

国土技術政策総合研究所資料

TECHNICAL NOTE of
National Institute for Land and Infrastructure Management

No. 328

March 2006

流水エネルギー活用に関する調査 報告書

河川研究部

Surveys of running water energy utilizations

Report

River Department

国土交通省 国土技術政策総合研究所

National Institute for Land and Infrastructure Management
Ministry of Land, Infrastructure and Transport, Japan

流水エネルギー活用に関する調査

報告書

安田 成夫*

服部 敦**

富澤 洋介***

川崎 秀明****

概 要：

本資料は平成17年度までに行われた河川海岸構造物における流水エネルギー活用に関する調査の内容を取りまとめたものである。

キーワード： 流水、流水エネルギー、水車

-
- * : 国土交通省 国土技術政策総合研究所 河川研究部ダム研究室長
** : 国土交通省 国土技術政策総合研究所 河川研究部ダム研究室 主任研究官
*** : 国土交通省 国土技術政策総合研究所 河川研究部ダム研究室 研究官
**** : 財団法人 ダム技術センター 企画部長
(前 国土交通省 国土技術政策総合研究所 河川研究部ダム研究室長)

Surveys of running water energy utilizations

Report

Nario Yasuda*

Atsushi Hattori**

Yosuke Tomizawa ***

Hideaki Kawasaki*****

Synopsis

This report made up contents of surveys of running water energy utilizations.

Key Words : running water, running water energy, waterwheel

* : Head, Water Management and Dam Division, River Department, NILIM
** : Senior Researcher, Water Management and Dam Division, River Department, NILIM
*** : Researcher, Water Management and Dam Division, River Department, NILIM
***** : Director, Planning Department, Japan Dam Engineering Center

序

人類存続のための新世紀の重要な課題は、清浄な水と食料の確保、エネルギーの社会への安定供給、地球環境保全、国際間のグローバルセキュリティおよび微生物へのマイクロセキュリティであるといわれているが、食糧増産や環境保全など他の全ての課題に対して実効を上げるためには、エネルギー生産量の増加が不可欠であり、特に環境負荷の少ないクリーンエネルギーの開発が重要である。

現在、全世界の1次エネルギー生産の90%以上が化石燃料に依存するが、石炭、石油あるいは天然ガスなどは地球温暖化ガスである炭酸ガス問題が不可避であると共に、予想可採年数が50年から200年程度と限界が見えるまでになっており、未来を託すことは不可能である。一方、原子力発電は、発電容量は比較的大きく、かつ炭酸ガス問題も回避できるが、ウランの枯渇の問題と共に、廃棄物処理の負担は未来へ先送りされているに過ぎず、さらに国土の狭い日本での放射能事故の発生は、壊滅的な被害を与えるものと懸念される。

このような趨勢下にあっては、再生可能なクリーンエネルギーの開発が望まれるのは当然であり、ここに、古くから利用されて来た水力発電が再び脚光を浴び始めた訳である。ただしダム水力発電は、ダム堆砂に起因する海岸侵食や堆砂のヘドロ化が下流に及ぼす悪影響が自然破壊の象徴と見なされると共に、魚類の移動を遮断するダム構造物が生態系破壊への非難の的になっている現在、この増強は容易ではない¹⁾。

一方、自然エネルギーを利用するソーラー発電や風力発電の開発が始まったが、エネルギー密度が約 1.5kw/m^2 のソーラー発電は、将来有望な方法であるというものの、現在では、効率、耐久性および製造コストに困難な問題を抱えている。風力エネルギーの利用には、空気の密度が水の密度の約 $1/800$ と小さいため、安定した大きな風速が不可欠であり、したがって常時安定した偏西風が吹いている諸外国では有望であるが、日本国内での実用化はあまり期待できない。このような実情から、水流の豊かな日本では、再び水力発電の長所が見直されることになったが、この場合、従来の水路式発電ほどの大掛かりな付帯施設を建造することなく、かつ自然環境を悪化させないような水力利用が望まれている訳である²⁾。

このような趨勢に鑑み、本報告書では、安定した河川流や長い海岸線に作用する海岸波浪などの流水エネルギーの利用の実用化を目指す研究について報告を行う。

まず第1章では、河川流および波浪の両方に使用できる新型水車（揺動羽型水車と命名）の開発について述べ³⁾、次いで第2章では、揺動羽水車の羽と流体との練成運動の数値計算結果を示す⁴⁾と共に、製作した模型の揺動羽型水車の出力実験結果を示す⁵⁾。次いで第3章では、従来から広く用いられてきたクロスフロー型水車を新たに開水路用に改良し、縦軸型および横軸型の両者について、その出力特性の実験結果を示す⁶⁾。さらに第4章では、このクロスフロー型水車を用いた圧縮空気製造の実験結果を行い、その結果を報告する⁷⁾。

最後に、これらの結果を踏まえることにより、エネルギーの抽出利用に関する見解をまとめることとする。

参考文献

- 1) 大前 巖：二酸化炭素と地球環境，中央新書，pp.138－149. 1999.
- 2) 西澤潤一・上埜勲黄：人類は 80 年で滅亡する，東洋経済新聞社，378p. 2000.
- 3) 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.
- 4) 高地 健・榎田真也・石田 啓・川崎秀明：揺動羽型水車の羽と流体の連成運動に関する数値解析，水工学論文集，第 49 巻，841－846，2005.
- 5) 高地 健・富澤 洋介・榎田真也・川崎秀明・石田 啓：新型揺動羽水車の数値解析及び実験，ダム工学会第 15 回研究発表会講演集，pp.10－12，2004
- 6) 榎田真也・川崎秀明・安田成夫・富澤 洋介・石田 啓：クロスフロー水車の開水路流れへの適用に関する実験，ダム工学会，ダム工学 15(3)，pp. 216－2005，2005.
- 7) 国土交通省国土技術政策総合研究所・株式会社建設技術研究所：水車実験解析業務報告書，2005.

第1章 揺動羽水車の新規開発とその特性¹⁾

1. はじめに

水力発電所などの管水路に取り付けられるタービンなどを除き、一般の開水路に設置する水車を分類する場合、水車の羽（ブレード）に働く流体力の種類により、流水が羽面に当たる力で回転する抗力水車と、羽を翼型などにすることにより発生する揚力でもって回転させる揚力水車とに大別することが出来る。

従来、発電所や農業用などに広く使用されている水車の多くは抗力型であり、比較的大きな流体力を抽出できる反面、水車全体を水没させる場合は羽への逆流領域が発生し、水車が回転し難くなる。このため農業用地などで見かける横軸水車は、逆流抵抗を生じる場所には流水力が生じないようにして水車の一部にだけ順方向流体力が作用するように、水車の大半を空中に出す方法がとられている。しかし水車が全没する場合であっても、逆流領域にカバーを施して逆回転力の発生を防ぐ構造の水車が考案されており、これをクロスフロー型水車と呼ぶことがあるが、この水車は精密な導流装置が不可欠である²⁾。

揚力水車の代表的なものであるダリウス水車は、一旦回転し始めると周速（水車外縁の回転速度）が流速の数倍という高速回転が得られ、また流れの方向性への制限を受けない構造機構であるため、水車よりも風車として発展することも期待されるが、反面、振動耐久性が悪くかつ翼型羽が高価となる欠点があり、現在では水車としてはあまり実用化されていないようである³⁾。

これらのことを踏まえ、本開発研究では、河川などの開水路に設置することにより、簡単に流水エネルギーを抽出することができる水車として、ここに揺動水車と命名する新型の水車の開発を行う。本水車は、抗力水車の範疇に入るが、縦軸型と横軸型のどちらにでも設置することが可能であり、また流れの方向性にかかわらず同一方向回転力が得られる。さらに従来のクロスフロー型に必要な精密な逆流域カバーは必ずしも必要ではなく、比較的ラフな状態の流れの場にも設置可能である。このことから、本水車は河川などの流水エネルギーを抽出すると共に、河川堤防水衝部や越流堰の水叩き部分などの防御施設を備える機能を併せ持つ可能性を秘めた新しい形の水車になることが考えられる。

2. 水車の構造

本水車は、設置する流体場の状況に応じて、垂直軸回りに回転する縦軸水車としても、また水平軸回りに回転する横軸水車としても使用できる便利な構造になっているが、ここでは縦軸水車としての特性を検討する。

写真－1 に模型実験に用いた水車を示す。この模型は、中心軸の回りに、羽を 40° 間隔で配置した 9 枚羽の場合であるが、各羽は羽に固定された羽軸回りに、両方向に数十度の回転が可能なよう

になっており、さらに羽の回転角に応じて復元力が生じるように、羽軸と水車フランジ部との間に引っ張りバネが取り付けられている。

模型水車の寸法は、直径 20 cm、高さ 22 cm、羽幅 4.5cm、羽の鉛直方向長さ 17 cm、中心軸と羽軸の間隔は 9cm である。この羽が流体力を受けて水車の回転力を生み出す機構を図-1 に示す 4 枚羽の場合で説明すると、羽軸は羽幅の中央から偏心した位置（本模型では羽幅を 1 : 2 に内分する位置）に取り付けられているため、羽は流体力を受けると、バネ反力と釣り合うところまで羽軸回りに揺動回転し、そのため羽に直角に作用する流体力の作用線が水車中心からズレを生じ、その結果、水車軸回りのトルクが発生する。羽の回転角が図-1 のようになった場合は、流れの前面（ $\theta = 0^\circ$ ）の羽 1 および背面（ $\theta = 180^\circ$ ）の羽 3 の位置において大きな回転トルクが与えられる反面、水車側面の羽 2（ $\theta = 90^\circ$ ）および羽 4（ $\theta = 270^\circ$ ）の位置ではトルクは殆ど生じない。因みにダリウス水車では、 $\theta = 90^\circ$ および 270° でトルクは極大になる。クロスフロー水車では、 $\theta = 0^\circ \sim 180^\circ$ でトルクを生じ、逆流域の $\theta = 180^\circ \sim 360^\circ$ では、逆回転トルクが生じないように、流水が入り込まない構造になっている。



写真-1 模型の新型水車

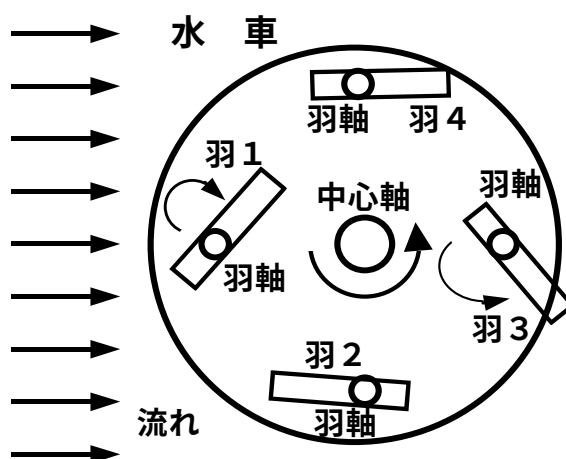


図-1 水車の羽の揺動回転による水車の回転

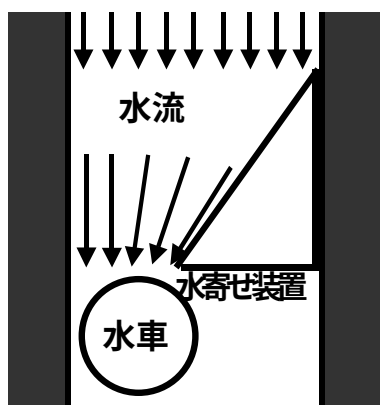
3. 模型実験

3.1 実験装置

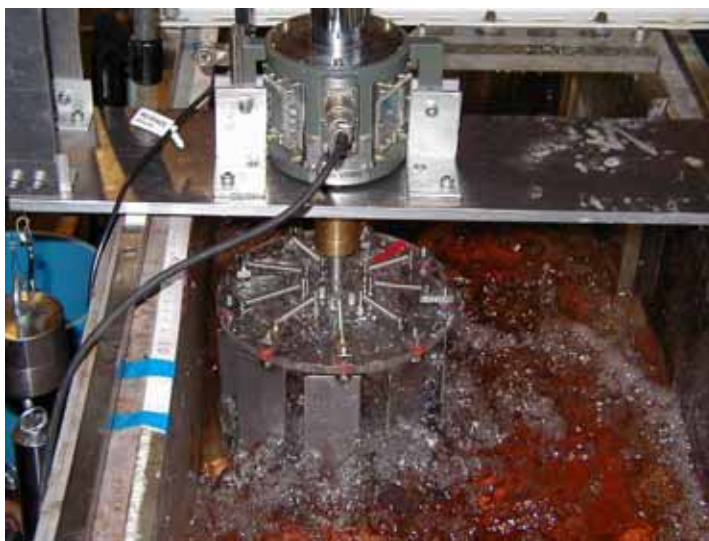
金沢大学工学部風洞実験室に設置されている長さ 12m、幅 40cm、深さ 30cm、水路勾配 1/500 の両面ガラス張りの開水路水槽に、写真-1 に示した模型水車を設置し、本水車が一方向流から抽出するエネルギー率（水車の出力ワット）を測定するため、水車軸に加えるトルクを断続的に変えながら、その時の水車の回転数を測定した。

流れは、最大流量の場合でも、水深 $h=11\text{cm}$ で流速 $V=50\text{cm/s}$ と小さいため、図－２に示すような不等辺直角三角形の“水寄せ装置”即ち導水装置を設置し、水路幅を 13cm に絞った結果、縮流部の水深は $h=16.5\text{cm}$ に、流速は $V=110\text{cm/s}$ に増加した。

写真－２は、縮流部に設置した水車のトルクおよび回転速度を測定しているところであり、水車上部に取り付けたトルク計の線形性は比較的良好であった。また、水車の回転速度は、非接触型回転計により検出した。写真－３は、回転する水車を側面から見たものであり、水車前面水位は上昇し、水車下流側水位は低下している。



図－２ 縮流導水装置



写真－２ 模型水車の実験状況



写真－３ 回転する水車周辺の水位変化

3.2 水車の抽出エネルギー

流水の持つ運動エネルギー率 P (ワット : w) は,

$$P = \rho g Q \cdot V^2 / 2g = \rho A V^3 / 2 \quad (1)$$

で与えられる. ここに, ρ は流体密度, g は重力加速度, Q は単位時間当たりの流量, V は流速, A は流積である. 式 (1) に, $\rho = 1,000 \text{ kg/m}^3$, $A = 0.11 \text{ m} \times 0.4 \text{ m}$, $V = 0.5 \text{ m/s}$ を代入すると, 本水路の流水のエネルギー率は $P = 2.75 \text{ w}$ となる.

このような流水から水車によって抽出できる運動エネルギーは, 通常は全エネルギーの 10~30% 程度であり, このままでは $P = 0.3 \sim 0.8 \text{ w}$ 程度が得られるだけであるが, 前述した導水板によって縮流部の流速を増加させることにより, さらに大きなエネルギーを得ることが出来る.

縮流部に水車を設置すると, 水車が流水の流下を阻止するため, 水車全面での水深は $h = 19 \text{ cm}$ と大きくなり, 流速は $V = 82 \text{ cm/s}$ に減少したが, この状況下で抽出されるエネルギーの測定を行なった.

水車によって抽出されるエネルギー P (w) は, 水車に働くトルクを M (kgf) とし, 水車軸の 1 分間当たりの回転数を n (r.p.m.) とすると, 次式で与えられる.

$$P = 1.029 M \cdot n \quad (2)$$

実験では, 水車軸に固定した円盤に半周ぶんだけ巻きつけた $\phi = 1 \text{ mm}$ のステンレス製ワイヤーに吊り下げた錘を断続的に増加させ, トルク M , 水車の回転数 n および水車の周速度 U を計測したが, その結果を図-3 に示す. $M = 0$ の無負荷時の周速度 U は 0.9 m/s となり, 水車を設置する前の縮流部の流速 $V = 1.1 \text{ m/s}$ と同程度となる. さらにトルクの増加に伴って周速度は直線的に減少するが, トルクが $M = 0.06 \text{ kgf} \cdot \text{m}$ になると回転は止まる. この間の水車が発揮するエネルギー率 P を図-4 に示すと, 回転数 $n = 40 \text{ r.p.m.}$ (周速 $U = 0.42 \text{ m/s}$) 付近で, 最大出力 $P_{\max} = 1.52 \text{ w}$ が生じる. $P_{\max}$ を, 導水板を置く以前の流水エネルギー 2.43 w と比較すると, 本水車のエネルギー抽出率は,

$$\eta = 1.52 \text{ w} / 2.43 \text{ w} = 63\% \quad (3)$$

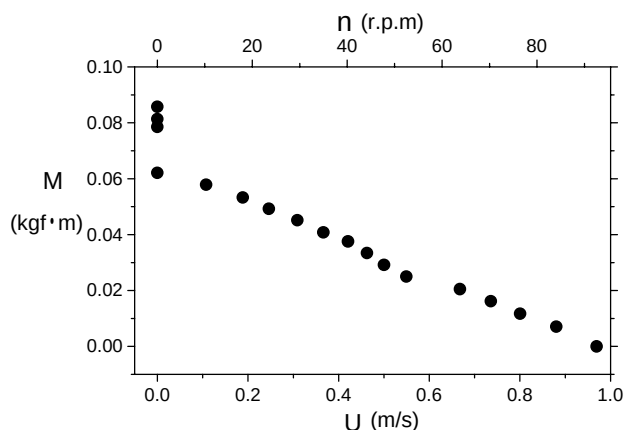


図-3 水車の回転数および周速とトルクの関係

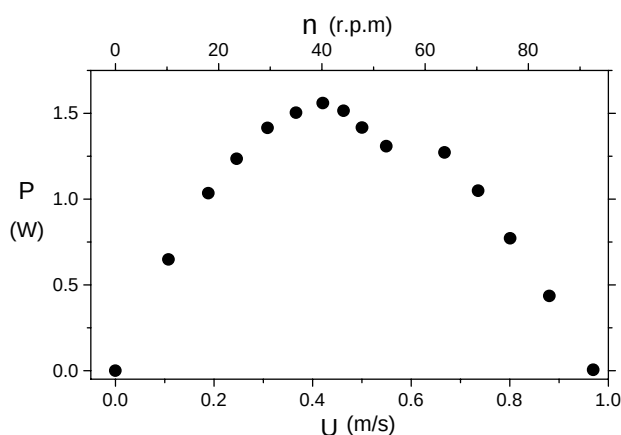


図-4 水車回転数および周速と出力エネルギーの関係

という大きな値になる．このことは，元の流水の速度を利用するだけでは不十分な場合には，水車に当てる流速を速くする必要があり，その結果，元の流水の運動エネルギーの 60%以上を回収することができることを実証している．

なお $U=0.6\text{m/s}$ 前後で P に不連続性が発生し，別のピークの発生を示唆しているが，現在，詳細は不明である．

4. 羽の回りの流況と羽に働く流体力

本水車は羽の仰角が流体力の変化により変化するため，水車に作用するトルクの数値計算は比較的難しい．したがって本論文では，公転する水車内で自転する羽に作用する流体力を求めるための基礎計算として，ナビヤ・ストークス方程式を差分法で数値解析することにより，2次元一様流中の羽の仰角を順次変化させた時の，羽周辺の流線と等圧線を求め，これらの結果を図－5および図－6に示す．

図－5および図－6は，レイノルズ数 $Re=VD/v$ がそれぞれ 100 および 1000 の場合であり，計算には V ， D ， v の次元量に数値は与えず， Re の値のみを与えている．乱流モデルは外挿していないが，後流渦の流下のために，後流域は非定常となり，かつ複雑に乱れた状態になる．なお，図は一様流を流し始めてから，後流渦が流下し始め，さらに十分に時間が経過した時の計算結果である．平板周辺流の代表長の選定は一義的ではないが，代表長 D を境界層厚のオーダーと見なせば，本解析結果は，実験時の流速 $V=10\sim 100\text{cm/s}$ の範囲に相当する．

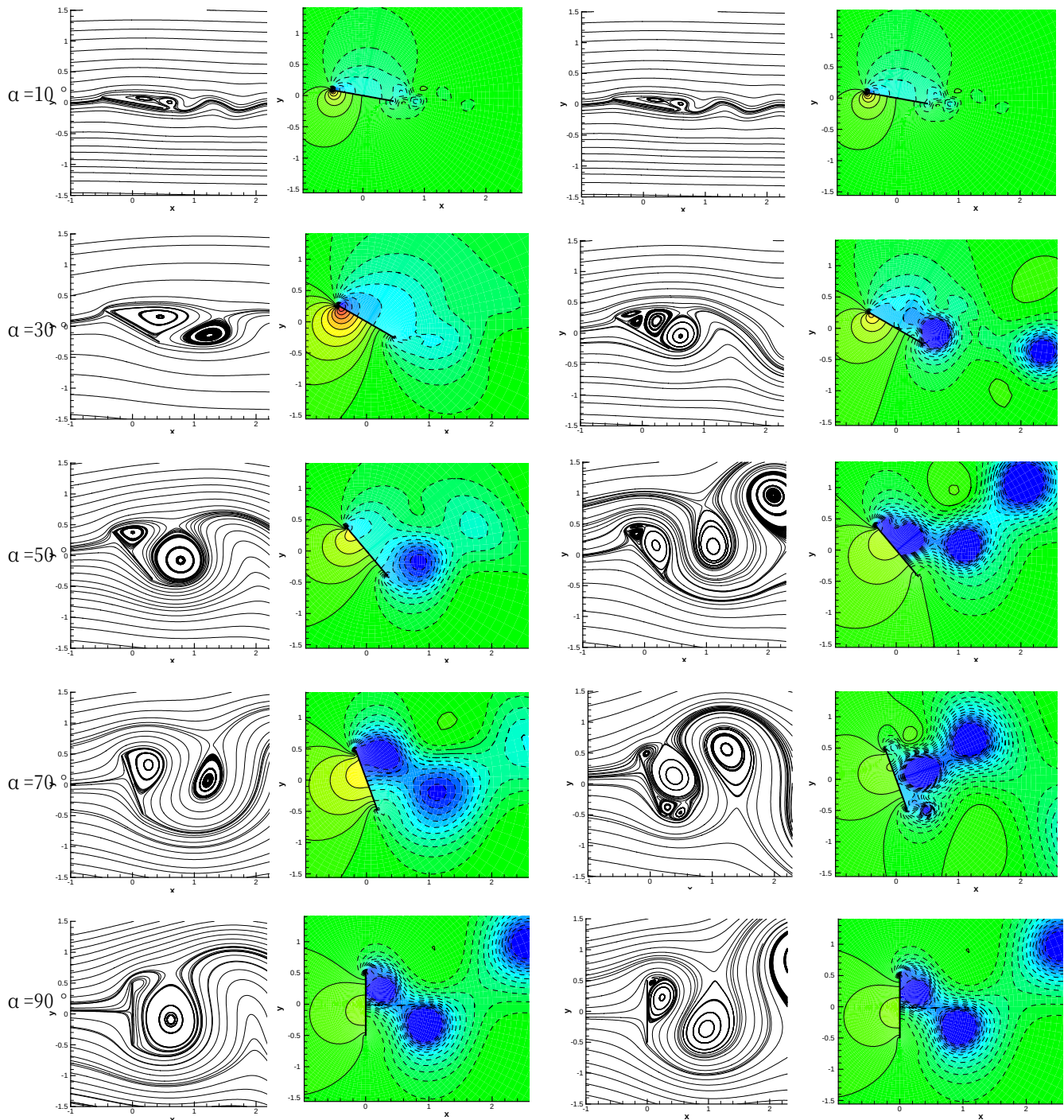
図－5の左列の流線図より，仰角 α が増加するに連れ，羽の流れへの遮蔽幅が増加するため，羽背後の後流渦径が大きくなることが分る．それらに対応する右列の等圧線図は，上流部の圧力をゼロとし，正圧を実線で，負圧を破線で示し，さらに圧力の絶対値の高圧から低圧への変化を，色の濃淡で示したが，圧力は羽前面で高く，また羽背面で低くなることが分る．

図－6は，図－5に比べて，流速の増加による後流域の乱れの増加傾向がうかがえるが，特に渦の発生個数が増加し， $\alpha=50^\circ$ 以上では，カルマン渦列が顕著に表れる．本計算では，図－5および図－6共に，渦中心部の圧力水頭は $p/\rho g=-V^2/2g$ 程度まで低下し，これは実際の現象としての渦中心部での水面の窪みと大気の吸込を説明しているが， $p/\rho g=-V^2/2g-10.3\text{m}$ 即ち $V=14\text{m/s}$ まではキャビテーションは発生しないことが分る．

図－7には， $Re=1000$ の場合，本計算による羽面上の圧力分布から算出した羽に働く流体力が，仰角 α の変化に対し，どのように変化するかを示す．通常，翼理論では，流体力の流れ方向力 F_x および流れに直角方向力 F_y を，それぞれ抗力および揚力と呼ぶため，ここでも，それらを $(1/2)\rho LV^2$ で割ったものを，抗力係数 C_D および揚力係数 C_L と呼ぶが，ここでの揚力は，翼面の流速増加による圧力低下によって生じる力では無いため，発生原因から見れば抗力である．なお， L は羽の長さである．図中の白丸の C_D の計算値は， α の増加に伴い増加するが， L の代りに流れの遮蔽幅 $L\sin\alpha$ を使うと， $\alpha=50^\circ\sim 90^\circ$ では， $C_D/3$ とほぼ一定値になる．一点鎖線は，運動量理論から求めた板に当たる噴流が生じる流体力であり，変化傾向は計算値と同様であるが，後流渦によ

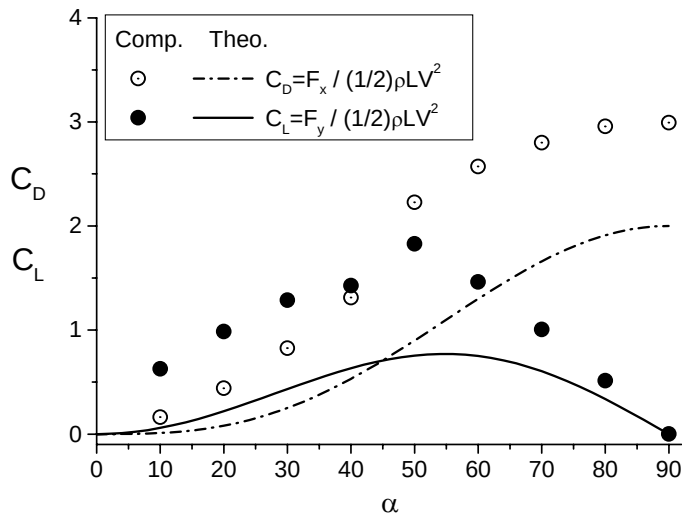
る負圧の発生効果が考慮されないため、値は計算値より小さい。 C_L は、黒丸で示した計算値および実線で示した運動量理論値共に、 $\alpha = 50^\circ \sim 60^\circ$ で最大となるが、計算値の方が大きい理由は、抗力の場合と同様、渦のためである。

流体力が可能になった後は、水車トルクの推算には、水車羽の公転位置と流体力に依存する羽の仰角から求まる流体力の腕長が必要である。



図ー 5 レイノルズ数 $Re=100$ の羽周りの流況

図ー 6 レイノルズ数 $Re=1000$ の羽周りの流況



図－７ 羽に働く抗力と揚力 (Re=1000)

5. おわりに

本研究により，模型の新型水車と水寄せ装置を併用することにより，開水路流から，元の状態の流水エネルギーの60%以上を抽出できることが明らかとなった．したがって，現地においても，適切な流速増速装置や構造物を工夫すれば，模型実験と同様に，効率良く流水エネルギーを抽出することが可能であると期待される．解析面では，羽に働く流体力の解析が可能となったが，今後は，水車の公転による相対速度の発生を考慮すると共に，流体力の変化による羽の仰角の変化を考慮した非定常解析の検討が必要である．

なお，本水車は流れの方向にかかわらず同一方向回転を生じるため，流れが往復運動する海岸波浪用や，流れの方向が変動する堰や滝の直下などの激しい乱流場にも使用可能であり，さらに風車への応用が可能であるため，今後の幅広い利用が期待される．

参考文献

- 1) 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.
- 2) 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.
- 3) 高松康生・古川明徳・大熊九州男・下釜康彦：ダレ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.

第2章 揺動羽水車の羽と流体の練成運動

1. はじめに

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、石田ら^{1), 2)}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。

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り、防災施設として利用すると共に、作用する流体力を水車軸の回転力に変換し、この水車軸に発電機やコンプレッサーを直結させることにより、電力や圧縮空気を製造し、地球環境改善に利用することを目指している。

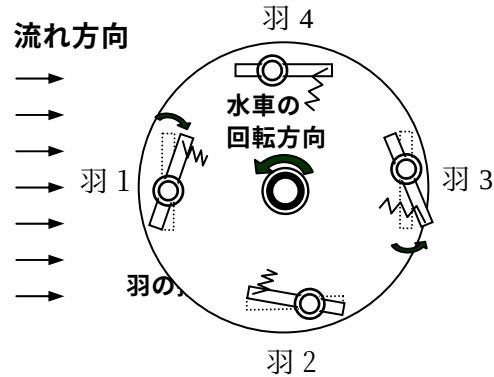
水力エネルギーを抽出するための水車については、従来より、流れの性状に応じて様々な形式のものが開発利用されている。管路流れに対しては、ペルトン水車、クロスフロー水車、ダリウス型水車など多様な水車が開発使用され、その性能特性や設計方法について豊富な知見が蓄積されている^{3), 4)}。

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。

石田らが開発した“揺動羽型水車”²⁾を図-1に示す。羽とバネの詳細構造については、第1章で述べた通りであり、揺動羽は羽の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から羽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、固定された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、自動的に反回転力を逃がすことができるため、水車軸は同一方向に回転し続けることができる。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。

本研究では、まず1枚の揺動羽に着目して、周辺の流体場、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の獲得を目指す。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．特に，バネ強度の変化に伴う羽の揺動状況の変化や，羽の挙動と渦の発生流下の状況，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．



図－1 揺動羽型水車の回転原理

2. 解析方法および条件

2.1 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・煤田ら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．

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

ここに， ϕ は羽の弾性中心（羽の公転軌道の接線方向）からの偏角である（図－2 参照）．また， I は羽の慣性モーメント， c は減衰係数， k は弾性係数， M は流体運動によって発生する羽軸周りのモーメントである．

流体場と揺動羽との連成計算の手順は次の通りである．まず，流体解析で得られた圧力と速度から羽表面に作用する圧力分布とせん断力分布を求め，羽軸回りのモーメント M を計算する．次に，式(1)の右辺にその値を代入して羽の迎え角 ϕ を求める．次の時間ステップでは，羽の迎え角の変化と水車の公転運動に応じて羽を移動させ，その周辺に格子を新たに形成する．次に，各格子点の移動速度を求め，羽表面上の格子移動速度を流体の移動境界条件として与え，流体場の計算を行う．以上の過程を繰り返すことにより，流体と羽の非定常な運動を計算した．

2.1 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 軸をとる．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．

$$\text{Re} = \frac{U_0' L'}{\nu'}, \quad V_r = \frac{V_t'}{U_0'} \quad (2)$$

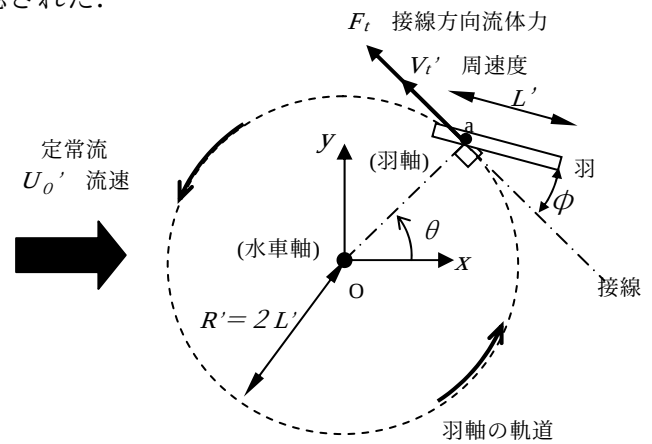
ここで， ν' は流体の動粘性係数， V_t' は羽軸 a での接線方向の回転速度である．なお，水車の角速度 ω_0' は V_t' / R' で表される．プライムを付けた変数は有次元量を表す．Reynolds 数を 1000 とし， V_r を 0.1 から 0.6 の範囲で計算した．羽の運動特性を特徴づける式(1)中の各係数は，次のように無次元化した値を用いる．

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

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 $2k_0$ ($k_0 = 9.87$) 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．

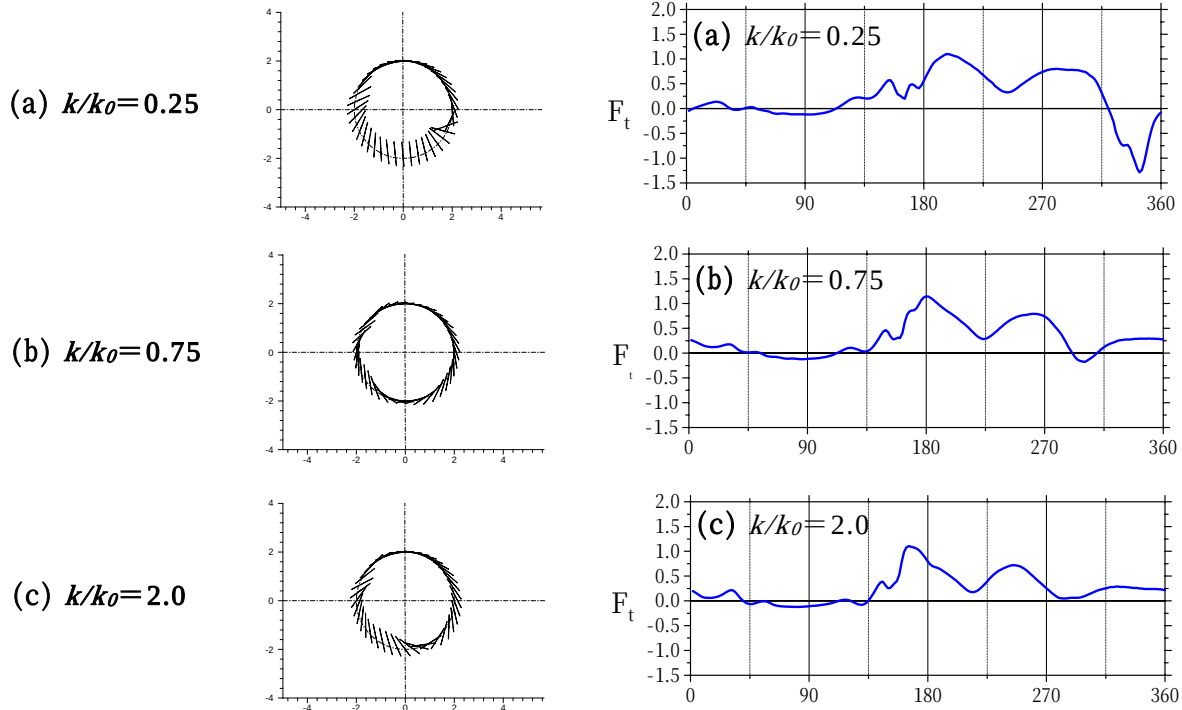


図－2 羽の迎角と軸の設定

3. 羽挙動および流体力の変化

3.1 弾性係数に対する羽挙動および流体力の変化

図－3 (a), (b), (c)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コ円で示した．また、接線方向の流体力 F_t を図－4 (a), (b), (c) に示す．いずれの図も、周速比は $V_r=0.5$ である．



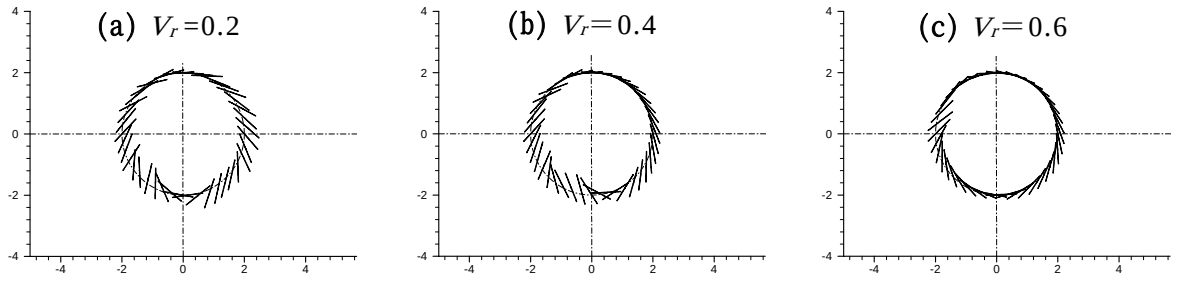
図－3 弾性係数の違いによる
揺動羽の軌跡の変化

図－4 弾性係数の違いによる
流体力の変化 ($V_r=0.5$)

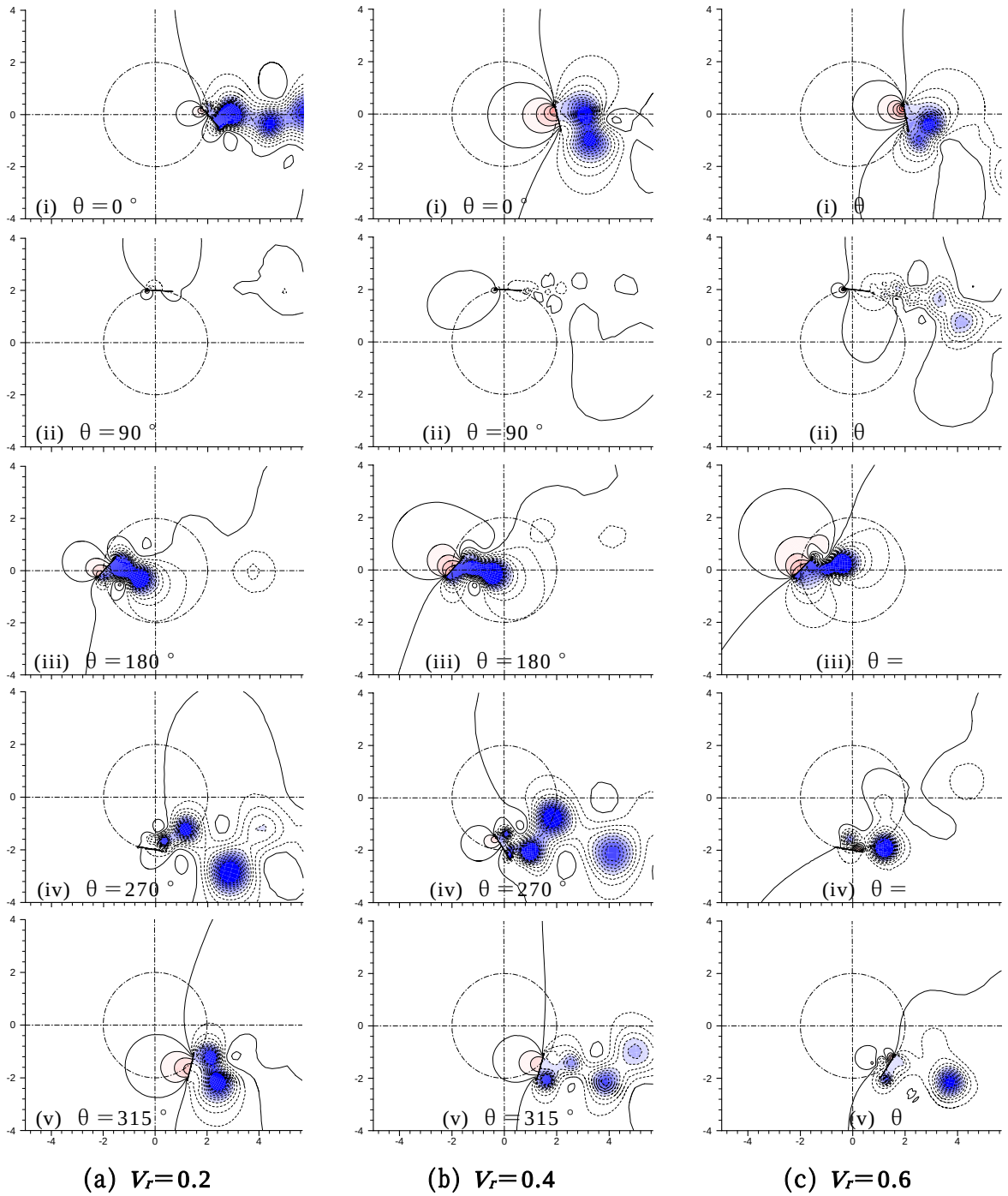
まず、復元バネの弾性係数の違いによる羽運動と流体力の変化について考察する．弾性係数に関わらず、 $\theta=90^\circ$ の時の羽向きは流れに平行になるが、 $\theta=135^\circ\sim 360^\circ$ にかけて、弾性係数の違いが羽の運動に影響を与える．弾性係数が(a)の0.25と小さい場合、 $\theta=270^\circ$ の時の羽向きは流れに対してほぼ直角になることで、大きな流体力 F_t を受ける．その後も $\theta=270^\circ$ までは羽向きは軌道接線に対して直角に近い角度を維持するので、正の流体力を長時間受けるが、羽向きが大きく変わる $\theta=340^\circ$ 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．(b)は両者の中間的なものとなる．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．

3.2 周速比に対する羽挙動および流体力の変化

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 , 0.6 と変えた場合の揺動羽の軌跡を図－5に、対応する羽周辺の圧力分布と流体力 F_t の時間変化を図－6および図－7に示す．



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-6の圧力図では、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、図-5より分るように、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き、順流域（ $\theta = 180^\circ \sim 360^\circ$ ）においては、流れに対する羽の投影面積が大きくなるよう迎角が変化している。特に、 $\theta = 90^\circ$ 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（図-7）。このことから、羽に作用する流体力 F_t の強度と変動量は、周速比 V_r によって大きく変化することが分る。

図5～図7を総合して考察すると、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、 $\theta = 120^\circ$ 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、一様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。

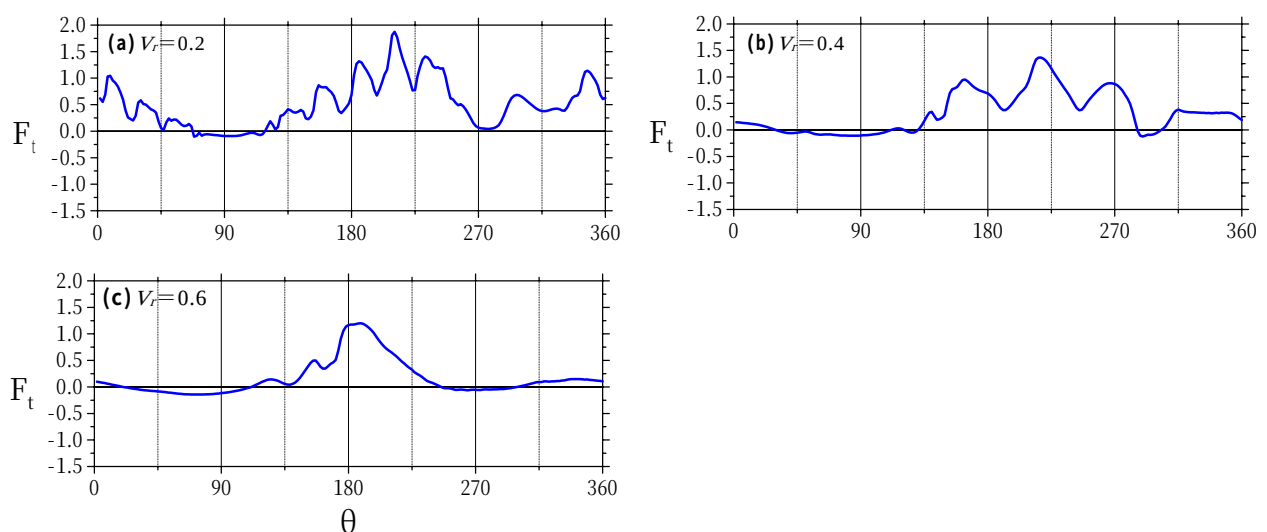


図-7 周速比の違いによる流体力の変化（ $k/k_0=1$ ）

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。

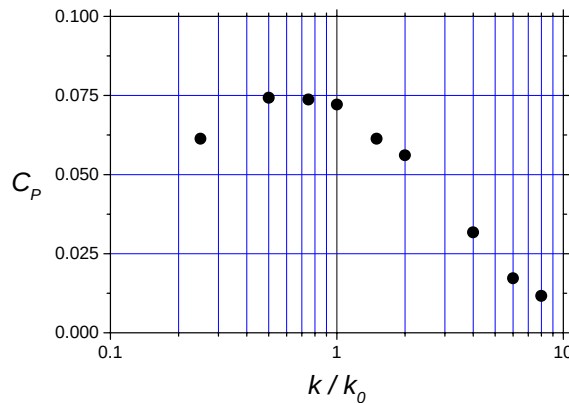
$$Q' = \frac{R'}{T'} \int_0^{T'} F_t' dt', \quad W' = \frac{1}{T'} \int_0^{T'} F_t' \cdot V_t' dt' \quad (6)$$

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、 $\bar{F}$ 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。

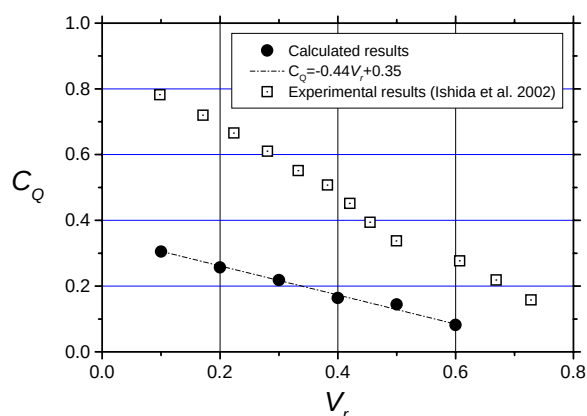
図－8 は、周速比 $V_r=0.5$ の場合の復元バネの弾性係数比 k/k_0 に対するパワー係数 C_P の変化を示したものである。弾性係数の違いによる羽挙動の変化に対応して、パワー係数も大きく変化する。弾性係数が $0.5k_0 \sim 0.75k_0$ 周辺でパワー係数は最大となる。弾性係数がそれより小さい場合は $\theta = 340^\circ$ 付近で羽向きが大きく変わる際にトルクが負になるため（図－4 (a)），大きい場合は羽向きの変化が十分でないため、パワー係数は低下する。



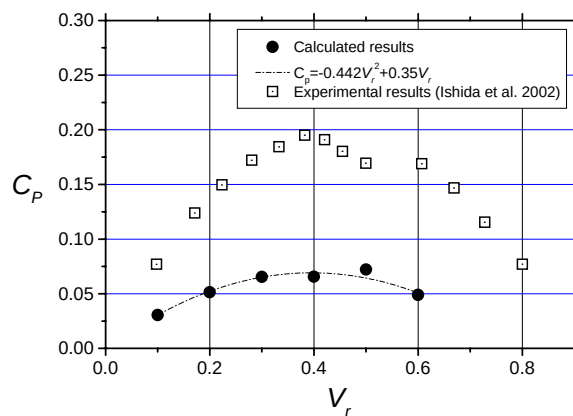
図－8 弾性係数に対するパワー係数の変化（ $V_r=0.5$ ）

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 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。



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
($k/k_0=1$)

5. 水車の出力特性に関する実験

5.1 実験方法および条件

写真－1 に示す模型の揺動羽水車を作成し、国土交通省総合技術研究所の流速計検定用施設において、本水車の回転数とトルクおよび出力パワーとの関係を検討した。



写真－1 実験に用いた揺動羽水車



写真－2 水車の走行試験

実験は、写真－2 に示すように、設置されている電車に水車を取り付け、電車を所定の速度で走行させることにより、水車に所定の流速が作用するようにしたが、水車の流水抵抗と電車のパワーの関係から、走行速度は約 1.8m/s が得られる最大速度であり、したがって水車を流速 1.8m/s の流

れの中に設置した場合に対応する実験を行ったことになる。

水車前面での流水の減速を無視すると、水車横断面を通過する流水の運動エネルギーは約 875W である。本実験では、表－1 に示す条件の 6 枚羽および 8 枚羽のジュラルミン製の水車を使用した。なお、8 枚羽水車に関しては、水車軸および羽軸の接続方法を改良し、水車自身の剛性を強化した場合の実験結果も示す。

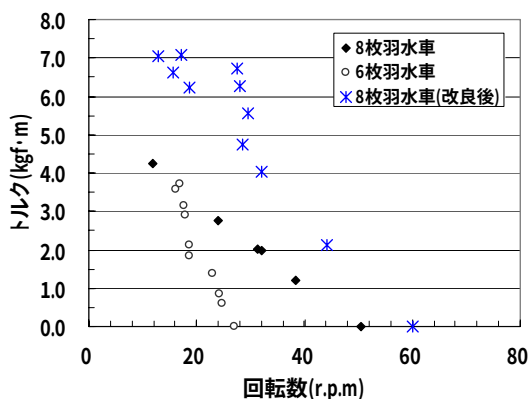
表－1 実験に用いた水車の寸法

	6 枚羽水車	8 枚羽水車
水車直径	60cm	60cm
水車高さ	55cm	55cm
羽幅	18.0cm	13.5cm
羽長	50cm	50cm

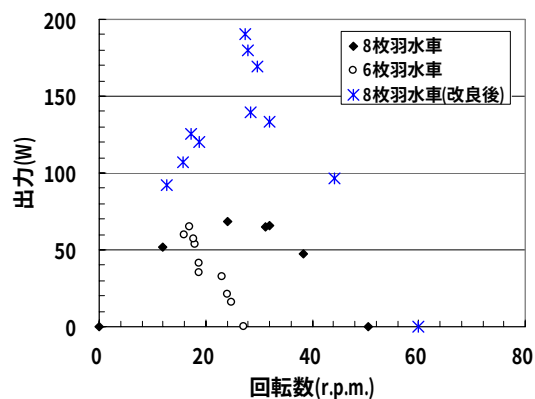
5.2 トルクおよび出力の測定結果

トルクと回転数との関係を図－11 に示す。トルクは回転数にほぼ反比例する。トルクがゼロ（無負荷）の状態が生じる最大回転数は 1 分間あたり約 26～60 回である。8 枚羽水車が高回転数を得る。一方、回転数がゼロの状態が生じる最大トルクは計測不能であったが、計測結果の近似直線から判断すると、6 枚羽水車のトルクが大きい。本実験条件では、8 枚羽で剛性を強化したものが高回転かつ高トルクを得ることができる。

図－12 は、出力と回転数の関係を示す。改良前の 8 枚と 6 枚羽水車の最大出力はほぼ同じであるが、8 枚羽は幅広い回転数域で高出力を得ることができる。8 枚羽水車の場合、回転数が約 27r.p.m. の時、出力は最大値をとる。この回転数を周速比に換算すると、 V_r 0.45 である。また、流入エネルギーに対する抽出エネルギーの最大効率を計算すると約 19%となる。



図－11 回転数に対するトルクの変化



図－12 回転数に対する出力の変化

この実験の最大出力効率 19%は、一見小さな値と思われがちであるが、流水を集める“水寄せ工”を付加することにより水車前面での流速を増加させれば、出力効率が増加することは分かっているため、実際の河川などに設置する場合には、さらに効率を上げることが可能である。さらに揺動羽の復元バネ強度や羽数などを調整すれば、水車自体の効率の増加も期待されるため、本水車は十分に実用化が可能であるといえる。

6. おわりに

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。

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ン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.

第3章 クロスフロー水車の開水路流れへの適用に関する実験

1. はじめに

クリーンエネルギーの開発・実用化は、地球環境保全と経済活動保持の点から世界的に最重要課題の一つである。この趨勢下において、河川や水路にある多数の堰が作り出す低落差の水力および水路内の流れが持つ流水力を地域エネルギーとして広く利用することの重要性への認識が高まっている。しかし、既存の水利施設本来の役割の維持が重視されていることや、低落差水車では得られる出力が小さく、電力に変換した場合のエネルギー需要への貢献度が小さいことなどの理由から、ダムや堰における放流水などの未利用水力の開発はあまり進められていないのが現状である。

しかしながら、既に沖縄の北部ダムにおいては、河川維持用水として放流している流水エネルギーを利用してポンプ逆転水車を駆動させ、この水車軸にコンプレッサーを直結させて圧縮空気を製造し、ダム湖の水質改善に使用するというエアレーションシステム（DAS）の研究開発が開始されている^{1), 2), 3), 4)}。このように、エネルギーを抽出することなく放出している流水は至る所に見られるものであり、これらの無駄に捨てられているエネルギーを有効に利用するためには、対象とする水域環境に応じた水車を開発しておくことが重要である。

一般に、利用可能な水の運動エネルギーには、上水道管のような管水路流と、河川流や下水道流のような開水路流の2種類が存在するが、上水道流の本来の目的は高所や遠方へ水を輸送することにあるため、途中でエネルギーを抽出することは考え難い。開水路流は通常は特に早い流速を確保する必要は無く、むしろ流速を低減させて水衝部の安定を図る必要があるため、今後開水路流の流水エネルギーの利用を目指すことが重要と考えられるが、この場合、流れを制御するための大掛かりな施設を新たに導入することは経済的にも技術的にも得策では無いと思われるため、これらの未利用水力の開発・利用には、直接に流水エネルギーを抽出することが合理的であると思われる。ただし、流れの運動エネルギーは流速の2乗に比例するため、僅かな装置の設置が流速や流量の増加をもたらす場合には、付帯設備の付加は積極的に考えるべきであろう。

開水路流れを利用する水車は、古くから揚水、製粉、脱穀用の動力源として普及してきた“流し掛け水車”⁵⁾が有名である。しかし、流し掛け水車は、水深に対して羽根車の径が大きく、水路上部の空間を大きく占有するため、設置空間に制限のある既存施設への導入は困難を伴う。その他の形式の水車としては、大規模な水力発電用に使用されるペルトン水車、フランス水車およびプロペラ水車や、クロスフロー水車^{6), 7), 8), 9)}があり、多くの知見が蓄積されてきている¹⁰⁾が、これらは本質的には管水路用である。揚力水車にはダリウス水車¹¹⁾があり、開水路での使用が可能であるが、風車としての研究はかなり進んでいる反面、水車としての特性は必ずしも明白になっていないと思われる。

そこで本研究では、低落差発電に使用されるクロスフロー水車を用いて開水路の流水エネルギーの利用を図るための基礎的な研究を行うが、一般にクロスフロー水車は導流管やガイドベーンを通して水流を管路流れの状態に調節するとともに、羽根車からの流出部に落差工を設けて使用される。

これに対して、本研究では、既存の水利施設への導入を考慮して水車システムの小型化や汎用化を図るため、落差工を設けない平坦な開水路へ、導水管を使用しないでケーシングと羽根車から構成される簡潔な構造のクロスフロー水車を直接に設置する形式を追求する。この際、水車軸が水平および鉛直の2種類の水車が考えられるため、両者を製作し、それぞれについて実験を行い、周辺の流況場および水車のトルクと出力を解析することにより、流況と出力特性の関係を考究する。

2. クロスフロー水車の構造

本研究で使用したクロスフロー水車の断面図を図-1に示す。水車は、ケーシング、羽根車およびカバーなどの主要部品で構成される。羽根車は24枚の円弧翼を円盤状の2枚の側板で挟み込んだ円筒かご形である。円の接線と円弧翼のなす角は外周側（入口角）で約 30° 、内周側（出口角）で約 90° とした。円弧翼の曲率半径は約0.81mである。流れはケーシングに沿って羽根車の外周から侵入し、羽根車中心部を貫流して、再度羽根を押して外周へ流出する。流れは2度羽根車に作用するため、エネルギーを効率的に抽出することが可能となる。ただし、ケーシングやカバーの形状および羽根枚数や配置角度などを適切に設定する必要がある^{6), 7), 8), 9)}。実験で用いた水車の寸法は表-1に示す通りである。ここでは、クロスフロー水車の開水路流れ適用実験の第一段階として、有効落差数メートル以上で使用される一般的なクロスフロー水車を参考に類似した条件を設定した。今後、高出力を得る最適な水車条件を見出すことが課題である。

本研究では、表-1に示す水車を羽根車の軸が水平になるよう横向きに設置した場合および軸が鉛直になるよう縦向きに設置した場合の2つの使用形態を考慮して実験を行った。写真-1(a)および(b)は、それぞれ水平軸型水車および鉛直軸型水車を示す。(a)の水平軸型の場合は、導流管や落差工を使用しない点を除けば、従来のクロスフロー水車の使用形態と同じである。(b)の鉛直軸型水車は羽根車上部に設置した発電等のシステムへの動力の伝達が容易で、水路上部空間を有効活用することが可能である。実際に水車を施設する場合、周辺の状況に応じて設置形態を変えることにより、本水車の適用性が向上すると期待される。

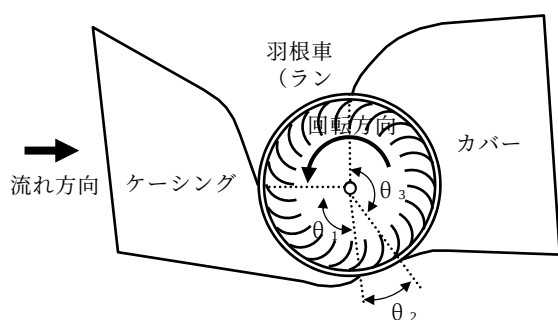


図-1 クロスフロー水車の断面図

表-1 モデル水車の寸法

水車諸元	水平軸型水車	鉛直軸型水車
水車の全長/全幅	1.47/0.89m	1.34/0.90m
羽根車の外径/内径/長さ	0.54/0.40/0.60m	
ケーシング入口の幅/高さ	0.60/0.69m	0.69/0.60m
カバー出口の幅/高さ	0.60/0.74m	0.74/0.60m
羽根枚数	24	
羽根の弦長/厚さ	89/4mm	
開き角度 $\theta_1 / \theta_2 / \theta_3$	100/25/140°	100/20/150°



(a) 水平軸型水車（横置き）



(b) 鉛直軸型水車（縦置き）

写真－1 実験に用いたクロスフロー水車

3. 水平軸型クロスフロー水車の実験

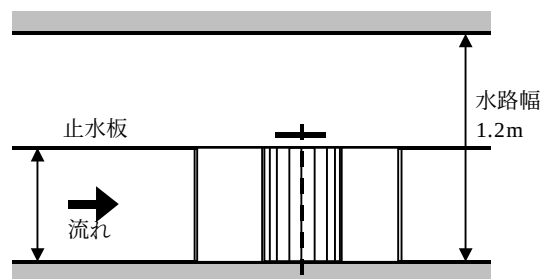
3.1 実験方法および条件

実験は国土交通省国土技術政策総合研究所の河川屋外高流速水路で行った。図－2に実験水路の平面図を示す。低水路内に水車軸が水平になるよう羽根車を横向きに設置した。水路は羽根車の長さに合わせて止水板で仕切り、羽根車側のみ通水した。通水幅は 0.60mである。水路床の縦断勾配は水車の上流側で約 1/230, 下流側で 1/180 である。一定流量 $Q_h=0.20\text{m}^3/\text{s}$ を通水した時の水車周辺の水深や流速、羽根車の回転数および軸トルクを計測した。

トルクは次の方法で計測した。水車軸に取付けた半径 0.17m の円盤の外周溝に直径約 3mm のワイヤーを掛けて、その一端はロードセルに固定し、他端に錘を取付けた。錘の重量を変化させることで、回転に対する負荷を調節した。水車が回転する際、ワイヤーは円盤溝内で滑りながら引張られる。張力と錘の重量の差から円盤外周に働く摩擦力を求め、円盤半径を掛けて軸トルクを算出した。水車の出力 P (W) は次式を用いて算出した。

$$P = \omega \cdot T = 0.105 T \cdot N \quad (1)$$

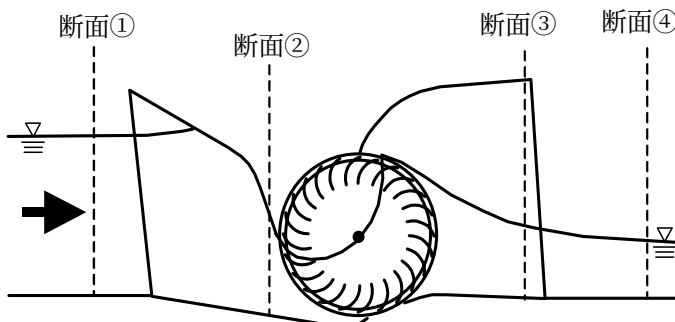
ここで、 ω (rad/s) は羽根車の角速度、 T (Nm) は軸トルク、 N (rpm) は回転数である。



図－2 実験水路の平面図

3.2 水車周辺の流況特性

水平軸型水車周辺の水面形および水車下流の流況を図－3および写真－2に示す。流れはケーシングに沿って羽根車の下部から侵入し、羽根車中心部を貫流して、再度羽根を押して外周へ流出する。その後、水位は急激に低下し、カバー出口の断面③の直下流でほぼ限界水深となり、さらに0.64m下流の断面④において射流状態になる。



図－3 水平軸型水車の縦断面と水面形



写真－2 水車下流部の流況

図－4に断面①、断面③および断面④の平均水深 h_1 、 h_3 および h_4 の羽根車回転数に対する変化を示す。水車内部の流れは羽根車に押し上げられるようにして流出するため、回転数が速いほど流出水の水位は上昇する。回転数が低下するにつれて、水車上流の水深 h_1 は増加し、直下流部の水深 h_3 は減少するため、水位差は増加する。さらに下流の水深 h_4 はほぼ一定値をとる。水車上流の断面①における平均流速は U_0 0.66m/s、フルード数は0.3前後である。

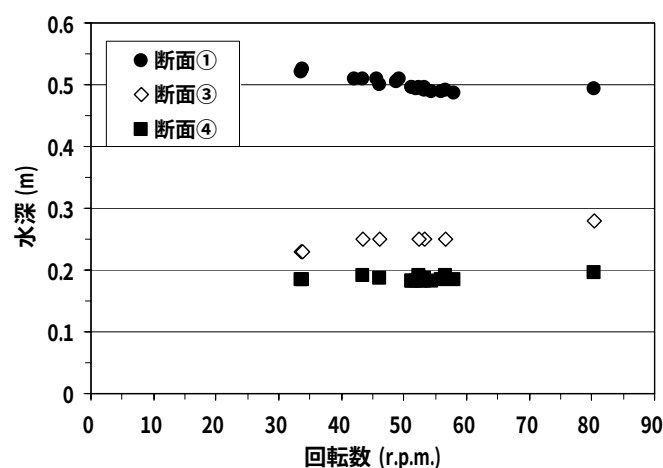


図-4 回転数に対する水車上下流の水深変化

図－5 (a)および(b)に、断面①と断面③における速度・位置水頭および有効落差をそれぞれ示す。基準面は断面①の水路床とする。有効落差 H は断面①と断面③の間における比エネルギーの差で定義

したものである。流入側では位置水頭が支配的である。流れはケーシング内で収縮されて断面②で約約 $2U_0$ まで加速されるため、羽根車に衝突する際の水頭は断面①の約 4 倍まで増加する。羽根車直上流において速度水頭と位置水頭の比は約 1:2 になる。断面①と断面②でエネルギー保存を仮定すると、圧力水は速度水頭の約 2 倍であることが分かる。クロスフロー水車は一般的に速度水頭により駆動される衝動水車の特性を強く有するが¹¹⁾、本水車は速度水頭より大きな圧力水頭を受けて回転しており、反動水車の特性を合わせ持つ。

羽根車流出側の断面③では、速度水頭と位置水頭は同程度になる。流出側の両水頭は比較的回転数の影響を受けにくい。流入側は回転数による変化が大きい。回転数が低下するにつれて、有効落差 H は増加傾向を示す。これは、断面③の比エネルギーはほぼ一定であるが、回転数の低下に伴い羽根車上流の水位の堰上げが顕著になるためである。

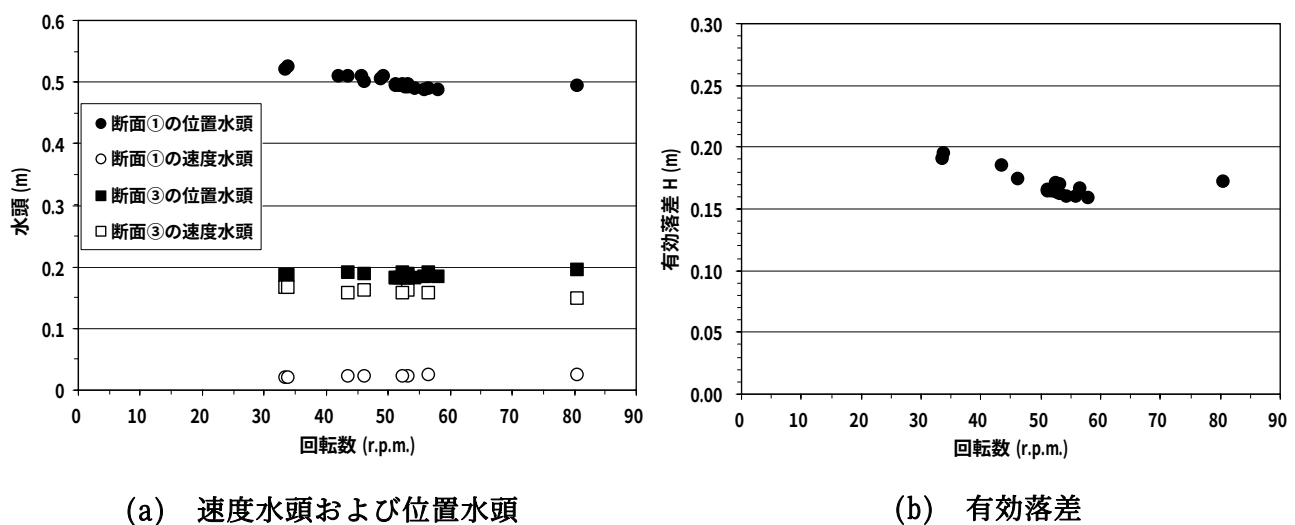


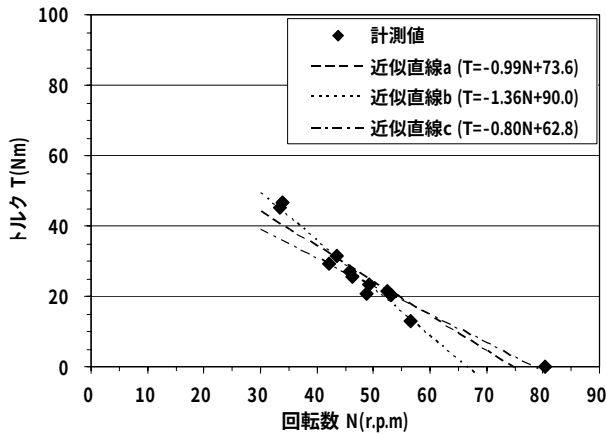
図-5 回転数に対する水頭および有効落差の変化

3.3 水車の軸トルクおよび出力特性

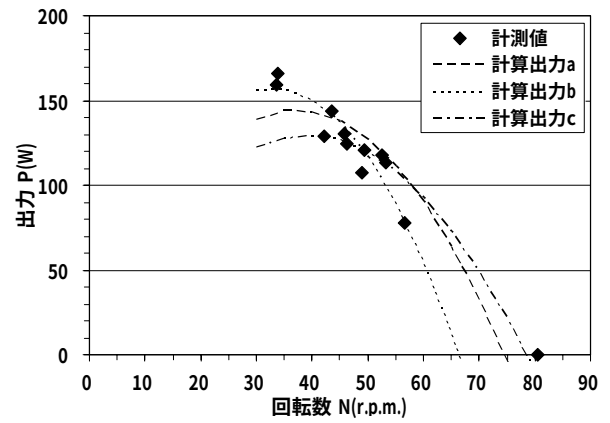
羽根車の回転数と軸トルクの間を、図-6 に示す。無負荷の状態では回転数は最高約 80rpm になるが、軸トルクはゼロである。負荷の増加に伴って回転数は低下するのに対して、トルクは増加する。ここでは、低速回転域 (30rpm 以下) での計測値が不足したため、便宜上 3 本の近似直線を図中に描いた。各直線は計測値を基に最小自乗法で求めたもので、直線 a は全ての計測値、直線 b は無負荷の計測値を除外、直線 c は高トルク値を除外した計測値に対するものである。最適な近似直線の傾きは低回転数で急に、高回転数で緩くなる傾向がある。この傾向は後述する鉛直軸型水車の場合にも見られる。

図-7 は回転数と水車出力の関係を示す。図中には、軸トルクおよび出力と有効落差の関係を示す図-8 に示すトルクの近似直線を用いて(1)式より計算した出力曲線を表示した。回転数が減少するにつれて水車出力は増加し、最大値に達した後に減少する。最大出力 166W が回転数 34rpm の時に発生した。また、計算出力曲線から推測すると、最大出力が得られる回転数は 34rpm から 40rpm

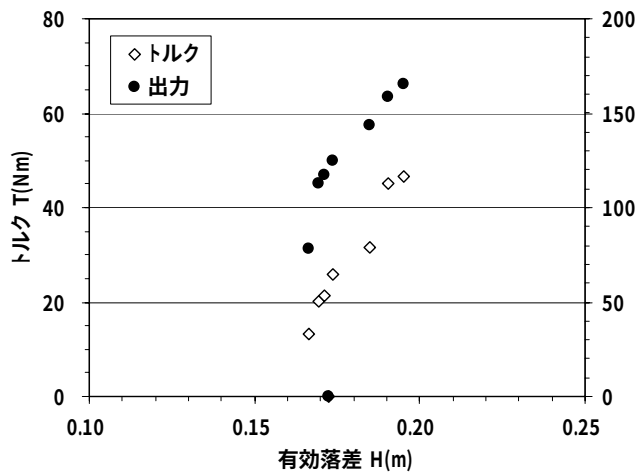
前後であり，計測結果は最大出力を捉えていると考えられる．



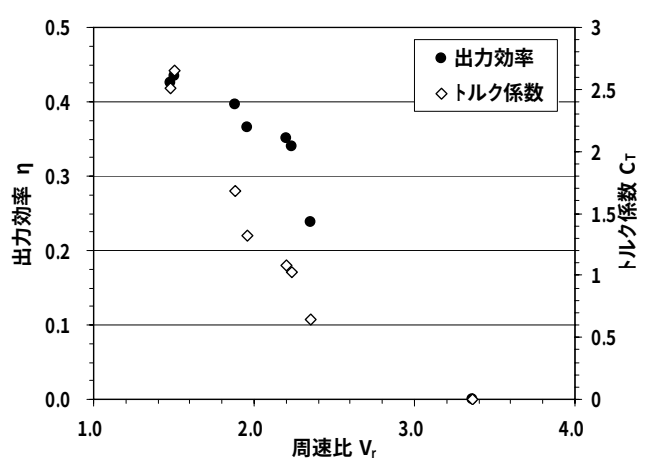
図－６ 回転数に対する軸トルクの変



図－７ 回転数に対する出力の変化



図－８ トルク・出力と有効落差の関係



図－９ 出力効率と比回転数の関係

3.4 出力効率

図－８は，先に述べたように，軸トルクおよび出力と有効落差の関係を示すが，有効落差が増加するにつれて，トルク，出力ともに増加する傾向を示す．これは，回転数の減少に伴い有効落差が増加するためである．図－９に水車の出力効率およびトルク係数と周速比の関係を示す．出力効率 η ，トルク係数 C_T および周速比 V_r は次の式で定義される．

$$\eta = \frac{P}{\rho g Q H} \quad (2)$$

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U_0^2 A R} \quad (3)$$

$$V_r = \frac{\omega R}{U_0} \quad (4)$$

ここに、 ρ は水の密度、 g は重力加速度、 A は羽根車の縦断面積（直径×高さ）である。 R は羽根車の半径であり、周速比 V_r は羽根の先端速度と水路の平均流速 U_0 の比を表す。

出力効率は周速比の減少に伴って増加する傾向を示し、周速比が 1.5 の時に最大効率 0.43 に達する。これは、風車として主に使用される羽根車単体のクロスフロー風車の最大効率（ $\eta_{\max}$ 0.1 程度¹²⁾）と比べると高い。ケーシングやカバーを用いた流れの制御の効果により高い効率が得られているが、低落差発電用に開発された一般的なクロスフロー水車の出力効率（ $\eta_{\max}$ 0.7 - 0.8^{6), 7), 8), 9)}）に比べると低い。この要因の 1 つは、開水路流れで行った本実験の有効落差が従来水車の適用範囲と大きく異なるためであろう。従来、クロスフロー水車は有効落差が数 m 以上の場合に用いられたのに対して、本実験の有効落差は 0.2 m 以下である。有効落差が羽根車の半径未満であり、羽根車内部での流れのかくはん損失が相対的に大きいと予想される。

開水路流れ状態の極低落差へのクロスフロー水車の適用にあたり、出力効率の向上が課題であるが、本水車は、開水路の同様な流れ条件下で使用される流し掛け水車とほぼ同じ出力効率⁵⁾は確保している。さらに、羽根車内部の流れの解析を行い、開水路流れに適した羽根車、ケーシングおよびカバーの形状条件を見出すことで、出力効率の向上が期待される。

4. 鉛直軸型クロスフロー水車の実験

4.1 実験方法および条件

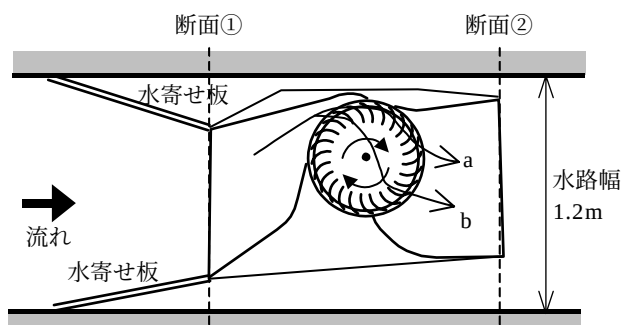
水平軸型水車実験と同じ水路内に、回転軸が鉛直になるよう羽根車を縦向きに設置して実験を行った。図-10 に示すように、流れは左岸寄りを通り、羽根車は時計回りに回転する。羽根車への流入形態は次の 2 つの場合を想定した。幅 1.20 m の水路内に幅 0.89 m の水車を単体で設置した場合（Case 1）、およびケーシング入口幅に合わせて水寄せする場合（Case 2）である。

羽根車の高さと同程度の水位を得るために、水路の全流量はそれぞれ 0.30 m³/s と 0.20 m³/s とした。水車ケーシングへ流入する実質的な流量は回転数に対して僅かに変化するものの、それぞれ $Q_{v1} = 0.13$ m³/s および $Q_{v2} = 0.17$ m³/s 前後であった。なお、Case 2 で用いた水寄せ板の隙間から漏水が生じたため、Case 2 の場合でも実質流量は全流量より少ない。実質流量は、ケーシング入口断面で縦横 5×5 点で計測した流速分布から求めたものである。各流量条件の下、周辺の水深、流速および水車の回転数や軸トルクを計測した。計測は 100 秒間行い、その平均値で結果を整理した。

4.2 水車周辺の流況特性

図-11 は鉛直軸型水車周辺の水面形の概略図であり、写真-3 は羽根車の出口の流況を示す。羽根車直上流のケーシング内においても、自由水面流れの状態にある。流れが羽根車を貫流する際に、水位が急激に低下し、カバー下流端の断面②においては射流状態にある。羽根車を貫流した水の大部分は左岸寄りのカバーに沿って流出した。流出水の水位は左岸寄りが高く、右岸寄りで低い。水

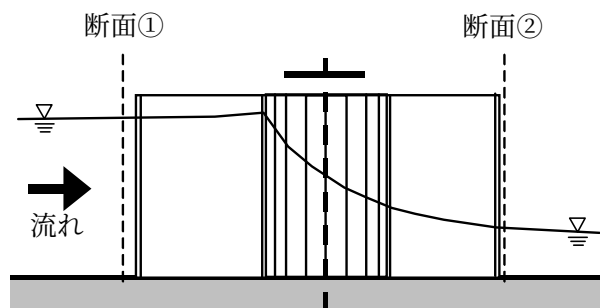
寄せなしの場合，左岸寄りの平均水深は 0.30m，右岸は 0.20m 前後であった．また，断面②における平均水深は約 0.13m である．



図－10 鉛直軸型水車の設置状況（Case 2）

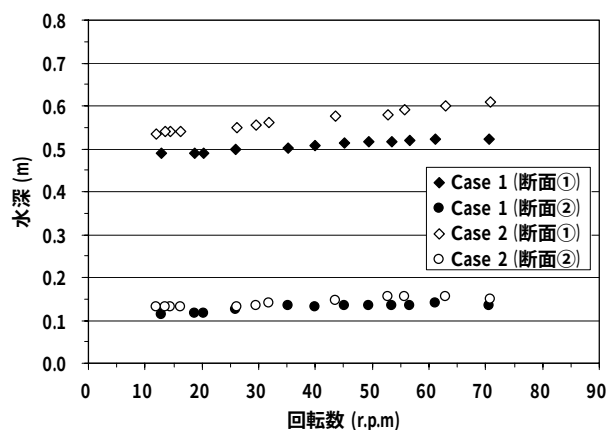


写真－3 羽根車出口の流況

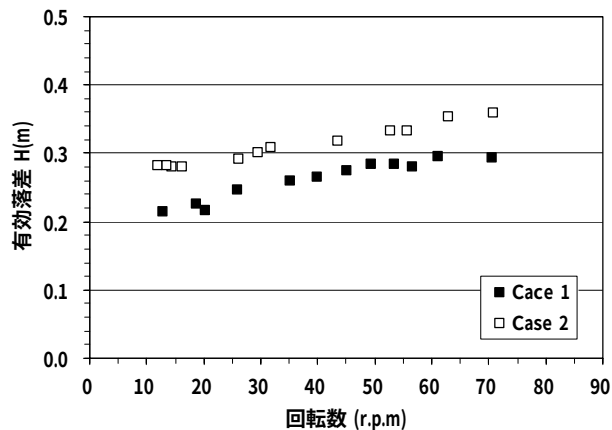


図－11 鉛直軸型水車の縦断面と水面形

回転数に対する断面①と断面②の平均水深 h_1 と h_2 の変化を図－12 に，有効落差 H の変化を図－13 に示す．有効落差は実質流量が大きいCase 2の方が大きい．回転数が低下するにつれて，両断面の水深は共に減少している．この原因は次のように考えられる．回転数が比較的速い状態では，流れは図－10中の矢印**a**のように羽根を押して通過するが，回転数が低下するに従って，矢印**b**のように羽根車中央部を貫流し，羽根に沿って漏洩する流れが増加する．流れ**a**の流速は羽根の回転速度と同程度であるが，流れ**b**は羽根車中央部で水面勾配が急であり，流出時も羽根の抵抗を



図－12 回転数に対する水車上下流の水深



図－13 回転数に対する有効落差

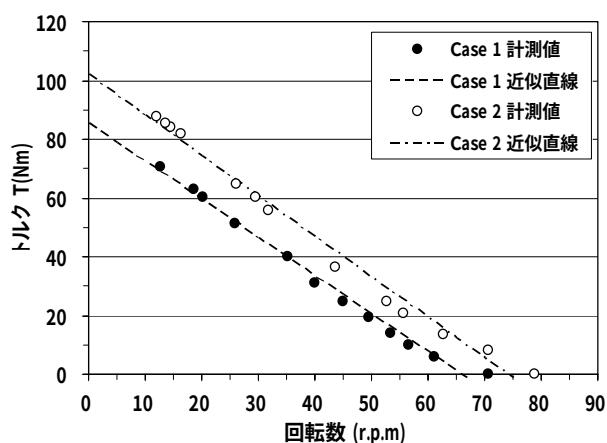
受けにくいいため、流速は比較的速い。その結果、連続条件より流入・流出口の水位は回転数とともに低下したと考えられる。回転数が低下すると上流の水位が堰上がる水平軸型水車の場合とは性質を異にする。

Case 1, Case 2 ともに、水車の上流域における平均流速は約 0.44m/s、フルード数は 0.2 前後、下流域の流速は 1.56m/s、フルード数は約 1.4 である。位置水頭に対して速度水頭は、断面①では数%に過ぎないが、羽根車下流の断面②でほぼ同程度になる。上・下流の水位差は、Case 1 では回転数に拠らずほぼ一定であるが、Case 2 では、回転数の減少に伴い減少傾向を示す。有効落差も回転数が低下するにつれて減少する。流れは回転の遅い羽根車を通過し易いため、上流域での堰上げ水位量は減少し、流出水の流速は増加する。その結果、断面間の有効落差は回転数の低下により最大 30%程度減少する。

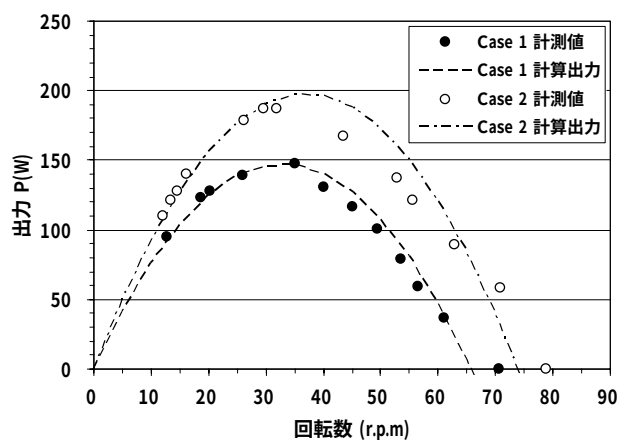
4.3 水車の軸トルクおよび出力特性

水車の軸トルクおよび出力と回転数の関係を図-14 に示す。軸トルクは回転数に反比例する。出力は回転数の低下に伴い増加し、最大値に達した後、減少する。実質流量が比較的大きい Case 2 の方が高回転、高トルクおよび高出力を得ることができる。Case 1 は回転数 35rpm の時、最大出力 147W であるのに対して、Case 2 は 32rpm で最大出力 187W を発生する。図-14(a)の最小自乗法で直線近似された軸トルクは回転数 40rpm 以上の範囲で計測値との誤差が大きい。これは Case 2 の方が顕著であり、同直線から計算される図-14(b)の出力曲線の誤差も大きい。その結果、最大出力の出現回転数は計測値 32rpm と計算値（予測値）37rpm で異なる。

水平軸型水車の結果と比較すると、鉛直軸型水車は、少ない実質流量で高トルク、高出力を得ていることが分かる。この原因は主に有効落差の違いにある。水平軸型実験の有効落差は 0.19m 以下であるが、鉛直軸型実験は 0.22m 以上、回転数により 0.3m 以上になる。鉛直軸の場合、羽根車出口の水位が比較的低下するため、上下流の水位差が増加する。水位差により生じる水圧を利用して羽



(a) 回転数に対する 軸トルクの変化



(b) 回転数に対する出力の変化

図-14 鉛直軸型水車の軸トルクおよび出力

根車が回転することで、少ない流量でも高トルク・高出力を得ることができる。一方、水平軸の場合には、羽根車からの流出口の幅は比較的狭いため、下流水位は高くなる。その結果、水車設置に伴う水位差は拡大しにくい状態にある。高出力を得るには、出力効率を上げるとともに、羽根車からの流出水の水位を下げ、高い有効落差を確保することが重要である。

4.4 出力効率

図-15(a)および(b)に、水車の軸トルクおよび出力と有効落差の関係をそれぞれ示す。有効落差は、回転数の減少に伴い低下するため、トルクは有効落差に反比例する。2つの場合を比べると、トルクと有効落差を直線近似した際の傾きはほぼ等しいことが分かる。水平軸水車の実験結果とは変化傾向が異なり、傾きの符号が反対である。高出力を発生するには、高トルクを得るために回転速度がある程度遅くしなければならないが、しかし、回転数が遅くなると有効落差が減少するため、効率が同じであるとする、高出力を発生しにくい状態になる。2つの要素の釣り合いがとれる条件で、最高出力が得られていると解釈できるだろう。

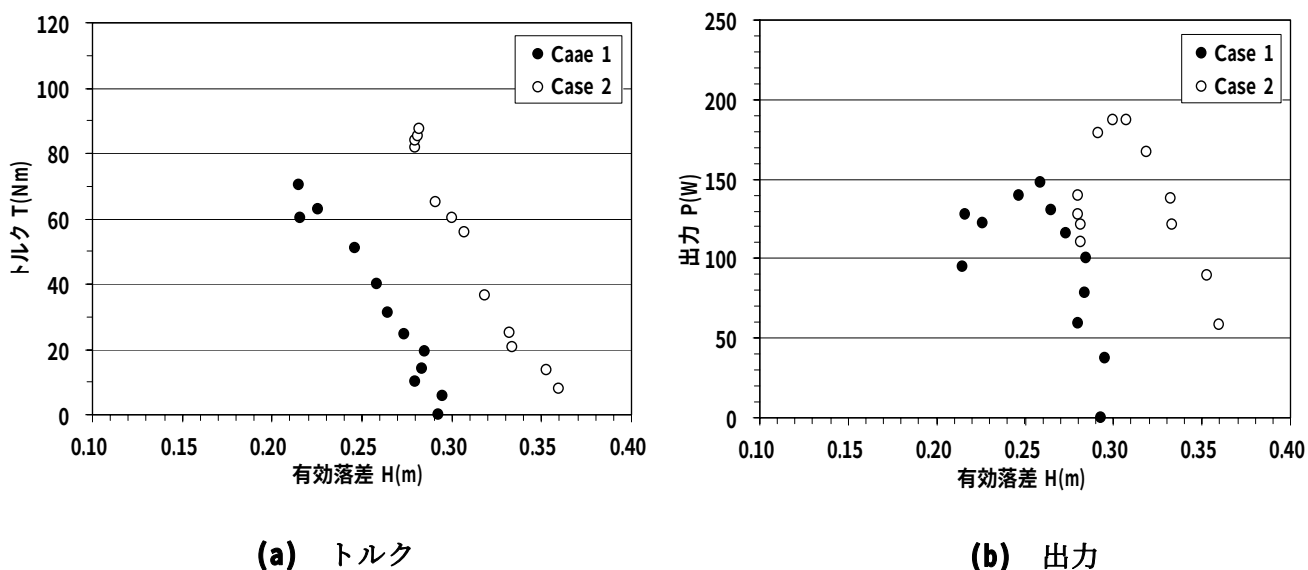


図-15 トルクおよび出力と有効落差の関係

図-16 は、水車出力と効率の関係を示す。負荷の増大に伴う両者の変化曲線はループ状になる。負荷の増大に伴い、出力と効率は共に増加するが、最高出力に達した時に効率も最大となる。その後、出力は低下するものの、効率は0.37前後で維持される。さらに負荷を増加し続けると、効率、出力ともに減少する。2つの場合を比べると、流量の違いにより出力の範囲は異なるが、最大効率はほぼ等しい。水平軸型水車に比べて最大効率は約1割低い。この原因としては、鉛直軸型水車実験の水位は羽根車の高さより低いために羽根車上部が十分に利用されていないこと、羽根車出口で流れは激しく攪乱し（図-11(b)参照）、カバー部におけるエネルギー損失が大きいことなどが考えられる。

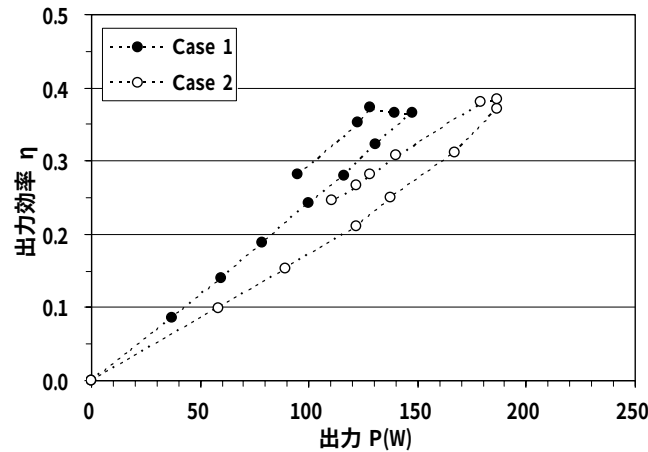


図-16 出力効率と出力の関係

図-17(a)および(b)は、周速比に対するトルク係数および出力効率の変化をそれぞれ示すが、両ケースのトルク係数、出力効率の周速比に対する変化は類似する。水平軸型水車に比べて、出力効率は少し低いものの、トルク係数は非常に高い。また、比較的広い周速比（回転数）域で高い効率が得られる。最大出力を発生する周速比は2前後である。ケーシング内の狭窄部で流速は入口流速の約2倍に加速されているので、羽根車外縁の周速は周辺流速と同程度になる条件で最大出力を発生することが分かる。

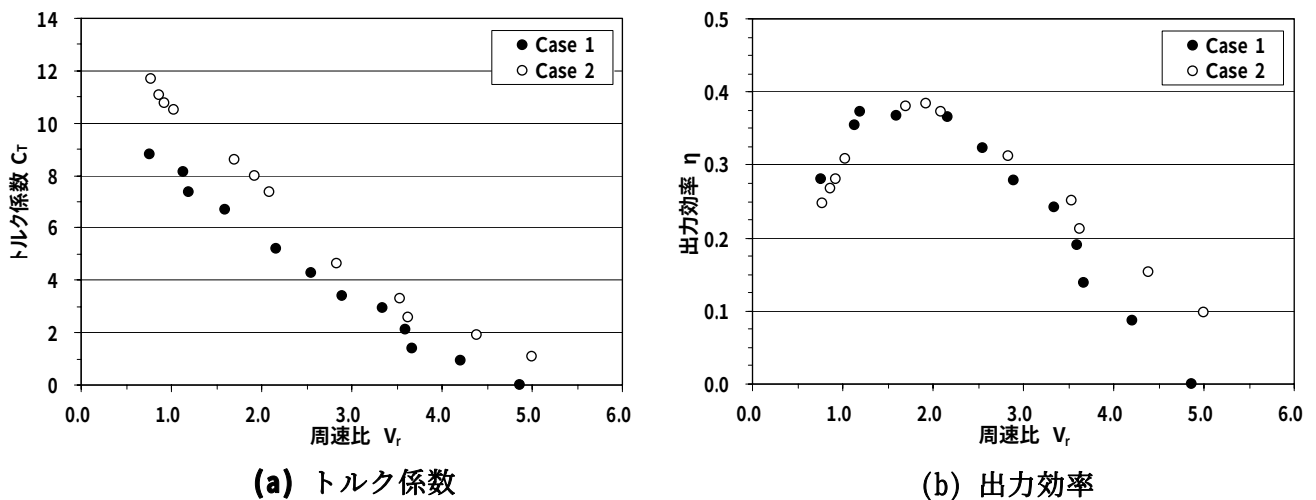


図-17 周速比に対するトルク係数、出力効率の変化

5. 水車性能と適用条件の比較

各実験の条件と水車能力を表-2に整理した。一般に、水車の特性は羽根車や流れの条件などに依存するが、本実験で用いたほぼ同じ羽根車を持つ水平軸・鉛直軸の水車を比べると、次のような特徴が見られる。水平軸型水車は、流量の割に出力は比較的低いものの、最大効率は高い。鉛直軸型水車は、効率は比較的低いものの、少ない流量で大きな有効落差を得ることで、高い出力を発生

することが分かる．ただし，水車の最大出力・効率の出現する回転数は 26～35rpm の範囲にある．主流速に対する水車の回転周速比は水平軸型で約 1.5～1.7，鉛直軸型で約 1.6～2.2 である．水平軸型水車は比較的低速回転域で最大出力を，鉛直軸型水車は高速回転域で最大出力を発生する．

水車の比速度の範囲を表-3 に示す．ここで，比速度とは，1m の落差のもとで相似な状態で運転して 1kW を得る場合を仮想した時の水車の回転速度 N_s であり，次式で定義される¹¹⁾．

$$N_s = N \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (5)$$

なお，各値の単位はそれぞれ回転数 N (rpm)，出力 P (kW) および有効落差 H (m) とする．表-3 より，クロスフロー水車の適用範囲における比速度の一般的な範囲 $90 \leq N_s \leq 110$ と比べて，本実験では，水平軸型実験では比速度は高く，鉛直軸型実験では比速度は低く，適用条件がいずれも異なる．両水車の比速度を比べると，有効落差が同じ条件下で一定出力を得るのに，鉛直軸型水車は比較的遅い回転になるが，水平軸型水車は速い回転を必要とすることが分かる．

表-2 各実験の条件と結果の比較

	水平軸型実験	鉛直軸型実験 (Case 1)	鉛直軸型実験 (case 2)
実質流量 (m ³ /s)	0.20	0.13	0.17
有効落差 (m)	0.17-0.19	0.22-0.30	0.28-0.36
主流速(m/s)	0.64-0.67	0.41-0.48	0.40-0.45
上流水深(m)	49-52.5	0.49-0.52	0.54-0.61
最大出力 (W)	166	147	187
出現回転数 (rpm)	34-40	26-35	26-32
最大効率	0.43	0.37	0.38
出現周速比	1.5	1.6-2.2	1.7-1.9

表-3 クロスフロー水車の比速

種 類	比速度の範囲 (m・kW)
水平軸型クロスフロー水車	106～164
鉛直軸型クロスフロー水車 (Case 1)	27～78
鉛直軸型クロスフロー水車 (Case 2)	19～78
一般的クロスフロー水車 ¹¹⁾	90～110

6. まとめ

開水路流れの流水エネルギーをクロスフロー水車を用いて回収するために，横置きと縦置きの 2 つの使用形態を考慮した模型実験を行い，羽根車の回転数と軸トルク，出力の基本特性および周辺の流況特性との関係について考察した．本研究で得られた主要な成果および今後の課題は，次のようにまとめられる．

(I) 水平軸型クロスフロー水車

- ・羽根車の軸を水平に設置した場合，水車上流の水位は回転数の低下に伴って堰上げが顕著になり，下流の水位は変化が小さいため，有効落差は回転数の低下に伴い最大で 20% 程度増加する．
- ・羽根車直上流のケーシング狭窄部における圧力水頭は速度水頭の約 2 倍であり，本水車は反動水車と衝動水車の 2 つの特性を合わせ持つ．
- ・水車の軸トルクは回転数に反比例する．出力は回転数の低下に伴い増加し，最大に達した後，減少する．有効落差約 0.2m に対して最大出力は約 166W を発生する．出力効率は最大で 0.43 に達す

る。その時の回転数は約 34rpm であり、周速比に換算すると約 1.5 である。

(II) 鉛直軸型クロスフロー水車

- ・羽根車の軸を鉛直に設置した場合、回転数が低いほど流れは羽根車内部を通過し易くなり、有効落差は約 30% 低下する。ケーシング上流部への導流板の設置の有無に関わらず同じ傾向を示す。
- ・水平軸型水車実験に比べて、鉛直軸型水車実験では水路幅が広く羽根車直下流の水位が低くなるため、少ない実質流量で大きな有効落差を得ることができる。
- ・有効落差約 0.3m に対して最大出力は 187W, 出力効率は最大で 0.37~0.38 であり、周速比が約 1.6~2.2 の広い範囲で高い効率を維持することが可能である。
- ・水平軸型水車は低速回転域で高い有効落差を得て高出力を発生するのに対して、鉛直軸型水車は比較的高速回転域で高い有効落差を得て高出力を発生する。

(III) 今後の課題

本水車は、開水路流れに古くから使用されてきた流し掛け水車と同程度の出力効率を確保しているが、低落差発電用に使用されているクロスフロー水車の最高効率に比べると低く、出力効率の向上が期待される。水車内部の流れのかくはん損失や体積損失を抑えるため、開水路流れに適したケーシングやカバーの形状および羽根車の構造を見出す必要がある。また、一定流量から高出力を得るには、羽根車からの流出水を効果的に制御し、大きな有効落差を確保することも重要である。水車下流部の流況および水路条件と出力との関係を含めて、水車周辺・内部流れの解析が必要である。また、実用化に向けては、流下ゴミや土砂などの障害物への対策を検討することも大切である。

謝辞：本研究の推進に際しクロスフロー型水車の設計製作に当たり指導を賜った元金沢大学教授宮江伸一先生に感謝の意を表する。

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ン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, 第 16 巻, 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) 高地 健, 富澤洋介, 榎田真也, 川崎秀明, 石田 啓: 新型揺動羽水車の数値解析及び実験, ダム工学会第 15 回研究発表会講演集, pp.10-12, 2004.
- 4) 高地 健, 榎田真也, 石田 啓, 川崎秀明: 揺動羽型水車の羽と流体の連成運動に関する数値解析, 水工学論文集, 第 49 巻, pp.841-846, 2005.
- 5) 後藤眞宏, 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) 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 (ノズル出口弁による流量・出力制御), 機械学会論文集 (B), 52 巻, 473 号, pp.401-406, 1986.

- 7) 福富純一郎, 中瀬敬之, 蓮井伸二: クロスフロー水車に関する研究 (羽根枚数および羽根出口角の影響), 機械学会論文集 (B), 52 巻, 473 号, pp.407-412, 1986.
- 8) 中瀬敬之, 福富純一郎, 新村剛: 管路内に組み込まれたクロスフロー水車に関する研究 (流出側ケーシング形状による影響), 機械学会論文集 (B), 53 巻, 487 号, pp.401-406, 1987.
- 9) 豊倉富太郎, 金元敏明, 北洞貴也, 白石典人: 貫流水車に関する研究 (続報, 低落差への適用), 機械学会論文集 (B), 53 巻, 491 号, pp.2078-2084, 1987.
- 10) 電気学会: 電気工学ハンドブック, 第 6 版, 25 編 3 章水車とポンプ水車, オーム社, 2001.
- 11) 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.
- 12) 牛山泉: 風車工学入門・基礎理論から風力発電技術まで, 森北出版, 2002.

ンプレッサー)を稼働させる機構とした。一方、鉛直軸型水車の場合は、**写真-2**に示すように増速歯車のみで回転動力を空気圧縮機に伝達する構造とした。

水車軸から空気圧縮機軸への増速比率は、水平軸型水車は6倍、鉛直軸型水車は5倍である。空気圧縮機にはピストン軸が直線軌道を描くリニアクランク式¹⁾のものを採用した。空気圧縮機で製造された圧縮空気はチューブを通して除湿のためのエアフィルターを通り、エアタンクに貯められる。エアタンクは、最大耐圧力 2.0MPa、容積 0.005m³のものを2個を直列に連結して使用したが、このエアタンクには圧力計、温湿度計および空気流量計を取付け、製造した空気の圧力、温度、湿度および体積(流量)を測定することができるようになっている。



写真-1 水平軸型水車および空気圧縮機

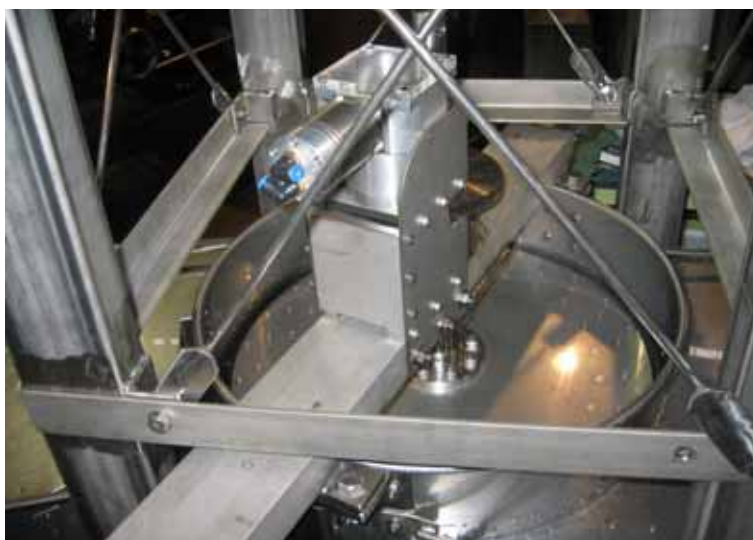


写真-2 鉛直軸型水車および空気圧縮機

3. 水平軸型クロスフロー水車による圧縮空気製造実験

3.1 実験方法および条件

空気製造実験は国土交通省国土技術政策総合研究所の河川屋外高流速水路で行った。水路や水車の諸元および設置方法は前章に記した水車のトルク出力測定実験と同様である。水路内に水車軸が水平になるよう羽根車を横向きに設置し、一定流量を通水した時の水車周辺の流況、羽根車の回転数、および発生した圧縮空気の圧力、流量、温度を測定した。流量は $0.08\text{m}^3/\text{s}$ から $0.22\text{m}^3/\text{s}$ の範囲で変化させた。エアタンク内の圧縮空気の圧力を段階的に変化させることで、水車回転運動に対する負荷を変化させ、水車による圧縮空気製造特性を調べた。水車および空気製造システムが安定して稼動するように、エアタンク内の空気圧力はゲージ圧で約 $0.05\sim 0.5\text{MPa}$ の範囲で変化させた。

製造された圧縮空気の持つ圧力エネルギー P_{air} (W) は次式で評価する。

$$P_{air} = pQ \log_e \frac{p}{p_a} = p_a Q_a \log_e \frac{p}{p_a} \quad (1)$$

ここで、 p (N/m^2) は圧縮空気の圧力、 Q (m^3/s) は空気流量および p_a は大気圧 ($101,325\text{N}/\text{m}^2$) である。 Q_a (m^3/s) は大気圧換算の空気流量であり、次式で求められる。

$$Q_a = Q \frac{273.2p}{(273.2+t)p_a} \quad (2)$$

ここで t は圧縮空気の温度 ($^{\circ}\text{C}$) である。横軸型水車の空気製造実験において、製造された空気の温度は約 $2\sim 11^{\circ}\text{C}$ の範囲であり、同じ流量の条件の下での温度差は約 3°C 未満であった。製造された空気温度は周辺の気温とほぼ同じ温度であった。

3.2 水車周辺の流況特性

水平軸型水車周辺の水面形を図-2 に示す。流水はケーシングに沿って羽根車の下部から侵入し、羽根車中心部を貫流して、再度羽根を押して外周へ流出する。その後、水位は急激に低下し、カバー出口付近の断面③ではほぼ限界水深 h_c となる。

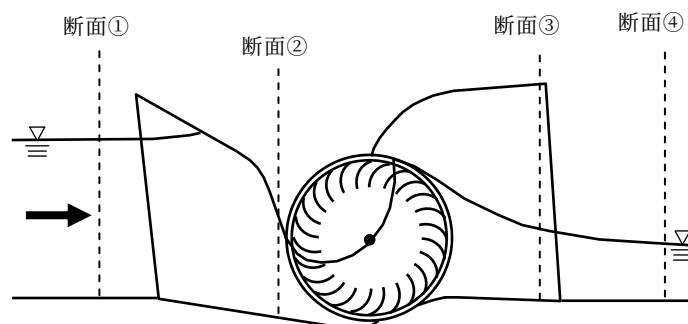


図-2 水平軸型水車周辺の水面形

図-3 に断面①および断面④の平均水深 h_1 および h_4 の流量毎の水車回転数に対する変化を示す。流量毎の上流水深 h_1 は下流水深 h_4 に比べて全て大きい。水車内部の流れは羽根車に押し上げられるようにして流出するため、回転数が速いほど流出水の水位は上昇する。流量一定の場合、回転数が低下するにつれて、水車上流水深 h_1 は増加傾向、下流水深 h_4 は減少傾向にあるため、水位差は増加する。連続の式から上流・下流の断面平均流速を求めた結果を図-4 に示す。下流断面の流速は上流断面の流速より常に大きい。流量毎の結果から回転数の低下に伴い下流断面の流速は増加し、上流断面の流速は減少傾向にあることが分かる。

図-5 に、水車の回転数に対する断面①と断面④の間の有効落差の変化を示す。有効落差は、基準面を水路床とし、両断面の比エネルギーの差で定義したものである。流量一定の場合、羽根車の回転数が減少するにつれて、有効落差は増加傾向を示す。この理由は、回転数の減少に伴い水車の通水能力が低下して、上流水位が塞き上げられたためである。平均有効落差と流量の関係を図-6 に示す。流量が増加するにつれて、有効落差はほぼ線形的に増加する。しかし、回転数ごとの有効落差を調べると、上流水深が水車ケーシング高さと同じになる最大流量 $0.219\text{m}^3/\text{s}$ の場合、有効落差は回転数の変化により急激に減少し、流量が約 1 割少ない $0.200\text{m}^3/\text{s}$ と同程度の有効落差しか得られない場合があることが分かる (図-5)。

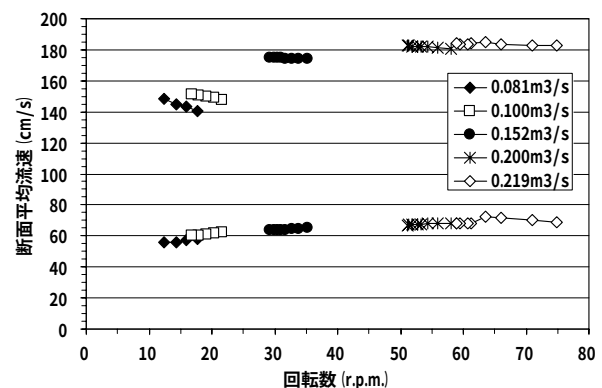
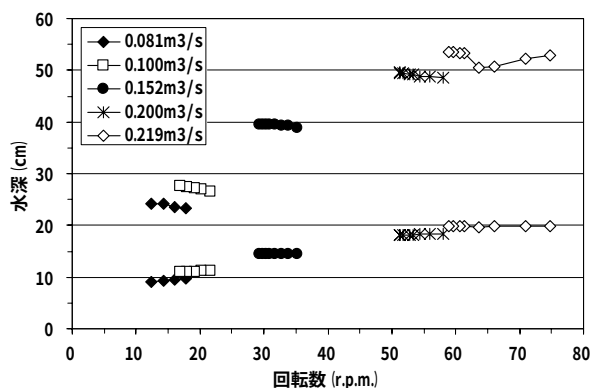


図-3 回転数に対する水車上下流の水深変化 図-4 回転数に対する水車上下流の流速変化

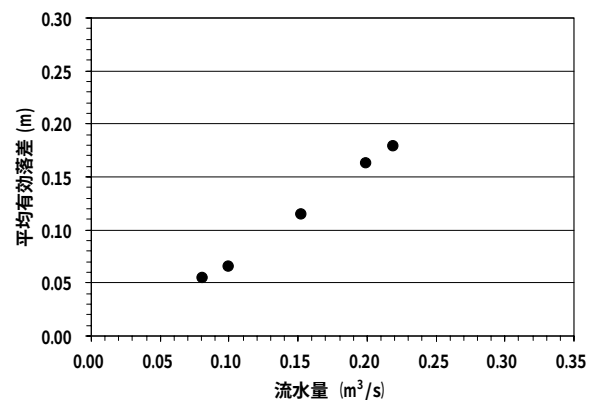
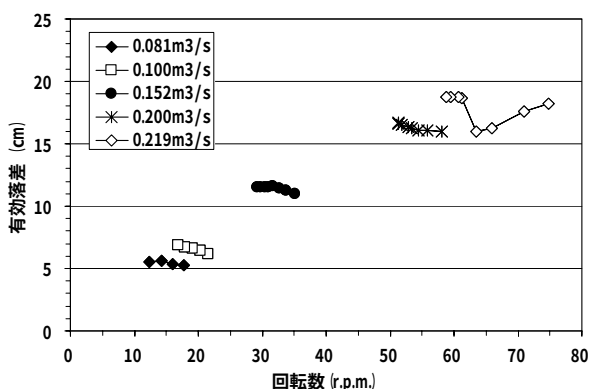


図-5 回転数に対する有効落差の変化

図-6 流量と平均有効落差の関係

3.3 製造空気量および空気出力の特性

図-7 は流水量毎のエアタンク内の貯留空気圧力に対する水車回転数の変化を示す。流水量が多いほど水車の回転数が増加し、流水量一定条件では、貯留空気圧力が大きくなるほど水車の回転数は減少することが分かる。水車の回転数と製造された空気量の関係を図-8 に示す。空気流量は式(2)を用いて 0°C 1 気圧換算した値である。流水量が多いほど製造される空気量も全体的に増加する。流水量毎に水車回転数の範囲が異なるものの、一定流水量では回転数の増加に従い製造空気流量も増加傾向にある。流水量が相対的に少ない場合の製造空気量は単調に増加するが、流水量が多い場合の増加率は回転数により異なる。低回転数域で空気流量が急増し、高回転数域で増加率が比較的低下する。この傾向は後述する鉛直軸型水車の場合にも見られる。

図-9 は回転数と空気出力の関係を示す。空気出力は(1)式で定義した製造空気の圧力エネルギーである。流水量一定の条件で空気出力はある回転数で最大値をとる。流水量によって最大出力および最大出力が発生する水車回転数が異なる。今回の実験の範囲では、流水量が多いほど高回転数で最大出力が発生することが分かる。図-10 は流水量と最大空気出力との関係を示したものであるが、流水量の増加とともに最大出力が単調に増加することが分かる。

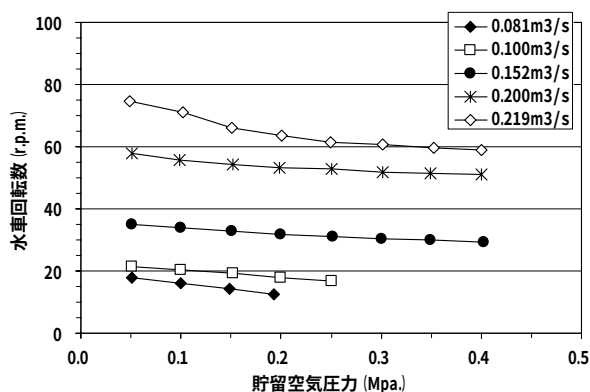


図-7 貯留圧力に対する水車回転数の変化

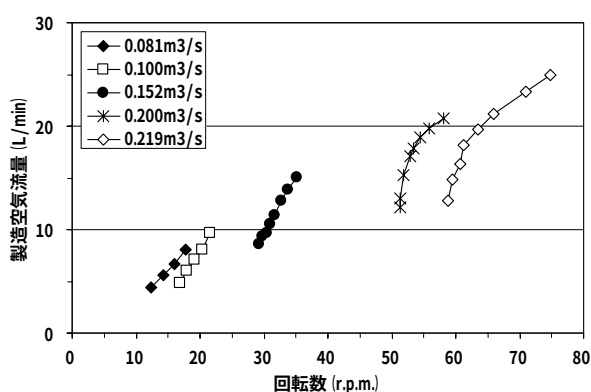


図-8 回転数に対する製造空気流量の変化

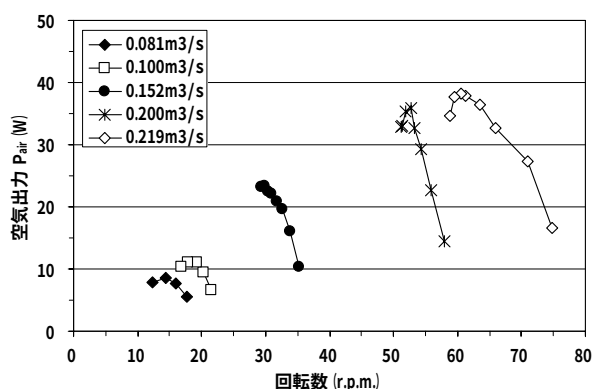


図-9 回転数に対する空気出力の変化

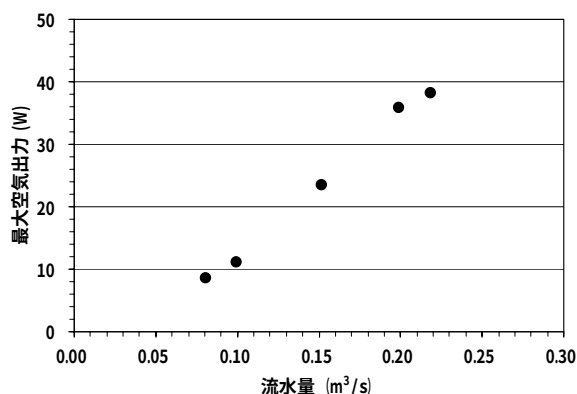


図-10 流水量と最大空気出力の関係

3.4 出力効率

図-11 および図-12 に、製造空気流量および空気出力と有効落差との関係を示す。流水流量 $0.219\text{m}^3/\text{s}$ 以外の場合、有効落差の増加に対して製造空気量は減少傾向、空気出力は増加傾向にあることが分かる。水車回転数の減少に伴い水車前後の水位差が増加するため有効落差が増加して、空気出力は増加するが、製造される空気量は水車回転数が低いため減少する。

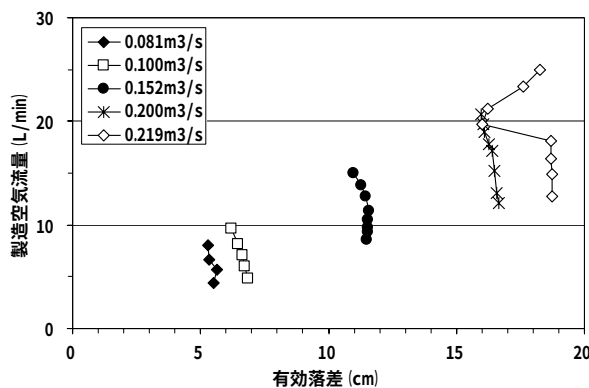


図-11 製造空気流量と有効落差の関係

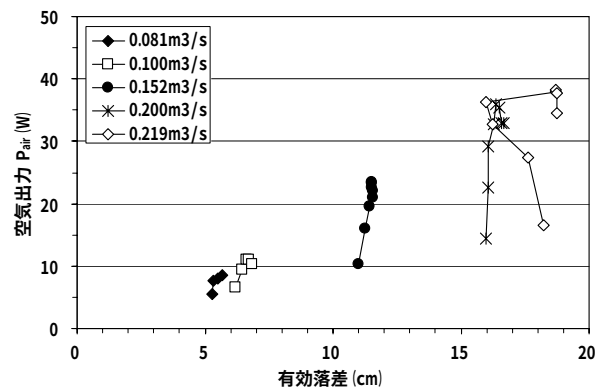


図-12 空気出力と有効落差の関係

図-13 に水車の出力効率と周速比の関係を示す。ここで出力効率 η および周速比 V_r は前章の式(2)および式(4)で定義した値である。流水流量が少ないほど水車の回転周速比が小さく、出力効率は比較的高い。本実験の空気出力効率の最大値は約 0.19 であり、前章のトルク計測実験の最大出力効率 0.43 に比べ半減していることが分かる。また、同じ流水流量 $Q=0.2\text{m}^3/\text{s}$ の結果を比べると、出力効率は最大でも約 0.12 に留まる。この原因の一つとして、増速歯車の摩擦、空気圧縮の機械損失および空気チューブ内における摩擦損失などの影響が考えられる。回転数が増加するにつれて機械損失が増加し、高回転数が得られる流水流量が大きい場合の出力効率が低下したと推測される。クロスフロー水車自身の出力効率を上げるとともに、圧縮空気製造システムの機械損失を低減することも重要な課題である。

図-14 は出力と効率の関係を示す。負荷の増大に伴う両者の変化はほぼ線形的な関係であるが、流水流量が最も多い $Q=0.219\text{m}^3/\text{s}$ の変化は最大出力のあたりでペアピン形状を示す。前者は最大出力と最高効率の発生が同時であるのに対して、後者は最高効率を記録した後、効率は少し低下するものの、負荷の増大に伴い出力も増加して最大出力を発生する。この出力と効率の変化特性は、前章に示したトルク計測実験の結果とは異なる。空気製造システムで生じる機械損失が出力効率に与える影響が大きいことが理由の一つとして考えられる。

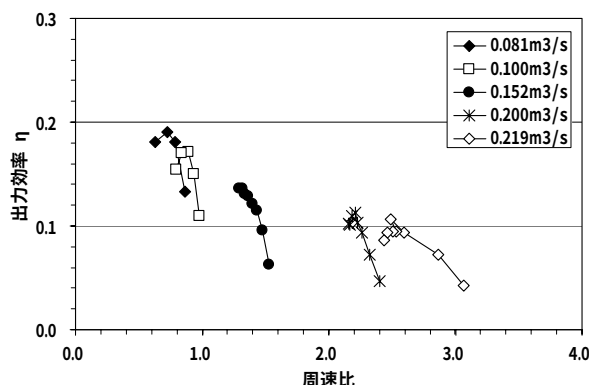


図-13 出力効率と周速比の関係

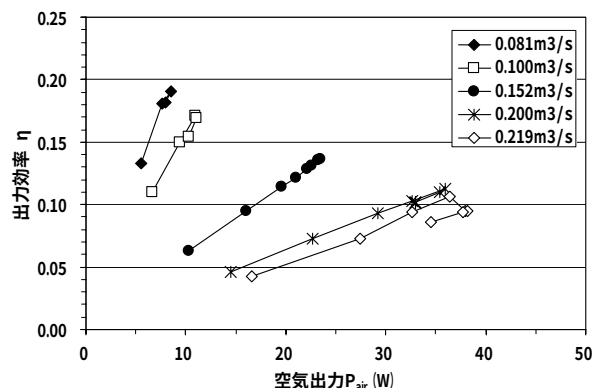


図-14 出力効率と周速比の関係

4. 鉛直軸型クロスフロー水車による圧縮空気製造実験

4.1 実験方法および条件

水平軸型水車実験と同じ水路内に、回転軸が鉛直になるよう羽根車を縦向きに設置して実験を行った。水路および水車の諸元は前章に記した鉛直軸型クロスフロー水車の出力測定実験と同様である。ただし、本実験では水寄せをしないで水車を単体で設置した場合のみを対象とした。水路全幅の流水流量は $0.1\text{m}^3/\text{s}$ から $0.3\text{m}^3/\text{s}$ の範囲で変化させた。水車ケーシングへ流入する実質的な流量は $0.043\text{m}^3/\text{s}$ から $0.130\text{m}^3/\text{s}$ であり、流量に依らず全幅流量の約 43% であった。実質流量は、ケーシング入口断面の縦横 5×5 点で計測した流速分布を積分して求めたものである。一定流量を通水した時の水車周辺の流況、羽根車の回転数、および発生した圧縮空気の圧力、流量、温度を測定した。エアタンク内の圧縮空気の圧力を調節することで、水車の回転運動に対する負荷を変化させて、水車による圧縮空気製造特性を調べた。エアタンク内の空気の圧力はゲージ圧で約 $0.5 \sim 4$ 気圧の範囲で変化させた。実験中の気温は約 $14 \sim 34^\circ\text{C}$ の範囲であり、水平軸型水車実験に比べて温度変化が大きかった。

4.2 水車周辺の流況特性

図-15 は鉛直軸型水車周辺の水面形の概略図である。羽根車直上流のケーシング内においても、自由水面流れの状態にある。流れが羽根車を貫流する際に、水位が急激に低下し、カバー下流端の断面②において水深が最小になり、その下流域も射流状態である。水車下流端から 2.015m 下流にある断面③付近で水深はほぼ一様になる。流水流量によって流速やフルード数の範囲はことなるが、水車の上流側の断面①における平均流速は約 $0.25 \sim 0.36\text{m/s}$ 、フルード数は約 $0.15 \sim 0.16$ 、下流断面③の流速は約 $1.27 \sim 2.70\text{m/s}$ 、フルード数は約 $1.4 \sim 2.2$ の範囲であった。羽根車を貫流した水の大部分は左岸寄りのカバーに沿って流出した。流出水の水位は左岸寄りが高く右岸寄りで低くなり、

前章の同水車を用いたトルク計測実験結果と同様であった。

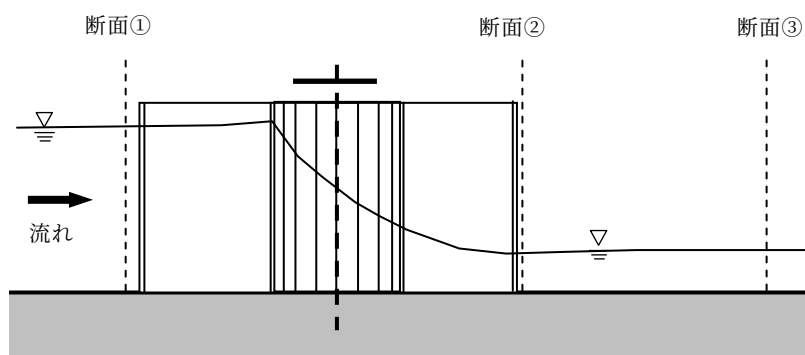


図-15 鉛直軸型水車周辺の水面形

水車の回転数に対する断面①と断面③の平均水深の変化を図-16 に、両断面の比エネルギーの差で定義される有効落差 H' の変化を図-17 に示す。回転数が低下するにつれて、水車上流にある断面①の水深は減少し、連続式の関係から断面平均流速は増加していると予測される。この理由は、回転数が比較的速い状態では流入水是水車羽根を押して通過するため、水車の流水抵抗が比較的大きくなるが、回転数が遅くなると、流入水は羽根車中央部を貫流し、羽根に沿って漏洩するため、水車の流水抵抗が比較的小さくなるのであろう。一方、水車下流の水深は回転数の低下とともに少し増加する傾向が見られる。この点は前章の水車出力実験の結果と異なる。ただし、断面③と水車下流端の間で跳水現象を含む複雑な水面流れが生じているので、この間の流れのエネルギー損失の変化が影響する場合があるので解釈には注意が必要である。有効落差は流量の増加につれて増加し、流量一定の場合は、回転数の低下とともに有効落差は減少する。この点は出力実験の結果と同じ傾向であることが分かる（第3章の図-13 参照）。

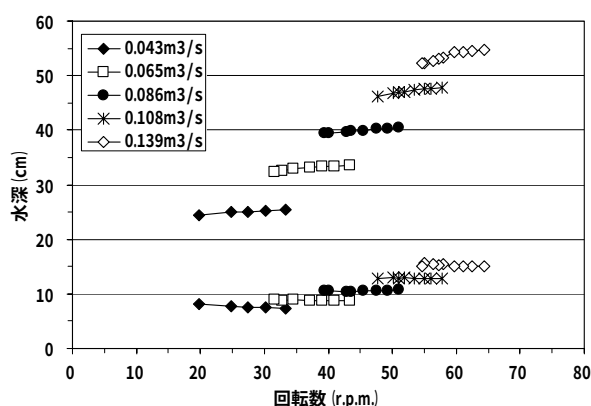


図-16 回転数に対する水車上下流水深の変化

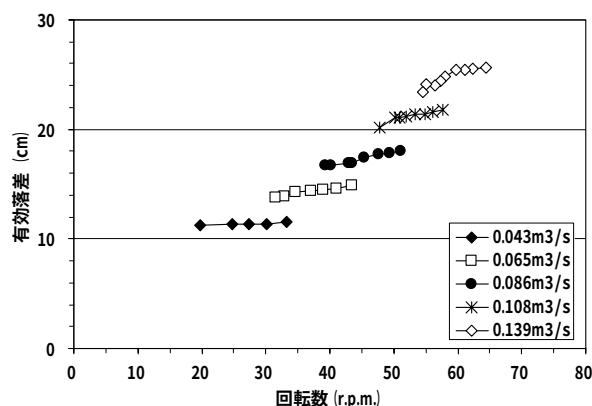


図-17 回転数に対する有効落差の変化

4.3 製造空気量および空気出力の特性

水車回転数と製造される空気圧力および流水量との関係を図-18 に示す。貯留空気圧を大きくすると、水車の回転数は単調に低下する。流水流量が多いほど回転数は全体的に増加する。貯留圧力の変化による回転数変化の範囲は、流水流量が多いほど小さい。流水流量が比較的少ない場合、空気圧の増加に伴う水車回転数の低下が著しい。

図-19 は水車回転数に対する製造空気量の変化を示す。空気流量は式(2)を用いて 0°C 1 気圧換算した値である。流水量一定条件での製造される空気量は回転数の増加により全体的には増加傾向であるが、流水流量によっては複雑な変化を示す。この原因は実験期間中の気温と密接に関係する。気温とほぼ同じであった製造空気の温度を図-20 に示す。気温変化の範囲は $15^{\circ}\text{C} \sim 34^{\circ}\text{C}$ と広く、流量一定条件でも 15°C 前後の気温差がある。この気温差により吸気される空気密度が変化することにより換算空気量が変化する。気温がほぼ同じ条件では、空気流量は回転数に対して単調に増加することが分かる。今回の実験条件の範囲では、水車回転数が同じ場合、気温が低い方がより多くの空気を製造することが可能である。

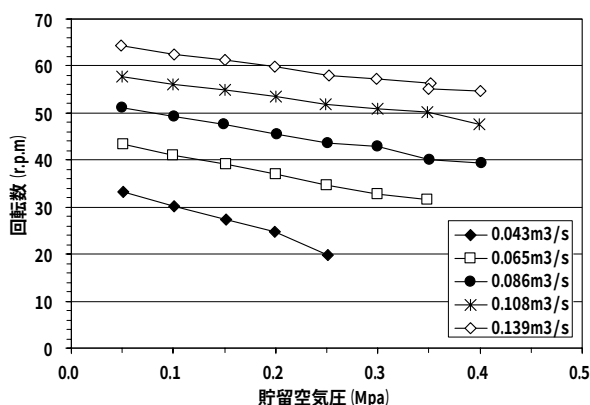


図-18 貯留空気圧に対する水車回転数の変化

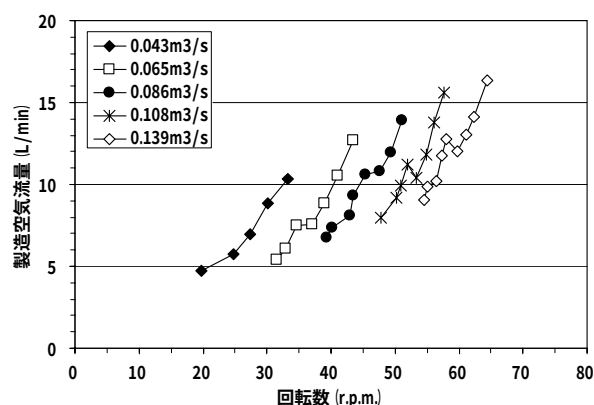


図-19 回転数に対する製造空気流量の変化

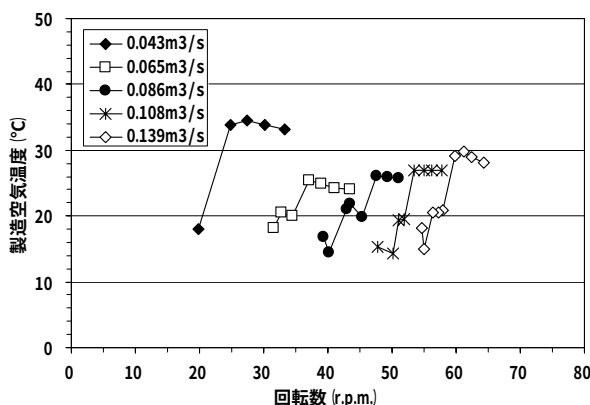


図-20 製造空気温度の違い

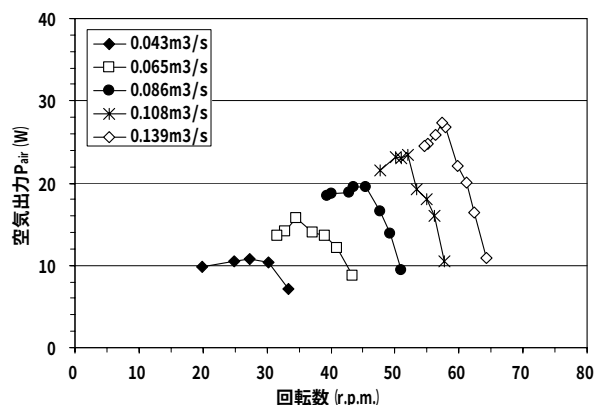


図-21 回転数に対する空気出力の変化

図-21 に、空気出力と回転数および流水流量との関係を示す。空気出力は式(1)で定義した値である。流水流量一定の条件では、空気出力は水車の回転数の低下に伴い増加し、最大値に達した後、減少する。流水流量が多くなるにつれて、全体的に高速回転域で高出力を得ることができる。

4.4 出力効率

図-22 に、製造空気流量と有効落差および流水流量との関係を示す。上述のように実験期間中の気温変化に伴う空気製造量の変化があるものの、有効落差が増加するにつれて製造空気量は増加する。有効落差は水車回転数とともに増加したため（図-17）、製造空気量も増加傾向を示す。次に、空気出力と有効落差の関係を図-23 に示す。流水流量一定の条件では、有効落差の増加につれて空気出力も増加し、最大値を取った後、単調に減少する。流水流量の増加とともに最大出力も増加する。流水流量が約 $0.043\text{m}^3/\text{s}$ 、有効落差 11cm で最大出力 10.5W、 $0.139\text{m}^3/\text{s}$ 、有効落差 24cm で最大出力 28W であった。

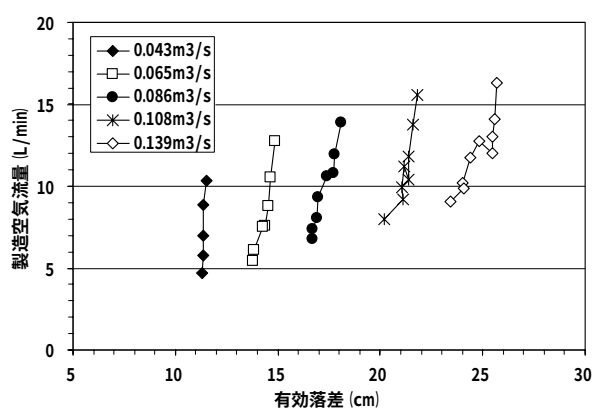


図-22 製造空気量と有効落差の関係

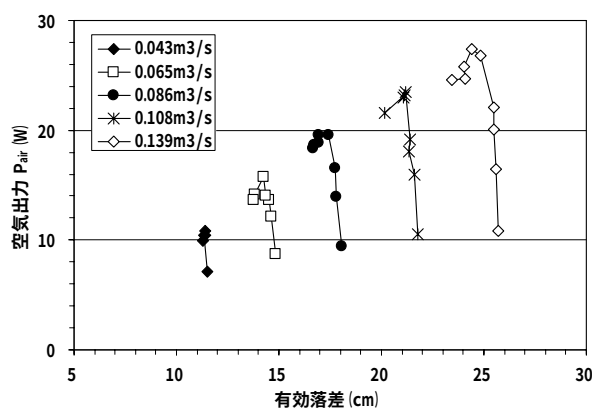


図-23 空気出力と有効落差の関係

図-24 は、周速比に対する出力効率の変化を示す。周速比および出力効率は前章の式(2)および式(4)で定義した値である。流水流量が多いほど水車の回転周速比は大きい、出力効率は比較的低い。本実験の空気出力効率の最大値は約 0.26 であり、前章のトルク計測実験の最大出力効率 0.38 に比べて小さく、空気製造システムの機械損失の影響が大きいことが分かる。図-25 に、出力効率と空気出力の関係を示す。流水流量一定では比較的負荷が小さく低出力の段階では、出力と効率の変化は線形的であるが、最大出力に近づくにつれて出力と効率の関係が複雑になる。流水流量が最大の場合、最大出力に達した後に最高効率を記録するが、その他の場合、出力と効率の最大値は同時の発生する。

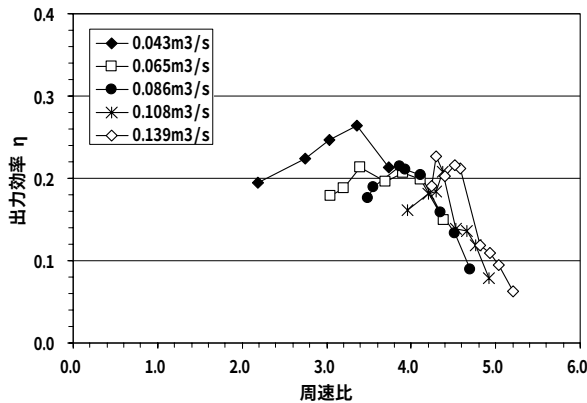


図-24 空気出力効率と水車周速比の関係

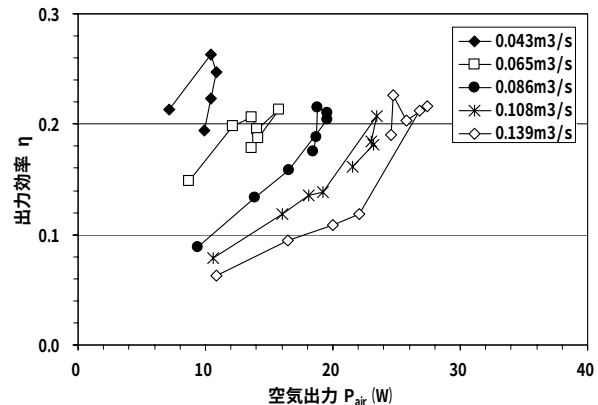


図-25 出力効率と空気出力の関係

5. 水平軸型水車および鉛直軸型水車の出力特性の比較

図-26 に、水平軸型および鉛直軸型水車実験における平均有効落差と流水流量の関係を示す。水平軸型水車の場合、水路全流量と水車を通過する流量は同一であるが、鉛直軸型水車の場合、水路幅に対する水車ケーシングの幅は約 58%で、水路全流量と水車を通過する実質流量は異なるので、図中には2つの流量を用いて表示した。流水流量の増加につれて有効落差は単調に増加する。実質流量を用いると、水平軸型水車実験に比べて鉛直軸型水車実験の方が少ない流量で大きな有効落差を得ている。全流量表示で比べると、両水車の有効落差は水深測定断面の違いなどの影響を考えると同程度であると推測される。次に、最大空気出力と流水流量の関係を図-27 に示す。最大出力は有効落差と同様に流水流量に比例する。実質流量に対する最大空気出力は水平軸型より鉛直軸型水車の方が大きい。全流量に対しては水平軸型水車の方が最大出力は大きくなる。流水流量に対する最大出力の増加割合は、水平軸型水車の方が大きい。本実験の範囲では、鉛直軸型水車は比較的少ない流量で高出力を、水平軸型水車は比較的多い流量で高出力を発生することが分かる。

図-28 は流水量毎の最大空気出力とその時の水車回転数を示すものである。流水量の増加とともに最大出力は増加し、その時の水車回転数も増加する。水平軸型水車は鉛直軸型水車に比べて低い回転数で高い最大出力を発生することが分かる。次に、最大効率とその時の水車回転数を図-29 に示す。水平軸型水車の場合、流水量の増加に従い水車の回転数は増加するが、最大効率は減少する。鉛直軸型水車も同様に最高効率は減少傾向にある。最高出力は水平軸型水車が全体的に高く、最大効率は鉛直軸型水車が高いことが分かる。この両水車の空気出力特性は、前章に示したトルク出力特性とは正反対である。この理由として、圧縮空気機や増速機の形式および実験期間中の気温条件などの違いによる影響が考えられる。

水平軸型水車で流水量が同程度の条件 ($Q=0.2\text{m}^3/\text{s}$) における出力を比べると、トルク出力は最大約 166Wに対して空気出力は 36W、トルク効率は最大 43%に対して空気出力実験の効率は 11%である。鉛直軸型水車は実質流量が同程度の条件 ($Q_e=0.13\text{m}^3/\text{s}$) において、トルク出力は最大 147Wに対して空気出力は 27W、トルク効率 37%に対して空気出力効率 23%である。空気製造システムにお

ける圧縮空気機や増速機などの機械効率を改善することが重要である。

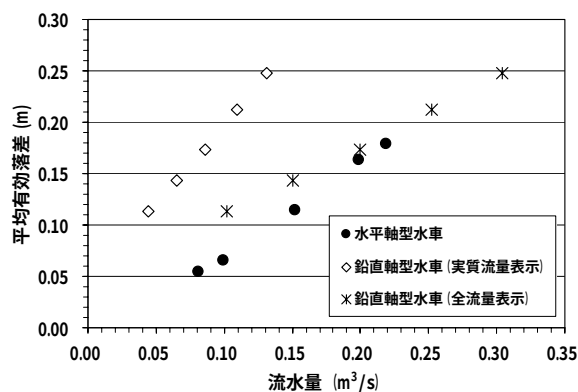


図-26 平均有効落差と流量の関係

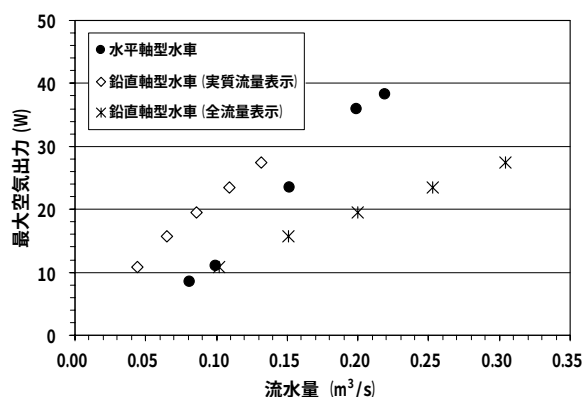


図-27 最大空気出力と流量の関係

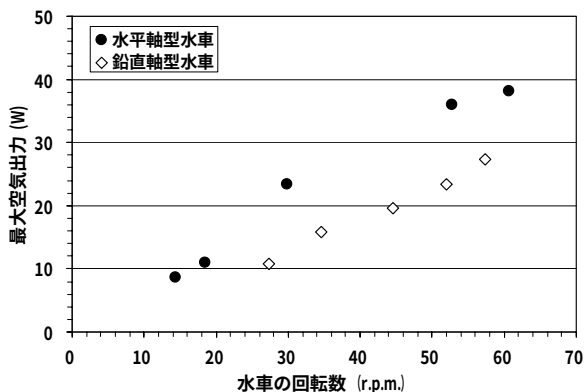


図-28 最大空気出力と水車回転数の関係

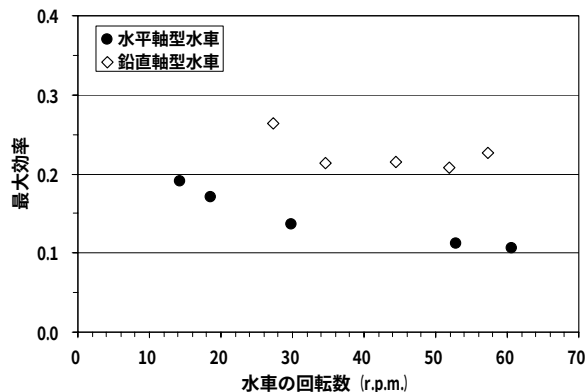


図-29 最大効率と水車回転数の関係

6. まとめ

開水路流れに設置したクロスフロー水車にリニアクラック型の空気圧縮機を組み込んだ圧縮空気製造システムを開発した。水車の羽根車を横置きと縦置きにした2つの使用形態を考慮した実験を行い、流水流量の変化に対する羽根車の回転数と圧縮空気製造量、空気出力の変化特性および周辺の流況特性との関係について考察した。本研究で得られた主要な成果および今後の課題は、次のようにまとめられる。

(I) 水平軸型クロスフロー水車による圧縮空気製造実験

- ・ 羽根車の軸を水平に設置した場合、水車上流水位は回転数の低下に伴って堰上げが顕著になり、有効落差は回転数の低下に伴い増加する。その平均有効落差は流水流量に比例する。
- ・ 貯留空気圧力を増加させると、水車の回転数および製造される空気量は単調に減少するものの、空気出力はある回転数で最大値をとる。

- ・最大出力およびその時の回転数は流水流量とともに増加するものの、最大効率は減少する。

（Ⅱ）鉛直軸型クロスフロー水車による圧縮空気製造実験

- ・羽根車の軸を鉛直に設置した場合、回転数が低いほど流れは羽根車内部を通過し易くなり、有効落差は回転数の低下に伴い減少する。平均有効落差は流水流量に比例する。羽根車を通過する実質流量で考えると、本実験の範囲では、水平軸型水車に比べて鉛直軸型水車は少ない流量で大きな有効落差を得ることができる。
- ・流水流量が増加するにつれて水車回転数とともに製造空気量も増加する。製造される圧縮空気量は吸入する空気の温度の影響を強く受け、気温が低いほど低速回転で多量の圧縮空気を製造する。
- ・最大出力は流水流量に比例するが、水平軸型水車に比べて、流水流量に対する最大出力の増加割合は小さい。
- ・鉛直軸型水車は比較的少ない流量で高出力を、水平軸型水車は比較的多い流量で高出力を発生する。水平軸型水車は鉛直軸型水車に比べて低い回転数で高い最大出力を発生する。最高出力は水平軸型水車が全体的に高く、最高効率は鉛直軸型水車が高い。

（Ⅲ）今後の課題

本実験で得られた製造空気出力は、同じ水車をほぼ同じ流量条件下に設置して得られたトルク出力に比べて小さく、出力効率も小さいことから、空気製造システムにおける圧縮空気製造機や増速機などの機械効率を改善することが重要である。

謝辞：本研究の推進に際しクロスフロー型水車の設計製作に当たり指導を賜った元金沢大学教授宮江伸一先生に感謝の意を表する。

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ン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, 第 16 巻, pp.105－110, 2000.
- 2) 石田 啓, 川崎秀明, 渡部敏男, 高地 健, 大貝秀司, 楳田真也：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) 高地 健, 富澤洋介, 楳田真也, 川崎秀明, 石田 啓：新型揺動羽水車の数値解析及び実験, ダム工学会第 15 回研究発表会講演集, pp.10－12, 2004.
- 4) 高地 健, 楳田真也, 石田 啓, 川崎秀明：揺動羽型水車の羽と流体の連成運動に関する数値解析, 水工学論文集, 第 49 巻, pp.841-846, 2005.
- 5) 楳田真也, 川崎秀明, 安田成夫, 富澤洋介, 石田 啓, クロスフロー水車の開水路流れへの適用に関する実験, ダム工学会, ダム工学, 第 15 巻, 3 号, pp. 216－2005, 2005.
- 6) 国土交通省国土技術政策総合研究所・株式会社建設技術研究所：水車実験解析業務報告書, 2005.

結語

本研究は、人類存続のために不可欠な課題である環境保全とエネルギー獲得の両者を満足する技術的工法の追求の一方策として、水車を用いた自然の流水エネルギーの抽出について、幾つかの検討を行った。

まず第1章では、河川流および海岸波浪の両方に使用できる新型水車（揺動羽型水車と命名）の開発を行った。本来、本水車の構造は縦軸型でも横軸型でも採用できるものであるが、特に縦軸型は流れの方向に拠らずどの方向からの流れに対しても回転力が得られるという利点があること、また流水を集めて急流部を作り出せば、模型の水車では、元の流水エネルギーの60%もの大きな量を抽出できることが実証された^{1), 2)}。

次いで第2章では、揺動羽水車の羽と流体との練成運動を数値計算することにより、水車の羽（ブレード）の周りの流線や、流線の剥離による後流渦の流況が明確になった。また羽に作用する圧力分布の計算から、羽が寄与する水車軸トルクの算出が可能となり、特に揺動羽水車は、従来の固定羽とは異なり、水車軸周りの1公転のほとんどの領域において、ほぼ同一方向の回転力を抽出できることが明らかになったことは極めて興味深いことである³⁾。

さらに第3章では、従来から広く用いられてきたクロスフロー型水車を新たに開水路用に改良し、縦軸型および横軸型の両者の出力を実験計測した結果、流速と水車の回転速度との比である周速比が約1~2.5の範囲では、流水エネルギーの約30~40%を抽出できることが明かになり、流水エネルギーの実用化への見通しは良好であるといえる⁴⁾。

最後に第4章では、このクロスフロー型水車を用いた圧縮空気製造の実験結果を行った結果、流水エネルギーから空気製造量までのエネルギー効率は現段階では必ずしも高くはないものの、高価で水分に弱い発電機を設置することなく十分に実用的な量の圧縮空気が直接に製造されることが実証された⁵⁾。

今後は、圧縮空気の製造効率の向上を目指すと共に、製造される圧縮空気の有効利用方法を検討することが重要であると考えられる。

参考文献

- 1) 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.
- 2) 高地 健・富澤 洋介・榎田真也・川崎秀明・石田 啓：新型揺動羽水車の数値解析及び実験，ダム工学会第15回研究発表会講演集，pp.10-12，2004
- 3) 高地 健・榎田真也・石田 啓・川崎秀明：揺動羽型水車の羽と流体の連成運動に関する数値解析，水工学論文集，第49巻，841-846，2005.
- 4) 榎田真也・川崎秀明・安田成夫・富澤 洋介・石田 啓：クロスフロー水車の開水路流れへの適用に関する実験，ダム工学会，ダム工学15(3)，pp. 216-2005，2005.
- 5) 国土交通省国土技術政策総合研究所・株式会社建設技術研究所：水車実験解析業務報告書，2005.

.....

国土技術政策総合研究所資料
TECHNICAL NOTE of N I L I M
No. 328 March 2006
編集・発行 ©国土技術政策総合研究所

.....

本資料の転載・複写の問い合わせは
〒305－0804 茨城県つくば市旭 1 番地
企画部研究評価・推進課 TEL 029－864－2675