

科学研究費助成事業（学術研究助成基金助成金）研究成果報告書

平成25年 5月7日現在

機関番号：14401

研究種目：若手研究(B)

研究期間：2011～2012

課題番号：23760158

研究課題名（和文）発電用水車の Full-Load ドラフトチューブサージに関する研究

研究課題名（英文）A Study of Full-Load Draft Tube Surge in Hydraulic Power Turbine

研究代表者

米澤 宏一 (YONEZAWA KOICHI)

大阪大学・大学院基礎工学研究科・助教

研究者番号：00362640

研究成果の概要（和文）：発電用水車の羽根車下流に設置された吸出し管（ドラフトチューブ）に生じる流動不安定現象（サージ）について縮小モデルを用いた実験および数値解析による研究を行った。その結果、設計流量と比べて過大流量および低流量のいずれの運転条件においてもサージの発生が確認され、その周波数は渦芯の振れ回り周波数とは異なることが明らかとなった。また、流れの加振実験を行い、キャビテーションの動特性を調べた。

研究成果の概要（英文）：Experimental and numerical investigations of a surge in a hydraulic turbine draft tube were carried out using a subscale model. It has been confirmed that the draft tube surge occurs at wide range of the operation condition from the low flow rate through the over load conditions. The frequencies of the surge are different from those of the vortex rope precession. Additionally, dynamic characteristics of the cavitation in the draft tube were examined experimentally by imposing flow rate fluctuations.

交付決定額

(金額単位：円)

	直接経費	間接経費	合計
交付決定額	3,500,000	1,050,000	4,550,000

研究分野：工学

科研費の分科・細目：機械工学・流体工学

キーワード：流体機械，キャビテーション不安定現象

1. 研究開始当初の背景

近年、新興国を中心に電力需要は急速に増大している。主力の原子力発電所や大型の火力発電所などでは通常、効率を重視して常に一定の出力で運転される。したがって、これらの発電所以外の発電所で、電力需要の変動に応じた発電量の調節が行われる。中でも水力発電は、低コストで、出力の安定性や、需要変動に対する追従性の面で優れており、補助電源として重要な役割を担っている。このため、水力発電に用いられる水車は、電力需要の変動に伴って、設計点に対して低流量から過大流量までの広い運転範囲で、安定した運用が可能でなければならない。しかし、設計点外の条件で運転する際には水車羽根車

の下流のドラフトチューブにおいて、流量変動を伴う強い脈動現象であるドラフトチューブサージが発生する場合があります。発電所の信頼性に対して問題となる。特に、水車を低流量で運転すると、羽根車下流のドラフトチューブ内に強い旋回流が発生し、その渦心が振れ回ることによってサージが発生することが知られており、これまでに膨大な研究がなされてきた。しかし、強い旋回流が発生しない設計点や過大流量運転時でも、Full Load Surge と呼ばれる強い圧力脈動が発生することが知られている。従来は、Full Load Surge は稀な事象として、ほとんど取り上げられることがなかったが、近年では新たな問題として認識され、研究例も増えてきている。

当研究課題の研究代表者およびその研究グループでは、これまでに、流れ場の物理的特性を考慮した理論モデルの構築に取り組んできた。そして、水車周辺のキャビテーション流れに対して、羽根車を「抵抗」、ドラフトチューブを「ディフューザ」として、ディフューザ入口にキャビテーションが生じている一次元流れにモデル化して安定解析を行い、ドラフトチューブ内の圧力回復（ディフューザ効果と称する）や、羽根車出口に生じる旋回流の効果によって Full Load Surge が発生し得ることを明らかにした。ディフューザ効果による脈動は静止流路系を用いた装置で再現できるので、これまでにディフューザ効果による脈動を実験的に再現することに成功し、その性質の詳細を明らかにした。一方、旋回流効果は、流量の増減に対する旋回速度の増減が、羽根車が静止している場合と回転している場合で異なるので、静止流路系を用いた装置では再現できておらず、実際に近い系についてモデル実験を行い、サージの発生原因について解明する必要があった。

また、サージの周波数を予測するためには、水車およびドラフトチューブの動特性を表す伝達マトリックスを求め、キャビテーションの圧力変動および流量変動に対する応答を表すキャビテーションコンプライアンスやマスフローゲインファクタを求める必要がある。これらの伝達マトリックスやキャビテーションの特性パラメータについては、計測が困難なため、計測方法の確立を含め、詳細に検討すべき課題であった。

2. 研究の目的

本研究では、まず、水車、ディフューザからなる、実際に近い系を用いてサージの発生原因を調べた。また、流れの加振実験を行い、水車およびキャビテーションの動特性を解明することを目的とした。

3. 研究の方法

(1) 羽根車を用いた実験

Fig. 1 に実験装置の全体図を示す。実験装置は駆動用ポンプ、サージタンク、ボリュートケーシング、ランナ、試験部であるディフューザ、下流タンクからなる閉ループで構成し、作動流体は十分に脱気した水道水を用いた。作動流体は駆動用ポンプにより、流量計、サージタンク、ボリュートケーシング、ランナを経て試験部に供給される。試験部下流のタンクの水位はディフューザの中心軸から 370mm とし、気相圧力を真空ポンプで減圧することでキャビテーション数を調整した。ランナ上流のサージタンクは自由液面を持ち圧力はほぼ一定に保たれる。上流の管路系の影響を調べるためにサージタンクを外した状態でも実験を行った。

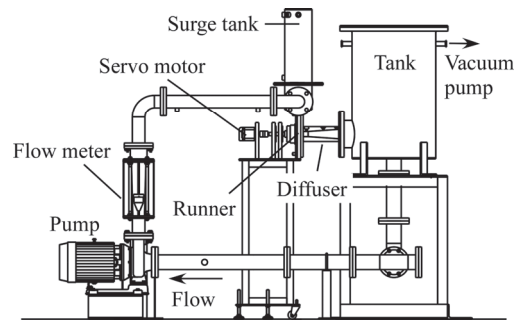


Fig. 1 実験装置

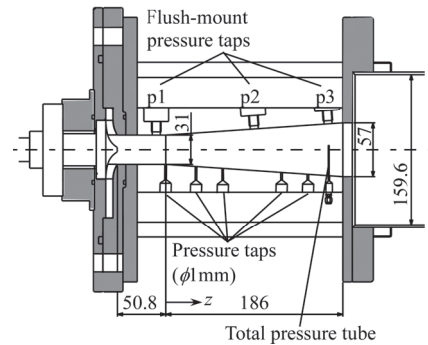


Fig. 2 試験部(ディフューザ)

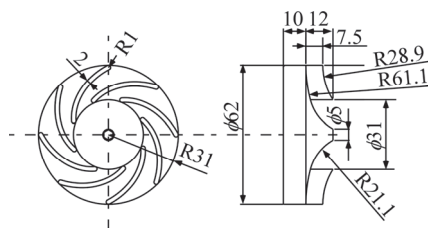


Fig. 3 羽根車

Fig. 2 に試験部の断面図を示す。ディフューザには、圧力変動を計測するためのフラッシュマウントの計測孔 $p1$, $p2$, $p3$, それぞれの軸方向位置から周方向に 90° ずらした 3 点 $p1'$, $p2'$, $p3'$, 圧力分布を計測するための直径 1mm の圧力孔を設けた。圧力孔の位置を規定するために、ディフューザ入口位置を 0, 主流の下流方向を正とする z 軸を定義する。

Fig. 3 に示すように本研究で使用したランナは外径 62mm, 内径 31mm, 入口羽根高さ 7.5mm, 出口羽根高さ 10mm, 入口角度 27.7° , 出口角度 24.9° , 羽根枚数 8 枚とした。ランナとケーシングのクリアランスは 0.2mm とした。ランナ回転数, 流量比, キャビテーション数を変化させて実験を行った。設計流量 Q_d は速度三角形から求めたディフューザ入口速度が無旋回になる流量として定義し, 流量比はこの Q_d と実流量 Q の比 Q/Q_d とする。キャビテーション数 σ は出口タンクのディフューザ中心軸での圧力 p_r , 飽和蒸気圧 p_v , ランナ出口回転速度 v , 流体密度 ρ , ディフュー

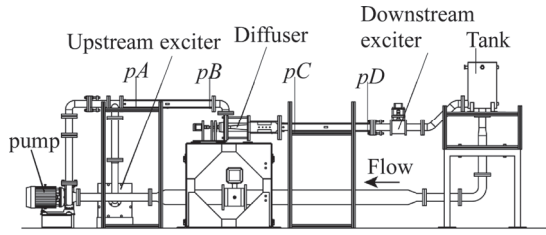


Fig. 4 加振実験装置

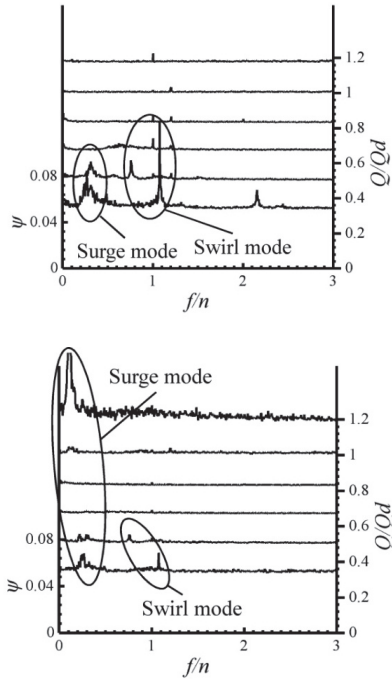


Fig. 5 圧力変動の FFT 解析結果 (上: p1, 下: p2, サージタンクあり, 3000rpm, $\sigma=0.84$)

ザ中心軸からタンク水面までの高さ h , 重力加速度 g を用いて次式で定義する.

$$\sigma = \frac{P_r - P_v}{(1/2)\rho v^2} \quad \dots(1)$$

(2) 数値解析

本研究では, 実験と同様な条件で数値解析によりサージ発生時の流れを詳細に調べた. 流れの解析には ANSYS CFX13.0 を用いた. キャビテーションモデルは CFX に組み込まれている簡略化された Reyleigh-Plesset 方程式に基づくモデルを用い, 乱流モデルには SAS-SST モデルを用いた. 本研究では以下の 2 種類の境界条件を用いた. BC1 として, 入口で軸方向速度と出口において静圧を与えた. BC2 として入口で全圧を与え, 出口で静圧を与えた. BC1 では, キャビティ体積の変動によって入口での流量は変動しないが, BC2 では入口における流量変動が許容される. また出口では BC1, BC2 のどちらの場合でも流量変動が許容される. 壁面は全て non-slip

壁として扱った.

(3) 加振実験

Fig. 4 に流れの加振実験に用いた実験装置を示す. ランナの上下流に 2 台の流体加振器が設置されている. これらの加振器を独立に駆動することで伝達マトリックスを求めるために必要な同一周波数での異なる 2 つの流動条件を実現した. また, ランナの上下流の配管壁面には, それぞれ 2 点の圧力孔が設けてあり, これらの 2 点間の圧力差を用いて変動流量を計測した. 例えば, Fig. 4 のディフューザ上流における変動流量を \tilde{Q} は, 断面積が A で一定で損失を無視すると, 非定常のベルヌーイの式より, 次式で与えられる.

$$\tilde{Q} = \frac{A}{\rho L} \int (\tilde{p}_A - \tilde{p}_B) dt \quad \dots(2)$$

ただし, \tilde{p} は各点での圧力, L は 2 つの壁面圧力計測点 pA および pB の間の距離である.

加振実験では, ランナの回転数を 3000rpm に固定し, 流量比 Q/Q_d , キャビテーション数 σ を変えて実験を行った.

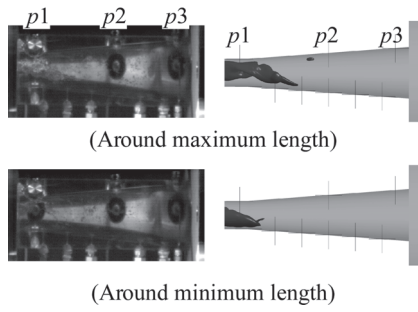
4. 研究成果

(1) サージの発生機構

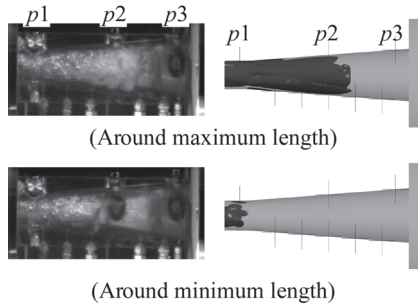
Fig. 5 にサージタンク有り, ランナの回転数 3000rpm, キャビテーション数 $\sigma=0.84$ の場合における圧力計測孔 $p1, p2$ で計測した圧力変動の周波数解析結果を示す. サージタンクを用いない場合もほぼ同等の結果が得られた. ここで f は圧力変動周波数, n はランナの回転周波数である. 本研究では壁面圧力変動の周方向位相差が 0° に近い場合にサージモード, 90° に近い場合に旋回モードと定義した. $Q/Q_d=0.33-0.50$ の低流量ではサージモード, 旋回モードの 2 つの圧力変動モードが確認され, $Q/Q_d=1.00-1.17$ の設計流量及び高流量ではサージモードのみが確認された.

Fig. 6 にサージタンクを用いた場合の実験と, ボリューム入口で流量変動が許容されるように全圧を与えて計算した CFD: BC2 で得られたサージモードの周期の 1/2 の時間間隔でのキャビテーションの変化の様子を示す. 図よりサージモードはキャビテーションの長さが変動するモードであり, $Q/Q_d=0.33$ ではキャビテーションはらせん状に発生し, その下流端は圧力計測孔 $p1$ 付近で見られる, $Q/Q_d=1.17$ ではキャビティは塊状となり, その下流端は圧力計測孔 $p2$ 付近となっている.

Fig. 7 にランナ回転数 3,000rpm, キャビテーション数 $\sigma=0.85$ における入口で全圧を与えた BC2 での CFD 解析によるランナ上流とディフューザ下流の流量変動およびキャビテーション体積の変動の時間履歴を示す. いずれの場合も連続の式: $dV_c/dt=Q_2-Q_1$ が成り立つよう流量変動が発生している. 低流量の

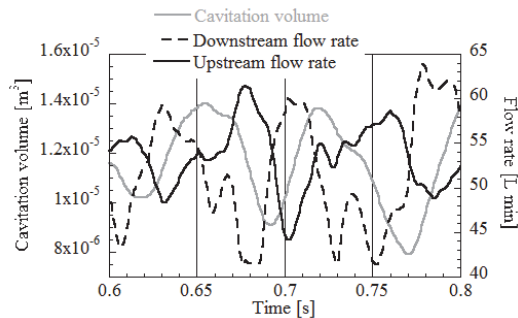


(a) $Q/Q_d=0.33$ (左: 実験, $f/n=0.268$, 右: CFD・BC2, $f/n=0.276$)

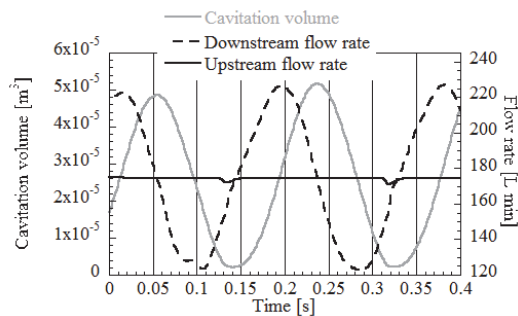


(b) $Q/Q_d=1.17$ (左: 実験, $f/n=0.103$, 右: CFD・BC2, $f/n=0.112$)

Fig. 6 キャビテーションの瞬時形状



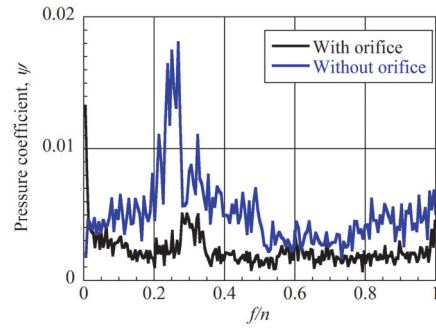
(a) $Q/Q_d=0.33, f/n=0.276$



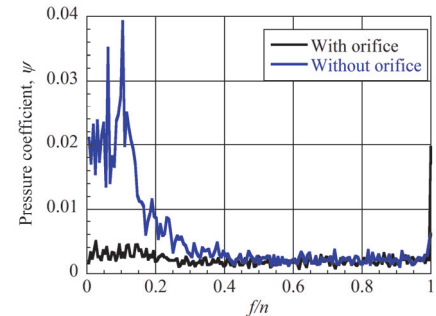
(b) $Q/Q_d=1.17, f/n=0.112$

Fig. 7 キャビティ体積および流量変動の時間波形 (CFD:BC2, 3000rpm, $\sigma=0.85$)

場合には入口には出口と逆相の流量変動が発生しているが、高流量では入口の流量はほぼ一定に保たれている。これは高流量ではランナ出口がキャビティでほぼ満たされ、圧力



(a) $Q/Q_d=0.33, z/d_i=3.0(p_2), \sigma=0.83$ (オリフィスなし), $\sigma=0.18$ (オリフィスあり)



(b) $Q/Q_d=1.14, z/d_i=-0.32(p_1), \sigma=0.29$ (オリフィスなし), $\sigma=1.42$ (オリフィスあり)

Fig. 8 壁面圧力変動のFFT解析結果 (サージタンクあり)

が一定に保たれるためであると考えられる。1次元解析では旋回流効果は、低流量時にランナ流量が増加するとランナ出口の流れの旋回は小さくなり、旋回中心の圧力降下は小さくなるのでキャビティ体積は小さくなり、さらにランナ流量が増加して不安定の原因となると考えられた。しかし、Fig. 7 (a)を見ると、上流流量が最大(最小)となつてから約1/4周期後でキャビティ体積が最小(最大)となつており、過去に1次元解析で検討した旋回流効果による不安定化は実際には発生していないと考えられる。つまり、キャビティの体積は連続の式: $dV_c/dt=Q_2-Q_1$ によって変化していると考えられる。

これまでに示した結果は、キャビテーションサージはディフューザの圧力回復効果によって生じていることを示唆している。このことを確認するために、ディフューザ出口に入口直径と同じ開口部を持つオリフィスを設置して実験を行った。Fig. 8に $Q/Q_d=0.33$ および $Q/Q_d=1.14$ についてキャビテーションの長さが同程度となる σ における壁面圧力の周波数解析結果を示す。オリフィスを設けることで、 $Q/Q_d=0.33$ については、サージ成分のスペクトルは大幅に小さくなっており、 $Q/Q_d=1.14$ ではほぼ確認できない。 $Q/Q_d=0.33$ における振幅の小さなサージは異なる原因で生じていると考えられるが、詳細は現在のところ不明である。また、紙面の都合上結果

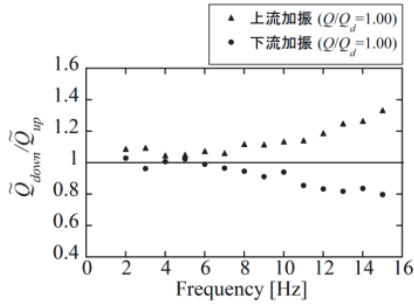


Fig. 9 水車上流および下流の変動流量の振幅比

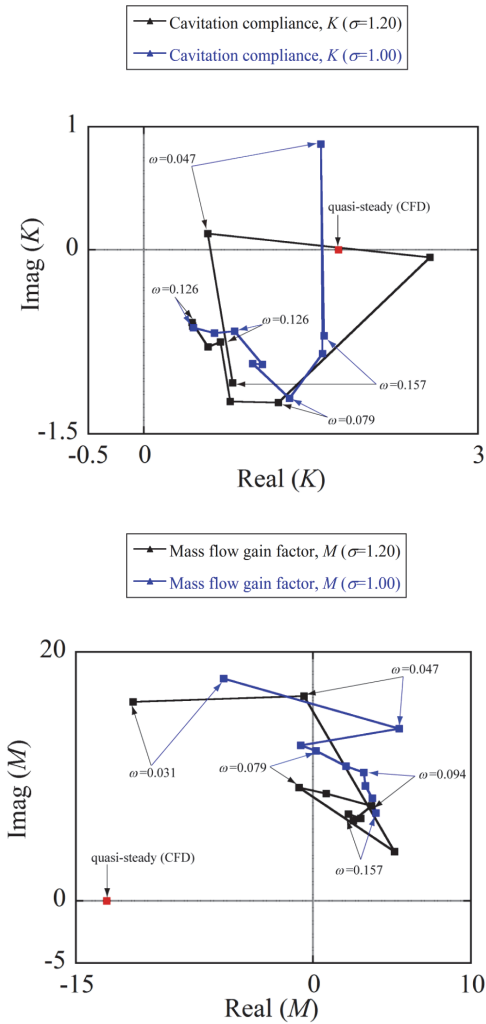


Fig. 10 キャビテーションコンプライアンス (上) 及びマスフローゲインファクタ (下), ($Q/Q_d=1.17$)

は示していないが、ディフューザを直管に置き換えた場合にもキャビテーションサージは発生しないことが確認されている。以上よ

り、ディフューザの圧力回復効果がキャビテーションサージの発生原因であることが確認された。

(2) 加振実験

ランナの運転条件を規定するパラメータは流量係数 ϕ とキャビテーション数 σ である。流量係数 ϕ は流量 Q 、ランナ出口面積 A_i とランナ出口翼端周速度 U_i を用いて次式で定義される。

$$\phi = \frac{Q}{A_i U_i} \quad \dots(3)$$

流体要素の動的特性は、式(1), (3)に準じて無次元化した無次元変動圧力 $\tilde{\sigma}$ 、無次元変動流量 $\tilde{\phi}$ を 2×2 の複素伝達マトリクスで結びつけ、次式で表すことができる。

$$\begin{pmatrix} \tilde{\sigma}_d \\ \tilde{\phi}_d \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \tilde{\sigma}_s \\ \tilde{\phi}_s \end{pmatrix}$$

$$\begin{aligned} T_{11} &= 1 - \frac{j\omega K(R_d + j\omega L_d)}{(1 + j\omega M) - j\omega K(R_d + j\omega L_d)} \\ T_{12} &= -(R_s + j\omega L_s) \\ &\quad - \frac{(R_s + j\omega L_s)\{1 + j\omega K(R_s + j\omega L_s)\}}{(1 + j\omega M) - j\omega K(R_d + j\omega L_d)} \\ T_{21} &= \frac{-j\omega K}{(1 + j\omega M) - j\omega K(R_d + j\omega L_d)} \\ T_{22} &= \frac{1 + j\omega K(R_s + j\omega L_s)}{(1 + j\omega M) - j\omega K(R_d + j\omega L_d)} \end{aligned} \quad \dots(4)$$

ここで添え字 s, d はそれぞれ入口側と出口側を示す。また、 R_s, L_s, R_d, L_d はそれぞれ入口と出口のレジスタンス、イナータンスである。式(4)には2つの未知数 K (キャビテーションコンプライアンス)、 M (マスフローゲインファクタ)が含まれ、同一周波数での異なる2つの流動条件を実現することで求めることができる。

非キャビテーション状態では、連続の式により上流で計測される変動流量 \tilde{Q}_{up} と下流で計測される変動流量 \tilde{Q}_{down} は同じでなければならない。Fig. 9に設計流量での上流と下流の変動流量の比を示す。いずれの場合も位相差はほぼ0であった。上流加振器使用時、下流加振器使用時ともに加振周波数が10Hzを超えると変動流量の比が1から大きくずれている。また、上流加振器使用時は $\tilde{Q}_{up} < \tilde{Q}_{down}$ 、下流加振器使用時は $\tilde{Q}_{up} > \tilde{Q}_{down}$ と大小関係が逆転しており、流量を変えたときも同様の差が確認された。このことは水車内部に何らかのコンプライアンスが存在することを示唆しているが、詳細は現在も調査中である。

本研究では設計流量 Q_d に対して高流量($Q/Q_d=1.17$)、低流量($Q/Q_d=0.50$)の2つの場合について、非キャビテーション状態、キャビテーション状態($\sigma=1.00, 1.20$)の3つの条件で実験を行い比較し考察した。まず非キャビテ

ーション状態では、連続の式に関しては問題は残るが、伝達マトリックスの各成分はおおむね式(4)で与えられている通りに求められることが確認された。つぎにキャビテーション状態について伝達関数より求められたキャビテーションコンプライアンス K 、マスフローゲインファクタ M を Fig. 10 に示す。 K 、 M 両値ともにキャビテーション数が低くなると振幅が大きくなるという傾向が得られた。また、低流量に比べて高流量の方が振幅が大きくなるという傾向が得られた。これは高流量ではキャビテーションの体積が大きく、下流の流量変動、圧力変動の影響を受けやすいためであると考えられる。

(3)まとめ

ランナと円錐ディフューザを用いた実験と CFD 解析を行った。その結果、水車の設計流量に対して過大流量および部分流量いずれにおいてもサージが発生し得ることが確認された。ただし、部分流量のサージは、従来螺旋渦の旋回が原因であると考えられてきたが、円錐ディフューザを用いた本研究では旋回周波数とは異なる周波数のサージが観察された。また、実験ではランナ上流のサージタンクの有無、CFD 解析ではランナ入口の流量変動の有無に関わらず、過大流量、部分流量いずれにおいてもサージが発生した。これはサージの発生原因がランナあるいはそれより上流の要素にないことを表している。ディフューザの圧力回復効果を検討するためにディフューザ出口にオリフィスを設けた実験を行ない、高流量ではキャビテーションサージが発生しないことを確認した。したがって高流量におけるサージはディフューザの圧力回復効果が原因である。低流量では圧力変動の振幅は低下したが、サージは発生していた。この原因については、今後、より詳細な検討が必要である。

次に流れの加振実験により、水車の動特性を規定する伝達マトリックスを求め、さらにキャビテーションコンプライアンスとマスフローゲインファクタの特性を調べた。その結果、両値ともにキャビテーション数が低くなると振幅が大きくなり、低流量に比べて高流量の方が、振幅が大きくなるという傾向が確認された。ただし水車およびキャビテーションの動特性については、未知な点も多いため、今後、計測精度を向上し、より詳細に検討する必要がある。

5. 主な発表論文等

〔雑誌論文〕 (計 2 件)

- ① 米澤宏一, 小西大介, 宮川和芳, Peter Doerfler, Francois Avellan, 辻本良信, 水力発電用水車の小型試験装置における部分

流量・過大流量キャビテーションサージに関する研究, ターボ機械, 査読有, Vol.40, No12, pp. 715-724 (2012).

- ② Koichi Yonezawa, Daisuke Konishi, Kazuyoshi Miyagawa, Francois Avellan, Peter Doerfler, and Yoshinobu Tsujimoto, International Journal of Fluid Machinery and Systems, 査読有, Vol. 5, No. 4, pp. 152-160, DOI:http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2012.5.4.152, (2012).

〔学会発表〕 (計 3 件)

- ① 山本啓太, 米澤宏一, 宮川和芳, Avellan Francois, Doerfler Peter, 辻本良信, ドラフトチューブの動特性の計測に関する研究, 日本機械学会関西支部第 88 期定時総会講演会, 大阪工業大学, 大阪市, (2013 年 3 月 17 日).
- ② 米澤宏一, 小西大介, 宮川和芳, Peter Doerfler, Francois Avellan, 辻本良信, 水力発電用水車の小型試験装置における部分流量・過大流量キャビテーションサージに関する研究, ターボ機械協会第 6 8 回総会講演会, 東京大学, 東京都, (2012 年 5 月 25 日).
- ③ 米澤宏一, 水力発電所用タービンのドラフトチューブサージ, Dynamics & Design Conference 2011 v_BASE フォーラム, 高知工科大学, 香美市, (2011 年 9 月 6 日).

6. 研究組織

(1)研究代表者

米澤 宏一 (YONEZAWA KOICHI)
大阪大学・大学院基礎工学研究科・助教
研究者番号: 00362640