

# 複ピット吸水槽内の水位の振動現象及び渦対策

大 瀨 真 志\* 田 籠 雅\*

## Water-level Fluctuation in a Pump Sump with Coupled Pit and Countermeasures against Unfavorable Vortices

by Masashi OHBUCHI, & Masashi TAGOMORI

A finding was made that the water-levels of each of two mirror-symmetrical, coupled pits of a pump sump fluctuated alternatively. This phenomenon, attributed to a fluctuation in flow pattern at the expanding duct situated upstream the sump pits, was able to be predicted by CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis. The following discusses this and includes an outline on the mechanism of submerged and air-entrained vortices in the pits, as well as on a practical countermeasure against these unfavorable vortices.

**Keywords:** Pump sump, Flow analysis, Vortex, Water-level fluctuation, Sump diagnosis, Countermeasures against vortices

### 1. ま え が き

ポンプ吸水槽内に発生する渦はポンプの振動、騒音の原因となりポンプ性能などに悪影響を及ぼすため、これまで多数研究されている<sup>1~6)</sup>。最近ではCFD (Computational Fluid Dynamics) によるシミュレーション技術の向上に伴い、水槽内部流れの解析も可能になりつつある<sup>7~10)</sup>。しかし、ポンプ機場の水槽形状は多種多様であり、計画段階で解析による予測が困難な場合は安全を考慮して水槽モデル試験を実施する場合が多い。

水槽モデル試験では、水槽内の渦発生やスワール（旋回流）などが観察され、ポンプ運転に支障を来すような状況が認められれば対策を施し、良好な水槽形状を求めている<sup>11, 12)</sup>。

ポンプ2台の場合の本モデル試験では、渦試験に先立って実施した流れの確認試験においてポンプ1台だけの運転では問題ないものが、ポンプ2台運転では、水槽入口部の流入状態が大きく変動し、周期的な水位変動を伴うという予想外の現象が発生した。このため、渦試験の前に変動流の原因解明と対策を行い、その後渦試験及

び渦対策を実施した。

水槽内部流れの水位変動現象のシミュレーションには、自由表面流れを解析できるプログラム〔VOF (Volume of Fluid) 法〕を利用することによって、良好な再現性が得られた。

### 2. 試験装置及び方法

図1に2台ポンプ機場のモデル水槽の形状・寸法（モデル比は1/13）を示す。

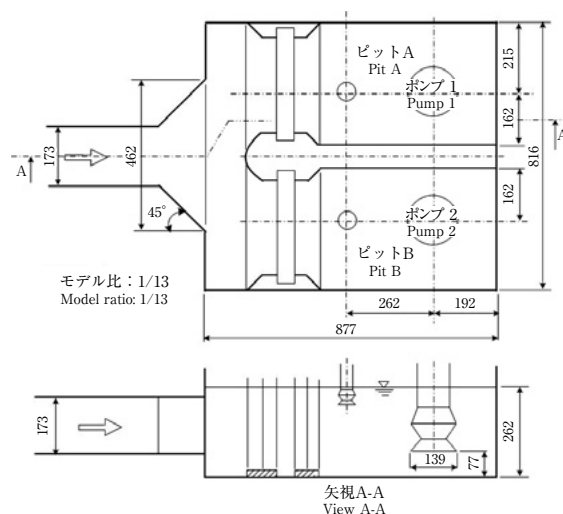


図1 水槽モデル形状

Fig. 1 Schematic drawing of test sump

\* 風水力機械カンパニー 開発統括部 技術開発室 流体解析グループ

ターボ機械 第34巻, 第8号, pp.23-26 (2006年8月10日)に掲載されたものを一部加筆, 修正した。

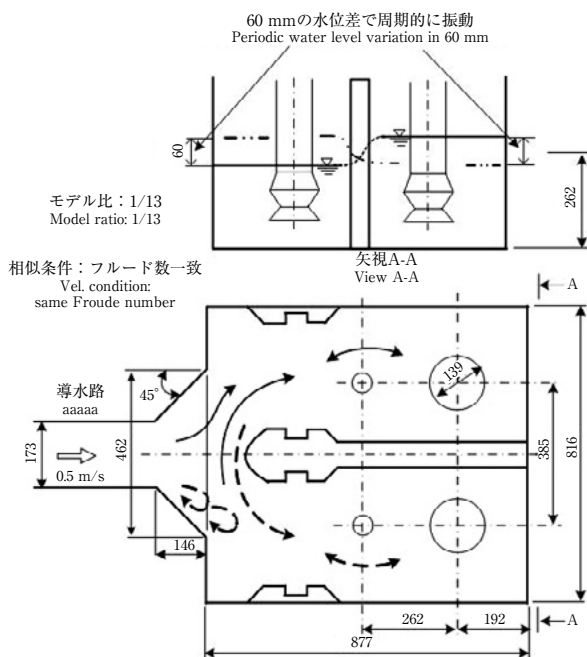


図2 水位の振動現象  
Fig. 2 Alternating fluctuation in water level

ターボ機械協会基準 TSJ S 002<sup>11)</sup> のポンプ吸水水槽モデル試験方法に基づく渦試験では、次式に示すようにモデルと実機との流速条件は試験項目により基本的に3種に分けられる。

$$V_m = V_p (L_m/L_p)^n \dots\dots\dots (1)$$

- (1) 水槽内部流れ観察 :  $n=0.5$  (フルード数一致)
- (2) 空気吸込渦試験 :  $n=0.2$  (中間流速)
- (3) 水中渦試験 :  $n=0$  (流速一致)

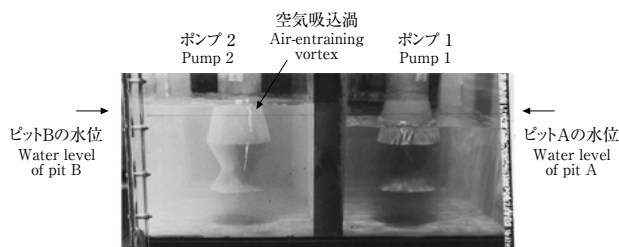
ここで

- $V_m$  : モデルの流速
- $V_p$  : 実機の流速
- $L_m$  : モデルの代表寸法
- $L_p$  : 実機の代表寸法

前記流速条件でポンプ1台運転による水槽モデル試験を行い、ポンプの騒音・振動の原因となる渦発生がないこと、及びポンプ性能に悪影響を及ぼすスワールなどがないことを確認した。

### 3. 水槽内部流れ

本モデル試験では、渦試験に先立ち、フルード数一致の流速条件で水槽内部流れの観察を行ったところ、ポンプ1台だけの運転では問題なかったが、ポンプ2台運転では導水路からピットへの流れと左右ピットの水位が周期的に変動する現象が発生した。図2にモデル試験にお



06-115 01/214

写真1 周期的水位変動 (後壁側から撮影)  
Photo 1 Periodic fluctuation of water level (view from back wall side)

いて、水位の振動現象が起きたときの流動状態を示す。

この水位振動現象は、幾何学的に対称な水槽形状において、吸込みピットへの流入状態が周期的に変化すること起因している。ピット入口部は、導水路から45°で急拡大されてポンプ2台のピットに接続されている。急拡大部における流れははく離流れを伴うが、この場合ははく離は対称には発生せず、交互に片側に発生し、水位振動の原因となる。これらの現象は次のようなメカニズムで発生すると考えられる。

- (1) 拡大流路入口部ではく離が発生
- (2) コアンダ効果により、左右どちらかの側壁に沿った流れとなる
- (3) ポンプは等流量であるため、流れが偏った側のピット水位が上昇する
- (4) 水位が上昇すると重力により逆圧こう配が生じ、一部逆流が生じる
- (5) 逆圧こう配が上流の拡大流路に伝わってはく離位置が左右逆転する

流れも逆サイドピットへ偏って流入する。

前記 (3) ~ (5) を繰り返す。

モデル試験では水位変動の振幅が約60 mm、周期が5秒程度であった。フルード数一致における水位と時間の相似則は

$$H_p/H_m = L_p/L_m \dots\dots\dots (2)$$

$$T_p/T_m = (L_p/L_m)^{0.5} \dots\dots\dots (3)$$

- $H_p$  : 実物水位
- $H_m$  : モデル水位
- $T_p$  : 実物代表時間
- $T_m$  : モデル代表時間

この場合、モデル比は1/13であるから、実物での水位差は780 mmとなる。時間はモデルでの周期が $T_m=5$ 秒として、実物での周期は、 $T_p = T_m\sqrt{3} \approx 18$ 秒となる。写真1に左右ピットに約60 mmの水位のアンバランス

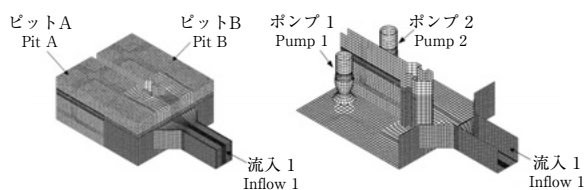


図3 解析メッシュ  
Fig. 3 Calculation grid for computational model

が生じたときの写真を示す。また、写真1にも見られるように空気吸込渦の発生（ポンプ2）も確認されたことから、渦対策も必要になった。渦対策についての詳細は、後述する。

### 3-1 自由水面を考慮した水路解析

暗渠を除く水槽には自由水面があり、その挙動は水路内の流れに大きな影響を及ぼすことがある。通常、流れ解析では水面の条件は水面固定のフリースリップ壁として計算することが多いが、本事例では自由水面の運動も含めた解析が必要である。

本例のような水位振動現象に対するCFD技術の対応性と解析精度を調べるため、汎用の流れ解析ソフト（Star-CD）を使用し、検証を試みた。図3に自由水面の振動現象が確認されたピットに対する解析格子を示す。格子セル数は約76000である。

境界条件は、ポンプ2、流入1を速度規定境界で、ポンプ1を自由流境界として扱った。実際には主ポンプの前に補助ポンプとしての小ポンプが設置されているが、小ポンプが流れに及ぼす影響は小さいため、解析では省略している。

乱流モデルにはRNG k-εモデルを使い、VOF法により自由水面の計算を行った。運動量方程式の非線形項の離散化にはQUICKスキームを、乱流モデルの対流項の離散化にはMARSスキーム（二次風上）を使ってできるだけ数値粘性を小さくするようにした。時間刻みは0.01秒（クーラン数0.6）としたが、水面形状を決定するVOFの計算は時間刻みを10分の1の0.001秒にして細かく計算し、時間精度の確保に留意した。

図4に時間による速度ベクトルと水位変動の解析結果を示す。左右ピットへ入る速度ベクトルの方向と水位差は周期的に変化し、両者の変動の関係には時間的なずれがある。すなわち、左右ピットの水位差は速度ベクトルの方向変化に追従して生じるが、その時間遅れは約0.6秒ほどである。また、モデル試験で発生した水中渦と空気吸込渦も、本計算手法を利用することによって、同様

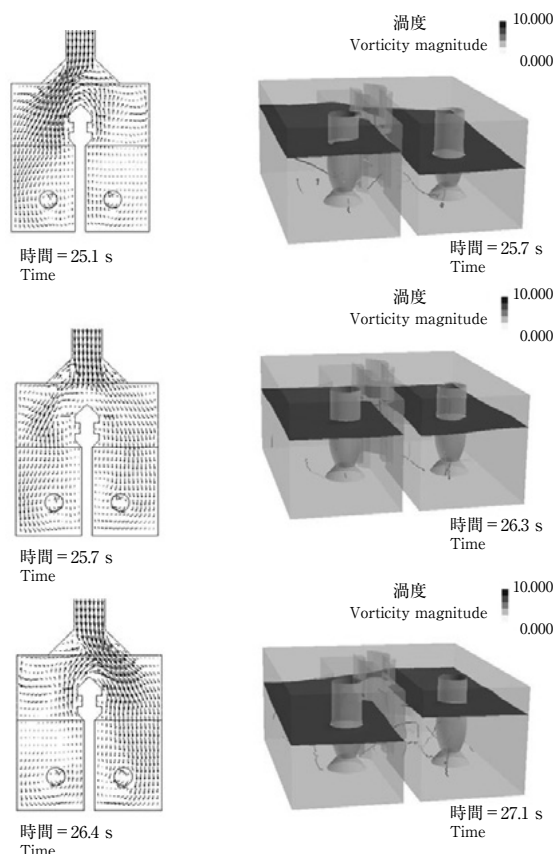


図4 速度ベクトルと水面の時間的变化  
Fig. 4 Vel. vector and water surface behavior along the elapse of time

の形態で表示することができる。図4に渦線で示す渦の形態は、汎用可視化ソフトField Viewの渦芯判定法により処理している。図4から、モデルでの観察結果と同様に流入水路の急拡大により、どちらかの水路に偏った流入になると、そのポンプピットの水位が上昇し、その後、逆圧こう配によりはく離位置が左右逆転して、今度は別のポンプピットの水位が上昇するという交互振動の発生パターン、並びに水槽内の渦発生形態が非常に良く再現されていることが分かる。モデルにおける実測では前述のように約60 mmの振幅で、周期は5秒程度の水位振動が観測された。解析により得られた水位振動は図5に示すように、周期約3秒、振幅75 mmである。周期は実際より少し短い、ほぼ実測結果に近いものであった。

ピットへの流入変動を安定化するための対策は図6に示すように、ピット入口部の拡大角を小さくし、センターピアを拡大部の中まで伸ばし、流入状態を定期的に安定させることによって解決した。

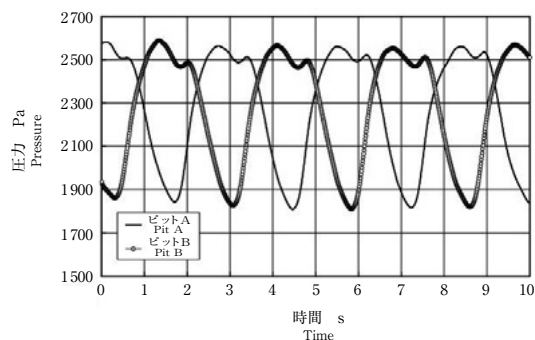


図5 水位変動の解析結果

Fig. 5 Numerical result of water level fluctuation

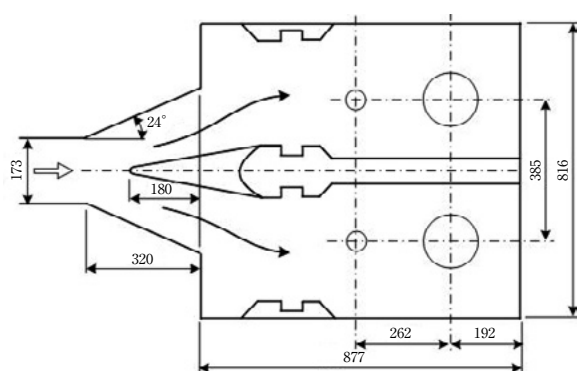


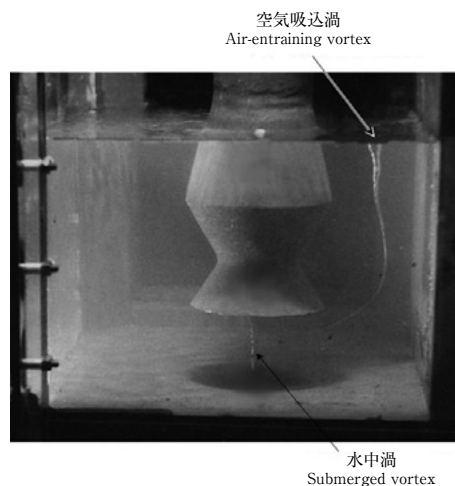
図6 対策後の水槽形状

Fig. 6 Intake configuration after modification

#### 4. 渦試験及び渦対策

水槽内に発生する渦は水面に発生する空気吸込渦と水面下に発生する水中渦に分けられる。TSJ基準<sup>11)</sup>では渦発生に対する相似流速条件が渦の種類によって(1)式の $n=0.2$ ,  $n=0$ のように規定されている。この数値は経験値である。

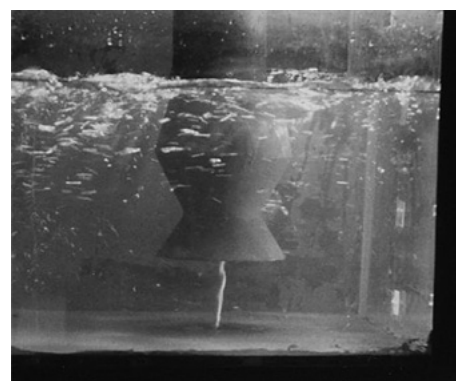
本ポンプ機場では、フルード数一致の流速条件において流入状態に大きな変動が見られたことから渦試験に先立ち、図6に示すような改良を行った。この改良により、水位変動のない安定した流れが得られるようになった。しかし渦に対しては、ポンプの据付位置と水槽形状寸法の関係が適正でなく、なお問題があった。すなわち、ポンプの据付位置が水路中心位置から偏って据付けられていること、それに水槽入口部の外向きの分岐流れも加わりポンプ周りの旋回流を助長する。更にポンプ据付位置の後壁までの距離が $1.4D$ であり、標準寸法( $0.8\sim 1.0D$ )<sup>13)</sup>より大きいことから、渦が発生しやすい構造になっている。したがって空気吸込渦に対する中間流速まで



06-115 02/214

写真2 渦発生状態 (空気吸込渦と水中渦)  
(流速条件: フルード数一致)

Photo 2 Vortex behavior (surface/submerged vortex)  
(Vel. condition: same Froude number)



06-115 03/214

写真3 流速一致条件における水中渦の発生状態

Photo 3 Submerged vortex behavior under constant velocity

流速を上げるまでもなく、フルード数一致の流速条件においても写真2に示すようにポンプ背後に空気吸込渦が発生した。また、ポンプ回りの旋回流が強いことから流速一致まで流速を上げるまでもなく、既に水中渦も発生しているのが見られた。

水中渦の試験は、本来、流速一致の流速条件で実施する。その条件での渦発生状態は、写真3に示すように水槽底面から非常に強い水中渦が発生している。このように、フルード数一致の流速条件において既に水中渦が発生していることを考慮すると、実機においても強い渦が発生するのは明らかであった。

渦対策では空気吸込渦対策用と水中渦対策用の2種を必要とした。

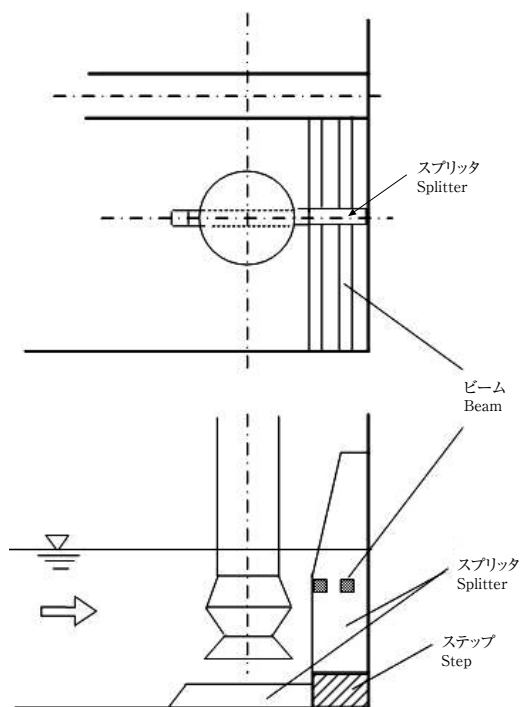


図7 渦対策  
Fig. 7 Vortex suppression setup

渦対策の形状を図7に示す。水中渦に対してはポンプ周りの旋回流防止とポンプ背後の流れを制御するため、スプリッタとステップ<sup>6)</sup>を設置した。空気吸込渦に対しては、水面と吸込口を結ぶ渦糸の途中をポンプ背後の水面下に横設した2本のビームによって局部的に水面付近の流れを乱すことにより崩壊させた<sup>6)</sup>。

## 5. まとめ

従来、複数台ポンプ機場において、1台運転では問題ないものが2台以上の運転組合せでは厳しい取水条件となり、渦が発生する場合があった。更に本事例のように不安定な急拡大部においては水位変動や偏り流れ等が発生する場合もある。

最近では流れ解析を利用してモデル試験を省略、あるいは簡略化することも多くなっている。多くの場合、水面は簡易的に水面変動のないフリースリップ壁境界として取り扱われる。しかし、水路流速が早く、波立ちやはく離を伴う流れなどでは自由水面の局部的水位差や自由水面付近の流速分布が水槽内部のフローパターンや渦発生に影響を及ぼすため、このような近似には無理がある。本事例では、水面変動を考慮することで、ピット内の水位振動現象と渦発生形態を良好に推定することができた。VOF法は計算負荷が大きく結果を得るのに時間がかかるという問題がある。しかし、計算機の高速化が進めば、将来日常的に実施されるようになると思われる。

## 参考文献

- 1) Prosser, M. J., The Hydraulic Design of Pump Sumps and Intakes, BHRA Fluid Engineering, Publ., (1977-7).
- 2) Ponomareff A. L, Intake Tunnel Design for Condenser Circulating Pumps, ASME Paper, 50-A-138.
- 3) 五十畑, 他3名, ポンプ取水槽設計上の問題点と対策, 三菱重工技報, 12-1 (1975-1), 33.
- 4) 山田, ポンプ取水槽における水中渦現象ターボ機械, 7-4 (1979-40), 49.
- 5) 田籠, 上田, 水中渦の発生とフローパターン, 機論57-543, B (1991), 1.
- 6) 田籠, 後藤, 吸水槽流入条件と渦およびポンプ性能, 配管技術, 35-4 (1993-4), 105.
- 7) Kamemoto K, Toyokura T, Sano A, A Numerical Simulation Technique for Prediction of Flow Features of a Pump Sump, Proc. IAHR Symp. (Montreal), 2 (1986), 52, 1.
- 8) 榎本, 田籠, 後藤, ポンプ設計におけるCFDの活用, ターボ機械, 23 (1995), 165.
- 9) 長原, 岩野, 高原, 小松, ポンプ吸込水路の空気吸込渦発生予測シミュレーション, 日本機械学会講演会講演論文集, (1996-9), 97.
- 10) 柴田, 岩野, 長原, 岡村, ポンプ吸込水槽における渦の非定常解析, 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集 (2000-9), 1111.
- 11) ターボ機械協会編, ポンプ吸込水槽の模型試験方法, ターボ機械協会基準 TSJ S 002 (2005).
- 12) ANSI/HI 9.8-1998, American National Standard for Pump Intake Design, Hydraulic Institute, (1998-11).
- 13) 日本機械学会基準, ポンプの吸込水槽の模型試験法, JSME S 004-1984 (1984-1).