

# ポンプ水路系で発生した複雑な脈動と振動現象及びその対策 (第1報, 現地計測による現象の把握)

郭 士 傑\* 丸 田 芳 幸\* 岡 本 秀 伸\*\*  
神 野 秀 基\*\* 佐 藤 清 典\*\*

## Reduction of Complex Pressure Fluctuations and Vibrations in a Pump-water Tunnel System (1st Report: Measurement and Understanding of Phenomena)

by Shijie GUO, Yoshiyuki MARUTA, Hidenobu OKAMOTO, Hideki KANNO, & Kiyonori SATO

Significant pressure fluctuations were observed in suction water tunnels when an axial flow pump was operated without an actual head at some blade angles. To identify the causes, investigations were done by measuring acoustic natural frequencies and pressure fluctuations in the tunnels, lateral and torsional vibrations of the pump shaft, and pressure fluctuations of the oil in the hydraulic system to control the blade angle. Measurements were also taken by inserting air into the suction tunnels with a compressor and by setting air bags inside the tunnels. The results showed that acoustic resonance occurred in the tunnels, but it was not a simple resonance. The dominant frequency, which was neither the blade passing frequency nor its higher harmonics, depended on rotating speed in the reverse way: it decreased when rotating speed increased, and vice versa. The pressure fluctuations and vibrations of the pump shaft had a strong relationship. However, they had different dominant frequencies and occurred at different blade angles. Several measurements were made in different seasons and it was found that the phenomena were season-dependent. The causes are discussed. It is believed that the excitation source was vortex shedding from the blades, which locked into the acoustic resonance in the water tunnels via vibration of the blades.

**Keywords:** Flow-induced-vibration, Pressure fluctuation, Vortex shedding, Acoustic resonance, Turbomachinery, Axial-flow pump, Pump station, Rotordynamics, Hydraulic control, Angle-changeable blade

### 1. ま え が き

排水機場の管路脈動, 建屋内部及び周辺の振動騒音等に関しては, 数値解析とデータベース等を利用して設計の段階で事前に十分な対策を施して建設納入してきているが, しかし, まれに未知の原因によって予測困難な振動問題に遭遇する場合がある。ここで, 複雑な脈動と振動問題を解決した事例を報告する。

排水機場は一般的に複数の大形ポンプとコンクリート水路から構成され, 主な加振源は動静翼干渉, はく離渦, キャピテーション, 逆流などであり<sup>1)</sup>, これらの加振力により水路脈動が励起され, 脈動は地盤振動となって,

付近の建物に伝搬することがある。したがって, 水路共鳴を回避することは重要である。しかし, 回転周波数, 羽根通過周波数及びそれらの高調波以外の脈動と振動に関しては, 定量予測が困難であるため, 共振や自励振動の発生を事前に回避できない場合がまれにある。

本報は, 実機の排水機場で発生した複雑な脈動と振動現象について報告する。その対策については第2報で報告する。ポンプは立軸の軸流可動羽根で, 羽根角は主軸に内蔵されたピストンを介して油圧で制御される。管理点検運転のように, 実揚程のない, 過大流量で運転したときに, 吸込水路で大きな脈動が発生した。現象解明と原因究明のため, 水路脈動, 軸振動, 地盤振動, 羽根角制御機構の油圧変動などを同時に測定し, その関連を調べた。現象は季節(水質または油質)に依存したため, 春, 夏, 冬と季節を変えて測定を行い, 運転前後に水路の共鳴固有振動数も測定した。更に, 運転中にコンプレッサを用いて吸込水路に空気を送りながらの測定と, 水

\* (株)荏原総合研究所 機械研究室 工学博士

\*\* 同 同

\*\* 風水力事業本部 開発統括

\*\* 同 羽田工場 管理部

路内に空気袋を設置した場合の測定も行った。調査の結果、加振源は羽根からのはく離渦で、水路共鳴が励起されたことが判明した。しかし、単純な水路共鳴ではなかった。

## 2. ポンプ水路系

図1にポンプ水路系の概略を示す。1台のポンプには吸入水路と吐出し水路が2本ずつ設けられており、定格回転速度は $130 \text{ min}^{-1}$  (2.17 Hz) である。羽根車の羽根枚数は4で、いずれも羽根角が可変の可動羽根である。図2にポンプの性能を示す。すべての測定は、実揚程のない、過大流量で行った。

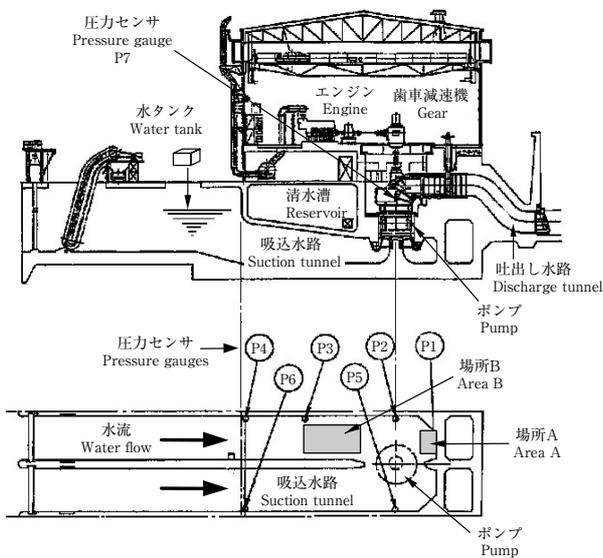


図1 ポンプ水路系の概念図  
Fig. 1 Schematic view of the pump-water tunnel system

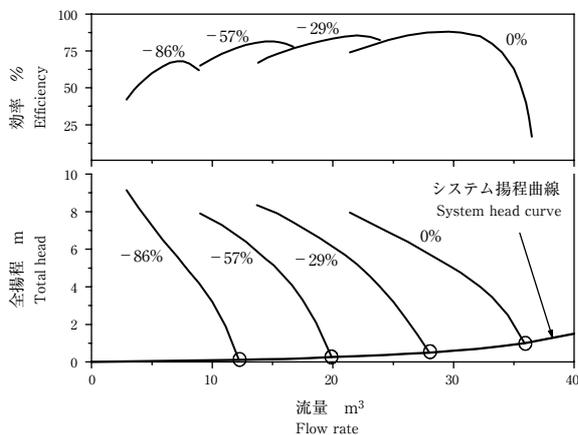


図2 ポンプの性能  
Fig. 2 Performance of the pump

図3に羽根角制御機構の概念図を示す。中空の主軸に内蔵された操作ロッドを用いてクロスヘッドを上下させることにより羽根角を変える。操作ロッドの位置は上部のピストンを介して油圧で制御される。よって、油圧機構の油は羽根ピッチング振動のばねになる。水路共鳴がなければ、羽根振動だけでは大きい脈動が励起されない。これに対して、脈動が大きいと、羽根振動は強制的に励起されることが考えられる。

吸入水路の圧力脈動を図1に示すP1～P6の6点で測定し、吐出し側ではP7で測定した。羽根角制御機構の油圧変動を油の供給口であるPuとPdで測定した。Puは羽根角を-100%から0%に上げるときの供給口で、Pdは羽根角を0%から-100%に下げるときの供給口である。一方、主軸のねじり振動を軸に貼り付けたひずみゲージで測定し、横振動を軸に90度ずらして設置した2個の加速度ピックアップで測定した。これら回転側の信号はテレメータで出力した。前述のほか、軸受ボックスと地盤の振動も加速度ピックアップで測定した。脈動と振動の現象は季節依存性が見られたため、季節を変えて測定を行った。

## 3. 水路の共鳴固有振動数

満水にした水タンクを水路の入口水面へ投げ込み (図1)、衝撃を与えることにより水路内の共鳴モードと共鳴固有振動数を測定した。運転の直前と直後にこの測定を実施し、得られた固有振動数を表1に示す。問題になった事象は1/4波長の共鳴モードで、図4に有限要素解析で求めたこのモードの圧力分布を示す。表1に示す値はポンプ停止時、つまり、吐出し水路に水がないときの固

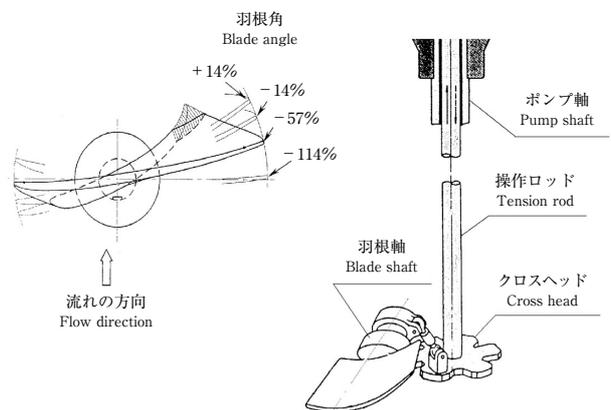


図3 羽根角制御機構の概念図  
Fig. 3 Schematic view of the mechanism for changing blade angle

表1 異なる季節で測定した水路の共鳴固有振動数

Table 1 Acoustic natural frequencies in the water tunnels in different seasons

時期 Time	運転前 Before operation	運転後 After operation
1997年12月 December 1997	—	9.0 Hz
1998年4月 April 1998	4.75 Hz	9.5~11.0 Hz*
2001年6月 June 2001	8.75 Hz	—
2001年7月 July 2001	8.75 Hz	10.5 Hz
2001年8月 August 2001	8.75 Hz	10.25 Hz
2001年9月 September 2001	11.5 Hz	11.5 Hz
2001年10月 October 2001	—	10.25 Hz

\*計測は数日間にわたって行い，その過程で水質が変化し，固有振動数が変わった。  
The measurement continued for several days. Different date gave different frequencies because of the change of quality of water.

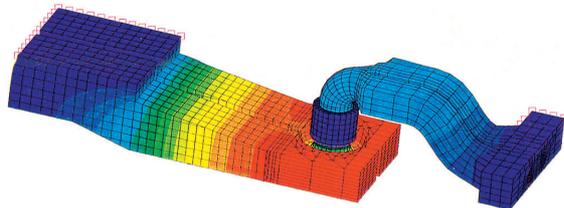


図4 有限要素解析により得られた1次共鳴モード（1/4波長）  
Fig. 4 The 1st acoustic mode obtained by FEM analysis (1/4 wave length)

有振動数で，運転時における1/4波長モードの固有振動数は停止時に比べて約4%低いことを有限要素解析で確認した。表1に示されている固有振動数が運転前後に大きく変化する理由は水質変化に伴う水中音速の変化と考えられる。水は汚れており，長時間運転しないと，メタンガスが発生し，固有振動数を低下させる。頻繁に運転する場合には，運転前後の固有振動数はほとんど差がなかった。ガス混入による音速の変化と共鳴固有振動数の変化を確認するために，水路にコンプレッサで空気を送りながらの測定と空気袋を設置した場合の測定を行った。空気袋を設置した場合の固有振動数を表2に示す（設置位置については図1を参照）。空気袋は固有振動数を大きく変えることができる。

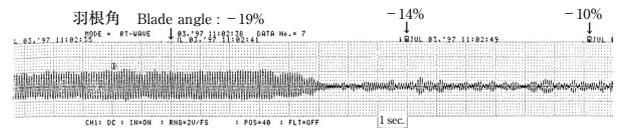
#### 4. 吸込水路内の圧力脈動

ポンプの運転条件と水路内の圧力脈動の発生状況やそ

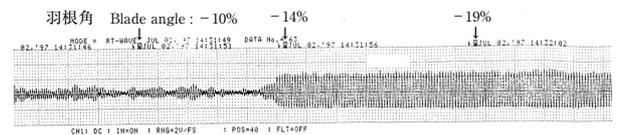
表2 空気袋を設置した後の水路の共鳴固有振動数(1998年4月に測定)

Table 2 Acoustic natural frequencies in the water tunnels with air bags (April 1998)

空気袋の場所 Position of air bags	運転前 Before operation	運転後 After operation
場所Aに10個 10 air bags in area A	3.75 Hz	4.50 Hz
場所Aに6個 6 air bags in area A	4.25 Hz	—
場所Aに5個 5 air bags in area A	—	5.75 Hz
場所Aに5個 5 air bags in area A	—	5.25 Hz
場所Bに5個 5 air bags in area B	—	12.25 Hz
場所Bに10個 10 air bags in area B	—	12.25 Hz



(a) -100%から0%までの羽根角スイープ  
Angle sweep from -100% to 0%



(b) 0%から-100%までの羽根角スイープ  
Angle sweep from 0% to -100%

図5 羽根角スイープ時に点P1で測定した圧力脈動（定格回転速度で運転，1997年7月に測定）

Fig. 5 Pressure fluctuations measured at P1 during angle sweep (operated at rated speed, measured in July 1997)

の卓越周波数を調べるために，まず回転速度を一定にして羽根角を-100%から0%まで，更に0%から-100%までと徐々に変えながら測定を行った。本報では，羽根角を徐々に変えることを羽根角スイープという。図5に1997年7月に測定した結果を示す。幅広い羽根角範囲にわたって脈動が発生していたことを確認した。卓越周波数と羽根角の関係を図6に示す。羽根角を-100%から0%までにスイープしたときの脈動と0%から-100%までにスイープしたときの脈動は同じではない。また，図6に示すように，卓越周波数はスイープ時の羽根角に依存するが，羽根角を保持すると，依存しなくなる。脈動の水路内での分布を図15に示す（1998年4月に測定）。1/4波長の共鳴モードであることが分かる。吐出し側の脈動は比較的小さかった（図13を参照）。脈動の羽根角

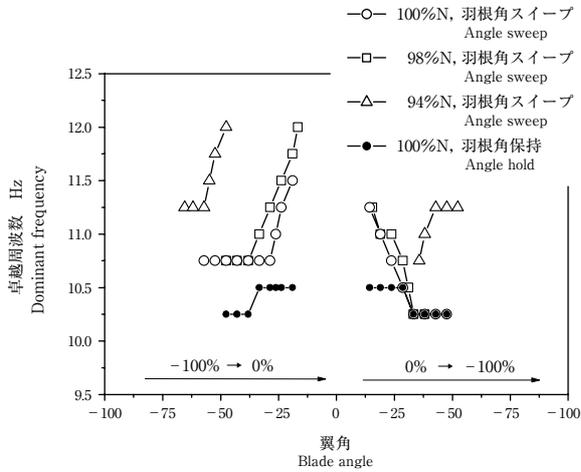


図6 羽根角スイープと羽根角保持時の卓越周波数の比較 (1997年7月測定)

Fig. 6 Dominant frequencies both during angle sweep and when the blades were held at constant angles (measured in July 1997)

依存性から判断して加振源は羽根からの渦放出と考えられ、渦放出が羽根振動を介して水路脈動にロックインした可能性が大きい（ロックインとは渦放出周波数が構造振動等の周波数に引き込まれる現象）。これについては第2報でまた詳しく述べる。卓越周波数がポンプの回転速度に敏感であることは脈動の特徴であった。回転速度を105%N, 103%N, 100%N, 99%N, 98%N, 97%N, 95%N, 及び90%Nと変えて測定した脈動の周波数スペクトルを図7に示す。ここで、Nは定格回転速度を表す。103%N以上と92%N以下では、大きい脈動が観測されなかった。回転速度と脈動の関係を調べる測定では、羽根角を-29%と一定に保持した。卓越周波数と回転速度の関係を図8に示し、回転速度の増加につれて卓越周波数は逆に低下する。また同様に、回転速度を減少させると、卓越周波数が高くなる。更に、周波数スペクトルのピークは、回転速度が97%N以下になると、二つに分かれる。

計測は異なる季節で行い、その結果の要約を表3に示す。現象は季節（水質又は油質）に依存し、1998年5月の測定と2001年5月の測定では大きい脈動が観測されなかった。また、季節によって、振幅と卓越周波数だけでなく、脈動の発生する羽根角範囲も異なる。1997年7月の測定で観測された脈動が最も大きかったので、表3のまとめに際してその振幅を1とした。表3では卓越周波数がある範囲にわたって変化するのは、計測が数日間継続され、その間に水質が変化したためと考えている。

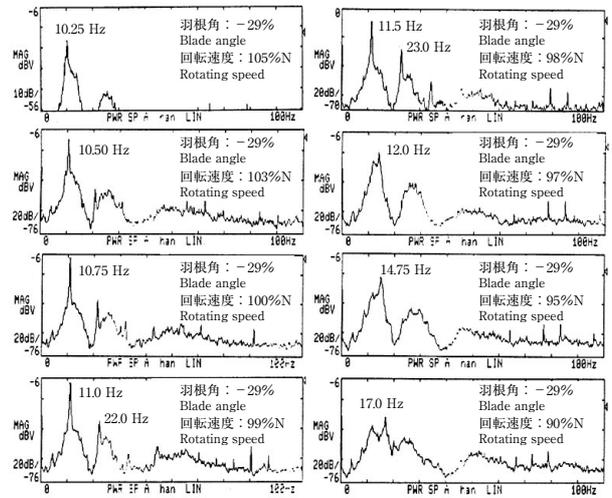


図7 羽根角を-29%と一定に保持して回転速度を変えてP1で測定した圧力脈動の周波数スペクトル (1997年7月に測定)  
Fig. 7 Pressure fluctuations at P1 for different rotating speeds at a constant blade angle of -29% (measured in July 1997)

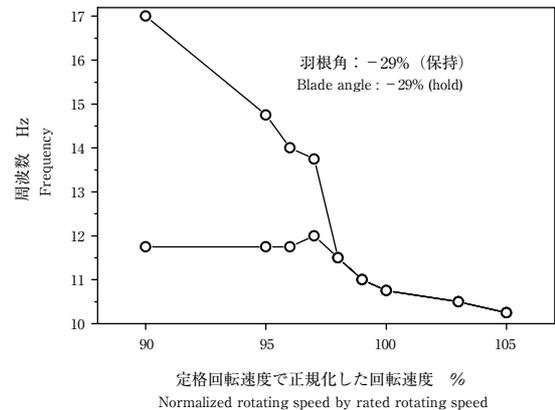


図8 羽根角を-29%と一定に保持して測定した卓越周波数と回転速度の関係 (1997年7月に測定)  
Fig. 8 Dominant frequencies for different rotating speeds when the blade angle was held at -29% (measured in July 1997)

## 5. 軸の横振動とねじり振動

図9に1997年7月に羽根角スイープして同時測定した水路の圧力脈動と軸の横振動を示す。羽根角を-100%から0%までにスイープした過程で-16%付近では急に脈動が消え、軸の横振動が大きくなる。両者は同時に大きくなる。軸の振れまわり方向は前向きで、卓越周波数（約15 Hz）は横振動の固有振動数と考えている。

ねじり振動も横振動と同様、脈動の小さい羽根角では大きくなる。羽根角をそれぞれ-14%と-40%に保持し

表3 異なる季節での測定結果（A.O.は運転後を意味する）  
Table 3 Measurement results in different seasons (A.O. : After Operation)

時期 Time	大脈動発生の有無 Occurrence of large fluctuations	大脈動発生の羽根角範囲 Maximum angle range of large fluctuations	卓越周波数 Dominant frequencies	運転後の共鳴固有振動数 Acoustic natural frequencies (A.O.)	大脈動の振幅 Magnitudes of large fluctuations
1997年5月 May 1997	無 None	無 None	8.5～9.0 Hz, 11.5～14 Hz 羽根角に依存 depending on angle	—	1/3～1/2
1997年7月 July 1997	有 Yes	-14%から-62%まで from -14% to -62%	10.25～11.0 Hz*	—	1
1998年4月 April 1998	有 Yes	-25%から-45%まで from -25% to -45%	9.0～10.25 Hz*	9.5～11.0 Hz*	1/15
2001年5月 May 2001	無 None	無 None	8.5～8.8 Hz, 11.5～14 Hz 羽根角に依存 depending on angle	10.75 Hz	1/5～1/3

\*計測は数日間にわたって行い，その過程で水質が変化し，固有振動数が変わった。  
The measurement continued for several days. Different date gave different frequencies because of the change in the quality of water

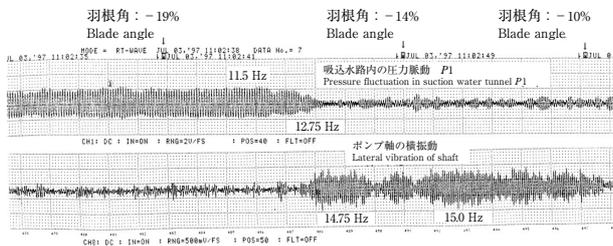


図9 羽根角を-100%から0%までにスイープしたときに吸込水路の点P1で測定した圧力脈動と回転側で測定したポンプ軸の横振動（定格回転速度で運転，1997年7月に測定）

Fig. 9 Changes of the pressure fluctuations at P1 in the water tunnels and the lateral vibration of the pump shaft during an angle sweep from -100% to 0% (operated at rated rotating speed, measured in July 1997)

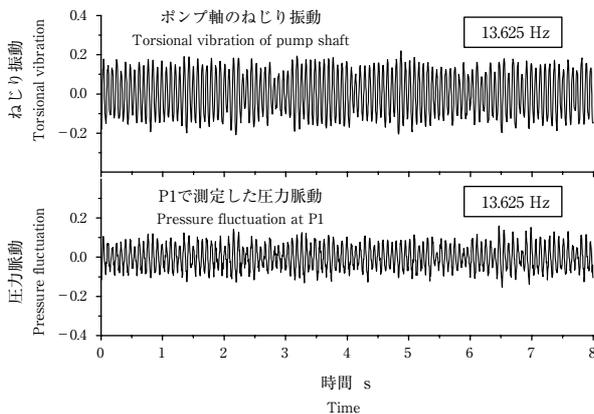


図10 羽根角を-100%から0%までにスイープした過程で-14%に保持して測定したポンプ軸のねじり振動と吸込水路（P1）の圧力脈動（定格回転速度で運転，1998年4月に測定）

Fig. 10 Torsional vibration of the pump shaft and pressure fluctuations at P1 in the water tunnels when the blades were held at -14% during an angle sweep from -100% to 0% (operated at rated rotating speed, measured in April 1998)

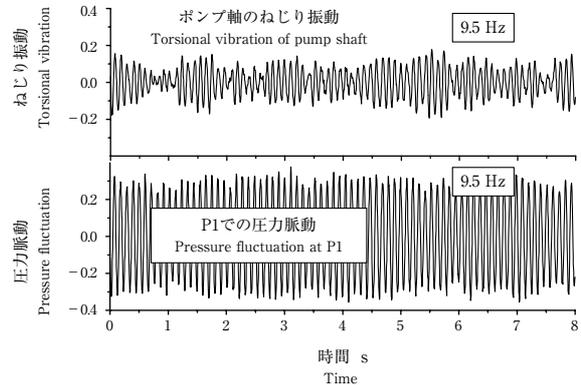


図11 羽根角を0%から-100%までにスイープした過程で-40%に保持して測定したポンプ軸のねじり振動と吸込水路（P1）の圧力脈動（定格回転速度で運転，1998年4月に測定）

Fig. 11 Torsional vibration of the pump shaft and pressure fluctuations at P1 in the water tunnels when the blades were held at -40% during an angle sweep from 0% to -100% (operated at rated rotating speed, measured in April 1998)

て測定した脈動とねじり振動の比較を図10と図11に示す。いずれも1998年4月の測定結果である。卓越周波数と羽根角の関係を図12にまとめた。図12は大きいねじり振動が発生する羽根角範囲も示している。羽根角0%付近では卓越周波数が高い。この傾向は，図6に示す羽根角スイープ時の脈動の卓越周波数と似ている。しかし，ねじり振動は羽根角保持時でも，スイープ時でも卓越周波数が変わらない。この周波数は軸のねじり固有振動数と考えられ，次節で述べる油圧変動から，軸のねじり振動は羽根のピッチング振動と連成していることが容易に推測できる。図11に示す9.5 Hzの周波数は水路脈動の卓越周波数である。また，脈動とねじり振動は同時に大

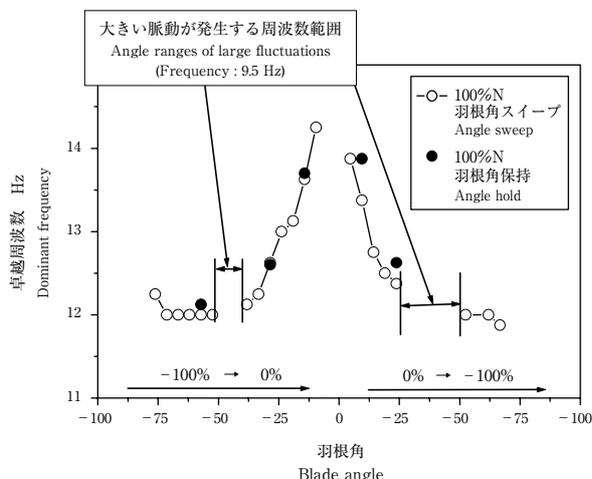


図12 羽根角スイープ時と羽根角保持時におけるポンプ軸のねじり振動の卓越周波数（定格回転速度で運転，1998年4月に測定）  
 Fig. 12 Dominant frequencies of the torsional vibration of the pump shaft both during angle sweep and when the blades were held (operated at rated rotating speed, measured in April 1998)

さくならないが，互いに影響しあうことが図10と図11から分かる。

### 6. 羽根角制御系の油圧変動

油圧変動を測定した目的は羽根のピッチング振動を知るためであった。図13に羽根角を-100%から0%まで徐々にスイープしながら同時に測定した油圧変動と水路脈動及び地盤振動を示す。水路で大きい脈動が発生した時に油圧変動も大きく，卓越周波数も同じである。しかし，水路脈動が小さい時には，油圧変動はねじり振動とリンクする（図14）。羽根角0%付近でねじり振動の卓越周波数が高い理由として，0%付近では，流量が多く，羽根を保持するために必要な油圧も高く，保持剛性が高いためと考えられる。

### 7. 空気の注入と空気袋の設置

1998年4月にコンプレッサを用いて吸込水路に空気を送りながら測定した水路脈動を図16に示す。この結果は羽根角を0%から-100%にスイープした過程で，-29%に保持したときの結果で，1/4波長のモードよりも，半波長のモードが励起されている。これは，空気の注入により等価音速が低下し，半波長モードの固有振動数が加振周波数に近づいたためと考えている。卓越周波数は注入する空気の量に依存し，本測定の注入量では，12.5 Hz～13.5 Hzであった。

図17に片方の水路のB位置（図1を参照）に10個の空気袋を設置した場合の結果である。空気袋の付近では

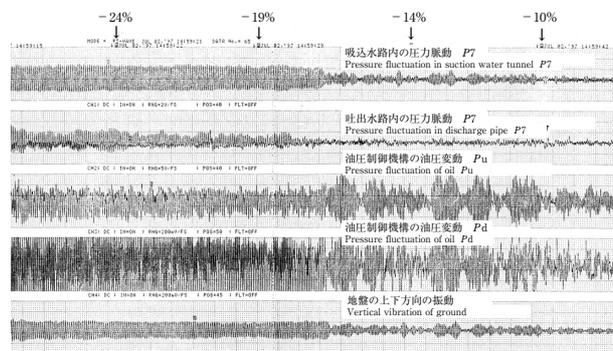


図13 羽根角を-100%から0%までにスイープしたときに測定した吸込水路と吐出し水路の圧力脈動，油圧制御機構の油圧変動及び地盤振動（定格回転速度で運転，1997年7月に測定）

Fig. 13 Pressure fluctuations in the suction water tunnels, the discharge pipes and the oil paths, as well as vertical vibration of the ground during an angle sweep from -100% to 0% (operated at rated rotating speed, measured in July 1997)

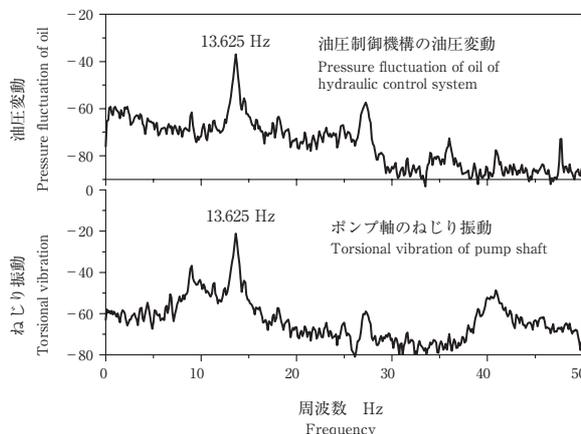


図14 羽根角を-100%から0%までにスイープした過程で-14%に保持して測定した羽根角制御機構の油圧変動とポンプ軸のねじり振動（定格回転速度で運転，1998年4月に測定）

Fig. 14 Pressure fluctuations of the oil and torsional vibration of the pump shaft, held at a constant blade angle of -14% during an angle sweep from -100% to 0% (operated at rated rotating speed, measured in April 1998)

圧力脈動が発生しない。脈動の卓越周波数は11 Hz～12 Hzで，この周波数は空気袋が設置された場合の共鳴固有振動数と考えている。卓越周波数が11 Hzから12 Hzまで変化するのは水質の変化によるものである。

### 8. 結びと考察

各種調査の測定結果をまとめると次のようになる。水路の共鳴固有振動数は水質に依存し，概ね9 Hz～11 Hzであった（1/4波長の共鳴モード）。脈動の卓越周波数は，共鳴固有振動数に近いが，運転条件に依存し，

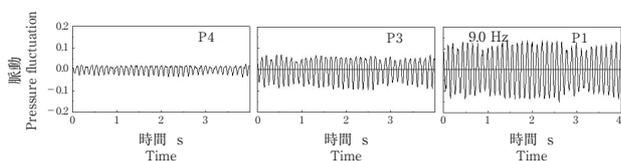


図15 羽根角を0%から-100%までにスイープした過程で-38%に保持して各点で測定した圧力脈動（定格回転速度で運転，1998年4月に測定）

Fig. 15 Pressure fluctuations at different points when the blades were held at -38% during an angle sweep from 0% to -100% (operated at rated rotating speed, measured in April 1998)

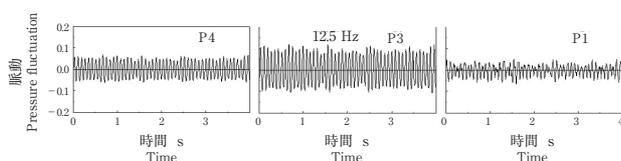


図16 羽根角を-100%から0%までにスイープした過程で-29%に保持して二本ある吸込水路の片方に空気を送りながら各点で測定した圧力脈動（定格回転速度で運転，1998年4月に測定）

Fig. 16 Pressure fluctuations at different points when air was inserted into one of the two suction tunnels during operation, the blades were held at -29% during an angle sweep from -100% to 0% (operated at rated rotating speed, measured in April 1998)

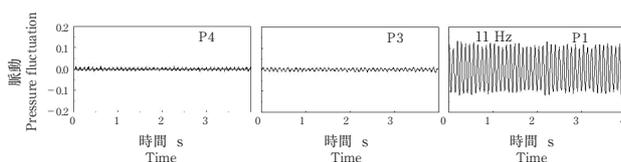


図17 吸込水路の場所B（図1を参照）に空気袋を設置し，羽根角を0%から-100%までにスイープした過程で-24%に保持して各点で測定した圧力脈動（定格回転速度で運転，1998年4月に測定）

Fig. 17 Pressure fluctuations at different points when air bags were set at area B (see Figure 1), the blades were held at -24% during an angle sweep from 0% to -100% (operated at rated rotating speed, measured in April 1998)

羽根角を徐々に変えながら運転するとき羽根角に依存する。しかし，羽根角を保持して一定回転速度で運転すると，どの羽根角でもあまり変わらない。更に，卓越周波数はポンプの回転速度に敏感で，回転速度が低下すると逆に上昇する。その逆もいえる。その原因はまだ明らかではない。回転速度が定格の97%以下になると，周波数領域における脈動のピークが二つに分かれ，振幅が小さくなる。

水路脈動と軸の横振動及びねじり振動は同じ羽根角で発生しない。羽根角スイープでは，ある羽根角になると，脈動が突然なくなり，それと同時に軸振動が大きくなる。横振動の卓越周波数は15 Hzで，ねじり振動の卓越周波数は11.5 Hz～15 Hzである。この二つの周波数はそれぞれ軸の横振動とねじり振動の固有振動数と思われる。ねじり振動の卓越周波数は羽根角に依存し，羽根角が大きいとき（0%付近）に高い。これは，ねじり振動が羽根のピッチング振動と連成し，羽根角0%付近では，流量が多く，羽根を保持するために必要な油圧も高く，保持剛性が高いためと考えられている。

モデル実験<sup>2)</sup>と第2報に示す流れ解析の結果，本報で推測のとおり，羽根からのはく離渦が直接的な加振源であることが判明した。脈動と羽根振動が連成し，はく離がその羽根の振動にロックインしたと考えられる。これに対して，軸のねじり振動ははく離が単に羽根のピッチング振動にロックインした場合に発生すると考えられる。この場合，ねじり振動と油圧変動が大きくなる。一方，軸の横振動は各羽根からのはく離渦が同調ではない場合に励起されると考えている。

吸込水路に空気を注入したり，あるいは，水路内で空気袋を設置したりすることにより脈動を大きく変えることができる。運転中にコンプレッサを用いて吸込水路に空気を注入しながらの測定では，1/4波長ではなく，半波長モードの脈動が励起された。その卓越周波数は12.5 Hz～13.5 Hzであった。これは，半波長モードの固有振動数が低下し，はく離の周波数に近づいたためである。

以上の調査結果に基づき，羽根からの渦放出周波数が水路の共鳴固有振動数より高くなるように対策を施した結果，大脈動の発生を解消できた。詳細については第2報で報告する。

最後に，ここで報告した現象の調査と解明に関して横浜国立大学の亀本喬司教授にご指導をいただいた。紙面にて感謝の意を表す。

#### 参考文献

- 1) 山本，ターボ機械，Vol. 21, No. 2, pp81-86 (1991)
- 2) B. ZHU and K. KAMEMOTO, An Experimental Study of Vortex Shedding and Lock-in Characteristic for A Thin Cambered Blade, to be published in The 7th Asian Int. Conf. on Fluid Machinery, October 7-10, 2003, Fukuoka, Japan
- 3) 佐瀬・他5名，荏原時報，No. 197, pp16-24 (2002)