OpenFOAM を用いたポンプ水槽内に発生する
空気吸込渦と水中渦の解析山崎 諒^{*1}, 河内 俊憲^{*2}, 永田 靖典^{*2}, 柳瀬 眞一郎^{*3}

OpenFOAM analysis of air-entraining and submerged vortices in pump sump

Ryo YAMASAKI^{*1}, Toshinori KOUCHI^{*2},
Yasunori NAGATA^{*2} and Shinichiro YANASE^{*3}^{*1,*2,*3} Mechanical and System Engineering of Okayama University
3-1-1 Tsushimanaka, Kita-Ku, Okayama-Shi, Okayama 700-8530, Japan

Received: 20 April 2017; Revised: 13 July 2017; Accepted: 2 August 2017

Abstract

Numerical prediction of air-entraining and submerged vortices in pump sumps is important for engineering applications. The validation of pump sump simulations, however, still is not enough, because the simulations is very complicated; for examples, treatment of gas-liquid interface, detection method of the vortices and selection of turbulence model etc. We conducted numerical simulations of the benchmark experiments of the pump sump conducted by Matsui et al. (2006, 2016) and compared the simulation with the experimental data to investigate the effects of turbulence model, grid density and detection method of the vortices. We determined a threshold of the gas-liquid fraction function of VOF method (α) and the second invariant of velocity gradient tensor (Q_2) to detect the air-entraining and submerged vortices by using vorticity, respectively. This method well detected the vortices and well reproduced the experiments for the RANS simulation using SST $k-\omega$ model. Large eddy simulation using Smagorinsky model, however, was sensitive to the grid system and difficult to reproduce the experimental vortex structures even for the finest grid system having 3.7 million cells.

Key words : CFD, VOF, Turbulence model, Grid convergence, Vortex detection scheme

1. はじめに

近年、台風に伴う豪雨の長期化や異常気象の影響によるゲリラ豪雨が多発している。そのため下水処理場や排水機場のポンプに求められる排水量は増加傾向にある。また設備建設のコスト削減のため、設備の小型化が図られている。その結果、ポンプ水槽内の流れは高速化し、流路内に有害な渦が発生しやすくなっている。有害渦は水面から吸込管ベルマウスに伸びる「空気吸込渦」と、水槽底面や側面からベルマウスに伸びる「水中渦」に大別される。空気吸込渦は、吸入管を周り込む流れがはく離し、旋回流が吸込管下流に形成される。この旋回流により、くぼみ渦が水面に形成され、これが吸入管ベルマウスに吸込まれることで生じる（田籠, 1981）。空気吸込渦は、渦が空間的に繋がっていない「断続渦」と繋がっている「連続渦」に別けられる（趙, 2010）。水中渦は、水槽内の流れの残留運動（渦度）や水槽の非軸対称性に起因する攪乱により、吸込流に旋回が生じる。この旋回に伴う圧力低下によりキャビテーションが生じ、これがベルマウスに吸込まれることで生じる。水中渦はキャビテーションが生じるほどの遠心力が必要なため、一般的に空気吸込渦に比べ、より大きな渦度を持った旋回流が必要となる。なお水中渦に関しては、キャビテーションではなく、水槽中の気泡が集積・膨張したものとの説も

No.17-00181 [DOI:10.1299/transjsme.17-00181], J-STAGE Advance Publication date : 15 August, 2017

^{*1} 岡山大学大学院 自然科学研究科 機械システム工学専攻 (〒700-8530 岡山県岡山市北区津島中 3-1-1)^{*2} 正員, 岡山大学大学院 自然科学研究科 機械システム工学専攻^{*3} 正員, フェロー, 岡山大学大学院 自然科学研究科 機械システム工学専攻

E-mail of corresponding author: kouchi@okayama-u.ac.jp

ある。どちらにしてもこうした渦がポンプに吸い込まれると、騒音・振動が発生し、ポンプ性能の低下に繋がる。そのため、これら渦がどのような条件で発生するか、またどのようにすれば防止できるかなど、数多くの研究が行われている。例えば、空気吸込渦の発生に対するベルマウス径、水槽幅の影響等は田籠 (1981) や桑木野 (1993) の研究に詳しい。また吸込管にフェアリングやフランジを装着 (田籠, 1981) したり、水槽の底面と側面にバイパスを設ける (桑木野, 1993) ことで、空気吸込渦を防止できることが報告されている。

ポンプ水槽における渦発生の有無やその対策法に関しては、模型を用いた実験により検討されることが多かった (ターボ機械協会基準, 2005)。一般に実験では、実機と同じサイズの模型を用いることはコストの観点から困難で、レイノルズ数やフルード数といった無次元数を考慮した何らかの相似則を用いることになる。ターボ機械協会基準 (2005) に、それぞれ空気吸込渦と水中渦の実験を行う際の相似条件が示されている。平田ら (2003) は空気吸込渦が発生する臨界没水深 S に対するフルード数、レイノルズ数や水槽形状パラメータの影響を実験的に調べている。また Kawakita ら (2012) や松井 (2016) は大小 3 種類の相似なポンプモデルを用いて、渦発生に関する詳細なデータを取得し、相似則の検討を行っている。彼らのデータでは、空気吸込渦/水中渦ともターボ機械協会基準 (2005) が示している相似比とやや異なる傾向を示しており、相似比がスケール比や吸込管の位置により変わることが示唆された。このように相似則に関してもまだまだ不明な点が多い。また水槽内は非常に複雑で、模型実験のみではその詳細を完全に把握することは困難である。

このような背景と計算機能力の向上を受け、近年では CFD を用いた検討が広く行われるようになってきた (Tang et al., 2011; 江藤, 2014)。CFD では実機サイズでの解析が可能で、相似則の問題が生じない。また流れ場の詳細な情報から渦発生原因が推定可能で、さまざま渦防止策を計算機上で検討できる (Kim et al., 2012; 兼森, 潘, 2015)。しかしながら CFD においても、空気吸込渦を解析する際の気液界面をどのように扱うか、また水中渦を解析する際にキャビテーションをどのように扱うか、また乱流をどのように扱うか、どのように渦を検出するか等が問題となる。

例えば気液界面に関しては、兼森ら (2015) は水面を水位一定のスリップ壁として扱い、液中に発生する旋回流を実験結果と比較することで、断続渦発生時に旋回流が持つ渦度の閾値を決定している。他方で、趙ら (2010, 2011) や大山ら (2008) は界面捕獲法の一つである volume of fluid (VOF) 法 (Hirt and Nichols, 1981) を用いて気液界面を計算し、空気吸込渦の予測を試みている。大山ら (2008) の報告によれば、VOF 法で用いられる気液層比率 α を適当に選ぶことで、空気吸込渦の発生やその発生頻度を予測可能である。

キャビテーションは、旋回流による圧力低下が飽和蒸気圧を下回ると発生する。しかしながら計算では、格子間隔が吸込管ベルマウス径の $1/1000 \sim 2/1000$ と非常に小さい数億点規模の計算格子を用いても、格子分解能の問題からこの圧力低下を捉えられない (Yamade et al., 2016)。さらに格子を細かくし渦を直接解像し、飽和蒸気圧を基準に水中渦を判定することは、その膨大な計算コストから工学的には現実的でない。そのため一般には、単に水中に形成された旋回流を水中渦とする場合や、実験との比較により何らかの基準を設け、それを満たした旋回流を水中渦とする場合が多い。大山ら (2008) は実験と比較し、この基準として水深方向の渦度を用いている。他方、岩野ら (2002) はこれとは異なるアプローチをとっている。彼らは比較的粗い数値計算の解をもとに旋回流を同定し、その旋回流のコア半径と循環から Burgers 渦近似を用いて渦による圧力低下を推定し、これと飽和蒸気圧を比較することで水中渦を同定している。また兼森ら (2015) は同じ方法を空気吸込渦に適用し、渦のコア半径や循環から空気吸込渦における渦度の閾値を決めている。

乱流モデルに関しては、RANS による解析例が多いが、近年では数億点規模の格子を用いた LES も行われ、水中渦の発生起源に関して調べられている (Yamade et al., 2016)。RANS では乱流モデル依存性があり、乱流モデルの違いにより渦の発生位置やその強度が変化することが知られている。このモデル依存性に関しては Tang ら (2011) の報告に詳しく述べられている。彼らが用いた乱流モデルの中では *realizable k- ϵ* モデルが最も実験を再現していた。また RANS よりも LES を用いた方が実験の再現性が良いとの報告もある (Tokyay and Constantinescu, 2005)。しかしながら、Tokyay ら (2005) の計算では RANS と LES で別々の格子が使われており、その影響が議論されておらず、本当に LES が RANS より優れているかは分かっていない。このように CFD においても、渦の同定法や乱流モデルの選択が研究者ごとに異なっており、未だ解析ノウハウが確立されているとはいえない。

これに加えて CFD を用いる際には、その妥当性の検証が必要となる。2005 年に Okamura ら (2005) によって様々な商用ソフトやインハウスコードを用いて空気吸込渦と水中渦の予測のベンチマーク計算が行われたが、当

時はこれに対応する実験データがなく、結果は優劣のつけがたいものであった。Matsui ら (2006) によって、これに対応する模型試験が行われ、近年、しばしばこの実験結果が計算の妥当性検証 (Matsui et al., 2006; Okamura et al., 2007; Lucino et al., 2010) に用いられている。しかしながら、その比較は速度場を除けば定性的で、渦の発生位置等に関してはその同定法依存もあり、決して十分とは言えない。そこで本研究では、比較的詳細なデータがそろっている Matsui ら (2006) の実験を CFD により解析した。そして渦の同定方法を含めて、CFD によりどの程度実験が再現可能か、またそれらがどの程度計算に用いる格子や乱流モデルに依存するかを検証したので報告する。

2. 数値計算法

2・1 ポンプ吸込水槽モデル

図 1 に本研究で用いたポンプ吸込水槽モデルの概要を示す。本研究の解析対象は Matsui ら (2006, 2016) や Okamura ら (2007) が用いたモデルと同じである。図からも分かるように、このモデルでは吸入管が水槽対称面から 10 mm 偏心した位置に設置されており、これにより空気吸込渦や水中渦が発生しやすくなっている。なお吸入管は水槽側面から 110 mm、底面から 100 mm の位置に設置され、ベルマウス径 D は 150 mm、吸入管内径は 100 mm、肉厚は 2 mm となっている。また Matsui ら (2006, 2016) や Okamura ら (2007) の試験設備では吸入管までの助走距離がおよそ 3000 mm と長大であるが、本モデルでは 1000 mm としている。本研究では吸入管中心の水槽底面を原点としたデカルト座標系 (x, y, z) を用いる。なお水槽モデルの詳細に関しては参考文献 (Matsui et al., 2006, 2016) を参照されたい。

Matsui ら (2006, 2016) や Okamura ら (2007) の試験では、ポンプ吸込流量と水面の高さをパラメータとし、空気吸込渦や水中渦の発生条件、またその頻度が調べられている。Matsui ら (2006, 2016) や Okamura ら (2007) が供試モデルで得た渦の発生条件を図 2 に示す。図の横軸はベルマウス入口における断面平均流速 V で、縦軸は臨界没水深 $S (= H - Z)$ である。なお H は水深で、 Z は水槽底面からベルマウスまでの高さである。図より $S/D = 1.5V$ を境に連続空気吸込渦が形成され、水位が下がると徐々に連続渦の発生頻度が増加する。そして $S/D = 0.45V$ より水位が下がると連続渦に加えて水中渦が形成される。本研究では空気吸込渦と水中渦の両方が形成される Case 1 と空気吸込渦のみ形成される Case 2 の 2 つの条件に関して計算を行った。Case 1 は $V = 0.94$ m/s, $S/D = 0.33$ (これは排水量 1 m³/min, 水面高さ 150 mm に相当) で、Case 2 は $V = 0.94$ m/s, $S/D = 0.87$ (これは排水量 1 m³/min, 水面高さ 230 mm に相当) である。Case 1 におけるベルマウス部でのレイノルズ数は $R_D (= VD/\nu) = 1.4 \times 10^5$ 、フルード数は $F_D (= V/\sqrt{gD}) = 0.78$ である。また水槽内を流れる平均流速 U と水深 H を用いたレイノルズ数は $R_H (= UH/\nu) = 5.5 \times 10^4$ である。なお ν は水の動粘性係数、 g は重力加速度である。

Fig. 1 Model of a pump sump model used in this study. The pump bell diameter is 150 mm, and submergences are 150 mm (case 1) and 230 mm (case 2). The pump is off centered in the sump.

Fig. 2 Vortex occurring map for the present pump sump model measured by Matsui (2006, 2016). Thick circulars indicate the simulated conditions.

Fig. 3 Grid systems used in this study.

Table 1 Grid spacing

	mesh spacing, mm			total grid number
	region 1	region 2	region 3	
coarse grid	8	8	30	291430
medium grid	4	8	30	597806
fine grid	2	4	30	3763485

2・2 計算方法と格子

本研究では、オープンソースの数値計算ツールであるOpenFOAM (2017) を計算に用いた。OpenFOAM (2017) では空間の離散化に、物理量を節点に定義する有限体積法が用いられ、セル境界面の値を境界面を隔てた節点における物理量から推定する。本計算では、境界面における対流項の算出には線形風上内挿（差分法でいうところの2次精度風上差分）、また粘性項流束には線形内挿（差分法でいうところの2次精度中心差分）を用いた。時間積分には Euler陰解法を、圧力-速度の連成にはPISO法 (Issa, 1985) を用いた。2.1に記載された条件で流れは乱流となるため、計算には乱流モデルを用いた。乱流モデルとしては、SST $k-\omega$ モデル (Menter, et. al., 2003) とSmagorinskyモデル (Smagorinsky, 1963) を用いた。RANSに加えてLESを行った理由は、乱流モデル依存性を調べるためである。なおSST $k-\omega$ モデルは壁乱流向けの $k-\omega$ モデルに、自由せん断流れ向けの $k-\epsilon$ モデルで現れるクロス拡散項を追加しモデルで、壁面からの距離を用いたスイッチ関数により、この項の影響度を切り替える。これにより壁面近傍流れには $k-\omega$ モデル、壁面から離れた流れには $k-\epsilon$ モデルを適用した計算が可能となる。またSmagorinskyモデルのモデル定数 $C_s = 0.134$ とした。

気液界面はVOF法 (Hirt and Nichols, 1981) により捕獲される。VOF法では連続の式とナビエ・ストークス方程式の他に、層比率 α の移流方程式を解くことで界面を捉える。interFoamでは α の移流方程式として以下の式 (Rusche, 2002) を用いる。

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha \mathbf{u}) = -\nabla \cdot (\alpha(1-\alpha) \mathbf{u}_r) \quad (1)$$

$\mathbf{u}$ は流体の速度で、右辺はオリジナルのVOF法にはない項である。この項は実現象では存在しない人工的な界面圧縮項で、これにより界面の数値拡散が抑制される。なお $\mathbf{u}_r$ は擬似的な界面圧縮速度で、interFoamでは界面の勾配と流速から計算される。VOF法では、式 (1) により移流する α を用いて、密度や粘性係数等の α 重付け平均を算出する。そしてこれら平均値を用いた単一層の連続の式とナビエ・ストークス方程式を連立して解く。なお本計算では気層は空気 (密度 $\rho_g = 1.2 \text{ kg/m}^3$)、液層は水 (密度 $\rho_l = 1000 \text{ kg/m}^3$) として非圧縮性流体を仮定している。

液層側の流入境界条件として、流速は吸込管から流出する流量を一樣流速で与え、圧力は大気圧を与えた。また液面の高さは、実験条件と一致するよう固定した。計算を行うと気液界面の変動が生じる。特に計算初期においては、吸込管周りで生じた波が、入口境界まで反射する。本計算では入口境界において液面高さを固定しているので、入口まで戻った波は固定端反射するが、計算が進むと大規模な波の反射は観測されない。また吸込管と

入口境界面をおよそ1 m離すことにより、吸込管周りで生じた自由境界面の変動の入口境界への影響を低減している。空気側の境界は、大気開放となるよう総圧を大気圧に固定し、流速は境界面から流出する場合は外挿、流入する場合は境界面の法線方向流速のみ内部セルから外挿する。吸込管出口の境界条件としては、外挿条件を与えている。これにより、空気吸込渦が発生し、吸込管出口において層比率が変化した際も特別な配慮なしに計算が行える。

OpenFOAM (2017) はオープンソースのCFDコードであるため、様々な流れ場に適用され計算結果の妥当性が検証されている。例えばDattaら (2017a, 2017b) はOpenFOAM (2017) によりヘリカル管流の層流/乱流計算を行い、速度分布、管摩擦係数や熱伝達率を算出し、計算が実験を精度よく再現することを示している。OpenFOAM内のVOF計算用ソルバーinterFoamに関しても、基本的な流れに関しては様々な研究者により計算と実験の比較が行われ、その妥当性が検証されている。例えばRuche (2002) はバブルを含む気液二層せん断流の計算を行い、計算で得られた時間平均 α や速度分布が実験を再現することを示している。またDeshpandeら (2017) は近年interFoamを使って行われた計算結果についてまとめ、interFoamにより例えば、重力場中の定在波、液滴の衝突により生じるミルククラウンの進行や液柱のレイリーブレークアップ現象等の様々な流れを計算し、実験値や理論解析値と比較することで、その妥当性を示しており、基本的な流れに対するinterFoamの信頼性はすでに立証されている。本計算は、これら検証を踏まえ、新たにポンプ水槽内に形成される有害渦をinterFoamによりどの程度再現可能か調べるものである。

計算格子はCADで設計した実験装置(図1参照)の3D形状を利用し、cfMesh (2017) により作成した。図3に計算に用いた格子を示す。計算格子は大きく3つの領域に別けられる。領域1は吸込管ベルマウス近傍と水面をカバーする領域で、空気吸込渦や水中渦を再現する上で最も重要で、格子を細かくしてある。領域2は液層や気液境界面近傍の領域1に隣接する領域で、領域1の倍の格子間隔とした。また領域3は気層領域の大部分で、領域2より更に格子間隔が広い。本研究では格子依存性を調べるために3種類の格子を用いた。格子点数の急激な増加なしに格子依存性の影響を緩和する方法として、動的に格子の最適化を行う適合格子細分化(Adaptive Mesh Refinement: AMR)法が挙げられる。気液二層流では格子の細分化に層比率 α が用いられる。しかしながら、本研究が対象とするポンプ流れの場合、空気吸込渦のみならず水中渦を同定する必要が工学的に生じるけれど、後述に詳しく述べるように、現状の計算機能力では水中渦は空気吸込渦と異なり α による同定が行えない。そのため α を用いたAMR法では水中渦の予測精度の向上が見込めない。そこで本研究では、より普遍的な方法として、渦を捉えるのに最も重要である領域1の格子サイズを半分にしていき、得られた解に対する格子依存性の影響を調べた。それぞれの格子間隔は表1に詳しい。図3は最も細かい(ファイン)格子では、領域1の格子サイズは2 mm、領域2は4 mm、領域3は30 mmである。中間のミディウム格子では領域1と領域2の格子間隔が倍に、最も粗い(コース)格子では領域1の格子間隔が更に倍になる。格子間隔は最も格子の細かい領域1でも、1/75DとYamadeら(2016)のものと比較するとかなり粗い。なおこれら格子の固体壁面上には境界層用のレイヤー格子(最小格子幅0.5 mm)を積層してある。格子依存性を調べる際は、このレイヤー格子の有無の影響も併せて調べた。なお本報告では主に乱流モデルとしてSST $k-\omega$ モデルを用いたファイン格子(レイヤーあり)の結果を示し、格子依存性や乱流モデル依存性の影響は最後に議論する。

2・3 空気吸込渦と水中渦の評価方法

「はじめに」でも述べたように、渦を評価する方法は多種多様で、用いる閾値も研究者ごとに任意性がある。渦の検出方法としては、岩野ら(2002)が提案しているBurgers渦近似による方法が有望であろう。しかしながら、Burgers渦近似は定常を仮定しており、非定常性の強いポンプ吸込水槽内の渦では修正が必要となる可能性が示唆されている(ターボ機械協会基準, 2005)。また絶えず変動し、消滅・出現を繰り返す渦にこの方法を適用し、渦を追跡することはかなり難しい。そこで本研究では、工学的に簡便に行える渦度の閾値による同定法により、空気吸込渦と水中渦を統一的に検出することを試みた。

先にも述べたように、兼森ら(2015)は水面下10 mmにおける旋回流の局所断面平均渦度の z 方向の大きさ $|\overline{\omega_z}|$ により空気吸込渦を同定($|\overline{\omega_z}| \geq 10 \text{ s}^{-1}$ で断続渦、 $|\overline{\omega_z}| \geq 16 \text{ s}^{-1}$ で連続渦)している。なお局所断面平均値は $\overline{\quad}$ をつけて表すこととする。本研究でこれに習い、 $|\overline{\omega_z}|$ を算出し空気吸込渦の発生頻度を計算した。なお $|\overline{\omega_z}|$ は、水面下10 mmの二次元断面内で瞬時流線を書かせ、旋回流領域を特定し、旋回中心から半径20 mm内の領域の断面平均

を瞬時値として算出した．図 4 に Case 1 における xy 断面内の圧力分布と流線図を示す．なお圧力は各水深における静水圧 $\rho g(H-z)$ を引いた値を示してある．図 4a が水面下 10 mm ($z = 140$ mm) における流線図で，図 4b がベルマウスと水槽底面の間位置 ($z = 50$ mm) における流線図である．図 4a をみると，吸込管下流の水槽側壁と吸込管の間に，円柱周りの流れにおけるカルマン渦に対応する 2 つの旋回領域が現れている．この図から，上の渦が吸込管に近いこと，渦の中心で圧力が静水圧よりおよそ 70 Pa 低下していることが分かる．図より旋回領域の大きさはおよそ 20 mm 程度であることも分かる．

VOF 法では α の等値面を用いて空気吸込渦を可視化することが可能である．本研究ではこの閾値も水面下 10 mm で旋回流がありかつ $|\omega_z| > 16 \text{ s}^{-1}$ となる領域と α の等値線を比較することで決定した．その結果 $\alpha \sim 0.96$ の等値線が $|\omega_z| \sim 16 \text{ s}^{-1}$ と重なっており，本研究ではこの値を用いて空気吸込渦を可視化・同定した．なおこの値，大山ら (2008) が実験と計算の比較により決めた α に合致している．

水中渦は空気吸込渦と異なり α による同定が行えない．また実現象ではキャビテーションが生じるけれど，計算では格子解像度の不足から圧力がそこまで低下しない．例えば図 4b をみると吸入管の直下に旋回流が発生していることが分かるが，これによる圧力低下は 400 Pa 程度である．これは空気吸込渦 (図 4a) に比べると大きな圧力低下であるけれど，この圧力低下では飽和蒸気圧 (常温でおよそ 2.3 kPa)，圧力低下にして 99 kPa に到底達しない．従って Burgers 渦近似等を用いない限り，飽和蒸気圧との比較による同定は不可能である．そこで本研究では，渦管の検出に用いられる速度勾配テンソルの第 2 不変量，以下に定義される Q 値を算出し，その等値面から水中渦の同定を試みた．

$$Q_2 = \frac{1}{2}(\Omega_{ij}\Omega_{ij} - S_{ij}S_{ij}) = -\frac{1}{2}\frac{\partial u_i}{\partial x_j}\frac{\partial u_j}{\partial x_i} = \frac{1}{2\rho}\nabla^2 p \quad (2)$$

Ω_{ij} , S_{ij} はそれぞれ渦度テンソルとひずみテンソル， u は速度， ρ は密度， p は圧力である．なお非圧縮性流体の場合， Q 値は圧力のラプラシアンと等価である．この Q 値の等値面を用いて渦を同定する場合も，閾値が問題となる．本研究ではこの閾値を決める際にも渦度を用いた．供試模型において Okamura ら (2007) が PIV 計測を行った結果をみると，水中渦が発生している場合，渦度が 100 s^{-1} を超えている．そこで本研究ではベルマウスと水槽底面のちょうど中間に当る xy 断面において， Q 値の等値線と渦度が $|\omega_z| > 100 \text{ s}^{-1}$ となる領域を比較することでその閾値を決定した．その結果， $Q_2 \sim 2500$ の等値線が $|\omega_z| \sim 100 \text{ s}^{-1}$ とほぼ重なっており，本研究ではこの値を用いて水中渦を可視化・同定した．

Fig. 4 Typical instantaneous streamlines superimposed on the pressure distributions of xy plane in the pump sump at a) $z/D = 0.93$ and b) $z/D = 0.33$. Two close circular orbits are observed at the downstream of the duct at $z/D = 0.93$ and just below the duct at $z/D = 0.33$. Pressures at the point centers of the orbits are lower than other region. The blue circular regions indicate the region where $|\overline{\omega_z}|$ were obtained.

3. 結果と考察

3・1 空気吸込渦/水中渦の可視化

図5にCase1において $\alpha = 0.96$ で同定した空気吸込渦と $Q_2 = 2500$ で同定した水中渦を示す。図の左側が計算結果で、右側が実験結果である。図5aと5dは空気吸込渦のみが現れている場合、図5bと5eは空気吸込渦と水

Fig. 5 Typical air-entraining and submerged vortex structures obtained by our simulations (left column) and comparison of them to the experimental ones (right column). The air-entraining vortices are identified by isosurface of $\alpha = 0.96$, and the submerged vortices are identified by isosurface of $Q_2 = 2500$. The simulations well reproduce the experiments.

中渦が両方現れている場合、また図 5c と 5f は水中渦が消えかかっている場合である。なおこれら図の時間的つながりはない。図より本研究で用いた渦の同定法は実験結果を定性的によく再現していることが分かる。

3・2 空気吸込渦/水中渦の位置と発生頻度

次に空気吸込渦の位置に関して定量的な比較を行った。図 6 にその結果を示す。図 6a は Case 1, 図 6b は Case 2 の結果である。黒塗りのマル印が実験結果、白抜き丸が計算結果である。まず Case 1 と 2 の比較であるが、Case 1 では吸入管の上下に空気吸込渦が発生しており、上側の渦が図 4a でも見たように吸込管に近い。他方で水面が上昇した Case 2 では吸入管上の連続渦は消失し、下の渦のみとなる。計算結果はこのような特徴をかなり正確に再現しており、渦が発生する分布の広がりも正確に再現している。

また渦の発生頻度に関しても、図 7 に示される旋回流が持つ $|\overline{\omega_z}|$ の時間履歴により調べた。図 7a が Case 1 の結果で、図 7b が Case 2 の結果である。実線は吸入管下側の旋回流、破線は上側の旋回流が持つ $|\overline{\omega_z}|$ を示している。図 7a に示される Case 1 の場合、解が準定常状態に落ち着くまでに 5 s 程度かかっている。他方で図 7b に示される Case 2 の場合、10 s 程度の時間を要している。解が準定常に落ち着いた後、Case 1 では上下両方の旋回流において渦度が連続渦発生条件である $|\overline{\omega_z}| \geq 16 \text{ s}^{-1}$ を超えており、発生頻度はほぼ 100 %となっている。これは図 2 に示した実験結果と合致している。また Case 2 では下側の渦は連続渦発生条件である $|\overline{\omega_z}| \geq 16 \text{ s}^{-1}$ をしばしば超えるが、上側の渦は断続渦発生条件である $|\overline{\omega_z}| \geq 10 \text{ s}^{-1}$ を上回るのがやっとである。10 s 以降の下側にある連続渦の発生頻度を計算すると、32%であった。図 2 を見るとこの水位での出現頻度は 50-75%であるので計算結果はやや実験結果より短いけれど、図 2 を見ると少し水位の高いデータではその出現頻度は 5-25%となっているので、計算

Fig. 6 Comparison of the present simulations with the experiments for the air-entraining vortex position: a) $H = 150 \text{ mm}$ (case 1) and b) $H = 230 \text{ mm}$ (case 2). The simulations well reproduce the experiments for both cases.

Fig. 7 Time histories of mean vorticity in the air-entraining vortex in a) the case 1 ($H = 150 \text{ mm}$) and b) the case 2 ($H = 230 \text{ mm}$). The dot lines of $|\overline{\omega_z}| = 16 \text{ s}^{-1}$ are the threshold for generation of a continuous air-entraining vortex, and the chain lines of $|\overline{\omega_z}| = 10 \text{ s}^{-1}$ is the threshold for generation of an intermittent air-entraining vortex.

Fig. 8 Comparison of the present simulations with the experiments for the submerged vortex poison in the case 1 ($H = 150$ mm). The simulation well reproduced the experimental data. The submerged vortex did not appear in the case 2 ($H = 230$ mm).

Fig. 9 Generation of submerged vortex and its duration in the case 1 ($H = 150$ mm). The submerged vortices were generated for three quarter of the computation time.

結果は十分妥当と言えよう。

次に水中渦に関して定量的な比較を行った。図 8 に Case 1 における水中渦の発生位置の比較を示す。図より、計算結果は実験をかなりよく再現していることが分かる。また水中渦の発生頻度に関しても、 $Q_2 = 2500$ の渦管が生じる時間割合をカウントすることで調べた。その結果を図 9 に示す。図よりおよそ計測時間の 70% の割合で水中渦が生じていることが分かる。水中渦の発生頻度に関しては実験結果が記載されていないので、この比較は今後の課題としたい。なお Case 2 に関する比較を載せていないのは、本同定法では吸込管直下に旋回流は生じるものの、全時間においてそれらは水中渦とは判定されなかったためである。これは図 2 から分かるように実験結果を再現している。このように本研究で提案した渦度と層比率、また Q 値を併用した渦の同定法により、かなり正確に空気吸込渦と水中渦を同定できることが分かった。

3・3 格子依存性と乱流モデル依存性

最後にこれら渦の位置に関する格子依存性と乱流モデル依存性に関して議論する。図 10 に空気吸込渦に対する格子依存性の結果を示した。図 10a が格子密度の影響、図 10b がレイヤー格子の影響である。図 10a より、ミディアム格子の結果（赤）はファイン格子の結果（黒）とほぼ重なっており、格子点数 60 万点クラスのミディアム格子で十分空気吸込み渦を捉えられることが分かる。他方で 30 万点クラスのコース格子では、空気吸込渦の位置がかなりばらついており、実験を再現できない。ここには示していないが水中渦の位置に関しても同様の結果であった。ミディアム格子とファイン格子では同時刻における旋回流の形状や渦度の大きさも比較的一致しており、実用上、ミディアム格子で十分格子収束していると言える。しかしながら、コース格子では旋回流は生じるものの渦度が小さく、本研究で用いた水中渦同定法だと渦が生じないという結果で、実験を再現しなかった。本研究が対象とする吸込管周りに発生する大規模渦のスケールは直径程度と予測される。従って吸込管周りの格子幅を Δ とすると、空気吸込渦や水中渦を捉えるには無次元格子スケール $\Delta/D \sim 0.03$ の格子が必要であることが分かる。実際の渦は図 5 に示されるように代表長 D の $1/3 \sim 1/10$ 程度である。従ってこの場合でも $\Delta/D \sim 0.03$ であれば、渦の直径内に 4~10 点の格子点数があることが分かる。

また図 10b に示したようにレイヤー格子の影響も比較的大きい。レイヤー格子がないと渦の発生位置がばらつき、吸入管のごく近傍に空気吸込渦が形成されることがしばしば起こる。空気吸込渦は吸込管を回り込む流れのはく離に起因して生じる。このはく離をより正確に捉えられるように、吸込管壁に発達する境界層を出来る限り正確に解像することが空気吸込渦を捉える上で重要である。

図 11 にファイン格子を用いた RANS と LES における空気吸込渦、水中渦の構造の違いを示す。図 11a は RANS、図 11b は LES で計算開始から同時刻の結果ある。図は水槽側面から吸込管周りを可視化した結果で、青色の渦は $\alpha = 0.96$ で空気吸込渦を可視化した結果、灰色の渦は $Q_2 = 2500$ で水中渦を可視化した結果である。なおこれら関

Fig. 10 Effects of a) the grid density and b) the layer meshes for boundary layer on the position of the air-entraining vortex at the case 1 ($H = 150$ mm).

Fig. 11 Effects of the turbulence model on the formation of the air-entraining and submerged vortices at the case 1 ($H = 150$ mm): a) RANS using SST $k-\omega$ model and b) LES using Smagorinsky model. The blue regions indicate the air-entraining vortices and the gray regions indicate the submerged vortices. For the present grid system, the LES less reproduced the experimental air-entraining and submerged vortex structures, compared with the RANS did.

値は、渦度により決定した値で RANS と LES でほぼ変化がなかったので同じ値を用いた。図より LES では RANS に比べて空気吸込渦、水中渦ともに微細な渦構造が多数現れ、図 5 に示した実験結果とは大きく異なっていることが分かる。特に空気吸込渦は閾値となる α を変化させても、LES では実験に見られた吸込管の後流に生じる 2 つの渦構造が再現されることはなく、かなり実験結果と異なっていた。この原因としては、本研究で用いたファイン格子でも、スマゴリンスキーモデルの導出の際に仮定される局所平衡の仮説が成り立っていないことが挙げられる。従って、恐らく更に格子を増やせば、LES は実験に近づいてくるものと考えられるが、計算コストの増大は免れ得ない。このような観点と、これまで示したように RANS でも渦度の閾値と層比率や Q 値を併用した方法により十分に空気吸込渦と水中渦を再現できることから、私たちは工学的応用を考えるなら、RANS の方が現時点では有用であると結論付ける。

4. まとめ

本研究では CFD により、渦の発生位置や発生頻度等の詳細なデータがそろっている Matsui ら (2006, 2016) のポンプ吸込水槽実験の数値計算を行い、水槽内に発生する空気吸込渦と水中渦の CFD における予測精度の検証を行った。計算における気液界面の捕獲は VOF 法を用い、乱流計算には SST $k-\omega$ モデルを用いた RANS と Smagorinsky SGS モデルを用いた LES を行い、乱流モデル依存性を調べた。また格子密度も 3 段階変化させ、その影響を調べた。本計算における吸込管の直径 D は 150 mm で、排水量は $1 \text{ m}^3/\text{min}$ で固定し、没水深 S は 50 mm と 130 mm の 2 つの条件で計算を行った。なお実験では $S = 50$ mm では空気吸込渦と水中渦の両方が発生し、 $S = 130$ mm では空気吸込渦は発生するが水中渦は発生しない。以下に得られた知見をまとめる。

- s1) 空気吸込渦の同定方法として、吸込管軸方向の渦度の閾値と VOF 法における層比率 α を併用した方法を提案した。この方法を用いれば、CFD により空気吸込渦の発生位置、また発生頻度を精度良く再現できる。
- (2) 水中渦に関しても、同様のアプローチをとり、渦度の閾値と速度勾配テンソルの第 2 不変量である Q 値を併用した方法を提案した。この手法を用いれば、CFD により水中渦の発生位置を精度良く再現できる。
- (3) RANS ではおよそ 60 万点クラスの格子 (吸込管周りの領域でおよそ $1/35D$ の格子サイズ) で、十分に格子収束した解が得られ、工学的な渦予測としては十分な精度であることが分かった。また境界層用のレイヤー格子を吸込管壁に適切に設けることも、空気吸込渦を予測する上で重要であることが分かった。
- (4) 本研究で用いた最も細かい格子 (格子点数 370 万点クラス, 吸込管周りの領域でおよそ $1/75D$ の格子サイズ) でも、空気吸込渦/水中渦の予測精度は RANS が LES をはるかに上回っていた。RANS でも十分実験結果を再現していたこと、また格子点数 60 万点クラスの格子で十分格子収束がえられていることから、現時点では工学的な渦検知としては RANS を用いるべきである。

謝 辞

計算の実施に関して鶴見製作所の川邊俊彦博士に様々な助言を頂きました。また実験の写真データは横浜国立大学の松井純教授に提供頂きました。ここに謝意を表します。

文 献

- cfMesh - Industrial quality meshing solution, available from <<http://cfmesh.com/>>, (参照日 2017 年 4 月 1 日).
- Datta, A., Yanase, S., Kouchi, T. and Mohammad, M., Laminar forced convective heat transfer in helical pipe flow, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 120 (2017a), pp. 41-49.
- Datta, A., Hayamizu, Y., Kouchi, T., Nagata, Y., Yamamoto, K. and Yanase, S., Numerical study of turbulent helical pipe flows with comparison to the experimental results, *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 139, No. 9, 091204 (2017b).
- Deshpande, S., Anumolu, L. and Trujillo, M., Evaluating the performance of the two-phase flow solver interFoam, *Computational Science & Discovery*, Vol. 5 (2012).
- 江藤文宣, CFD を活用したポンプ吸込水槽渦対策形状の最適設計, *日本機械学会誌*, Vol.117, No.1145 (2014), p. 54.
- 平田勝哉, 舟木治郎, 中島宣武, 吸込水槽内に発生する空気吸込渦の臨界没水深さについて, *土木学会論文集* No.747/II-65 (2003), pp. 61-69.
- Hirt, C. W. and Nichols, B. D., Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries, *Journal of Computational Physics*, Vol.39 (1981), pp. 201-225.
- Issa, R. I., Solution of the implicitly discretized fluid flow equation by operator splitting, *Journal of Computational Physics*, Vol.62 (1986), DOI: 10.1016/0021-9991(86)90099-9.
- 岩野龍一郎, 柴田貴範, 長原孝英, 岡村共由, 流れ解析によるポンプ吸込水槽内の水中渦予測手法の開発, *日本機械学会論文集 B 編*, Vol.68, No.667 (2002), No.01-0386.
- 兼森祐治, 潘 応康, ポンプ水槽の空気吸込渦予測と防止技術, *ターボ機械*, Vol.43, No.2 (2015), pp. 90-98.
- Kawakita, K., Matsui, J. and Isoda, H., Experimental study on the similarity of flow in pump sump models, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol. 15 (2012), 062047.
- Kim, C. G., Choi, Y. D., Choi, J. W. and Lee, Y. H., A study on the effectiveness of an anti vortex device in the sump model by experiment and CFD, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol.15, No.7 (2012), 072004.
- 桑木野重三, 吸込水槽内の空気吸込渦防止について, *ターボ機械*, Vol.21, No.6 (1993), pp. 343-349.
- Lucino, C., Lisciai, S. and Duro, G., Vortex detection in pump sump by means of CFD, *24th Latin American Congress on hydraulics* (2010).
- Matsui, J., Kamemoto, K. and Okamura, T., CFD benchmark and a model experiment on the flow in pump sump, *23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, (2006).
- 松井 純, ポンプ吸込水槽における渦発生条件の相似性, *ターボ機械*, Vol.44, No.4 (2016), pp. 223-230.
- Menter, F. R., Kuntz, M. and Langtry, R., Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Vol.4 (2003), pp.625-632.
- 大山修司, 塚本 寛, 押川卓矢, 宮崎康次, 大石雅人, ポンプ吸込水槽内流れの可視化と CFD, *ターボ機械*, Vol.36, No.12 (2008), pp. 746-755.

- Okamura, T. and Kamemoto, K., CFD simulation of flow in model pump sumps for detection of vortices, 8th Asian International Conference on Fluid Machinery, AICFM8 (2005).
- Okamura, T., Kamemoto, K. and Matsui, J., CFD prediction and model experiment on suction vortices in pump sump, 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, AICFM9-053 (2007).
- OpenFOAM - The open source computational fluid dynamics (CFD) toolbox, available from <<http://www.openfoam.com/>>, (参照日 2017 年 4 月 1 日).
- Rusche, H., Computational fluid dynamics of dispersed two-phase flows at high phase fractions, Ph.D thesis of Imperial College, London (2002).
- Smagorinsky, J., General circulation experiments with the Primitive equations: I. The basic experiment, Monthly Weather Review, Vol.91, No.3 (1963), pp.99-152.
- 田籠 雅, 空気吸込渦の発生に及ぼす諸要因と渦防止法, ターボ機械, Vol.9, No.8 (1981), pp. 484-491.
- Tang, X. L., Wang, F. J., Li, Y. J., Cong, G. H., Shi, X. Y., Wu, Y. L. and Qi, L. Y., Numerical investigations of vortex flows and vortex suppression schemes in a large pumping-station sump, Proceedings of IMechE Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.225, No.6 (2011), pp. 1459-1480.
- Tokuyay, T. E. and Constantinescu, S. G., Investigation of flow physics of pump intake flows using large eddy simulation, IIHR Technical Report No. 445 (2005).
- ターボ機械協会基準, ポンプ吸込水槽の模型試験方法, TSJ S002 (2005).
- Yamade, Y., Kato, C., Nagahara, T. and Matsui, J., Numerical investigations of submerged vortices in a model pump sump by using large eddy simulation, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Vol.49 (2016), 032003.
- 趙 令家, ポンプ吸込水槽の渦の可視化, 可視化情報, Vol.30, No.116 (2010), pp. 28-33.
- 趙 令家, 能見基彦, VOF 法によるポンプ吸込水槽空気吸込渦の予測, ターボ機械, Vol.39, No.7 (2011), pp. 425-430.

References

- cfMesh -Industrial quality meshing solution, available from <<http://cfmesh.com/>>, (accessed on 1 April, 2017).
- Datta, A., Yanase, S., Kouchi, T. and Mohammad, M., Laminar forced convective heat transfer in helical pipe flow, International Journal of Thermal Science, Vol. 120 (2017a), pp. 41-49.
- Datta, A., Hayamizu, Y., Kouchi, T., Nagata, Y., Yamamoto, K. and Yanase, S., Numerical study of turbulent helical pipe flows with comparison to the experimental results, Journal of Fluids Engineering, Vol. 139, No. 9, 091204 (2017b).
- Deshpande, S., Anumolu, L. and Trujillo, M., Evaluating the performance of the two-phase flow solver interFoam, Computational Science & Discovery, Vol. 5 (2012).
- Eto, H., Optimization of countermeasures against undesirable vortices in a pump sump using CFD, Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.117, No.1145 (2014), p. 54 (in Japanese).
- Hirata, K., Funaki, J. and Nakajima, N., On the critical submergence for air-entraining vortices in a suction sump, Journal of the Japan Society of Civil Engineers, Vol.747/II-65 (2003), pp. 61-69 (in Japanese).
- Hirt, C. W. and Nichols, B. D., Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries, Journal of Computational Physics, Vol.39 (1981), pp. 201-225.
- Issa, R. I., Solution of the implicitly discretized fluid flow equation by operator splitting, Journal of Computational Physics, Vol.62 (1986), DOI: 10.1016/0021-9991(86)90099-9.
- Iwano, R., Shibata, T., Nagahara, T. and Okamura, T., Development of a numerical method for predicting submerged vortex cavitation in a pump sump: Application of the method to steady state flow analysis, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B, Vol.68, No.667 (2002), No.01-0386 (in Japanese).
- Kanemori, Y. and Pan, Y., Surface vortex prediction and preventing technique in pump intake sump, Turbomachinery, Vol.43, No.2 (2015), pp. 90-98 (in Japanese).
- Kawakita, K., Matsui, J. and Isoda, H., Experimental study on the similarity of flow in pump sump models, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Vol.15 (2012) 062047, DOI:10.1088/1755-1315/15/6/062047.
- Kim, C. G., Choi, Y. D., Choi, J. W. and Lee, Y. H., A study on the effectiveness of an anti vortex device in the sump model by experiment and CFD, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Vol.15, No.7 (2012), 072004.
- Kuwakino, J., On countermeasures against air-entraining vortices in a pump sump, Turbomachinery, Vol.21, No.6 (1993), pp. 343-349 (in Japanese).
- Lucino, C., Lisciai, S. and Duro, G., Vortex detection in pump sump by means of CFD, 24th Latin American Congress on

hydraulics (2010).

- Matsui, J., Kamemoto, K. and Okamura, T., CFD benchmark and a model experiment on the flow in pump sump, 23rd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (2006).
- Matsui, J., Similarity on occurrence condition of vortexes in pump sumps, *Turbomachinery*, Vol.44, No.4 (2016), pp. 223-230 (in Japanese).
- Menter, F. R., Kuntz, M. and Langtry, R., Ten years of industrial experience with the SST turbulence model, *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, Vol.4 (2003), pp.625-632.
- Ohyama, S., Tsukamoto, H., Oshikawa, T., Miyazaki, K. and Ohishi, M., Visualization and numerical analysis of unsteady flow in pump sump, *Turbomachinery*, Vol.36, No.12 (2008), pp. 746-755 (in Japanese).
- Okamura, T. and Kamemoto, K., CFD simulation of flow in model pump sumps for detection of vortices, 8th Asian International Conference on Fluid Machinery, AICFM8 (2005).
- Okamura, T., Kamemoto, K. and Matsui, J., CFD prediction and model experiment on suction vortices in pump sump, 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, AICFM9-053 (2007).
- OpenFOAM - The open source computational fluid dynamics (CFD) toolbox, available from <<http://www.openfoam.com/>>, (accessed on 1 April, 2017).
- Rusche, H., Computational fluid dynamics of dispersed two-phase flows at high phase fractions, Ph.D thesis of Imperial College, London (2002).
- Smagorinsky, J., General circulation experiments with the primitive equations: I. The basic experiment, *Monthly Weather Review*, Vol.91, No.3 (1963), pp.99-152.
- Tagomori, M., Factors affecting air-entraining vortex formation and countermeasures, *Turbomachinery*, Vol.9, No.8 (1981), pp. 484-491 (in Japanese).
- Tang, X. L., Wang, F. J., Li, Y. J., Cong, G. H., Shi, X. Y., Wu, Y. L. and Qi, L. Y., Numerical investigations of vortex flows and vortex suppression schemes in a large pumping-station sump, *Proceedings of IMechE Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.225, No.6 (2011), pp. 1459-1480.
- Tokuyay, T. E. and Constantinescu, S. G., Investigation of flow physics of pump intake flows using large eddy simulation, IIHR Technical Report No. 445 (2005).
- Turbomachinery Society of Japan, Standard method for model testing the performance of a pump sump, TSJ S002 (2005) (in Japanese).
- Yamade, Y., Kato, C., Nagahara, T. and Matsui, J., Numerical investigations of submerged vortices in a model pump sump by using large eddy simulation, *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, Vol.49 (2016), 032003.
- Zhao, L., Visualization of vortices in pump sump, *Journal of the Visualization Society of Japan*, Vol.30, No.116 (2010), pp. 28-33 (in Japanese).
- Zhao, L. and Nohmi, M., Numerical prediction of air-entrained vortex in pump sump using VOF method, *Turbomachinery*, Vol.39, No.7 (2011), pp. 425-430 (in Japanese).