

揺動羽型水車の羽と流体の連成運動 に関する数値解析

NUMERICAL SIMULATION OF COUPLING MOTION BETWEEN BLADE AND FLUID FOR THE WATERWHEEL WITH YAWING BLADES

高地 健¹・榎田真也²・石田 啓³・川崎秀明⁴

Ken TAKACHI, Shinya UMEDA, Hajime ISHIDA and Hideaki KAWASAKI

- ¹非会員 金沢大学 大学院自然科学研究科 博士後期課程(〒920-8667 石川県金沢市小立野2-40-20)
²正会員 工博 金沢大学助手 大学院自然科学研究科(〒920-8667 石川県金沢市小立野2-40-20)
³正会員 工博 金沢大学教授 大学院自然科学研究科(〒920-8667 石川県金沢市小立野2-40-20)
⁴正会員 工博 ダム技術センター企画部長(〒106-0041 東京都港区麻布台2-4-5メソニック39MTビル)

This paper presents the results of a numerical investigation on the flow field and the fluid force acting on a yawing blade of a new type waterwheel in unidirectional flow. Because the performance of the waterwheel heavily depends on the behavior of the spring-supported blades, we examined the effects of the spring stiffness coefficient and the rotational speed of waterwheel on the torque magnitude. Flow was simulated by solving the unsteady Navier-Stokes equations, in the Arbitrary Lagrangian-Eulerian formulation. Descriptions are given of the interaction between the viscous fluid and the blade. The results indicate that properly controlling of the spring coefficient is important to get a larger net force during one rotation. The net force becomes large when the wheel rotates at a speed of about 0.4 times as fast as the velocity of the main flow. Fairly good agreements have been obtained between the numerical results and the experimental for the relationship between the net force and the rotational speed.

Key Words : water power, waterwheel, yawing blade, fluid force, torque, vortex, ALE

1. 序 論

環境負荷の少ない再生可能なエネルギー資源の利用技術の実用化は、21世紀の人類社会の持続・発展を目指す上で、極めて重要な課題である。この問題に対して、太陽光、風力、生物エネルギーなど多様な環境保全型エネルギーに関する技術開発が進められているが、著者らは、海岸波浪の持つ波の運動エネルギー、および河川流や堰からの越流水あるいは水門からの流出水などの持つ流水エネルギーを抽出するための新しい水車の開発を行ってきた^{1)・2)}。これらの水車は、海岸構造物や河道に及ぼす過大な流体力の低減化を図ると共に、作用する流体力を水車軸の回転力に変え、この水車軸にコンプレッサーを直結させることにより、直接的に圧縮空気を製造し、水環境改善用エアレーションやエアーモーター発電などへと利用することを目指している。

水力エネルギーを抽出するための水車については、流れの性状に応じて様々な形式のものが開発されている。

管路流れに対しては、ペルトン水車、クロスフロー水車、ダリウス型水車など多様な水車が開発・使用され、その性能特性や設計方法について豊富な知見が蓄積されている^{3)・4)}。一方、開水路流れにおいては、流しかけ水車が古くから普及しているが⁵⁾、その他の水車形式の開発は十分とは言えない。流しかけ水車は、水深に対して水車の直径が非常に大きく、水路上部の空間を占有する。これは、既存構造物周辺の急流部へ水車を設置する場合に問題となる。また、管路流れに適した水車を開水路流れへ応用するには、水深変化に対応するために新たな導水設備が必要となるので、技術的および経済的に大きな問題を伴うと考えられる。したがって、開水路流れの特性に適した形式の水車の開発を進めることが重要である。

著者らが開発した「揺動羽型水車」を図1に示す。羽とバネの詳細構造については、石田ら²⁾を参照されたい。揺動羽は羽中心から偏心した位置に自転軸を持ち、振角に対して復元力を発揮するバネが付加されているため、羽は、流体力とバネの復元力の釣合う迎角まで揺動回転する。流体力を受けない場合は、羽の迎角は図1の点線

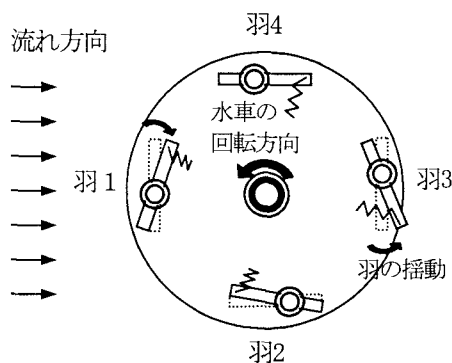


図1 揺動羽型水車の回転原理

の状態になる。羽の迎角は、復元バネの強度に影響されるが、水車の回転に伴う抗力変化に従って変化する。抗力による揺動羽水車の回転力は、流れ方向と羽の移動方向が逆になる羽4付近以外の羽1～羽3の範囲では、通常は同一方向に作用すると予想される。通常の固定式の羽では羽3から羽1の区間において大きな逆流抵抗を受け続けるため、平板状の羽では水車は回転しない。一方、揺動羽は、羽4付近では流れに平行になり、反回転力を抑制することができるため、本水車は回転する。すなわち、本水車は、ほぼ全周において同一方向回転力が得られるよう設計された合理的なものといえる。

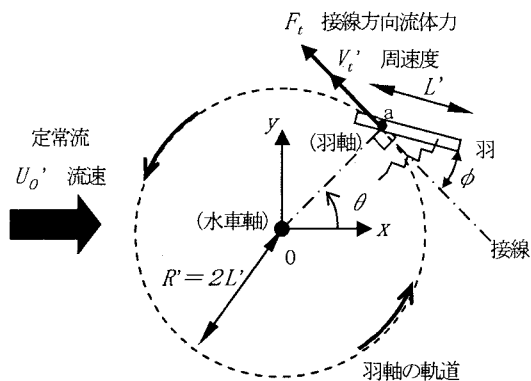


図2 羽の迎角と軸の設定

流体力および羽の運動を詳細に数値解析し、揺動羽型水車の性能特性に関する基礎的な知見を得ることとする。解析には、移動一般曲線座標系に変換したNavier-Stokes方程式を用い、流体場を一軸強制回転系として羽の運動を計算し、両者を連成的に解析する。バネ強度および回転数に対する羽挙動、渦流れおよび流体力の変化を検討し、水車のトルクおよび出力係数を算定する。

界条件として与え、流体場の計算を行う。以上の過程を繰り返すことで、流体と羽の非定常な運動を計算した。

(2) 解析条件

図2に示すような、一様流中で反時計回りに定速回転する羽周辺の流体場の解析を行う。水車の軸に原点0をとり、流れ方向に x 軸、直交方向に y 軸とした。羽軸を a 点とし、羽軸は羽長を1:2に分割する位置に固定した。羽の位置は、 x 軸から反時計回りの角度 θ で表す。羽軸の軌道半径 R' は羽長 L' の2倍とする。羽周辺の流れ場は、羽長を代表長さ L' 、一様流速を代表速度 U_0' とすると、次式で示されるReynolds数および周速比 V_r により特徴づけられる。

$$\text{Re} = \frac{U_o' L'}{\nu'}, \quad V_r = \frac{V_l'}{U_o'} \quad (2)$$

ここで、 ν' は流体の動粘性係数、 V_t' は羽軸aでの接線方向の回転速度である。なお、水車の角速度 ω_0' は V_t'/R' で表される。プライムを付けた変数は有次元量を表す。Reynolds数を1000とし、 V_r を0.1から0.6の範囲で計算した。羽の運動特性を特徴づける式(1)中の各係数は、次のように無次元化した値を用いる。

$$I = \frac{I'}{\rho' L'^4}, \quad c = \frac{c'}{(U_0'/L') I'}, \quad k = \frac{k'}{(U_0'/L')^2 I'} \quad (3)$$

ここで、 ρ' は流体の密度である。以下では、 $I=0.03$, $c=12.6$ と固定し、弾性係数 k を $0.25k_0$ から $2k_0$ ($k_0=$

2. 解析方法および条件

(1) 解析方法

回転運動する揺動羽周辺の流れ場の解析は移動境界問題となる。そこで、流体の運動方程式として、Navier-Stokes方程式をALE法に基づいて記述したものをを用いた。また、任意形状の境界面を持つ流れ場を精度良く解析するために、基礎方程式を一般曲線座標系に変換し、境界適合格子を用いた解析を行った。流体解析の詳細は石田ら⁶⁾を参照されたい。一方、揺動羽の運動は、水車軸回りの公転および羽軸回りの自転の2つの運動に分けて考える。公転運動は、水車が定速回転すると仮定し、対応する羽の移動速度を境界条件として与え、自転運動は、羽軸回りに剛体羽が自由回転すると考え、次式を用いた。

$$\frac{d^2\phi}{dt^2} + c\frac{d\phi}{dt} + k\phi = \frac{M}{I} \quad (1)$$

9.87) の範囲で変化させた。また、無次元流体力 F_t およびモーメント M は次式で定義した。

$$F_t = \frac{F'_t}{\rho' L' U_0'^2}, \quad M = \frac{M'}{\rho' L'^2 U_0'^2} \quad (4)$$

境界条件は次のように設定した。羽表面の移動境界では、速度は滑り無しの条件として、羽上の格子点の移動速度と流速を一致させた。圧力は境界層近似に基づき、羽面法線方向の圧力勾配ゼロの条件を課した。外部境界の流入側では、一様な定常流速を与え、流出側では速度を外挿した。外部境界での圧力は基準値としてゼロを与えた。初期条件は静止流体場とし、最初に羽が1回転する間に一定流速 U_0' まで加速し、10回転分の計算を行った。なお、計算開始から3回転目以降は、羽運動および流体力は周期的に安定することが確認された。

3. 羽挙動および流体力の変化

(1) 弾性係数に対する羽挙動および流体力の変化

図3は、弾性係数 $k/k_0 = 0.25, 0.75$ および 2.0 の場合の揺動羽の軌跡を示す。図中に羽軸の回転軌道を一点鎖線の円で示した。また、接線方向の流体力 F_t を図4に示す。いずれの図も、周速比は $V_r = 0.5$ である。

まず、復元バネの弾性係数の違いによる羽運動と流体力の変化について考察する。弾性係数に関わらず、 $\theta = 90^\circ$ の時の羽向きは流れに平行になるが、 $\theta = 135^\circ \sim 360^\circ$ にかけて、弾性係数の違いが羽の運動に影響を与える。弾性係数が(a)の0.25と小さい場合、 $\theta = 270^\circ$ の時の羽向きは流れに対してほぼ直角になることで、大きな流体力 F_t を受ける。その後も $\theta = 270^\circ$ までは羽向きは軌道接線に対して直角に近い角度を維持するので、正の流体力を長時間受けるが、羽向きが大きく変わる $\theta = 340^\circ$ 付近では、逆向きの流体力が発生する。一方、弾性係数が(c)の2.0と大きい場合、流体力に対してバネ反力が大きくなるため、羽の揺動は小さくなる。その結果、正の流体力の大きさと発生時間は減少するが、負の流体力の絶対値は減少すると伴にその発生時間は短くなる。よって、1回転を通しての正味の流体力を増やすには、復元バネの弾性係数を適切に設定することが重要である。

(2) 周速比に対する羽挙動および流体力の変化

図5は、復元バネの弾性係数を固定し、回転速度を周速比 $V_r = 0.2, 0.4$ および 0.6 と変えた場合の揺動羽の軌跡を示す。対応する羽周辺の圧力分布および流体力 F_t の時間変化を図6および図7に示す。圧力図では、羽から十分離れた主流域での圧力値を基準値ゼロとし、実線の等圧線で正圧、破線で負圧を表示した。

羽の運動は、逆流域 ($\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$) においては、羽向きは羽軸軌道の接線方向に比較的近づいて、順流域 ($\theta = 180^\circ \sim 360^\circ$) においては、流れに対する羽の投

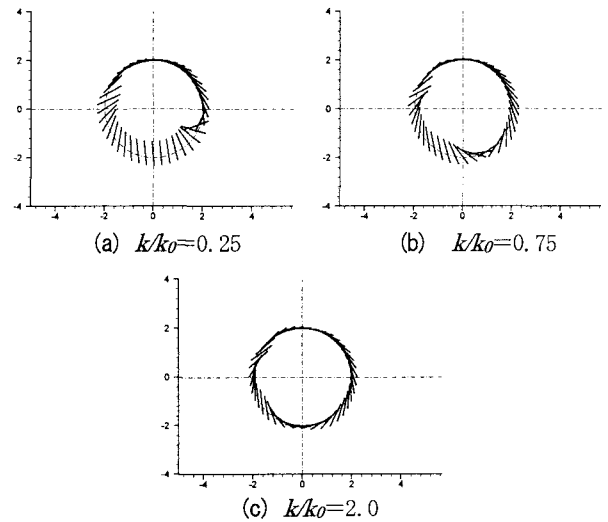


図3 弾性係数の違いによる揺動羽の軌跡の変化

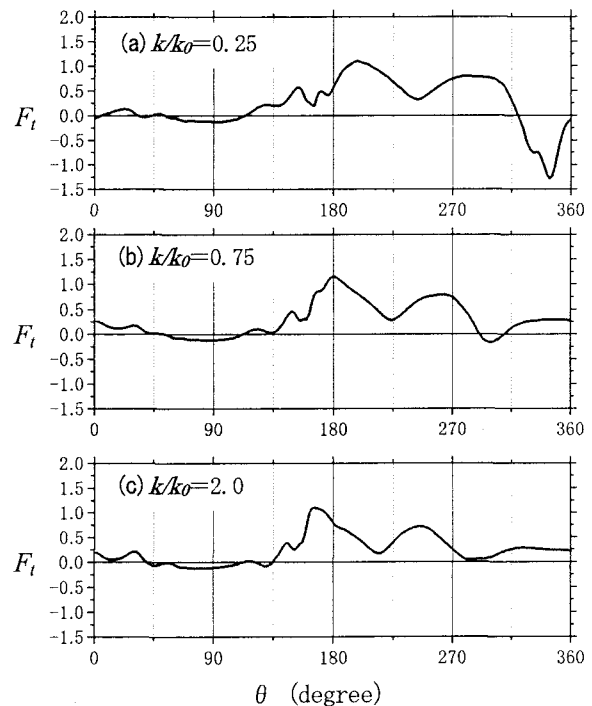


図4 弾性係数の違いによる流体力の変化 ($V_r = 0.5$)

影面積が大きくなるよう迎角が変化している(図5)。

$\theta = 90^\circ$ の時、負の接線方向流体力が発生するものの、この時の羽向きは軌道接線にほぼ平行になるため、その絶対値は非常に小さい値に抑えられている。一方、 $\theta = 180^\circ$ 付近では、大きな流体力が発生し、揺動羽は効果的に回転力を得ていることが良く捉えられている。羽に作用する流体力 F_t の大きさや変動量は周速比によって大きく変化する。

周速比 $V_r = 0.2$ の場合、 $\theta = 0^\circ$ の時、羽は羽軸軌道の接線方向に対して左回りに約 45° 傾く。その羽の前面には後流渦に伴う低圧、背面には流れがよどむことにより

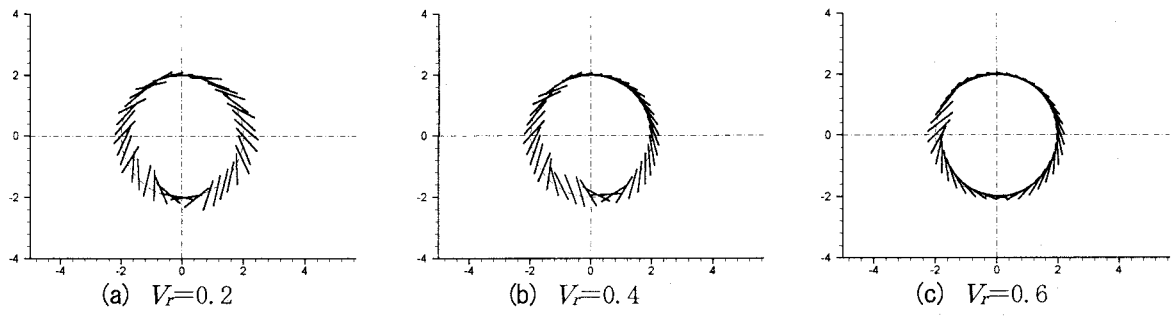


図5 周速比の違いによる揺動羽の軌跡の変化 ($k/k_0=1$)

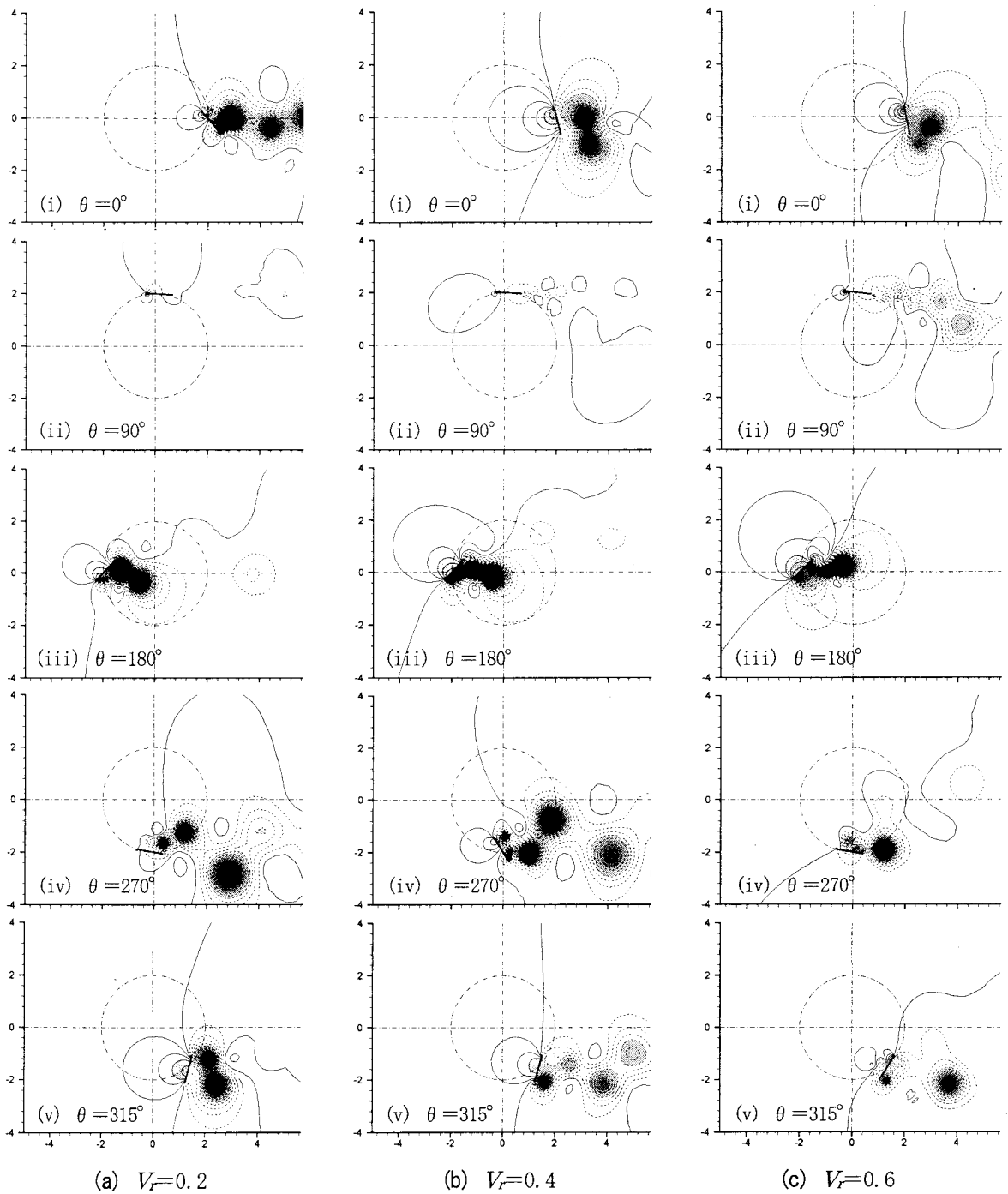


図6 羽周辺の圧力分布の時間変化 ($k/k_0=1$)

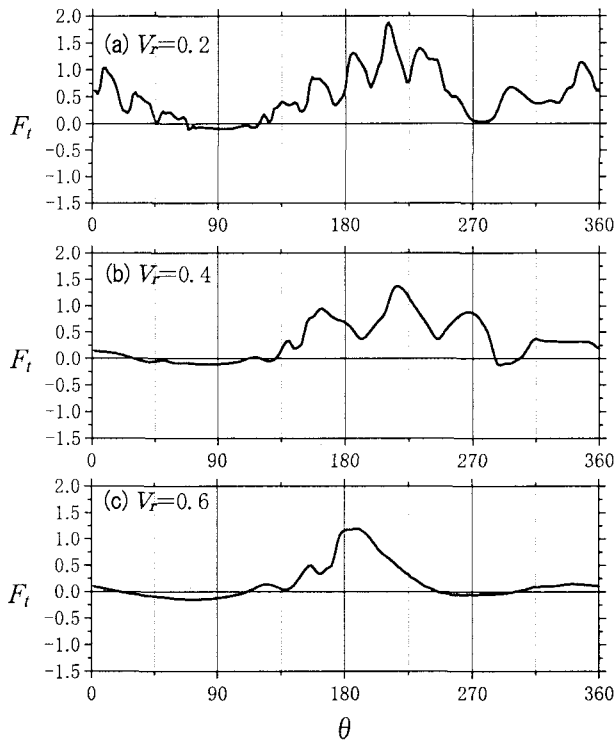


図7 周速比の違いによる流体力の変化 ($k/k_0=1$)

生じる高圧が作用するため、比較的大きな流体力が発生する。しかし、周速比が増加すると、羽向きが接線に平行に近づくと共に、渦が羽から離脱するため、対応する流体力は減少する。

その後、 $\theta = 90^\circ$ から 135° の間に、流体力は負から正に転じる。その位置は周速比に依らず、 $\theta \approx 120^\circ$ である。一方、正の流体力が得られる θ の範囲は、周速比に反比例する。この間の流体力は大きく変動する。流体力の極大点は、周速比 $V_r=0.2$ で5つ、 $V_r=0.4$ で3つ、 $V_r=0.6$ で1つ存在する。これは、羽背後で発生する渦の個数と対応する。周速比 $V_r=0.2$ と 0.4 の極値の間隔を実時間に換算するとほぼ同じになり、渦の発生周期は周速比に依らないことが分かった。

$\theta = 135^\circ \sim 270^\circ$ では、羽は羽軸軌道の内側へ押し込まれ、 $\theta = 270^\circ \sim 360^\circ$ では、羽は軌道の外側に張り出すことで、回転方向の流体力を受けている。この特徴は、周速比が小さいほど顕著に現れ、石田ら²⁾の実験観測の結果と良く一致する。 $\theta = 180^\circ \sim 360^\circ$ においては、周速比が小さい程、一樣流による羽への相対流速は大きくなる。その結果、羽背後に渦が発達すると共に、バネ反力に対して羽に作用する流体力が増大するため、周速比が小さくなると羽の運動は激しくなる。1回転間の流体力 F_t の平均値は周速比が小さい程大きくなる。

4. トルクおよび出力の算定

本章では、先に得られた揺動羽1枚に作用する流体力

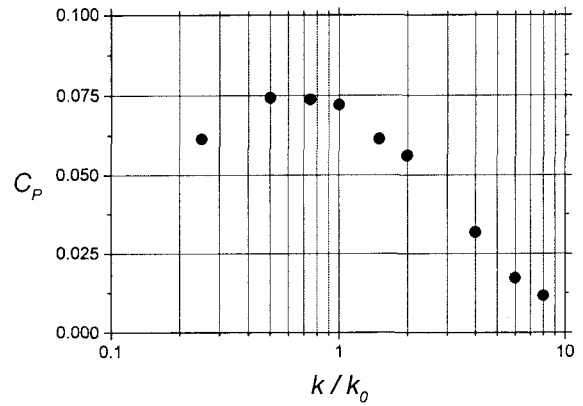


図8 弾性係数に対するパワー係数の変化 ($V_r=0.5$)

によって水車が駆動されると仮定して、水車の基本性能に関する考察を行う。水車の性能に関する代表的な指標として次式で定義されるトルク係数 C_Q およびパワー係数 C_P を算出した。

$$C_Q = \frac{Q'}{\frac{1}{2} \rho' U_0'^2 A' R'}, \quad C_P = \frac{W'}{\frac{1}{2} \rho' U_0'^3 A'} \quad (5)$$

ここで、 Q' は水車軸回りのトルク、 W' は出力、 A' は水車の投影面積である。 A' は羽軸軌道の直径 $2R'$ を与えた。本解析では、トルク Q' および出力 W' は次式を用いて求めた。

$$Q' = \frac{R'}{T'} \int_0^{T'} F_t' dt', \quad W' = \frac{1}{T'} \int_0^{T'} F_t' \cdot V_t' dt' \quad (6)$$

ここで、 T' は羽が1回転するのに要する時間を表す。式(6)を式(5)に代入して整理すると、各係数は次式で与えられる。

$$C_Q = \frac{1}{2} \bar{F}_t, \quad C_P = \frac{1}{2} \bar{F}_t V_r = V_r C_Q \quad (7)$$

ここで、 $\bar{F}_t$ は、無次元接線方向流体力 F_t の1回転間の平均値である。

図8は、周速比 $V_r=0.5$ の場合の復元バネの弾性係数比 k/k_0 に対するパワー係数 C_P の変化を示したものである。弾性係数の違いによる羽挙動の変化に対応して、パワー係数も大きく変化する。弾性係数が $0.5k_0 \sim 0.75k_0$ 周辺でパワー係数は最大となる。弾性係数がそれより小さい場合は $\theta = 340^\circ$ 付近で羽向きが大きく変わる際にトルクが負になるため(図4(a))、大きい場合は羽向きの変化が十分でないため、パワー係数は低下する。

図9に、弾性係数を $1.0k_0$ の場合の周速比 V_r に対するトルク係数 C_Q の変化を示す。図には、石田らの実験結果²⁾ および計算結果の近似直線を併記した。実験値は、計測された全トルクや全出力を式(5)に代入して係数を算出したものである。計算結果から、トルク係数は周速比 V_r の増加に伴いほぼ直線的に減少することが分かる。この傾向は実験結果と同じである。図10は、周速比に対するパワー係数の変化を示す。図中の1点鎖線は、図9

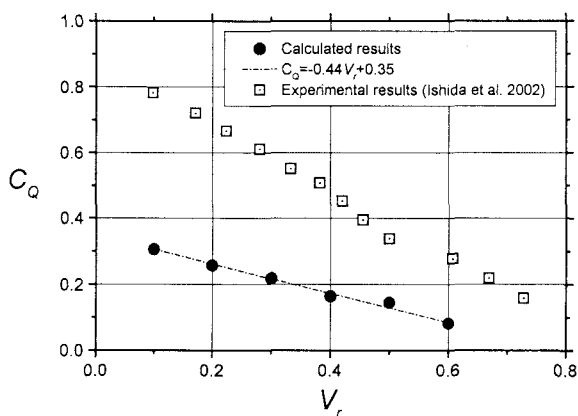


図9 周速比に対するトルク係数の変化 ($k/k_0=1$)

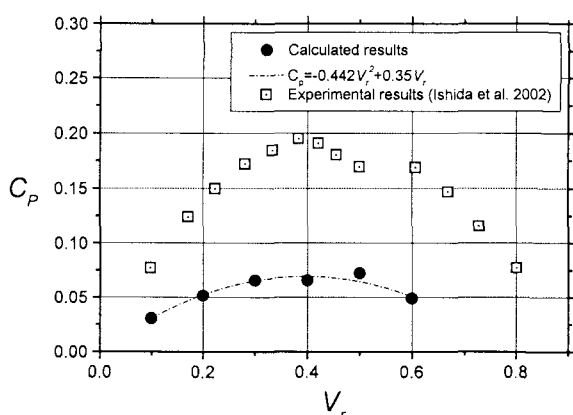


図10 周速比に対するパワー係数の変化 ($k/k_0=1$)

のトルクの近似直線から計算されるパワー係数の近似曲線である。周速比 V_r が0.4付近でパワー係数 C_P は最大となることが分かる。この特徴も実験結果とほぼ同じであり、本解析により水車の出力特性が良好に再現されていることが分かる。ただし、実験は9枚羽水車を使用したのに対して、本計算では1枚羽の水車を仮定しているので、各係数の値は実験結果に比べて小さい。

5. 結 論

一様流中で定速回転する揺動羽型水車に関して、羽と周辺の流体場の連成運動に関する数値解析モデルを構築し、羽周辺の流況、流体力と羽運動との関連について詳細な検討を行った。さらに、その流体力によって駆動される水車の基本性能について考察を加えた。本研究で得られた結果は、次のようにまとめられる。

(1) 可動羽に作用する流体力の変動特性を比較し、揺動羽が逆流域で反回転力を低減し、順流域で高回転力を得ることを確認した。

(2) 揺動羽を支持する復元バネの強度の違いが羽運動と流体力に与える影響について検討した。弾性係数が小

さい場合、流れに対して羽の迎角は直角に近く、大きな流体力を比較的長時間得ることができるが、 $\theta = 345^\circ$ 付近で羽向きが反転する際に負の流体力が発生する。弾性係数が大きいと、羽の揺動が機能しないため流体力は減少するため、1回転間の平均流体力を増加させるには、弾性係数を適切に調整することが必要である。

(3) 回転速度の違いが羽の運動、周辺の渦流れおよび回転方向への流体力の変化に与える影響について検討した。周速比が小さい場合、1回転中に多数の渦が羽背後から発生し、羽向きおよび流体力は激しく変動する。最大流体力は $\theta = 220^\circ$ 付近で発生する。周速比が増加すると、最大流体力は $\theta = 180^\circ$ 付近で発生し、1回転中の流体力変動は小さく、羽向きは安定する。

(4) 羽1枚に作用する流体力によって水車が駆動されると仮定し、トルク係数およびパワー係数を算出し、水車の基本性能に関して検討した。復元バネの弾性係数を調整することで、正のパワー係数を得ることができる。解析によって得られた係数と周速比との関係は、実験結果と全体的に良く一致することが確認され、本解析モデルの定性的な信頼性は検証された。ただし、本計算では、複数の羽間の流れの相互干渉、流れの3次元性および水車機構内の摩擦などの要素の影響は考慮されていないため、水車性能を定量的に議論することはできない。今後、解析モデルの高度化と共に詳細な実験計測の結果に基づいた議論が必要である。

謝辞：最後に、本研究の実行に際し、助力を賜った金沢大学大学院博士前期課程の巽龍太郎君、修了生の本田将博君に深甚なる謝意を表する。

参考文献

- 1) 石田 啓, 高地 健, 大貝秀司: 波力水車とリニアクラック気筒による海中エアレーション装置の開発, 海洋開発論文集, Vol.16, pp.105-110, 2000.
- 2) 石田 啓, 川崎秀明, 渡部敏男, 高地 健, 大貝秀司, 榎田真也: 新型水車による流水エネルギー抽出装置の開発と現地設置, 海岸工学論文集, 第49巻, pp.711-715, 2002.
- 3) 高松康生, 古川明德, 大熊九州男, 下釜康彦: ダリウス形横流水車の流体性能に関する研究, 機械学会論文集 (B), 50巻, pp.2368-2377, 1984.
- 4) 福富純一郎, 中瀬敬之, 山下弘之, 蓮井伸二: クロスフロー水車に関する研究, 機械学会論文集 (B), 52巻, pp.401-406, 1986.
- 5) 後藤真宏, 片山秀策, 天田高白, 佐藤政良: 矩形断面水路における流し掛け水車の出力特性, 農業土木学会論文集, No.197, pp.91-99, 1998.
- 6) 石田 啓, 榎田真也, 由比政年: 振動流中に設置された直立円柱周辺の馬蹄形渦および後流渦の特性, 土木学会論文集, No.705, II-59, pp.115-128, 2002.

(2004.9.30 受付)