

多重プロセス型モデルを用いたキャビテーション解析による遠心ポンプの吸込み性能および軸スラストの予測

山田, 晃久
九州大学

猪野, 剛士
九州大学

津田, 伸一
九州大学

渡邊, 聡
九州大学

他

<https://hdl.handle.net/2324/7357483>

出版情報 : Turbomachinery. 52 (2), pp.83-94, 2024. Turbomachinery Society of Japan
バージョン :
権利関係 : © 2024 by Turbomachinery Society of Japan



〔論文〕

多重プロセス型モデルを用いたキャビテーション解析による 遠心ポンプの吸込み性能および軸スラストの予測

山田 晃久^{*1} 猪野 剛士^{*2} 津田 伸一^{*2} 渡邊 聡^{*2} 高峯 大輝^{*3}

Numerical Prediction of Suction Performance and Axial Thrust of a Centrifugal Pump by Cavitation Simulation with Multi-Process Model

Akihisa YAMADA, Takeshi INO, Shin-ichi TSUDA, Satoshi WATANABE and Taiki TAKAMINE

The development of prediction methods for cavitation flow is an important research topic since the cavitation causes several severe problems in real applications. Multi-Process (MP) model we employ in the present study is a homogeneous model with four equations that can take account of main elementary processes in cavitation using the moment method for a size distribution function of cavitation bubbles. Therefore, it is expected to improve the prediction accuracy compared to typical one-equation models generally applied for hydraulic machines with acceptable computational costs. In this paper, unsteady RANS simulation using MP model as well as a typical one-equation model was carried out on the final stage model of multi-stage centrifugal pump and the results are compared between two models as well as with experiments. As a result, the present simulation using MP model was found to qualitatively simulate the degradation of pump suction performance and the change in axial thrust force under cavitation as similar to the other homogeneous model; Thrust forces acting on the impeller and the balance drum decreases with the degradation of the head. In comparison with visualization experiments, both the models predicted cavity growth qualitatively well, although the distribution of void fraction showed significant differences.

Keywords : Multi-Process model, Centrifugal pump, Cavitation, Suction performance, Axial thrust

1. 緒言

近年の流体機械においては、省スペース化や高出力化への要望から多段化・高速化が求められているが、同時に軸系に作用する流体力の影響が顕在化している。多段化による内部流動の複雑化⁽¹⁾に加え、水力機械では高回転化することでキャビテーションによる影響も顕著に現れると考えられる。性能低下や振動・騒音、壊食などの諸問題の要因となるキャビテーションは、機器の健全性を議論するうえで重要な要素

の一つである。そのためキャビテーション流れの予測手法構築は重要なテーマとなっており、数値的および実験的検討が行われている。キャビテーション流れの予測の高精度化を目的としてComputational Fluid Dynamics (CFD) のための種々のモデルが提案されてきた。なかでも、最も計算コストが低い1方程式の均質媒体モデルは多くの商用CFDソルバに実装されており、流体機械の内部形状は複雑でありかつ必要な格子数も一般に多くなることから、よく用いられている。能見ら⁽²⁾は低比速度のポンプを対象に実験と解析の比較を行っており、設計流量においてブレイクダウン特性を含むキャビテーション起因の現象を均質媒体モデルにより予測できると報告している。姜ら⁽³⁾はインデューサにおけ

* 1 九州大学
E-mail : yamada.akihisa.679@s.kyushu-u.ac.jp

* 2 九州大学

* 3 神戸市立工業高等専門学校
原稿受付日 令和5年7月25日

る不安定現象の抑制を目的として定常キャビテーション解析を実施し、その抑制方法について検討を行っている。また、宮部ら⁽⁴⁾は能見ら⁽⁵⁾が提案したエロージョンの予測指標を活用して遠心ポンプにおけるエロージョンを推定している。しかしながら、流体機械に対する均質媒体モデルの適用事例は多数存在するものの、内部流れが複雑であることから定量的な予測精度の検証は困難であり、既存の均質媒体モデルを用いたCFDによる解析技術は未だ不十分であるといえる⁽⁶⁾。一方、津田ら⁽⁷⁾は、均質媒体モデルでありながらキャビテーション気泡の蒸発／凝縮のみではなく初生／崩壊や合体／分裂などの主要な素過程を考慮できる多重プロセス型モデル(以下、MPモデル)を提案している。本モデルは、最も典型的な蒸発／凝縮のみを取り扱う1方程式モデルと比較して予測精度の向上が期待でき、翼形を対象とした解析⁽⁷⁾では通常の均質媒体モデルでは上手く再現されないシートキャビティの前縁が最低圧力点よりも下流に来る実験での観察結果を定性的に再現するに至っている。そこで本研究では、著者らがこれまでに軸スラストや不安定流動に関する研究を行ってきた多段遠心ポンプ最終段モデル⁽¹⁾⁽⁸⁾を対象に、MPモデルに加え、広く用いられている均質媒体モデルの一つであるFull Cavitation⁽⁹⁾モデル(以下、FCモデル)を適用した非定常Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) 解析を実施する。両モデルにより得られた吸込性能、トルクおよび軸スラストについて実験結果と比較し、多段遠心ポンプ最終段モデルの揚程低下、軸動力および軸スラストの変化のメカニズムを明らかにする。また、モデル間のキャビテーション様相の違いについても比較も行う。

2. 主な記号

A : 軸方向投影面積

b : 流路幅
 C : モデル定数
 D : 直径
 F_A : 軸方向スラスト
 G : 気泡の膨張／収縮速度
 g : 重力加速度
 H : 揚程
 J : 気泡の初生／崩壊速度
 k : 乱流エネルギー
 M_i : i 次のモーメント積分
 N : 回転速度
 n : 比速度
 P : 静圧
 P_s : 吸込静圧
 Q : 流量
 R : 気泡半径
 R_n : 気泡核半径
 S : ソース項
 T : トルク
 T_0 : 機械損失
 t : 時間
 Δt : 解析におけるタイムステップ
 U : 周速 ($=\pi DN$)
 Y : 気相の質量分率
 α : 気相の体積分率
 ρ : 密度
 σ : キャビテーション数
 τ : 軸動力係数
 γ : 表面張力
 ψ : 揚程係数
 ψ_s : 静圧係数
 ω : 角速度
 [下付き文字]
 1 : 羽根車入口
 2 : 羽根車出口
 3 : ディフューザ入口
 c : 凝縮

- d : 設計点
 e : 蒸発
 g : 不凝縮ガス
 l : 液相 (水)
 v : 蒸気
 BD: バランスドラム
 BR: バランス室
 SG: 羽根車側室

3. 対象ポンプ

供試ポンプである三段遠心ポンプの最終段モデルの断面図、および基本性能をFig. 1 およびTable 1 に示す。本ポンプは、主軸が水平である横軸形の三段遠心ポンプであり、ケーシングは輪切り形式となっている。ケーシングを組み合わせることにより、多段状態だけでなく各段単体での実験が可能である。最終段羽根車背面には、バランス機構としてバランスドラムが設置されており、還流管と呼ばれるポンプ外部の配管を介して、流入した作動流体は吸込ケーシングに還流する構造となっている。

4. 解析手法

4-1 多重プロセス型モデル(MPモデル)

均質媒体モデルでは、気相と液相を一つの均質な流体として扱い、局所における気相体積の割合であるボイド率 α の時空間分布によってキャビテーションを表現する。解析にあたっては均質媒体の質量および運動量保存則と連成して気相または液相の輸送方程式が解かれる。本研究で適用した多重プロセス型モデルはモーメント法⁽¹⁰⁾を基にしており、一般的な均質媒体モデルがボイド率のみを取り扱うのに対し、気泡群に関する複数の状態量として以下のモーメント積分を取り扱う。気泡半径 R に対する時間 t 依存のサイズ分布関数を $f(R,t)$ とすると、その i 次のモーメント積分 M_i は、以下の通り

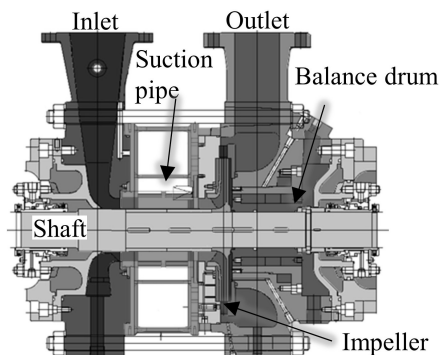


Fig. 1 Final stage model of three-stage centrifugal pump

Table 1 Design specifications of target pump

Rotational speed, N	1600 min ⁻¹
Flow rate, Q_d	1.5 m ³ /min
Head, H_d	38 m
Specific speed, n	128 [m, m ³ /min, min ⁻¹]
Impeller	
Number of blades	7
Inlet diameter, D_1	281 mm
Outlet diameter, D_2	318 mm
Diffuser	
Number of diffusers	10
Inlet diameter, D_3	325.5 mm

定義される。

$$M_i = \int_0^\infty R^i f(R,t) dR, i \in \{0,1,2,3\} \quad \dots(1)$$

サイズ分布関数 $f(R,t)$ を単位液相体積あたりの気泡サイズ分布として定義すると、 M_0 はサイ

ズ分布関数の単純な積分であり、気泡数密度 ($1/\text{m}^3$) に相当する。同様に、 M_1 は気泡半径密度 (m/m^3)、 M_2 は気泡表面積密度 (m^2/m^3)、 M_3 は気泡体積密度 (m^3/m^3) に相当する量となる。式(1)を流れ場に対する微分方程式として書き下すことで多重プロセス型モデルにおける輸送方程式(いまの場合は4個の方程式)が以下の通り導かれる。

$$\frac{DM_i}{Dt} = iGM_{i-1} + R_n^i J \quad \dots(2)$$

ここで、 t は時間、 G は気泡の膨張/収縮速度、 J は気泡の初生/崩壊速度、 R_n は気泡核半径である。ただし、 $i=0$ の場合における右辺第1項の M_{-1} は0とする。多重プロセス型モデルの特徴の一つとして、膨張/収縮以外のキャビテーション気泡の主要な素過程を考慮できる点が挙げられる。式(2)の右辺第1項は膨張/収縮に対応する一方、第2項は初生/崩壊に対応しており、後者は気泡数の変化、すなわち M_0 の増減を直接与える項となっている。原著⁽⁷⁾の多重プロセス型モデルを用いた解析事例では、気泡同士の合体/分裂や、気液界面での質量輸送としての非平衡蒸発/凝縮過程も考慮されているが、本研究では初生/崩壊のみを考慮した。また、膨張/収縮速度 G および初生/崩壊速度 J は、それぞれ式(3)、式(4)により与える。

$$G = \text{sgn}(P_v - P) C \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|P_v - P|}{\rho_l}} \quad \dots(3)$$

$$J = f_0(R_n) G \quad \dots(4)$$

ここで、 P_v は飽和蒸気圧、 P は要素中心における均質媒体の圧力、 ρ_l は液相密度、 C は膨張/収縮速度に対するモデル定数であり、希薄気泡流の仮定に基づけば理論的には $C=1$ であるが、膨張の際には $C=C_e$ 、収縮の際には $C=C_c$

のように異なる数値を与えることもできる。なお、式(3)の膨張/収縮速度 G はRayleigh-Plesset方程式を簡略化した典型的な表現であるが、式(4)の初生/崩壊速度 J は半径 R_n における気泡核の数密度分布値 $f_0(R_n)$ と気泡の膨張速度 G との積により与えている。また、 $f_0(R_n)$ にはWangらによって提示された気泡核分布モデル⁽¹¹⁾を用いており、モデルパラメータはソルバの設定値により、 $f_0(R_n) \approx 3.88 \times 10^9 \text{ m}^{-4}$ とが与えられる。以上において、キャビテーションのボイド率 α は、 M_3 より式(5)のとおり求められる。

$$\alpha = \frac{\frac{4}{3} \pi M_3}{1 + \frac{4}{3} \pi M_3} \quad \dots(5)$$

4-2 Full Cavitationモデル(FCモデル)

FCモデルはSinghalら⁽⁹⁾によって提案された1方程式の均質媒体モデルである。1方程式ではあるものの「バブルダイナミクスに基づく気泡の生成・消滅」・「乱流」・「空気等の不凝縮ガス」の効果がモデル内で考慮されており、流体機械をはじめとしたさまざまな対象への適用事例が報告⁽¹²⁾されているモデルである。蒸発項と凝縮項は以下の式の通り与えられる。

$$S_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\gamma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_l}} (1 - Y - Y_g) \quad \dots(6)$$

$$S_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\gamma} \rho_l \rho_l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P - P_v}{\rho_l}} (1 - Y) \quad \dots(7)$$

ここで、 k は乱流エネルギー、 γ は表面張力係数、 ρ_l は気相密度、 γ は気相の質量分率、 Y_g (定数とする) は不凝縮ガスの質量分率である。さらにFCモデルでは、キャビテーションが乱流域で発生しやすいという考えのもと、次式の通り飽和蒸気圧に乱れに伴う補正項⁽⁹⁾を加え、 P_v の代わりに用いている。

$$P_v' = P_v + \frac{1}{2} 0.39\rho k \quad \dots(8)$$

4-3 解析設定

解析には、MPモデルが導入されている商用ソルバであるHexagon AB社製scFLOWを用いた。本研究ではMPモデルとの比較のため、同じく本ソルバに導入されているFCモデルによる解析も実施した。解析領域をFig. 2に示す。解析領域は吸込・吐出ボリユート、羽根車、ディフューザなどの主な構成品だけでなく各シール部やバランス機構などの細隙部も再現しており、総要素数は約18,000,000である。羽根車内部の回転領域は回転基準座標系、それ以外の静止領域は静止座標系を採用し、回転領域と静止領域との境界には不連続接合を適用した。作動流体は温度一定(293 K)の水とした。乱流モデルにはShear-Stress Transfer (SST) $k-\omega$ モデルを採用した。境界条件としては入口で流量、出口で圧力を規定し、各壁面はすべり無し条件とし、低レイノルズ数域包括型壁関数を適用した。解析条件として流量を設計流量 $Q_d=1.5 \text{ m}^3/\text{min}$ に固定し、キャビテーション数は出口圧力を変化させることで所要の値に設定した。タイムステップはその依存性を確認したうえで、羽根車が 0.25° 回転する時間、すなわち羽根車回転速度 $N=1,600 \text{ rpm}$ に対して $\Delta t \approx 2.60 \times 10^{-5} \text{ s}$ とした。MPモデルとFCモデルのパラメータをTable 2に示す。4-2節で述べたように、モ

Table 2 Parameter of cavitation model

Multi Process model	
Number of nuclei	10^8 m^{-3}
Radius of nuclei, R_n	0.0002 m
Coefficient for evaporation, C_e	0.50
Coefficient for condensation, C_c	0.25
Full Cavitation model	
Surface tension, γ	0.07275 N/m
Mass fraction of noncondensable gas, Y_g	1.0×10^{-6}
Coefficient for evaporation, C_e	0.02
Coefficient for condensation, C_c	0.01

デル定数 C については、気泡の膨張時と収縮時に対してそれぞれ個別の定数 C_e と C_c を設定することが可能である。MPモデルではある値以上であればキャビティの成長に大きな変化は見られなかったため、計算の安定性を踏まえ理論値からオーダーを変えない程度に小さく設定した ($C_e=0.50$ 、 $C_c=0.25$)。FCモデルのパラメータは原著論文⁽⁹⁾でも示されているソルバの推奨値を用いた。なお、MPモデルにおいては均質媒体の圧縮性を状態方程式により考慮する一方、FCモデルにおいては状態方程式を参照せずに非圧縮流れと同様の解法により解いている。

5. 実験手法

実験は、当研究室が保有するポンプループ (Fig. 3) を用いて行った。ループ内には圧力調整用のタンクが設置されており、タンク内の圧力を真空ポンプによって降下させることで任意のキャビテーション数 σ に調整可能である。

本研究で用いた可視化手法の概要をFig. 4に

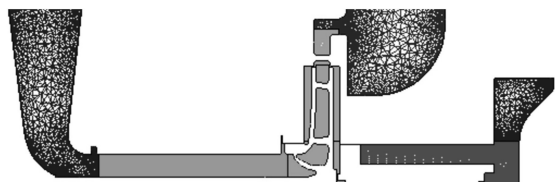


Fig. 2 Sectional view of computational grid

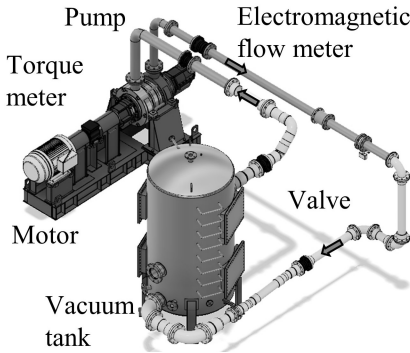


Fig. 3 Pump loop

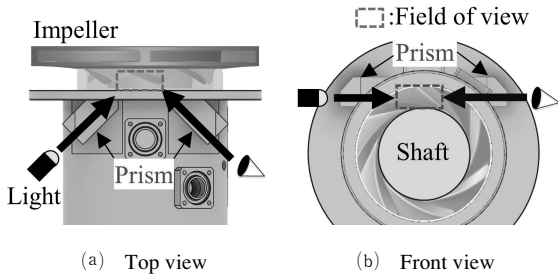


Fig. 4 Visualization method with acrylic suction pipe

示す。可視化のため吸込管はアクリル製透明管とした。ケーシング内部に位置する羽根車は、本研究で用いている三段遠心ポンプの初段と二段目を取り除いた最終段モデルであっても、吸込管外周から直接観察することは困難であることから、吸込管の外周にアクリル製のプリズムを接着して観測窓を設けた。プリズムの形状および配置はポンプ内部の翼負圧面が観察できるよう水-アクリル間の屈折を考慮して設計した。観測窓は左右対称に二つ設けており、一方を観察用、もう一方を光源投入用の窓として使用する。プリズムを利用した本手法であれば観察用の機器を内部に挿入する必要がなく流れに対して非侵襲で翼面を観察することが可能である。しかし、曲率を持った吸込管内壁を通過し

ているため、アクリルと水の屈折率の違いにより取得した画像が歪む点については注意を要する。なお、キャビテーション観察には高速度カメラ(フォトロン社製FASTCAM Mini AX100)を用いた。

本研究では、MPモデルによるポンプの吸込み性能、軸動力および軸スラストの予測精度を検証する。揚程については供試ポンプ前後の管路の側筒面に設けた取圧孔から取得した静圧と設計流量を管路断面積で除した断面平均流速を用いて全圧を算出し、その差から算定した。各計測量は、サンプリング周波数10 kHzで取得し、性能評価にはその10秒間の平均値を用いた。なお、CFD解析においては入口境界と出口境界における全圧差によって揚程を算定する。揚程係数 ψ およびキャビテーション数 σ は、以下のように定義した。

$$\psi = \frac{gH}{U_2^2}, \sigma = \frac{P_s - P_v}{\rho U_1^2 / 2}$$

ここで、 g は重力加速度、 H は揚程、 P_s は吸込静圧、 U_1 はシュラウド側羽根車入口端周速、 U_2 は羽根車出口周速である。

駆動時にポンプ主軸に作用するトルク T はポンプとモータの間にカップリングを介して接続されたトルク検出器(小野測器社製SS-501)を用いて測定する。この計測トルクを用いて軸動力係数 τ を以下の式により定義する。

$$\tau = \frac{\omega(T - T_0)}{\rho \pi D_2 b_2 U_2^3}$$

ω は角速度、 b_2 は羽根車出口流路幅である。またCFD解析との比較のため、別途取得した機械損失 T_0 を差し引いている。CFD解析では各固体壁面に作用する回転軸中心を基準としたモーメントの表面積分によりトルクを算定し、軸動力係数を求めている。

軸方向スラストの計測手法について以下に述べる。供試体の軸は吐出側に設置された玉軸受によって軸方向に保持されている。玉軸受の静止側(アウターレース側)を挟み込むように両面にロードセルを3ヶ所ずつ、計六つのロードセルを配置し軸受荷重の反力を軸スラストとして計測する。軸方向スラストは以下の式を用いて無次元化する。

$$C_{FA} = \frac{F_A}{\rho U_2^2 / 2}$$

計測される軸スラストは軸系全体に作用する力、つまり羽根車とバランスドラムに作用する力を主としたすべての軸方向力の残差である。作用する軸スラストのメカニズムを調査するため、供試体は羽根車側室やバランス室に静圧孔を設けている。本検討では、バランスドラムの外径に近い側室圧力 P_{SG} がバランスドラムの上流側、バランス室圧力 P_{BR} が下流側に一様に作用するとしてバランスドラムに作用するスラスト $F_{A,BD}$ を見積もった(Fig. 5)。

$$F_{A,BD} = A_{BD}(P_{SG} - P_{BR})$$

A_{BD} は、バランスドラム軸方向投影面積である。また、羽根車に作用するスラストは計測された軸系全体のスラストからバランスドラムスラストの差として見積もった。実際のドラム前

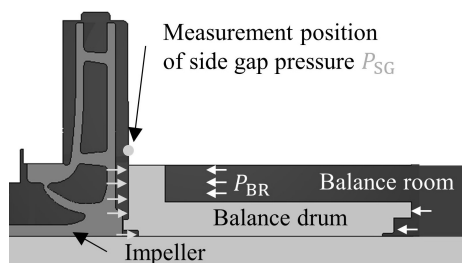
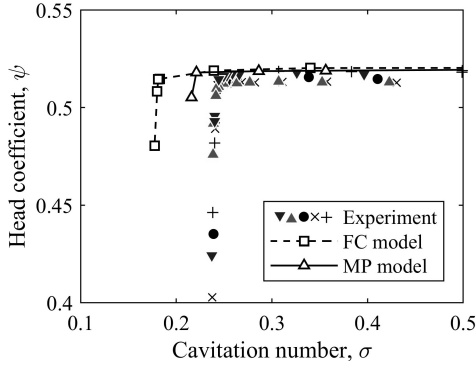


Fig. 5 Estimation method of balance drum

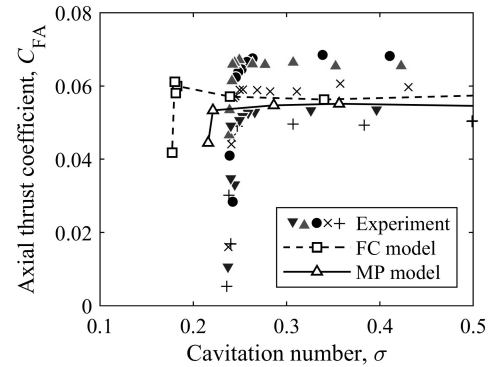
後の圧力分布は上記の仮定と異なることが予想されるが、傾向を定性的に評価するために本手法を用いた。なお、CFD解析では各固体壁面に作用する圧力およびせん断応力の表面積分により、軸系全体のスラスト、羽根車スラスト、バランスドラムスラストを算定している。

6. 結果

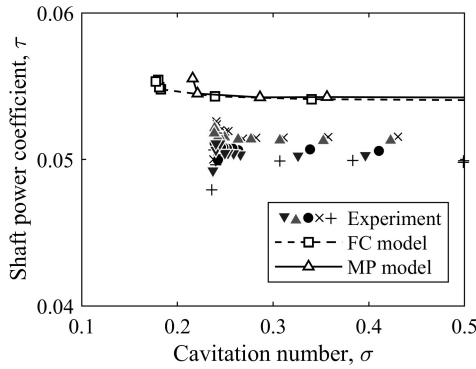
Fig. 6 にMP、およびFCモデルによる解析と実験の(a)吸込性能、(b)軸動力および(c)スラスト特性の比較を示す。軸スラストについては(c)の軸系全体に加えて、羽根車およびバランスドラムのスラストを(d)に示す。解析は $\sigma=4.25$ から実施しているが、揚程低下点近傍の $\sigma=0.5$ の結果から示す。なお、本章の計算結果は、2回転分の時間平均値である。一方、実験値は10秒間の平均値であり、再現性の確認のため実施した5回の実験結果をすべてプロットしている。5回の実験結果の間には、流量条件設定の微小なずれ、トルクおよび圧力計測値の分解能の限界が主原因で定量的な違いが見られるものの、揚程低下に至る際の各計測量の変化は良く再現されていることが確認される。また、実験、計算ともに本設計流量の運転では、揚程低下の過程においても大きな非定常性は確認されなかった。まず、吸込性能について確認すると、両モデルとも良く実験と一致しているが、揚程低下点近傍 $\sigma=0.24$ で違いが表れている。MPモデルでは実験と同様に急峻な立下りが予測できているのに対し、FCモデルは緩やかに低下する傾向が見られた。次に軸動力係数 τ について確認すると、解析と実験ともに揚程低下直後ではわずかに軸動力が増加しているが、2%程度と非常に小さい。したがって、本ポンプの揚程低下の開始はキャビティの成長による圧力損失の増加が主因であり、理論揚程は大きく変化していないといえる。また、揚程がさらに低下する際に



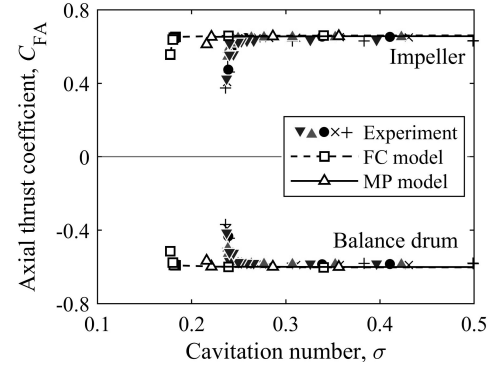
(a) Head drop curve



(c) Axial thrust coefficient (Residual)



(b) Shaft power coefficient



(d) Axial thrust coefficient (Impeller and balance drum)

Fig. 6 Pump performance

は軸動力も低下する傾向が実験では得られているが、本解析で設定した出口静圧の範囲では軸動力の低下には至らなかった。軸方向スラストについて確認すると、解析と実験ともに吸込性能の低下と同時に軸系全体のスラストが低下していることがわかる (Fig. 6(c))。羽根車およびバランスドラムに作用するスラストをそれぞれ確認すると、各スラストの低下も吸込性能低下と同時に起きていることが分かる。MPモデルの羽根車前後における羽根車半径 R_2 を基準とした半径位置 r の圧力分布を Fig. 7 に示す。羽根車の入口静圧基準で整理した円周の平均圧力

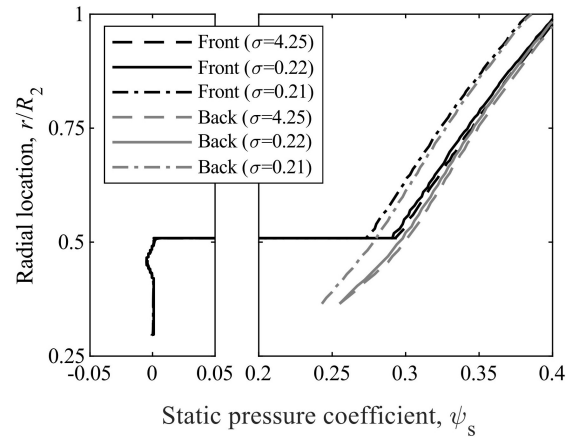


Fig. 7 Pressure distribution of impeller shroud wall

P' を無次元化して整理した。静圧係数 ψ_s は以下の通り定義した。

$$\psi_s = \frac{P'}{\rho U_2^2}$$

ノンキャビ状態 ($\sigma=4.25$) から揚程低下直前 ($\sigma=0.22$) までは圧力分布に違いはなくほぼ重なっている。前述の軸動力の変化が小さい、すなわちオイラーヘッドの変化が小さいことから羽根車側室に持ち込まれる角運動量は揚程低下前後で変わらないため、揚程低下後も圧力勾配には大きな変化は見られないと考えられる。しかし、圧力損失の増加に伴う揚程低下によって羽根車前後背面の圧力が一様に低下し、羽根車入口半径より内側 ($r/R_2=0.5$ 以下) における羽根車前背面の圧力差が小さくなっている、したがって、今回検討した運転領域においては羽根車に作用するスラストの低下は圧力損失の増加に伴う羽根車出口静圧の減少が主な要因といえる。本研究のように、キャビティの成長によって、羽根車の理論揚程が変わらず羽根車内の圧力損失の増加を主因として揚程が低下する場合は、羽根車前面・背面の圧力レベルが低下し、半径内側背面圧力と羽根車吸込み圧の差が低下することで、羽根車軸スラスト、バランスドラムスラスト、軸系全体のスラストが低下する。キャビティ様相を踏まえた考察については後述するが、本検討の範囲においては一般的な均質媒体モデルと比較してMPモデルは同等以上の精度でキャビテーション性能の予測が可能であるといえる。

次に、キャビティの様相について確認する。キャビテーション流れはローカルな非定常性を有するため瞬時のハイスピードカメラの画像とRANS解析の結果を比較するのは困難である。そこで比較を容易にするため、同位相の羽根車位置で取得した実験画像の100枚の平均画像を

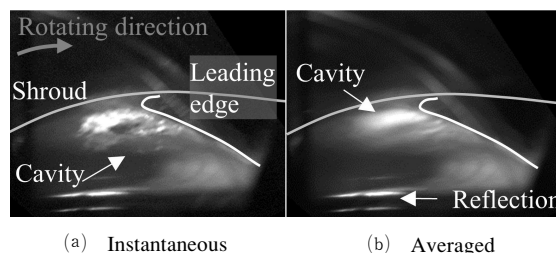
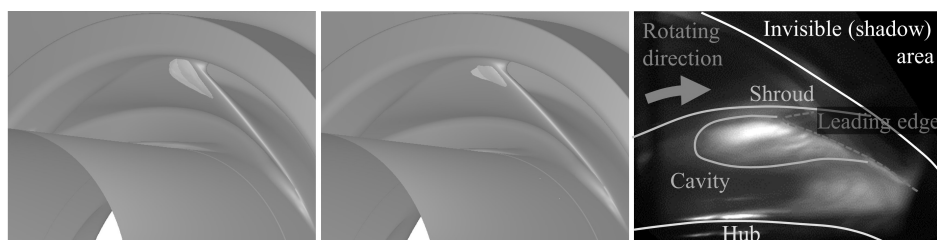


Fig. 8 Cavitation image

作成した。平均処理前後の画像を Fig. 8 に示す。なお、ハブ側にみられる輝度の高い領域はアクリル製配管内における反射によるハレーションである (Fig. 8(b))。

Fig. 9 に、右の観測窓より観察した初生から揚程低下までのキャビティの様相を示す。解析結果では、瞬時ボイド率の $\alpha=0.1$ の等値面を示す。なお、揚程低下後の Fig. 9(b)(ii) で見られるシュラウド近傍のキャビティは羽根車前面の漏れが羽根車に吸い込まれる際の局所的な増速によって発生したキャビテーションであり、羽根車とは無関係で揚程低下への影響は小さいと考えられるため今回の考察からは除く。解析におけるキャビティ領域の大きさについては、MPモデルとFCモデルの間で大きな差異は見られない。また実験と比較すると初生から揚程低下に至るまでのキャビティの成長をおおむね予測できているといえる。遠心ポンプは羽根車流路の喉部まで気相が成長することで揚程が低下することが報告されている⁽⁵⁾。本実験の可視化範囲では喉部までの観察は困難である。揚程低下の要因調査のため解析結果から羽根車内のボイド率分布を確認する。Fig.10、11に翼1ピッチを基準として0.2ピッチ毎の断面における各モデルのボイド率分布を図に示す。図中に矢印で示しているように両モデルともに揚程低下後では圧力面側にキャビティが成長していることがわか

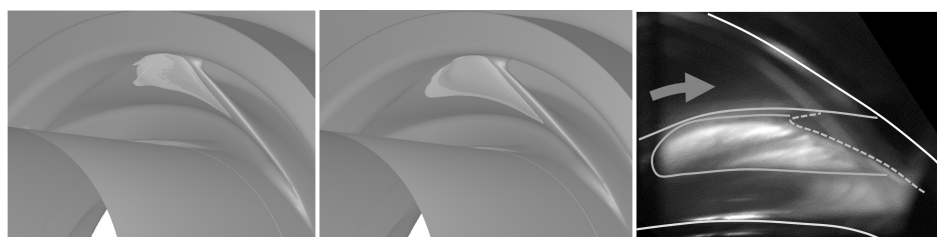


(i) MP model ($\sigma=0.79$)

(ii) FC model ($\sigma=0.63$)

(iii) Experiment ($\sigma=0.63$)

(a) Near inception

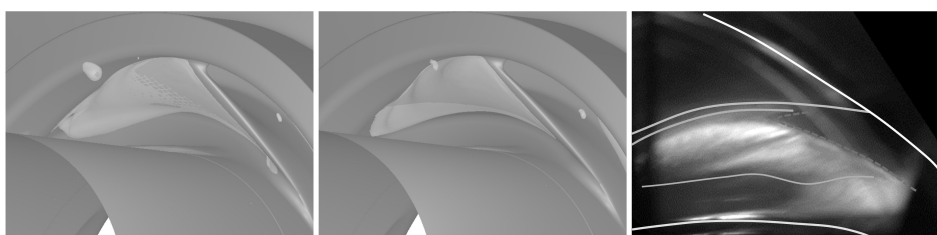


(i) MP model ($\sigma=0.36$)

(ii) FC model ($\sigma=0.34$)

(iii) Experiment ($\sigma=0.33$)

(b) After inception

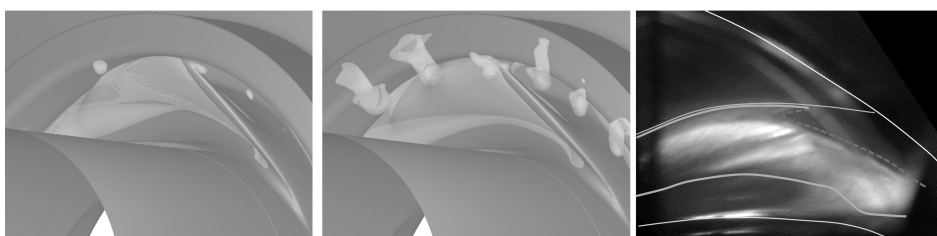


(i) MP model ($\sigma=0.22$)

(ii) FC model ($\sigma=0.24$)

(iii) Experiment ($\sigma=0.24$)

(c) Before breakdown



(i) MP model ($\sigma=0.21$)

(ii) FC model ($\sigma=0.18$)

(iii) Experiment ($\sigma=0.23$)

(d) After breakdown

Fig. 9 Cavitation pattern

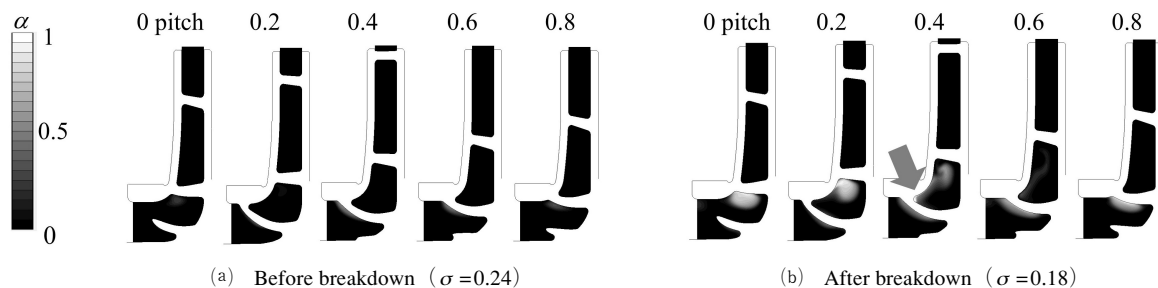


Fig.10 Void fraction distribution (FC model)

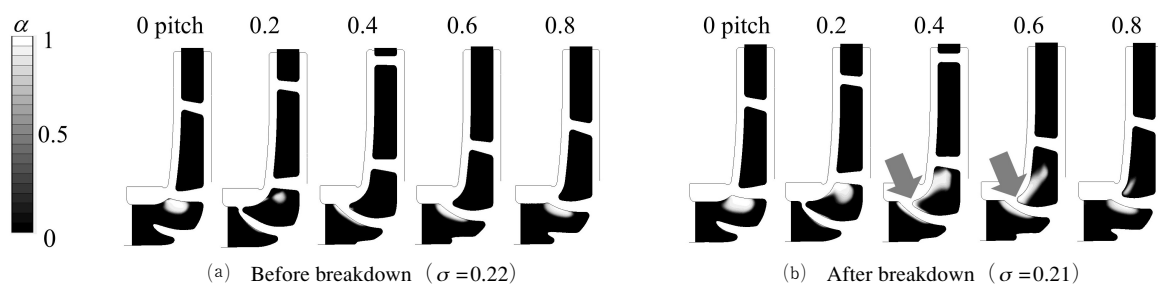


Fig.11 Void fraction distribution (MP model)

る。さらに成長したキャビティはシュラウド壁面に張り付く形で流路を閉塞していることがわかる。一方、キャビティ内のボイド率についてはモデル間で大きな違いが見られた。FCモデルでは、喉部におけるボイド率が低く閉塞の度合いがMPと比較して緩やかであることがわかる (Fig.10(b)およびFig.11(b))。FCモデルにおいて気相があまり成長しない主な要因としては、モデル定数が過小である可能性が指摘される。原著論文においては、二次元翼で検討された妥当なモデル定数として $C_e=0.02$ 、 $C_c=0.01$ が提示されているが、これらの値が本ポンプの解析に対して適切であることは保証されない。仮に、モデル定数が過小であると仮定すると、気相が膨張/収縮しにくい状況にあり、このことは解析の安定性には寄与していると思われるが、実

験で見られる急峻な揚程低下を予測できていない要因の一つになっていると推察される。

7. 結言

本研究により以下の結論を得た。

- ① 本供試ポンプの場合、多重プロセス型モデルは他の均質媒体と同等の精度でキャビテーション性能を予測可能である。
- ② 本供試ポンプでは、解析結果から圧力面側に発生したキャビティによって喉部流路が閉塞されて羽根車内の圧力損失の増加によって揚程低下に至ったと考えられる。この揚程低下が原因で羽根車の軸スラストおよびバランスドラムの逆スラストが減少し、結果的に軸系全体のスラストの減少につながることが分かった。

③ 多重プロセス型モデル、およびFull Cavitationモデルともに揚程低下に至るまでのキャビテーション様相を予測できており、キャビティ領域の大きさには差がみられなかった。一方で、キャビティ内のボイド率分布には大きな違いが見られた。ただし、後者についてはモデル定数の妥当性も含めた議論が必要である。多重プロセス型モデルにおいては、蒸発・凝縮係数に理論値と同程度のオーダーの値を用いたのに対し、Full Cavitationモデルではソルバのデフォルト値を用いている。このことは、Full Cavitationモデルの適切性の判断にはモデル定数の妥当性も含めた議論が必要であることを示唆している。

[謝辞]

本研究は、ターボ機械協会に設置された流体性能の高精度予測と革新的流体設計分科会(HPP分科会)におけるWG2のもとで行われた。また、scFLOWの使用にあたりHexagon AB社の三木貴仁博士から多大なるご助言をいただいた。ここに記し、深く感謝する。

<参考文献>

- (1) Takamine, T. ・ 他 3 名, Influence of axial rotor offset on residual axial thrust characteristics of a centrifugal pump at low flow rates, *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol.13 (2020), pp.655-667.
- (2) Nohmi, M. ・ 他 3 名, Experimental and numerical study of cavitation breakdown in a centrifugal pump, *Proceedings of the ASME/JSME 2003 4th Joint Fluids Summer Engineering Conference, Volume 1 : Fora, Parts A, B, C, and D* (2003), pp.1251-1258.
- (3) 姜 ・ 他 5 名, キャビテーション不安定現象を抑制するインデューサインペラ形状に関する研究, *ターボ機械*, 37-12 (2009), pp.749-762.
- (4) Miyabe, M. and Maeda, H., Numerical Prediction of Pump Performance Drop and Erosion Area due to Cavitation in a Double-Suction Centrifugal Feed pump, *Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2011 Joint Fluids Engineering Conference, Volume 1, Symposia-Parts A, B, C, and D*, (2011), pp.121-128.
- (5) Nohmi, M. ・ 他 2 名, Numerical Prediction Method of Cavitation Erosion, *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division Summer Conference, FEDSM 2008, Vol.1, PART B*, (2009), pp.1139-1145.
- (6) 深谷 ・ 他 2 名, 気泡流モデルキャビテーション流れ解析による遠心ポンプ内のキャビテーション強さおよびエロージョン発生領域の予測, *日本機械学会論文集B編*, 74-746 (2008), pp.2116-2123.
- (7) 津田 ・ 他 2 名, 多重プロセス型モデルを用いたWall-Resolved LESによるClark Y-11.7%翼周りのキャビテーション解析, *ターボ機械*, 49-11 (2021), pp.644-655.
- (8) Takamine, T. and Watanabe, S., Numerical investigation of radial thrust fluctuation caused by diffuser rotating stall in a centrifugal pump, *Journal of Physics: Conference Series*, Vol.2217, No.1 (2022).
- (9) Singhal, K. A. ・ 他 3 名, Mathematical basis and validation of the full cavitation model, *ASME J. Fluids Eng.*, Vol.124, No.3 (2002), pp.617-624.
- (10) Randolph, D. A. and Larson, A. M., *Theory of Particulate Processes* (1971), Academic Press.
- (11) Wang, Y.-C., Effects of Nuclei Size Distribution on the Dynamics of a Spherical Cloud of Cavitation Bubbles, *ASME J. Fluids Eng.*, Vol. 121, No. 4, (1999), pp.881-886.
- (12) Hasuike, N. ・ 他 3 名, Numerical Study on Cavitation Erosion Risk of Marine Propellers Operating in Wake Flow, *マリンエンジニアリング*, 46-3 (2011), pp.366-374.