプの概形を図1に示す。吐出し側のボリュートケーシングは矩形断面をもつもので、流路を二重にしたダブルボリュートケーシングとなっている。二つの流路の二つの舌部は、回転軸についてはほぼ対称な位置にく

* 原稿受付 1996年10月25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} (株)日立製作所土浦工場。

るようになっており、定常的に羽根車に加わる流体力はキャンセルされるようになっている。本研究においては異なる2台のモデルポンプについて実験を行ったがポリユートの形態等は両ポンプとも同様である。使用した二つのポンプの諸元は表1に示すとおりであり、おもな相違点はModel-1が4枚羽根であるのに対し、Model-2は5枚羽根である。

2・2 計測装置 Model 1, Model-2とも同一のポンプ試験ループに設置して実験を行った。この試験ループにはブースタポンプが設置されており、配管系の抵抗に打ち勝って大流量での試験が可能である。ポンプ流量はループ内のベンチュリ流量計により、ポンプ吐出し圧力は供試ポンプ吸込管および吐出し管の差圧をマノメータ微差圧計で測定して得ている。ここでのポンプ吐出し圧力はダブルポリユートのそれぞれの流路からの流れを合流させた後の壁面静圧を計測している。

次に図2にスラスト計測を行うロータ系の構造図を示す。ロータ系は羽根車、メカニカルシール、径方向軸受(径方向スラスト計測部)、軸方向軸受(軸方向ス

ラスト計測部)、回転トルク計およびフレキシブルカップリングを介して動力源であるモータに連結される。モータはインバータ制御により回転数を変化できるようにになっている。

軸方向スラスト計測部は図2に示すように軸受を上下に3箇所計6個のロードセルで保持している。この軸受は組合せアンギュラで軸モーメントを零とする構造である。上下のロードセルには締付けにより余荷重を与えてあるので軸受とロードセルは必ず接触しており、ロードセル出力に不感地帯ができないようになっている。また周方向3箇所のロードセルは組立時に同一の余荷重が加わるように調整してある。

同じく径方向スラスト計測部の構造は、軸受にはローラ軸受を用い、これを周方向4箇所からロードセルと軸方向がフリーとなることを介して支持している。径方向スラスト計測部も軸方向スラスト計測部と同様に組立時に4個のロードセルに同一の余荷重が加わるように調整してある。

これら二つの軸受部に配置した軸方向6個、径方向4個のロードセルの出力から羽根車に加わる流体力を計算する。

各計測装置のロードセル、圧力センサともすべてひずみゲージ式のものを使用しており、動歪計アンプで電気信号を得ている。各センサからの信号は、計測用ワークステーションのA-D変換器で同時に数値化され、リアルタイム処理で荷重および圧力に換算され、

Fig. 1 Test pump configuration

Table 1 Test pumps

	No. of blades	Impeller dia. [mm]
Model-1	4	261.8
Model-2	5	244.9

Fig. 2 Rotor system and thrust measurement apparatus

ワークステーション上のハードディスクに時系列離散データとして保存される。A-D変換器のサンプリング周波数は、5 kHzであるが、各入力信号にはカットオフ周波数1 kHz、-24 dB/oct.のローパスフィルタを掛けている。

2.3 データ処理方法 各センサからの出力信号は、圧力または力へワークステーション上でリアルタイムに換算され、ハードディスクにいったんロードされる。実験終了後ハードディスクに蓄えられた信号データに対して以下のようなデータ処理を行った。

まず一定時間分(本実験では10~30 s分)記録された信号数値列 f_i (添字 i は信号列の順番)を回転ピックアップからの信号を基に羽根車1回転分の信号列に区切る。いま全部で N 回の回転が検出されたとすると、 j 番めの回転における信号値の数が M_j であるとして、各1回転分に区切られた信号値列ごとに平均値 F_j を、

$$F_j = \frac{1}{M_j} \sum_{k=1}^{M_j} f_{S_j+k} \quad \left(S_j = \sum_{k=1}^j M_k \right) \cdots \cdots (1)$$

として求める。この各回転ごとの平均値 F_j をその1回転分の信号値列から差引き交流成分 $\tilde{f}_{S_j+k}$ のみを

$$\tilde{f}_{S_j+k} = f_{S_j+k} - F_j \cdots \cdots (2)$$

のようにとりだす。一方各回転ごとの平均値を全計測回転分平均し、これをその信号の平均値 F とする。次に、交流成分のみとなった全信号値 f_i の二乗平均の平方根を、

$$f_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{N_{\text{total}}} \sum_{i=1}^{N_{\text{total}}} \tilde{f}_i^2} \cdots \cdots (3)$$

変動信号の振幅としてRMS値 f_{rms} とする。このような処理を行うのは、羽根車1回転よりも長周期の変動を除外するためである。

最後に、各回転ごとに羽根車1回転分の位相を128等分し0~127までの各位相ごとの値を信号値列から線形補間を用いて得る。これを全計測回転にわたって各位相ごとに平均し0~127までの各位相の位相平均値を求める。

次に計測値の無次元化について説明する。まず、全計測結果について流量 Q [m³/min]は、無次元パーセント流量 q [%]

$$q = Q/Q_{\text{opt}} \cdot 100[\%] \cdots \cdots (4)$$

のように示す。ここで Q_{opt} [m³/min]はその回転数における最高効率点の流量を示す。同様にすべての圧力 P [Pa]は、最高効率点の吐出し圧力 H_{opt} [Pa]を用いて、

$$p = P/H_{\text{opt}} \cdots \cdots (5)$$

のように圧力比 p として示す。各流量におけるポン

プ吐出し圧力 $[Pa]$ についても同様に示す。ここで圧力 P はポンプ吸込圧力を零とするゲージ圧であるが、必要に応じて吐出し圧力を基準とした圧力で示す場合もある。

次に軸方向スラストの結果について次の式のようにして、軸スラスト係数 K_z として無次元化した。

$$K_z = F_z / (D^2 \cdot H_{\text{opt}}) \cdots \cdots (6)$$

ここで F_z [N]は計測された軸方向スラストの平均値または変動振幅、 D [m]は羽根車基準径である。

さらに軸方向スラストのときと同様に、径方向スラストについても径スラスト係数 K_r として、

$$K_r = F_r / (D \cdot B \cdot H_{\text{opt}}) \cdots \cdots (7)$$

のように無次元化する。ここで B [m]は羽根車基準出口幅、 F_r [N]は径方向スラストの平均値または変動振幅を示すが、径方向スラストは二つの方向成分 F_x と F_y に分けて計測される。そこで、それぞれ xy 方向成分 F_x と F_y の平均値と変動振幅を求めた後に、平均値と変動振幅について別々に

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \cdots \cdots (8)$$

のように二乗和の平方根をとり、径方向スラストの平均値または変動振幅としている。また必要に応じて xy の方向成分で示すときは径スラスト係数 K_x 、 K_y のように添字を付けて示している。

3. 結果および考察

スラスト力の計測は、Model-1について636, 900, 1273, 1780 min⁻¹の4種類の回転数で行った。またModel-2について、回転数は1273 min⁻¹のみであるが羽根車チップクリアランスを0.5 mmおよび1.0 mmの2種類に変えて行った。それぞれについて流量は、各回転数で最大効率点の流量を100%とした流量比で締切から0揚程点まで10%おきに流量を設定して計測した。モータ出力の制約より、回転数1780 min⁻¹のときの実験可能な最小流量比は60%、最大流量比は実験ループの流量測定装置の上限から155%までとなった。

圧力の計測は両モデルとも回転数は1273 min⁻¹のみで行った。このときの流量は、流量比で締切から0吐出し圧力点まで20%おきに流量を設定して計測した。

さらに各測定項目における誤差評価はANSI/ASME PTC 19.1にしたがって行い、以下表示できるものについては実験結果グラフ上にエラーバーの形で計測値とともに表示している。

3.1 ポンプ基本性能 図3にModel-1と

Fig. 3 Performance curve of test pumps

Fig. 5 Time averaged axial thrust (Model-2)

Fig. 4 Time averaged axial thrust (Model-1)

Model-2の、回転数 1273 min^{-1} における性能曲線をそれぞれ示す。またそれぞれのモデルポンプの最高効率点における流量および吐出し圧力を図3中に合せて示す。二つのポンプとも最高効率点流量が等しく、Model-1のほうがModel-2よりも最高効率点における吐出し圧力が大きい。またModel-1は、流量増加に対して吐出し圧力が単調減少であるが、Model-2では50~60%流量点付近に変曲点がある。Model-1について他の回転数の結果はここには示さなかったが、同様な無次元化を行うと性能曲線はほぼ一致した。またModel-2のチップクリアランスの差異についても同様である。

3・2 羽根車スラスト計測結果 Model-1について、軸方向平均スラスト係数を回転数をパラメータとして流量比に対してプロットしたのが図4である。またModel-2についてチップクリアランス0.5 mmおよび1.0 mmの結果を同様に図5に示す。図4、5からわかるように、どの場合においても、流量が大きくなるにつれて軸方向スラストが減少している。これは

羽根車入口出口の圧力差により生じる力が羽根車に軸方向スラストとして働くためである。

また、Model-1は流量増加に対して単調減少であるが、Model-2では60%流量点付近に極小値、80%流量点付近に極大値をもつ。これはポンプ基本性能のところで述べたように、性能曲線上にModel-1では変曲点がなくModel-2にあったことから、羽根車入口出口の圧力差つまり吐出し圧力の変化に起因していると考えられる。

さらに、図4のModel-1で各回転数についてみると、回転数が多いほど平均スラスト係数が大きくなっていて、どの流量点においても回転数ごとの差は同程度である。さらに図5のModel-2でチップクリアランス0.5 mmおよび1.0 mmのときについて比較すると、チップクリアランスの増加は軸方向平均スラスト係数を減少させる傾向があることがわかる。これらの場合における軸方向平均スラスト係数の差も、どの流量点においても同程度の割合である。一方、チップクリアランスにおけすきま流れは、すきまの大きさや形状と回転数に依存し、ポンプの運転流量にはあまり依存しないと考えられる。このことから、すきま流れによって生じた流体力の軸方向成分が、全流量域で一様に羽根車に働いていると考えられる。

以上に示したように、軸方向平均スラストは羽根車入口出口の圧力差により生じる力とすきま流れによって生じた流体力の和であると考えられる。

次に軸方向スラストの変動振幅の結果について、Model-1を図6に、Model-2を図7にそれぞれ示す。図6、7中プロットのパラメータのとり方は軸方向平均スラストのときと同様である。

両モデルとも、軸方向スラストの変動振幅は軸方向スラストの平均値と比較すると平均値(0.25以上)よ

Fig. 6 RMS amp. of axial thrust (Model-1)

Fig. 8 Time averaged radial thrust (Model-1)

Fig. 7 RMS amp. of axial thrust (Model-2)

Fig. 9 Time averaged radial thrust (Model-2)

りも小さく(0.2以下), 最高効率点付近の流量で極小値をとり, 60%流量点から締切点, および最大流量点付近で変動振幅が大きくなっていることがわかる。

またここでは Model-1 の回転数, および Model-2 のチップクリアランスによる差は, エラーバーで示した誤差を考えると, ほとんどないことがわかる。さらに, 図6と図7で両モデルについて比較すると, 最高効率点付近で Model-2 のほうが Model-1 よりも小さくなっており, Model-1 での最小振幅が Model-2 よりも高流量側にあること以外は, ほとんど同程度の振幅係数となっていることがわかる。いずれにしても軸方向スラストの変動振幅係数は, 平均軸方向スラスト係数の大きさよりも小さく, 異なるポンプ間であっても, 回転数を変化させてもほぼ同程度であることがわかった。

次に径方向スラストの計測結果についてみる。まず径方向スラストの平均値について, Model-1 での結果を図8に, Model-2 での結果を図9にそれぞれ示す。

ここでも軸方向スラストのときと同様に, Model-1 で異なる回転数に対する比較を, Model-2 でチップクリアランス変更による差を検討する。

まず図8より, Model-1 の平均径方向スラスト係数 K_r は流量には依存せずほぼ一定であり, 回転数の増加とともに減少していることがわかる。また平均スラスト係数の大きさは0.1以下である。Model-2 の結果については, チップクリアランス変更による平均径方向スラスト係数の差異は誤差以下であり, ほとんどないが, Model-1 とは異なり, 流量に依存した変化を示している。Model-2 の結果の流量に対する変化の傾向は, 締切点が最大となっており, 流量比100~140%の部分で極小値をとり, 150%以上で若干増加する。

次に径方向スラストの変動振幅についてみる。ここでも以上と同様に, Model-1 の結果として回転数に対する比較を図10に, Model-2 での結果としてチップクリアランス変更による差を図11にそれぞれ示す。

Fig. 10 RMS amp. of radial thrust (Model-1)

Fig. 11 RMS amp. of radial thrust (Mode-2)

す。

まず Model-1 の結果をみると、どの回転数においても径方向スラストの変動振幅係数は締切点が最大となっており、流量比 100~140% の部分で極小値をとり、150% 以上で若干増加する。流量比 100~140% の部分では、回転数が高いほど変動振幅係数は小さくなる傾向があるものの、それ以外の流量点では回転数の影響はほとんどない。

一方、Model-2 の結果についてみると、流量に対する変化の傾向は Model-1 と同じである。チップクリアランス変更による影響は、チップクリアランス 1.0 mm のもののみ、流量比 80~140% の最高効率点付近で大きな値を示しており、極小値が大流量側 (140%) 付近にある。これ以外は計測誤差を考慮すると、ほとんど差異はない。以上径方向スラストの計測結果についてまとめると、平均径方向スラスト係数は最大で 0.2 程度で、最小では 0.06 以下であるのに対して、径方向スラストの変動振幅係数は最大で 0.3~0.4、最小でも 0.1 以下と、どの流量でも変動振幅のほうが平均値よ

Fig. 12 Pressure sensor positions

Fig. 13 RMS amp. of pressure (Model-1)

りも大きくなっている。

3・3 圧力変動とスラストの関係 まずケーシング内の圧力測定は、回転軸回り、ほぼ 45° ごとに代表的な流路壁面にセンサを配置して行った。この中、代表例として、図 12 に示す 3 箇所での圧力について Model-1 の結果で代表して検討してみる。またそれぞれの計測点における圧力の平均値はポンプ吐出し圧力と同様な流量変化を示し、絶対値でも吐出し圧力に対して 10% の範囲に入っていたのでここでは省略する。

まず図 13 にそれぞれの計測点における圧力変動振幅の流量変化を示す。ここでもスラストの変動振幅と同様に流量比 100~140% の部分で最小となり、小流量側と大流量側で振幅が増している。またこの大流量側の変動振幅はケーシングの舌部に近いほど大きくなっている。

次にこの 3 点のうち、最も振幅の大きかったケーシング舌部について、振幅の周波数分布を図 14 に示す。ここでは、位相平均した波形をフーリエ変換して求め

Fig. 14 Frequency spectrum of pressure fluctuation

Fig. 15 Frequency spectrum of radial thrust fluctuation

ているので各回転数の整数倍の周波数成分のみが示される。また比較のため径方向スラストの変動振幅について同様な図を図15に示す。圧力の変動では、締切点近くの小流量域で、回転数と羽根枚数の積で表される NZ の周波数成分が卓越し、最高効率点付近では $2NZ$ や $3NZ$ 成分が現れる。一方、径方向スラストの変動振幅については小流量域で NZ の成分が卓越するだけで $2NZ$ や $3NZ$ 成分は現れてこない。圧力の変動振幅が大流量側で大きくなっているのに、周波数分布にこの影響が現れないのは、回転数の整数倍の成分以外のランダムな成分が発生しているためである。

最後に図16に上記3点での圧力変動の位相平均波形を代表的な流量点について示す。位相平均した波形では、締切点近くの小流量域で $4N$ の NZ 成分が卓越

Fig. 16 Phase averaged wave pattern

し、最高効率点付近では $8N$ の $2NZ$ 成分が現れる。高流量域でははっきりとした変動周期はなくなり振幅も小さくなっている。これらの傾向に加えて、締切点での波形には各位置で位相差があるが、最高効率点ではほぼ同様な位相となっている。このことは締切点近くでは周方向に圧力脈動が伝搬しているが、最高効率点では圧力脈動の伝搬はなく一様に圧力が変動していることを示している。

以上 Model-1 の結果についてみてきたが、Model-2 についてもほぼ同様な結果が得られた。ただし、Model-2 においては $Z=5$ であるから NZ 成分の実際の周波数は異なる。また Model-1 の径方向スラストでは、小流量域で NZ 成分が特に大きく、 $2NZ$ や $3NZ$ 成分はほとんどなかったが、Model-2 ではこれらの周波数成分も Model-1 の2倍程度あった。しかしながら位相平均波形でみると、同様な波形が1回転あたり5回(羽根枚数に等しい)現れており、 $2NZ$ や $3NZ$ 成分は高調波成分であり、波形のひずみに対応すると思われる。

以上得られた結果をまとめて圧力脈動とスラストの

変動について考察すると、ポリュート内の圧力脈動は、小流量域では周方向に位相差のある NZ 成分が卓越し、最大効率点付近では周方向に一樣な位相で $3NZ$ 成分が卓越し、大流量側では回転数の整数倍の周波数ではないランダムな成分が増加することがわかる。

4. 結 言

ダブルポリュート付き斜流ポンプについて、羽根車に働く変動流体力とポリュートケーシング内の圧力脈動について、羽根車形状、運転回転数、羽根車チップクリアランスを変えて詳細な計測を行い、以下の結論を得た。

(1) 軸方向スラストの時間平均値は変動振幅に比べ大きく、基本的にはポンプ吐出し圧力により発生し、これにチップクリアランスなどのすきま流れの影響が加わったものとなる。

(2) 径方向スラストの時間平均値は羽根車形状や運転回転数に依存するが、チップクリアランスには依存しない。

(3) 基本的に径方向および軸方向スラストの変動振幅は、ポンプの小流量運転時が特に大きく、最高効率点付近で最小、大流量域で若干大きくなる。

(4) 軸方向スラストの変動振幅は、運転回転数、

羽根車形状やチップクリアランスに依存しない。

(5) 径方向スラストの変動振幅は羽根車形状に依存するが、運転回転数やチップクリアランスには依存しない。

(6) ポリュート内圧力変動の周波数成分は、運転回転数 N と羽根枚数 Z の積 NZ の整数倍成分がおもである。

(7) ポリュート内圧力変動波形は、小流量側で周方向に位相差のある NZ 成分、最高効率点で位相のそろった $3NZ$ 成分、大流量側で N の整数倍で表せないランダム成分が卓越する。

(8) (7)に対応して径方向スラストの変動は小流量側で、 NZ 成分が卓越し、最高効率点では周波数に関係なく減少し、大流量側ではランダムな変動を示す。

文 献

- (1) 守田恒・丸三郎・中川明義, ターボ機械, 21-10(1993), 601-607.
- (2) 大橋秀雄, ターボ機械, 19-6(1991), 348-502.
- (3) 宇野美津夫・ほか5名, 機論, 61-586, B(1995), 2149-2156.
- (4) 今市憲作・内田憲男・白井俊明, 機論, 37-294(1971), 322-333.