遠心ポンプによる圧力脈動に関する研究*

(第2報, 配管系内の圧力分布とポンプ形状が 脈動に及ぼす影響の実験的検討)

後 藤 正 典^{*1}

Pressure Pulsation in a Centrifugal Pump-Piping System (2nd Report, Pressure Distribution in a Pipe and Effects of Pump Configuration on Pressure Pulsation)

Masanori GOTO

A centrifugal pump is assumed to have two characteristics for pressure pulsation: one is the generation of pulsation and the other is the propagation of waves. In this report, pressure distributions in a pump-piping system with the same pump as the first report are obtained by experiments, and are compared with calculated values based on the result of the first report. The pressure pulsation may be explained clearly based on the propagation and generation phenomena of pressure waves in a simple pipe system of reasonable length, instead of a pump. Effects of pump configuration on the pressure pulsation become clear by experiments using two dimensional centrifugal pumps which have a different divergent angle of the volute, clearance gap between an impeller and a tongue, and blade number.

Key Words: Fluid Vibration, Pressure Pulsation, Centrifugal Pump, Piping System, Configuration, Transfer Matrix, Blade-Passing Frequency

1. ま え が き

遠心ポンプの羽根車とボリュートの干渉によって生じる脈動に関する従来の研究^{(1)~(8)}は、配管系内の変動圧力を測定しているが、脈動に関する遠心ポンプの特性を明確に求めていない。そのため、脈動の加振力およびポンプの吸込口と吐出し口間の脈動量の関係が不明であり、配管系内の変動圧力分布を予測することはできなかった。さらに、ポンプ固有の特性が明らかでなかったため、ポンプ形状と脈動との関係は不明確であった。

第1報⁽⁹⁾では、遠心ポンプの脈動に関する特性を脈動発生特性と波動伝搬特性の二つに分離できるものと仮定し、後者を伝達マトリックスで表した。二次元形状の遠心ポンプを用いて、これらの特性の値を実験的に求めることにより、この仮定の妥当性を考察した。

本報では、まず前報とは異なる配管系で、遠心ポンプによるポンプ配管内の変動圧力の分布を測定し、次に羽根車の回転数を細かく変えて、配管内の変動圧力

の羽根通過周波数成分の振幅および位相を実験的に求めた。これらの実測値と、前報の特性の値を用いて計算で求まる変動圧力とを比較することにより、脈動に対する遠心ポンプの役割を明らかにするとともに、前報の仮定の検証を行った。また、遠心ポンプの脈動に関する特性のうち、波動伝搬の特性は管路で置き換え、その管路の途中で脈動が発生するような単純化を行ったモデルを用いてポンプ配管内圧力分布を求めることにより、ポンプによって生じる脈動現象をさらに詳細に解明した。

次に、ボリュート広がり角、ボリュート巻き始めすきま比、羽根枚数など、形状を種々変えた二次元形状の遠心ポンプを用いて、脈動発生特性および波動伝搬の特性を実験的に求め、脈動に及ぼすポンプ形状の影響を明らかにした。

2. 記 号

A : 管断面積
 a : 流体中の波動伝搬速度
 ρ : 流体密度
 f : 脈動の変動周波数
 η : 位相定数 $= 2\pi f/a$
 Z : 羽根枚数

* 昭和63年3月18日 関西支部第63期定時総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年8月3日。

^{*1} 正員、(株)荏原総合研究所 (〒251 藤沢市本藤沢4-2-1)。

図4 点 p_1 および点 p_0 における変動圧力 $P^*(f_{ZN})$

め、流体は第1報と同様に空気を用い、各回転数において最高効率点の流量で実験を行った。

実験は、まず吐出し配管長さ l_d を1.340 mとし、吸込配管長さ l_s を2.096 mと1.491 mの2とおりとし、羽根車回転数 N を780, 960, 1620 rpm, すなわち f_{ZN} を65, 80, 135 Hzの3とおりに変えて、配管内変動圧力の f_{ZN} 成分の振幅分布を求める。配管内の変動圧力は、管に沿って0.2 mごとに直径6.4 mmのマイクロホンを用いて測定し、信号解析器およびコンピュータにより、その振幅を得た。

次に配管長さを $l_s=0.499$ m, $l_d=1.321$ mおよび $l_s=1.102$ m, $l_d=0.522$ mの2とおりに変え、 f_{ZN} を50から155 Hzまで5 Hzずつ変えて、ポンプ吸込口に近い配管内の測定点 p_1 における変動圧力の f_{ZN} 成分 $P^*_{p1}(f_{ZN})$ の振幅および位相を求めるとともに、信号解析器によってポンプ吐出し口の変動圧力の f_{ZN} 成分 $P^*_{p0}(f_{ZN})$ の $P^*_{p1}(f_{ZN})$ に対する位相を求めた。

3.3 配管内の変動圧力の実験結果 図2および図3に、配管内変動圧力の f_{ZN} 成分の振幅分布を示す。また、第1報の実測値 h^* および[ZP]を用いて f_{ZN} 成分の圧力振幅を求め、同図に細線で示す。

$l_s=1.491$ m, $l_d=1.340$ m, $f_{ZN}=135$ Hzの場合を除いて、計算値と実測値はかなり一致している。振幅が非常に大きくなる共振点の近傍では、少しの周波数の違いで振幅が非常に大きく変化すること、共振点近傍における圧力振幅を定めるために必要な、配管およびポンプ内における波動の減衰を考慮していないこと、のために大きな違いがでてくる。

図4に $l_s=0.499$ m, $l_d=1.321$ mとし、羽根車回転数を細かく変えた場合の $P^*_{p1}(f_{ZN})$ の振幅と位相、および $P^*_{p0}(f_{ZN})$ の $P^*_{p1}(f_{ZN})$ に対する位相を示す。 $P^*_{p1}(f_{ZN})$ の位相は、羽根車羽根後縁がポリュート巻き始めを通

図5 点 p_1 における変動圧力 $P^*_{p1}(f_{ZN})$ の振幅

過するときを基準とし、ポリュート巻き始めで $P^*_{p1}(f_{ZN})$ が最大になるときまでの位相の進み量を意味する。位相はコヒーレンスが0.9以上の結果だけを示す。 $P^*_{p1}(f_{ZN})$ の振幅は68および125 Hzで大きく、ここに配管系内の流体の1次および2次の共振点がある。両共振点の近傍で $P^*_{p1}(f_{ZN})$ の位相が約 180° 変化する。また、55 Hz近傍でも位相が大きく変化する。 $P^*_{p0}(f_{ZN})$ の $P^*_{p1}(f_{ZN})$ に対する位相は、70から90 Hzの間と118 Hz近傍で約 180° 変化する。

図5に $l_s=1.102$ m, $l_d=0.522$ mとし、羽根車の回転数を変えた場合の $P^*_{p1}(f_{ZN})$ の振幅を示す。68および155 Hzにある振幅の山は配管系内の流体の1次および3次の共振点である。2次の共振点では点 p_1 で圧力の節となるため、図に振幅の山は現れない。

図4および図5に、第1報の特性値を用いて計算した結果を実測値と比較して実線で示す。このように、実測値と計算値は振幅、位相ともよく一致しており、本研究で示した脈動モデルを用いれば、実際の脈動現象をよく表すことが可能で、遠心ポンプの脈動に関する特性を h^* および[ZP]で代表することにより、配管内の変動圧力分布を求めることができる。

3.4 単純化したモデルによる脈動現象の説明

本研究で示した遠心ポンプの脈動モデルをさらに明確に理解し、脈動現象を解明するため、式(1)をさらに単純化する。式(1)中の波動伝搬の特性は、第1報で示す基本のポンプでは、周波数の高い領域を除くと、断面積が一定の管路の特性と同じ形をしている。そのため、ここでは第一近似として、この特性を断面積一定で損失のない管路の特性で置き換える。また、式(1)中の脈動発生項は、通路の途中の一断面の前後で流量差はなく、圧力差のみが変動するような脈動源があることに対応する。このように単純化したモデルを、図4で示した実験条件の場合に適用して、検討を行った。

その際、ポンプの等価長さは、伝達マトリックスの中の ZP_1 が断面積一定の管路の場合 $\cos \eta l$ となることから求めて 0.800 m とし、脈動源の位置はポリュート巻き始めでポンプ吐出し口から 0.140 m とし、配管の開口端補正長は 0.035 m として計算した。

ポンプ配管系内の変動圧力の f_{ZN} 成分の変化する様子を図6に示す。また、 f_{ZN} を変えたときの $P_{p1}^*(f_{ZN})$ の振幅と位相および $P_{p0}^*(f_{ZN})$ の $P_{p1}^*(f_{ZN})$ に対する位相を、図4中に破線で示す。第1報で示したように $h^*(f_{ZN})$ の位相が約 190° であることを考慮すると、ポンプ吐出し管出口端からできる変動圧力の定在波の腹が脈動源の位置に来る 56.8 Hz までは、 $P_{p1}^*(f_{ZN})$ の位相は約 10° となり、 $P_{p0}^*(f_{ZN})$ の $P_{p1}^*(f_{ZN})$ に対する位相は 180° となる。その後 f_{ZN} を上げると、ポンプ配管系内の流体の1次の共振周波数 63.2 Hz まで $P_{p1}^*(f_{ZN})$

の振幅は増加し、位相は約 190° となり、 $P_{p0}^*(f_{ZN})$ は $P_{p1}^*(f_{ZN})$ と同位相となる。 f_{ZN} が1次の共振周波数以上になると、 $P_{p1}^*(f_{ZN})$ の振幅は減少し、位相は約 10° になる。しかし、 $P_{p0}^*(f_{ZN})$ の位相も同時に変わるため、 $P_{p0}^*(f_{ZN})$ の $P_{p1}^*(f_{ZN})$ に対する位相は変わらない。

さらに f_{ZN} を上げるにより、ポンプ吸込管入口端からできる変動圧力の定在波の腹が脈動源の位置に来る 71.2 Hz で、 $P_{p0}^*(f_{ZN})$ の位相が 180° 変わるため、 $P_{p0}^*(f_{ZN})$ の $P_{p1}^*(f_{ZN})$ に対する位相は 180° となる。その後2次の共振点である 126.4 Hz まで $P_{p1}^*(f_{ZN})$ の振幅は増加し、位相は約 10° となる。ポンプ吐出し管出口端からできる変動圧力の定在波の節が点 p_0 の位置になるまでは、 $P_{p0}^*(f_{ZN})$ の $P_{p1}^*(f_{ZN})$ に対する位相は 180° となる。さらに f_{ZN} が増加すると、 $P_{p0}^*(f_{ZN})$ は $P_{p1}^*(f_{ZN})$ と同位相となる。2次の共振周波数より f_{ZN} が増加すると、 $P_{p1}^*(f_{ZN})$ の振幅は減少し、位相は 180° 変わる。その後、ポンプ吐出し管出口端からできる変動圧力の定在波の腹が脈動源の位置に来るまでこの状態が続く。

図4と図6とで現象が変化する周波数に少し違いはあるが、ポンプを管路とその途中の脈動源で単純化した方法で、上記のように実際の脈動現象をかなり明確に説明できる。

4. 脈動に及ぼすポンプ形状の影響

4.1 実験装置および方法 第1報と同じ方法を用いて、種々の二次元形状の遠心ポンプの波動伝達マトリックス $[ZP]$ およびポンプの発生する変動圧力 h^* を求める。前節で使用したポリュート広がり角 $\alpha = 5.0^\circ$ 、ポリュート巻き始めすきま比 $\delta/D_2 = 5.0\%$ 、羽根枚数 $Z = 5$ 枚の場合を基準とし、それぞれ他の形状を同じまま、 α を $2.5^\circ, 5.0^\circ, 8.0^\circ, 10.5^\circ$ の4とおり、 δ/D_2 を $5.0\%, 7.5\%, 10.0\%$ の3とおり、羽根枚数を3, 5, 7の3とおりに変え、ポンプの形状の諸因子が脈動

図6 単純化したモデルによる脈動現象の説明

図7 ポリュート形状

に及ぼす影響を調べた。図7に α を変えたときのポリュート形状を図示する。第1報で示したように、 $[ZP]$ に及ぼす回転数の影響は少ないので、 $[ZP]$ を求める時は羽根車を停止して実験した。また、 h^* を求めるときは、各回転数において最高効率点の流量で実験を行った。

4.2 実験結果

(a) ポリュート広がり角の影響 δ/D_2 を5.0%とし、 α を2.5°~10.5°に変えた場合の $[ZP]$ を、 $fD_2/a=0\sim0.12$ の範囲について図8に示す。また、 h^* の f_{ZN} 成分 $h^*(f_{ZN})$ については図9に示す。 ZP_1 の実数部は、 fD_2/a がこの実験の範囲では、 fD_2/a が大きくなるにつれて単調に減少し、 α が大きいほど値は大きい。 ZP_2 の虚数部は下に凸となり、 α が大きいほど極小点の fD_2/a は小さく、極小値は大きくなる。 ZP_3 の虚数部は α が大きくなってくると極小値が見られ、 α が大きいほど極小値は小さくなる。 α が2.5°の場合は単調に減少しており、 fD_2/a の大きいほうでばらつきが大きい。ポリュート断面積で比較すると、通常のポンプでは α は5.0°~8.0°程度であり、 α が2.5°の場合は吐出し口断面積が相当小さい。ポンプ内をポリュート巻きじまいから吐出し口までの下流部とそれ以外の部分に分け、下流部の波動伝達マトリックスを管路の

式(3)で表すと、式中の $-j(A/A_s)\sin\eta l$ の項は零に近づき、 ZP_3 の虚数部に及ぼす下流部の影響が相対的に小さくなるため、このような現象になったものと思われる。 ZP_4 の実数部は単調に減少し、 α が大きいほど小さい。

佐野は $[ZP]$ を等価な管路長と等価な管断面積で代表しており⁽⁷⁾、式(3)と同じ形で与えている。 α による $[ZP]$ の変化の傾向は、管断面積が変化した場合と傾向は似ている。 α が大きくなると、ポリュートの流線に沿って流れる流速が遅くなり、管断面積が大きくなったことに対応するためと思われる。しかし、周波数が高くなると ZP_1 は式(3)からずれ-1.0以下になること、 ZP_1 と ZP_4 の傾向が異なることなど、相違が見られる。

$h^*(f_{ZN})$ の振幅は α が大きくなるにつれて単調に減少する。 α が大きくなるにつれて羽根車からポリュート吐出し口の中央流線までの距離が長くなり、羽根間の圧力差が中央流線に伝わるまでに圧力が平均化し変動量が小さくなるためであろう。 $h^*(f_{ZN})$ の位相は、羽根車羽根後縁がポリュート巻き始めを通過するときを基準とし、ポリュート巻き始めで $h^*(f_{ZN})$ が最大にな

(a) ZP_1 に及ぼす α の影響

(b) ZP_2 に及ぼす α の影響

(c) ZP_3 に及ぼす α の影響

(d) ZP_4 に及ぼす α の影響

るときまでの位相の進み量を意味する。 $h^*(f_{ZN})$ の位相は、 α が 2.5° および 5.0° のように小さいポリュートでは fD_2/a が0.08までほぼ一定であるが、 α が大きくなると fD_2/a が0.06以上で急速に位相の進み量が小さくなる。

(b) ポリュート巻き始めすきま比の影響 α を 5.0° とし、 δ/D_2 を5.0%から10.0%に変えたときの $h^*(f_{ZN})$ を図10に示す。 δ/D_2 が小さいほど $h^*(f_{ZN})$ の振幅は大きくなる。 δ が小さいほどポリュート巻き始めにあたる羽根車からの変動流は強くなり、圧力変動も大きくなる。松村は⁽¹⁾シングルポリュートの場合について、また、中田ら⁽²⁾はダブルポリュートで、ポリュート巻き始めのすきま比と圧力脈動の振幅の関係を実験的に求めており、これは $h^*(f_{ZN})$ の振幅と同様の傾向を示す。 $h^*(f_{ZN})$ の位相は δ/D_2 によってあまり変化しない。 $h^*(f_{ZN})$ の位相は主に羽根とポリュート巻き始めの相対的位置によるためであろう。

(c) 羽根枚数の影響 α を 5.0° 、 δ/D_2 を5.0%とし、 Z を3と5枚に変えたときの ZP_1 および ZP_2

を図11に示す。 ZP_1 および ZP_2 に示すように羽根車の形状が波動伝搬の特性に及ぼす影響は少ない。これはポンプ内の平均的な流れが、羽根車の羽根枚数によってあまり変化しないこと、羽根の体積がポンプ内流体体積と比較して小さいことによるであろう。 Z を3~7枚に変えたときの $h^*(f_{ZN})$ の変化を図12に示す。 Z が $h^*(f_{ZN})$ に及ぼす影響は大きい、羽根枚数が少な

(a) ZP_1 に及ぼす Z の影響

(b) ZP_2 に及ぼす Z の影響

図 11

図 9 $h^*(f_{ZN})$ に及ぼす α の影響

図 10 $h^*(f_{ZN})$ に及ぼす δ/D_2 の影響

図 12 $h^*(f_{ZN})$ に及ぼす Z の影響

いほど羽根から出る変動流の強さが大きくなり、 $h^*(f_{ZN})$ の振幅は大きくなる。

5. 結 論

まず、遠心ポンプの脈動に関して、波動伝搬の特性と脈動発生の特性の二つに分けられることを示した第1報に引き続き、本報においては、配管内の圧力分布の検討を行うとともに、種々な二次元形状の遠心ポンプを用いて、波動伝搬の特性と脈動発生の特性を求めた。次に、得られたおもな結果を示す。

(1) 遠心ポンプの脈動に関する特性のモデルが正しいことを検証し、配管系内の変動圧力が計算から求まることを確認した。

(2) 遠心ポンプの脈動に関する特性のうち、波動伝搬の特性は管路の特性で代表し、その管路の途中の一断面で断面前後の圧力差が変動する脈動が発生するような単純化を行うことにより、実際の脈動現象をかなり明確に説明できる。

(3) ポリユート広がり角 α は波動伝搬の特性および脈動発生の特性に大きく影響する。波動伝達マト

リックス [ZP] は管断面積が変化した場合と同じ傾向を示す。ポンプが発生する変動圧力 $h^*(f_{ZN})$ は α が大きくなると小さくなる。

(4) ポリユート巻き始めすきま比 δ/D_2 が小さくなると $h^*(f_{ZN})$ は大きくなる。

(5) 羽根枚数 Z が [ZP] に及ぼす影響は少ない。 Z が $h^*(f_{ZN})$ に及ぼす影響は大きく、 Z が少ないほど $h^*(f_{ZN})$ は大きい。

本研究の遂行にあたり、種々の助言をいただいた横浜国立大学の豊倉富太郎教授に対して、深く感謝の意を表す。

文 献

- (1) 松村, 機誌, 81-712, (昭53), 217.
- (2) 中田・ほか3名, エハラ時報, 111 (昭55), 2.
- (3) 近藤, ターボ機械, 9-9 (昭56), 519.
- (4) 佐野, 機論, 49-440, B (昭58), 828.
- (5) 佐野, 機論, 50-458, B (昭59), 2316.
- (6) 佐野, 機論, 51-461, B (昭60), 115.
- (7) 佐野, 機論, 52-474, B (昭61), 578.
- (8) Desmet, B., ほか1名, IAHR, 13th Symposium Montreal Canada, 18 (1986-9).
- (9) 後藤, 本論文集 1364 ページ.