

# 河川ポンプ設備の状態監視技術に関する調査

藤野 健一<sup>1</sup>・田中 義光<sup>1</sup>・上野 仁士<sup>1</sup>

<sup>1</sup>独立行政法人土木研究所 技術推進本部先端技術チーム（〒305-8516 茨城県つくば市南原1-6）

河川ポンプ設備は、洪水被害防止を目的として設置されている極めて重要な社会インフラであり、確実な稼働が要求されている。そのため、これまでも万全を期して整備が行われてきたが、近年では公共事業予算が大幅に削減され、戦略的に少ない予算で効果的な維持管理を行うことが求められている。その具体的対策として、設備状態の状態を正確に診断し、的確な整備時期を判断する技術、いわゆる状態監視技術の重要性がクローズアップされている。

本報告は、当所で実施した全国各地の河川ポンプ設備を対象とした調査のうち、振動解析による計測手法の提案と適用性について述べるものである。

キーワード 機械設備, 維持管理, 状態監視保全, 振動

## 1. はじめに

河川ポンプ設備は、洪水被害防止を目的とした極めて重要な社会基盤施設であり、豪雨や異常出水時には確実に稼働することが要求される。

そのためには設備の万全な整備が不可欠であり、管理者は、定期的に整備する「時間計画保全」という考え方で維持管理をしている場合が多い。この手法は、日常的な点検で内部の詳細な劣化状況を把握しきれない、大型かつ重要な主ポンプ設備や駆動設備（主原動機、減速機）では、確実な整備が行えるという点でメリットが大きい。内部劣化の有無によらずに定期的に整備を行うため、経済的で不利な場合がある。

河川用ポンプ設備においては、今後10年で約40%が設置後50年超となり、老朽化の進行による故障頻度上昇の懸念がある反面、整備予算は年々削減されている現状にあり、この相反する状況下でいかに効率的で的確な設備維持管理を行うかが課題となっている。

民間工場等の常用系設備では、設備状態の監視により劣化兆候を確認・診断し、それにより整備時期を判断する「状態監視保全」という考え方を導入するケースがあり、これにより保全費用の5%削減を可能とした例もある<sup>1)</sup>。

したがって、河川ポンプ設備の維持管理においても状態監視保全を導入することはきわめて有効と考えられるが、高い信頼性が求められる待機系設備の状態監視技術は民間ではニーズは低く技術が確立していない。

よって、河川ポンプ設備の維持管理に適した状態監視保全（劣化予測）技術を確立し、不測の重大故障を回避

し、無駄のない予防保全の実現を図る必要がある。

本研究は、常用系設備を対象として普及しつつある振動解析技術を参考に、河川ポンプ設備における振動計測、解析技術の開発と確立を図るものである。

当チームでは、平成22年度より河川ポンプ設備の振動解析に着手した。本報告は、渦電流式変位計、超音波式振動計による計測方法の提案と適用性についてまとめたものである。

## 2. 振動による設備診断技術

回転機械において、主軸がどこの断面でも同径の完全な真円で、完全に均質で重心も中央にあり、軸心が直線であるならば、主軸に振動は生じない。しかし、これらの微妙な変位や、羽根車の摩耗、継手のずれや軸受、歯車の状態によって様々な振動が発生する。

振動を利用した精密診断では、振動波形、振幅に加え周波数分布を解析することで、劣化傾向を診断し、さらにその部位を特定することが可能である。

発生周波数分布と異状部位の関係は表-1に示す通りであり、常用系設備においてはこれに基づいて診断が行われている。

計測した振動波形から周波数分布を解析する手法としては高速フーリエ変換（FFT）があり、FFTアナライザやソフトウェアを用いて行われる。

表-1 発生周波数と発生原因

原因	発生周波数
主ポンプ軸受のゆるみ・がた	<p>振動振幅</p> <p>0 n/x n 2n 3n 4n 周波数</p> <p>n: 回転周波数 x: 2 or 3</p> <p>回転周波数と、その1/2, 1/3等の分数調波成分</p>
主軸のミスアライメント	<p>振動振幅</p> <p>0 n/x n 2n 3n 4n 周波数</p> <p>n: 回転周波数 x: 2 or 3</p> <p>回転周波数と、その2倍等の高調波成分</p>
羽根車の摩擦	<p>振動振幅</p> <p>0 n 2n 3n 4n 5n 6n 7n 8n 周波数</p> <p>n: 回転周波数</p> <p>羽根数6 案内羽根φの場合</p> <p>回転周波数×羽根数</p>
転がり軸受の異常	<p>異常時の発生周波数</p> <p>保持器の異常 <math>\frac{f_r}{2} (1 - \frac{D}{P} \cos \phi)</math></p> <p>内輪の傷 <math>\frac{f_r}{2} (1 + \frac{D}{P} \cos \phi)</math></p> <p>外輪の傷 <math>\frac{f_r}{2} (1 - \frac{D}{P} \cos \phi)</math></p> <p>転動体の異常 <math>\frac{P \cdot f_r}{2B} (1 - \frac{D^2}{P^2} \cos^2 \phi)</math></p> <p>回転周波数 f ピッチ径 D ボール径 B 圧縮率 N 接触角 φ</p>
歯車	<p>入力側 出力側</p> <p>噛合周波数 <math>f_m = f_1 \cdot z_1 = f_2 \cdot z_2</math></p> <p>f1: 入力側回転周波数 z1: 入力側歯数 f2: 出力側回転周波数 z2: 出力側歯数</p>
遊星歯車	<p>f<sub>rs</sub>: 入力回転周波数 Z<sub>S</sub>: 太陽歯数 Z<sub>P</sub>: 遊星歯数 Z<sub>R</sub>: 内歯歯数</p> <p>遊星歯車自転周波数 <math>f_{rp} = f_{rs} \cdot Z_S / (Z_S + Z_R)</math> 遊星歯車公転周波数 <math>f_{ro} = f_{rs} \cdot Z_S / (Z_S - Z_R)</math> 太陽・遊星基本周波数 <math>f_{sp} = f_{rs} \cdot (Z_S + 2Z_P) / 2(Z_S + Z_P)</math> 遊星・太陽・内歯基本周波数 <math>f_{bp} = f_{rs} \cdot Z_S (Z_S + 2Z_P) / Z_P (Z_S + Z_P)</math> 内歯・遊星基本周波数 <math>f_{op} = f_{rs} \cdot Z_S / (Z_S + Z_R)</math></p>

### 3. 振動計測手法の検討

河川ポンプ設備ではこれまで、加速度センサにより主ポンプ等のケーシング振幅(P-P)を計測してきた。しかしこれは、故障状態で大きな値を示すことを利用した「運転支援」として活用しているもので、劣化傾向を把握することは難しい。また、本研究で対象としているポンプ設備は主軸回転周波数が2~5Hzの低速回転機械であり、本来加速度センサの適用が困難な領域である。

そこで、ポンプ主軸の振動に着目し、回転による変位を直接計測することがポンプ設備診断には有効であると考える。

その手法として、①大型回転機械の主軸振動解析で実

績のある「渦電流式変位計」と、②ポンプ内部の主軸振動を計測するために近年開発された「超音波式振動計」の2方式を採用した。

それぞれの方式の原理と、長所、短所を、表-2に示す。

表-2 変位計の比較

	渦電流式変位計	超音波式振動計
原理	<p>センサ内のコイルに高周波電流を流すことにより、高周波磁束が発生する。この磁界内に測定対象物(金属)を置くと、対象物表面に渦電流が発生する。この渦電流が、コイルと測定対象物との距離に近いほど大きくなる性質を利用して変位を計測する<sup>1)2)</sup>。</p>	<p>超音波を、ケーシング内で回転する主軸に向けて発信し、戻り時間を計測することで、センサと主軸との距離を計測する。連続的に計測することで、軸のふれ回りやその周波数が把握できる<sup>3)</sup>。</p>
長所	<ul style="list-style-type: none"> <li>構造が簡単で堅牢、特性が安定しているため信頼性が高い</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>ケーシング内の軸の動きを、分解せずに計測可能。</li> <li>設備運転前の校正作業が不要なので、準備時間が渦電流式に比べて短い。</li> </ul>
短所	<ul style="list-style-type: none"> <li>移設する毎に、設備運転前に校正作業を行う必要があるため、準備時間を要する(30分程度)。</li> <li>主軸周りが狭隘だとセンサの取り付けが困難。</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>主軸に保護管等があると、超音波の減衰が大きくなり計測できない事例が多い。</li> <li>管内が完全に充水されていなければ計測できないため、横軸ポンプでは計測できない事例が多い。</li> </ul>

双方の方式は、その計測原理の違いから、計測位置も自ずと異なる。渦電流式変位計での計測は、主軸が露出している箇所で行う。センサの固定はマグネットスタンドで行う。このとき、2つのセンサを用いて、主軸に対して90度向きの異なる2方向から計測することにより、軸の振れ周りを確認することができる。

超音波式振動計は、管内の主軸に垂直に超音波を照射できるケーシング外部にセンサを密着させて計測する。それぞれの方式の計測位置、設置状況を図-1および写真-1、写真-2に示す。

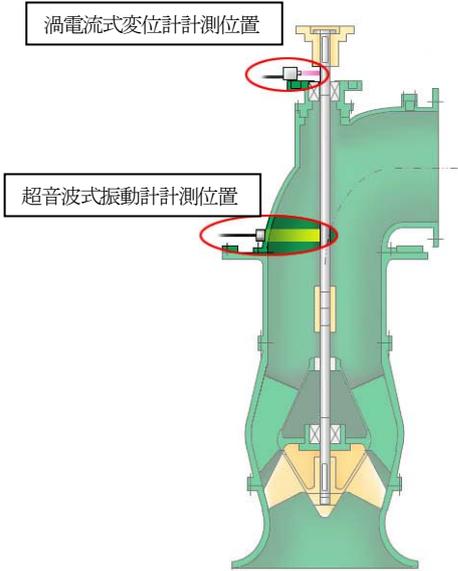


図-1 変位計計測位置



写真-1 渦電流式変位計



写真-2 超音波式振動計

渦電流式変位計は確実に計測できるが、軸封部で主軸の変位が抑制され、振れ回り量が小さく計測されることが考えられる。また、超音波式振動計は管内が完全に充水されていなかったり主軸に保護管がある場合には、超音波が伝搬されず計測できないことがある。解析に当たっては、以上の点を十分考慮する必要がある。

なお、これらの計測の際には、主軸の回転に起因しない、原動機や減速機から発生する振動が伝搬して検出されることが考えられる。そのため、随時加速度センサにより、減速機及び原動機の振動計測を行うこととした。

解析においては、各々の計測波形の振幅及びRMS値より主ポンプ設備各部の劣化度を推測し、周波数分布よりその原因を特定する手法をとった。

#### 4. 計測結果ならびに考察

本研究では、全国の排水機場のうち、時間計画保全による定期整備を予定している19機場44台のポンプ設備について調査を行ったが、ここでは振動計測の結果、特徴的な傾向が見られた3例について述べる。

この3例の設備要目等を、表-3に示す。

表-3 対象設備 設備要目

	形式	口径(mm)	回転数 (rpm)	羽根数
A排水機場	立軸斜流	1350	225	5
B排水機場	横軸軸流	1500	126.7	4
C排水機場	立軸斜流	3600	96.2	5

#### (1) A排水機場

渦電流式変位計ならびに超音波式振動計で振動計測を行った。計測した振動の波形ならびに周波数解析結果を図-2~5に示す。

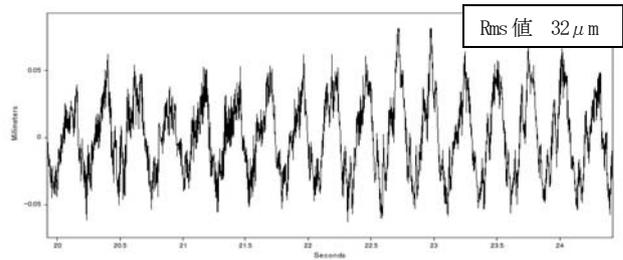


図-2 渦電流式変位計による振動波形

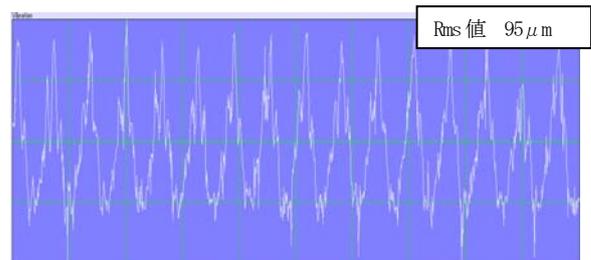


図-3 超音波式振動計による振動波形

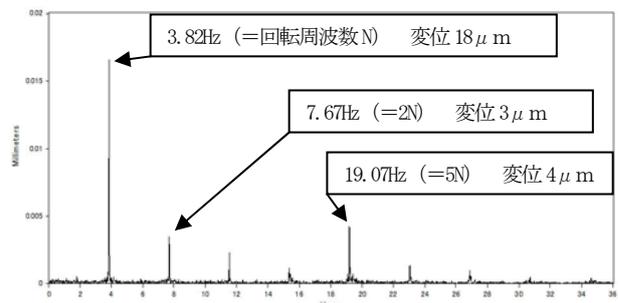


図-4 渦電流式変位計による振動解析結果

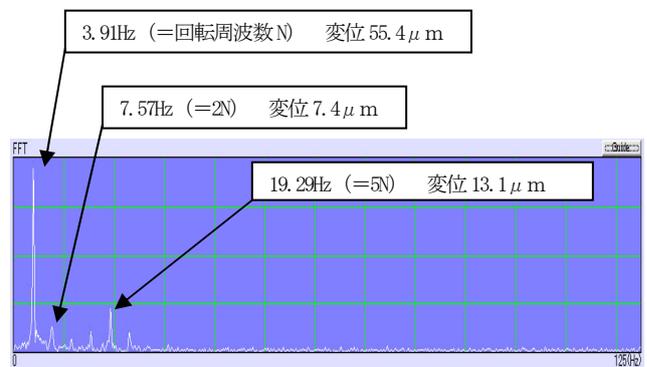


図-5 超音波式振動計による振動解析結果

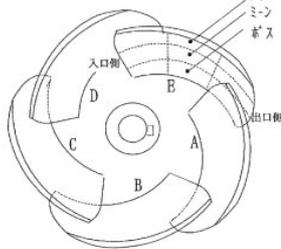
この結果から、当該設備の状態は以下の通り推定される。

- 渦電流式変位計と超音波式振動計の波形、周波数分布は類似しており、振動の傾向はどちらも同様に把握できる。波高は超音波式の方が明らかに大きい。
- 振動波形は、低周期の振動に高周波の振動がのこぎり状に乗る形であり、高調波成分が発生している事を示す。
- 周波数解析より、回転数成分が突出しており、羽根車や主軸にアンバランスがあると考えられる。
- 同様に、羽根車成分(5N)がやや大きく、摩擦等で羽根車の摩擦が生じている事が懸念される。波形で見られた高調波成分は、この成分と思われる。
- いずれの振動測定においても、回転数成分以下の周波数がほとんど検出されていないので、水中軸受の摩擦は起きていないと考えられる。

当該ポンプ設備はこの計測の後に分解整備を行った。その際に行った羽根車の摩擦量計測結果を表-4に示す。

表-4 羽根車摩擦量計測結果

羽根	測定箇所	ボス部 設計値 27mm	ミーン部 設計値 22mm	アイ部 設計値 17mm
A	入口側	24-28	25-31	0-23
	中央	29-29	25-28	21-25
	出口側	27-28	20-26	24-26
B	入口側	22-30	24-27	17-24
	中央	27-28	24-27	22-23
	出口側	23-30	25-26	21-23
C	入口側	23-25	18-24	16-24
	中央	25-28	24-25	24-26
	出口側	25-28	22-26	16-24
D	入口側	24-29	18-26	14-21
	中央	26-29	24-26	17-23
	出口側	27-30	25-27	22-24
E	入口側	22-29	19-25	12-21
	中央	27-30	25-26	19-20
	出口側	27-30	24-27	19-20



\* 太字は、設計肉厚不足を示す

これにより、診断の通り羽根車の摩擦が大きく、また、羽根1枚に穴が貫通していた事が確認された。

本整備結果は、前述の診断との因果関係が明確であることを示している。

渦電流式変位計の振幅値は超音波式振動計より小さく、やはり軸封部に変位が抑制されていると判断できる。渦電流式変位計のみで異常を判断する場合は、この変位の振幅の大きさや周波数変化を推定するため、データの蓄積により相関関係の調査を行う必要がある。

また、本設備においては、この分解整備後においても、再度振動計測を行っている。その結果を図-6~9に示す。

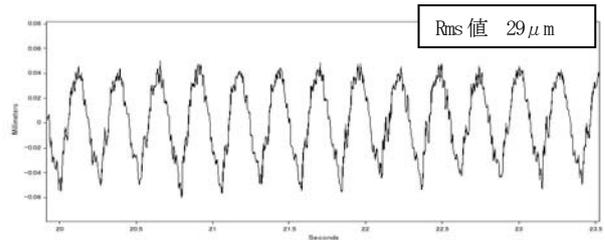


図-6 渦電流式変位計による振動波形 (整備後)

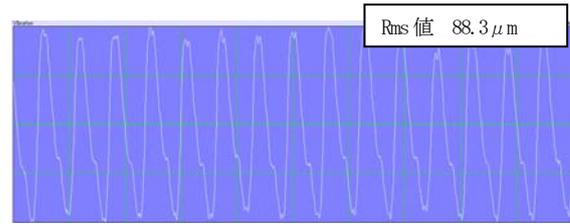


図-7 超音波式振動計による振動波形 (整備後)

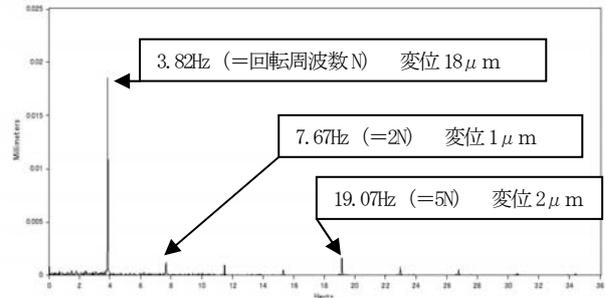


図-8 渦電流式変位計による振動解析結果 (整備後)

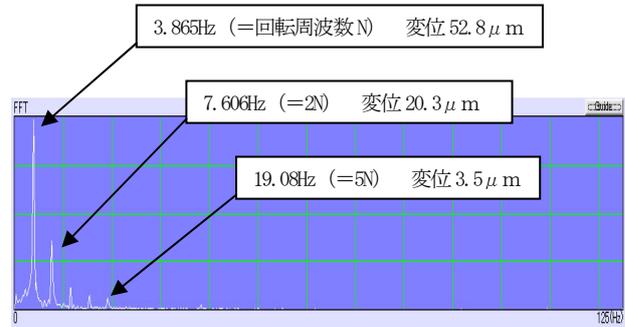


図-9 超音波式振動計による振動解析結果 (整備後)

渦電流式変位計、超音波式振動計の双方ともに波形がなめらかになり、羽根車の腐食修正により、周波数解析においても羽根車成分が見られなくなったと推定される。

ただし、超音波式振動計では、典型的な軸心ずれの波形を示し、周波数解析においても回転成分の2倍周波数が以前より顕著に見られるようになっている。これは整備による組立時に、水中軸受の軸心が若干ずれた可能性を示している。

(2) B排水機場

渦電流式変位計ならびに超音波式振動計で振動計測を行った。計測した振動と周波数解析結果を図-10、図-11に示す。

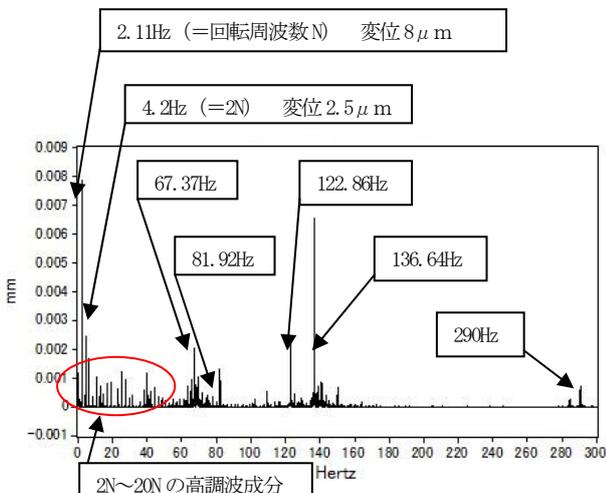


図-10 渦電流式変位計による振動解析結果

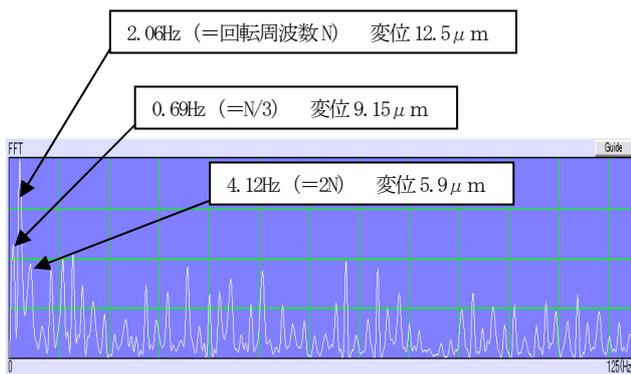


図-11 超音波式振動計による振動解析結果

この結果から、当該設備の状態は以下の通り推定される。

- 回転数成分が高く検出されているので、回転系のアンバランスがある可能性が高い。
- 2N成分及び20N間での高調波が現れており、芯ずれが疑われる。
- 超音波式振動計による計測結果より、回転数成分以下のスペクトルが見られるため、水中軸受の摩耗が始まっている可能性がある。ただし、渦電流式変位計では兆候が確認できない。
- 渦電流式変位計では、回転数成分及びその高調波以外の周波数が検出されている。

上記4点目に記した、高調波以外の周波数発生原因について検証するため、軸受ならびに減速機仕様を基に各部品摩耗時の発生周波数を算出した。その結果を表-5、

表-6に示す。

表-5 転がり軸受発生周波数 (理論値)

	箇所	発生周波数(Hz)
軸受1	外輪軌道面	55.9
	内輪軌道面	81.1
	保持器	5.59
	玉・コ口	35.9
軸受2	外輪軌道面	14.9
	内輪軌道面	18.9
	保持器	0.93
	玉・コ口	8.74
軸受3	外輪軌道面	14.9
	内輪軌道面	18.9
	保持器	0.931
	玉・コ口	8.78
軸受4	外輪軌道面	14.7
	内輪軌道面	17.8
	保持器	0.921
	玉・コ口	8.68

表-6 減速機発生周波数 (理論値)

算出条件	機関回転数(rpm)	821.97
	入力回転周波数(Hz)	13.6995
	太陽歯車 歯数	25
	遊星歯車 歯数	56
	内歯車 歯数	137
結果	遊星自転周波数(Hz)	5.172044
	遊星公転周波数(Hz)	2.11412
	太陽・遊星基本周波数(Hz)	11.58538
	遊星・太陽・内歯基本周波数(Hz)	289.6345
	内歯・遊星基本周波数(Hz)	2.11412

これにより、81.92Hzは表-6の軸受1の内輪異常時に発生する周波数81.1Hzと近似しており、図-10で見られる290Hz近傍の周波数は、表-7の減速機の遊星・太陽・内歯基本周波数と近似している事がわかる。しかし双方とも、現状では振幅が大きくないので、今後この成分が増大しないか推移を注視する必要がある。

また、加速度センサによる減速機の振動計測結果を図-12に示すが、ここでも図-10で見られた、82Hz、123Hz、136Hzの振動が検出されている。

82Hz以外の周波数の原因は特定できないが、渦電流式変位計での計測には、この減速機の振動が伝搬していると考えられる。

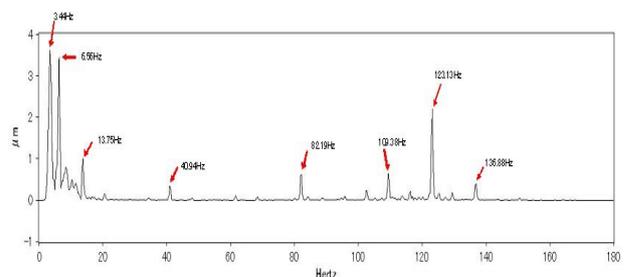


図-12 加速度センサによる減速機振動解析結果

なお、このポンプ設備においても、振動計測後に分解

整備を行った。

その際に、遠心クラッチの故障が認められた。特定できなかった振動周波数の発生は、これの影響である可能性がある。

また、水中軸受の摩耗量計測を行ったので、その結果を表-7に示す。

表-7 水中軸受摩耗量計測結果

	プロペラ側	中心部	反プロペラ側	基準値
メタルすきま	測定値(mm) 0.26	0.25	0.21	0.145~0.249
	判定 やや広い	やや広い	適正	
水中メタルの振れ	測定値(mm) -0.14	-0.08	-0.03	0.123以内
	判定 やや大きい	適正	適正	

この整備結果より、摩耗量はメーカー基準値を若干下回った程度であったことが判る。

診断においては、計測された波高や周波数分布と、その設備状態との関連性を十分に把握して判断する必要がある。また、このような特性は設備毎に異なる傾向を示すと考えられる。そのため、今後は「絶対値」ではなく「経時による変化量」に着眼したデータの蓄積を行い、判断基準をとりまとめていきたい。

### (3) C排水機場

渦電流式変位計により振動計測を行った。計測した振動と周波数解析結果を図-13に示す。

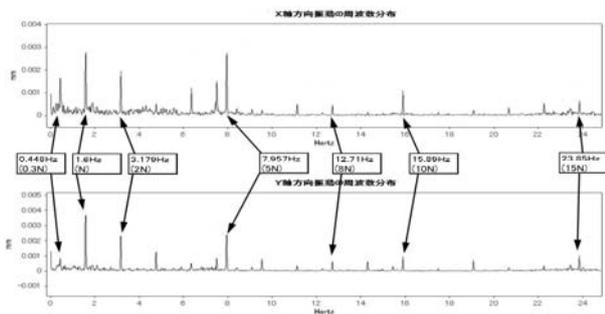


図-13 渦電流式変位計による振動解析結果  
(上：x方向、下：y方向)

この結果から、当該設備の状態は以下の通り推定される。

- ・ 回転数成分(N=1.6Hz)が高く検出されているので、回転系のアンバランスがある可能性が高い。
- ・ 同様に、回転数の2倍周波数(2N=3.179Hz)も卓越しており、軸心のずれが懸念される。
- ・ 回転周波数成分以下の周波数(0.3N=0.448Hz)も検出されており、水中軸受が摩耗していることも考えられる。

また、主軸の振れ回りを図-14に示す。これにより、振れ回りの径は小さいが、軌跡が安定していない事がわかる。

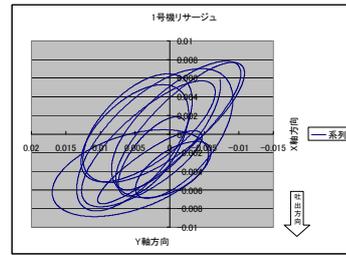


図-14 軸の振れ回り

以上より、当該設備においては様々な異状要件が上げられるが、振幅値が小さいため早急な分解整備には尚早と考える。今後は定期的に振動計測を行い、振幅値の上昇傾向及び前述の劣化要因が顕在化したときに整備を行うことが望ましいと考える。

その際には、設備内部状態の調査を行い、診断の適否について検証を行いたい。

## 5. まとめ

今回実施した振動解析から得られた各機場の知見をまとめると、以下の通りである。

- ・ A排水機場は、羽根車の腐食が進行しておりその兆候をとらえることができた。
- ・ B排水機場においては、水中軸受の摩耗は軽微であり、芯調整のみの対応で性能確保ができた事例と考える。
- ・ C排水機場は、劣化を示す要因が現れ始めた状況と考えられ、今後の傾向把握が必要である。

以上より、振動計測・解析により河川ポンプ設備の状態を診断できることが確認され、有効性が認められた。

しかし、計測方式の違いにより異常兆候の検出に差違があり、また河川ポンプ設備の構造は多様であることから、状態監視技術の適応性向上・実用化のためには、今後より多くの事例の調査を行い、劣化兆候と実際の設備状態との因果関係を把握し、技術資料・指針としてとりまとめる必要がある。

**謝辞：**本研究にあたり、調査対象設備の施設管理事務所には、資料提供や現地調査に当たり、多大な御協力を頂きました。この場を借りて、厚く御礼申し上げます。

### 参考文献

- 1) 振動技術研究会：ISO 基準に基づく機械設備の状態監視と診断 (振動 カテゴリーII) 第23版。
- 2) 株式会社キーエンス：まるごとわかるsensor.co.jp (URL <http://www.sensor.co.jp>)
- 3) 株式会社日本テクノセンター：摩耗が起因の劣化事象に対する最新の診断対策技術。