流量変動を受ける動圧浮上血液ポンプの動特性と安定性*

中 村 陽 一^{*1}, 塚 本 寛^{*2}Dynamic Characteristics and Stability of a Centrifugal Blood Pump with
Hydrodynamic Levitation under Flow FluctuationYoichi NAKAMURA^{*3} and Hiroshi TSUKAMOTO^{*3} Department of Biological Functions and Engineering, Kyushu Institute of Technology,
2-4 Hibikino, Wakamatsu-ku, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 808-0196 Japan

In this paper, we describe the stability of a centrifugal blood pump with hydraulic levitating bearings in pulsatile flow, since the ventricular assist device (VAD) set downstream of heart is affected by the pulsation. The test pump was developed for VAD using conical spiral groove bearings. The flow through the pump was excited from 0.25 to 3.0 Hz by oscillator driver in the circulatory system. The rotational speed, flow rate, total pressure rise and displacement of rotor from casing center were measured to study stability of test pump. The stability test was done for the whirling motion of impeller and the conditions for stability of the blood pump were determined by the dynamic characteristics test. The results showed increasing whirling motion with increasing fluctuating frequency.

Key Words: Unsteady Flow, Turbomachinery, Fluid Machinery, Stability, Fluid Force, Blood Pump, Artificial Heart, Whirling Motion, Dynamic Characteristics

1. 序 論

近年の血液ポンプには、小型化・高性能化の容易なターボ式の血液ポンプが多く開発されている。これは、血栓の発生原因となるシール部を持たない非接触の磁気浮上軸受^{(1)~(3)}や、動圧浮上軸受⁽⁴⁾⁽⁵⁾の採用により、長期間の運用に耐えられるようになったためである。特に、動圧浮上軸受を用いた血液ポンプは、磁気軸受を用いたものに比べ、外部電力を必要とせず、メンテナンスフリーであるため、長期の体内埋め込みに有利である。しかし、動圧浮上軸受は、羽根車自体が回転しなければ非接触保持が出来ず、低い回転速度では保持力が低下するため、羽根車は不安定な状態に陥る。また、補助心臓として用いられる血液ポンプは、心臓と直列に配置されることが多く、心臓が発する流量変動の影響を受ける。そのため、血液ポンプでは、ポンプ性能としての安定性と羽根車運動としての安定性の両方を把握しておく必要がある。

従来の血液ポンプに関する研究では、基本的なポンプ性能や血液に対する変性についての研究が中心であり、血液ポンプの動特性や流体力について調べているものは少ない。動的な性能に関しては、Yoshino and Akamatsu⁽¹⁾がポンプの回転速度変動下で抵抗やコンプライアンスに着目してポンプ非定常特性を理論的・実験的に調べている。しかし、供試ポンプが磁気浮上型であり、回転速度で保持力の変化する流体浮上型に対してその結果の流用の適否は不明である。

その他の研究は、ポンプシステムの自励振動時の羽根車の挙動に関する考察^{(3)~(6)}が主であり、流量変動下でのポンプ性能の安定性を調べたものはない。

本研究では、動圧浮上軸受の一種であるコニカルスパイラルグループ軸受をもつ遠心型血液ポンプを試作し、羽根車運動およびポンプ動特性を調べた。動特性試験装置によって、ポンプ流量を正弦状に変動させ、ポンプ出入口圧力や流量の時系列データに伝達マトリックス法^{(7)~(9)}を適用してポンプ動特性の安定判別を行った。同時に、流量変動を伴う動的条件下での羽根車運動の安定性を調べることで、安全な運転範囲を調べた。

* 原稿受付 2008年6月24日。

^{*1} 正員, 九州工業大学大学院生命体工学研究科(〒808-0196 北九州市若松区ひびきの2-4)。^{*2} 正員, フェロー, 九州工業大学大学院生命体工学研究科。
E-mail: nakamura-youichi@edu.life.kyutech.ac.jp

2. 記号

- A : 断面積 [m²]
 f : 強制周波数 [Hz]
 G_{ij} : 伝達マトリックス
 g : 重力加速度 [m/s²]
 H : 全揚程 [m]
 h : 圧力変動振幅 [m]
 L : 代表流線長さ [m]
 L_{eq} : 等価管路長 ($= \int_{x=0}^L \{A_0/A(x)\} dx$) [m]
 N : 回転速度 [min⁻¹]
 P : 動力 [W]
 P_w : 水動力 [W]
 p : 圧力 [Pa]
 Q : 流量 [m³/s]
 t : 時間 [s]
 u : 羽根車周速度 [m/s]
 v_m : 子午面速度 [m/s]
 x, y : A-A 平面座標系 [m] (図1)
 Z_p : ポンプインピーダンス [s/m²]
 ε : 偏心率 ($= \sqrt{x^2 + y^2}$) [m]
 η : 効率 [式(4) 参照]
 θ : $= \tan^{-1}(y/x)$ [rad]
 ρ : 密度 [kg/m³]
 σ : ε の標準偏差 [m]
 ϕ : 流量係数 [式(3) 参照]
 ψ : 揚程係数 [式(2) 参照]
 Ω : ふれまわり運動回転角速度 [rad/s]
 Ω/ω : ふれまわり速度比
 ω : 羽根車の回転角速度 [rad/s]

添字

- D : 設計点
 d : ポンプ吐出し口
 M : モータ
 p : ポンプ
 qs : 準定常
 s : ポンプ吸込口
 V : 電力計測定値
 2 : 羽根車出口

3. 供試ポンプ

図1に供試ポンプ断面図を示す。供試ポンプは、羽根車外径が40mmで、産業用ポンプに準じて設計された⁽¹⁰⁾。ただし、血栓防止の観点から血液とポンプとの接触面積を減

らすため、意図的に流路幅が狭くされている。動圧浮上軸受として、円錐台面に螺旋状の溝を生成したコンカルスパイルグループ軸受(CSGB)を羽根車の前と後に配した。CSGBは斜面にすべり面が存在するため、軸方向と半径方向を同時に保持でき、その上、構造も単純化できる。軸受形状はMuijdeman⁽¹¹⁾による実験近似式と予備実験⁽¹⁰⁾によって決定した。

4. 実験装置

実験装置の概略を図2に示す。供試ポンプは、インバータで回転制御されたモータにより駆動される。作動流体は水で、加振装置に接続された圧力室から、供試ポンプ、電磁流量計、流量調節弁を経て、リザーバに戻る閉ループで構成されている。半導体式圧力変換器で検出されたポンプ吸込口及び吐出し口の圧力は、アンプにより増幅され、データロガーに記録される。模擬拍動としての流量変動には、ギアモータにより駆動されるスライダークランク機構を使用し、これにより周波数 $f=3$ Hzまでの正弦状の流量変動を発生させることが出来る。ポンプ効率の計測には、効率が既知なモータへの入力電力から二電力計法により求めたモータ軸動力を使用した。図3に示すような、羽根車のケーシング中心からの変位 (x, y) は、渦電流式変位センサにて検出される。図4は、取得されたデータ波形の時間履歴を示している。

5. 安定判別法

入出力の状態量が微小変動している場合、ポンプの動特性によってはポンプ全体が加振源となり、ある周波数において振動振幅が増幅される場合がある。これは、ポンプの動的な不安定性が管路系の減衰効果を上回る場合に生じる。ポンプの動特性を解析するには、

1. Impeller, 2. Conical spiral groove bearing,
 3. Coupling magnets, 4. Rotor, 5. Pump casing,
 6. Suction port, 7. Discharge port,
 8. Eddy current displacement sensor

Fig.1 Cross sectional view and coordinate system of test pump.

本実験の範囲では、線形性が保たれている。

また、加振機によって強制周波数 f で流量を変動させた場合、測定量には、管路特性や流体の圧縮性など、強制周波数以外の影響が考えられる。そこで、図6では、流量に対する吸込および吐出し圧力、 p_s および p_d と強制周波数 f の相関をコヒーレンスで示している。それぞれが1に近い値となっているので、本試験では、全強制周波数域で外部の影響を考えることなく加振機による流量変動との関係を考えてよい。

6. 結果と考察

6・1 静特性試験 供試血液ポンプの静特性試験を行い、次式で整理した。

$$\psi = \frac{H}{u_2^2/g} \quad \cdots(2)$$

Fig. 6 Coherence function between input Q and output p_s and p_d ($\phi/\phi_D = 1.0$, $N = 3000 \text{ min}^{-1}$).

Fig. 7 Pump characteristic of test pump.

$$\phi = \frac{v_{m2}}{u_2} \quad \cdots(3)$$

$$\eta_p = \frac{P_w}{P_M} = \frac{\rho g Q H}{\eta_M P_v} \quad \cdots(4)$$

図7は特性曲線を示している。製作した血液ポンプは回転速度 3000 min^{-1} の運転条件において、設計流量 5 L/min で全揚程 2.6 m (190 mmHg)、最大流量は 8 L/min 、最大全揚程 3.2 m (233 mmHg)であった。性能曲線は全流量域で右下がりの傾向を持ち、静的に安定であり、補助人工デバイスとして、十分利用可能である。ポンプ効率設計流量付近で0.14程度と、市販ポンプに比べて低い値となった。

図8は各回転速度での羽根車中心 O の y 方向時間平均偏心位置とその標準偏差 σ_y を示している。本ポンプでは、羽根車の回転速度を上げると羽根車はふれまわりながら浮上し、原点より $y = 200 \mu\text{m}$ 上方にて偏心する。また、回転速度 $N < 750 \text{ min}^{-1}$ では、ふれまわりが大きくなるが、運動は発振することなく、ポンプ自体

(a) Displacement y .

(b) Standard deviation of y .

Fig. 8 Whirling motion of impeller for various rotational speeds.

の運転に支障は出ていない。図9には、羽根車の変位測定によって得られたふれまわり速度比 Ω/ω を示している。供試ポンプの Ω/ω は、回転速度に依らず一定の値をとり、その値は約0.1となった。この値は、Suzukiら⁽⁶⁾によれば、流体力が励振的に作用する領域であり、流体力による振動が懸念されるが、本研究では、ふれまわりの大きさ σ そのものが小さく自励振動が発生するまでに至っていない。

6・2 流量変動の羽根車挙動への影響 前述のように、供試ポンプの羽根車は、ふれまわり運動をしながら運転されている。そのため、羽根車には、ふれまわりによる流体力が作用することになる。血液ポンプは拍動を受ける場合であっても安全に運転されなければならない。図10には、流量変動下における羽根車中心のケーシング中心からの変位 ε のふれまわりを標準偏差 σ で示している。強制周波数が大きくなるほど、また、回転速度が遅いほど、ふれまわりの大きさを示す σ が大きくなる。よって、強制周波数の増加と共に、羽根車のふれまわり振幅が大きくなる。また、強制周波数 $f=1\text{ Hz}$ を超えると振幅の増加が大きくなる。

これらのことから、流量変動のない場合では問題なく作動していても、流量変動時には、羽根車のふれまわりが大きくなり、羽根車の運動に影響を与えることがわかった。特に、強制周波数が約1 Hzより大きくなるとその影響が顕著になる。但し、本実験の範囲内では発振はしていない。

6・3 流量変動下でのポンプ性能への影響 前節までで、変動流量によって羽根車のふれまわりが大きくなることが示された。ふれまわり運動が大きくなった時のポンプ性能を考慮すべきである。そこで、動特性試験では各回転速度での動特性を測定し、供試ポンプの運転限界について調べる。図11は動特性試験結果の一例である。図には、回転速度 3000 min^{-1} で、流量

比1および0.5の時の、 $\text{Re}(Z_p)$ と $\text{Im}(Z_p)$ の強制周波数 f との関係が示されている。 $\text{Re}(Z_p)$ は0 Hzでは静的な $Q-H$ 特性の勾配を示しており、 $\text{Re}(Z_p)$ の値が負になるとポンプは不安定になる。強制周波数 f の増加と共に $\text{Re}(Z_p)$ も増加している。但し、低流量域($\phi/\phi_0=0.5$)では、傾きが極端に小さく、さらに強制周波数 $f \geq 2\text{ Hz}$ で傾きが逆転し、 $\text{Re}(Z_p) < 0$ となり、不安定となっている。

$\text{Im}(Z_p)$ は、ポンプ管路に含まれる液体の慣性、すなわち管路効果を表している。これらは、通常、吐出し流量や回転速度に依らず、周波数増加と共に増加する。しかし、強制周波数 $f > 1\text{ Hz}$ でポンプ内の粘性抵抗より慣性抵抗の影響が大きくなってポンプの等価長さが低下するため、 $\text{Im}(Z_p)$ の f に対する傾きが変化する⁽¹²⁾。また、 $f < 1\text{ Hz}$ では、流量によって符号が変化している。イナータンスは管路内の液体の慣性であるから次の式で表される。

$$\text{Im}(Z_p) = \frac{\tilde{P}_s - \tilde{P}_d}{\tilde{Q}} = -\frac{1}{g} \frac{L_{eq}}{A} \quad \cdots (5)$$

ここで、 $L_{eq} = \int_{x=0}^L \{A_0/A(x)\} dx$ はポンプ内の等価管路長であり、ポンプ内流路の代表流線において、 A_0 は代表断面積、 A は各断面での断面積である。上式の中で符号が容易に変化するのは流速 $Q (=Av_m)$ であると考えられるので、低流量側($\phi/\phi_0=0.5$)において、 $f < 1\text{ Hz}$ で、傾きが正となるのは、ポンプ内で逆流が起こっている可能性がある。

通常、安静にしている人の拍動は60-90 bpmが一般的な値と言われる。図12は、安静時60 bpmに相当する強制周波数1 Hzに対して、 $\phi/\phi_0=0.5$ および1.0における羽根車回転速度とレジスタンスの関係を示している。比較のため、準定常変化を仮定した場合(すなわち、

Fig. 9 Whirling ratio of test pump for various rotational speeds.

Fig. 10 Whirling motion of impeller for various fluctuating frequencies.

定常性能曲線から求めた値)も併記されている。

本研究の範囲では、脈動下に置かれたポンプの性能は、羽根車回転速度が小さくなるとレジスタンスが低下し不安定になりやすい状況と言える。また、強制周波数 1 Hz のとき、低回転速度でのレジスタンスは準定常値とほとんど差がないため、準定常としての扱いが可能である。但し、低流量では $Re(Z_p)$ の値が小さいため、前述のイナータンスに関する考察のように、低流量域では、供試ポンプ内で逆流が起こっている可能性がある。生体内では常に抵抗が変化し、血液ポンプ系内の流動抵抗が大きくなるような状況が発生しやすい。よって、血栓や溶血を招く恐れがある逆流の発生は避けなければならない、改善の余地がある。

本研究の範囲内では、供試ポンプは、流量変動下では、低回転速度での運転や低流量域で、ポンプ性能が

(a) Pump resistance.

(b) Pump inertance.

Fig. 11 Pump impedance of test pump for various fluctuating frequencies; $N = 3000 \text{ min}^{-1}$.

不安定になりやすいことがわかった。これは、軸受反力低下に依るものとポンプ内の流動状態が関係していると考えられる。

ポンプ内部流れ、ふれまわり及び流体力の実測と動特性の関係をさらに検討することで不安定要素の把握が出来、より安全なシステム運用が期待できる。

7. 結 論

CSGB 動圧浮上軸受を用いた遠心式血液ポンプの動的安定性を評価するために、流量変動の影響について、羽根車振動とポンプ性能の安定性の二つの観点から検討を行った。以下に主な結論を述べる。

- (1) 静特性試験の結果、供試ポンプは、回転速度 3000 min^{-1} で流量 5 L/min で全揚程 2.6 m (190 mmHg)、最大ポンプ効率 は約 0.14 であった。
- (2) ふれまわり速度比 Ω/ω は回転速度に依らず約 0.1 であり、励振的な流体力が作用する可能性がある。しかし、本実験の範囲内では、発振はしなかった。
- (3) 脈動がない状態では、 $N \geq 750 \text{ min}^{-1}$ において、ふれまわりは小さい。しかし、流量変動下では、ふれまわりは大きくなる。回転速度が遅いほど、また、低流量であるほど、ふれまわりが大きくなる度合いが大きい。
- (4) ポンプ性能は、流量変動下で、ポンプレジスタンスが増加する。しかし、 $\phi/\phi_D = 0.5$ では、強制周波数 $f > 2 \text{ Hz}$ で、レジスタンスが負となり不安定になる。
- (5) 強制周波数 $f = 1 \text{ Hz}$ でのポンプレジスタンスは、羽根車の回転速度が増加すると大きくなるが、 $\phi/\phi_D = 0.5$ では、レジスタンスの値は小さく、羽根

Fig. 12 Pump resistance for various rotational speeds; $f = 1 \text{ Hz}$.

車の回転速度が大きくても不安定になる可能性がある。

以上の事により、羽根車回転速度の低下と流量変動によって、ふれまわりの増大や、ポンプ性能が不安定な状態になることが示された。おわりに、本研究を進めるにあたり、有益な助言をいただいた、九州工業大学工学研究院 宮崎康次准教授、また、初期の試験装置製作に尽力いただいた鶴田勇樹氏に心からの感謝の意を表します。

文 献

- (1) Yoshino, Y. and Akamatsu, T., Performance and Characteristics of Magnetically Suspended Centrifugal Blood Pump, *Trans. JSME, Ser. B*, Vol. 60, No. 579 (1994), pp. 3687-3692.
- (2) Asama, J., et al., A Compact Highly Efficient and Low Hemolytic Centrifugal Blood Pump with a Magnetically Levitated Impeller, *Artificial Organs*, Vol. 30, No. 3 (2006), pp. 160-167.
- (3) Asama, J., et al., Dynamic Characteristics of a Magnetically Levitated Impeller in a Centrifugal Blood Pump, *Artificial Organs*, Vol. 31, No. 4 (2007), pp. 301-311.
- (4) Ochiai, Y., et al., In Vivo Hemodynamic Performance of the Cleveland Clinic CorAide Blood Pump in Calves, *The Annual Thoracic Surgery*, Vol. 72 (2001), pp. 747-52.
- (5) Chung, M., et al., Experimental Determination of Dynamic Characteristics of the VentrAssist Implantable Rotary Blood Pump, *Artificial Organs*, Vol. 28, No. 12 (2004), pp. 1089-1094.
- (6) Suzuki, T., et al., The Rotordynamic Fluid Forces on an Artificial Heart Pump Impeller in Whirling Motion, *Trans. JSME, Ser. B*, Vol. 73, No. 725 (2007), pp. 205-212.
- (7) Anderson, D.A., Blade, R.J. and Stevans, W., Response of a Radial-Bladed Centrifugal Pump to Sinusoidal Disturbances for Noncavitating Flow, *NASA TN D-6556* (1971).
- (8) Kawata, Y., et al., System Instability Caused by the Dynamic Behavior of a Centrifugal Pump at Partial Operation, *JSME International Journal*, Vol. 30, No. 260 (1987), pp. 271-278.
- (9) Ng, S.L. and Brennen, C., Experiments on the Dynamic Behavior of Cavitating Pumps, *Trans. ASME, J. Fluids Eng.*, Vol. 100 (1978), pp. 166-176.
- (10) Nakamura, Y., et al., Experimental study of Dynamic Characteristics of a Centrifugal Blood pump with a Conical Spiral Groove Bearing for a Ventricular Assist Device, *5th Joint ASME / JSME Fluids Engineering Conference*, (2007), FEDSM2007-37235.
- (11) Muijderland, E.A., Analysis and design of Spiral-Groove Bearings, *ASME J. Lubric. Tech.*, Vol. 89 (1967), pp. 291-306.
- (12) Sano, M., Pressure Pulsation in Turbo-Pump Piping System (1st Report, Experiments on the Natural Frequencies of the Liquid Column of Centrifugal Pump Piping Systems), *Trans. JSME, Ser. B*, Vol. 49, No. 440 (1983), pp. 828-836.