

第4章 クロスフロー水車による圧縮空気製造実験

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、人類社会の持続的な発展を目指す上で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などの未利用エネルギーを、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。これに対して、石田ら^{1)~4)}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たな揺動羽型水車の開発を進めてきた。また、従来は管水路流れに利用されていたクロスフロー型水車を開水路流れに適用し、トルクや出力などの基本性能および水車周辺の流況特性を明らかにしてきた⁵⁾。

本研究では、水車により抽出されたエネルギーを用いて、ダム湖などの水質改善のために行われるエアレーションに利用可能な圧縮空気を製造するシステムを開発する。このシステムは、水平軸型および鉛直軸型のクロスフロー水車に取り付けた空気圧縮機を用いて直接に圧縮空気を製造するものであり、ここでは、製造された圧縮空気量および空気製造に利用された出力を測定することにより、本システムによる圧縮空気製造に関する基本的な特性の検討を行う⁶⁾。

2. 圧縮空気製造システムの構成

本研究で使用した水平軸型および鉛直軸型のクロスフロー水車は前章で記述したものと同一である。水車の回転動力から圧縮空気を製造するシステムの構成を図-1に示す。水平軸型水車の回転動力は、写真-1に示すような水車軸に固定した歯車とタイミングベルトを介して空気圧縮機（エアコ

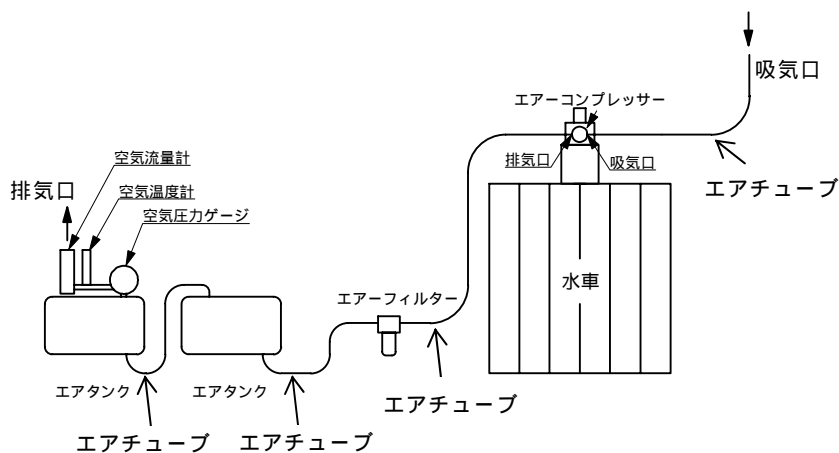


図-1 空気製造システムの構成

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りニアクランク式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

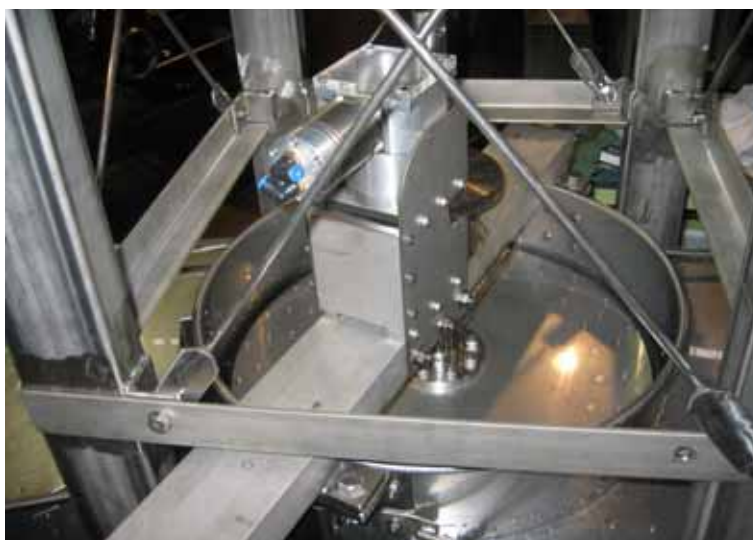


写真-2 鉛直軸型水車および空気圧縮機

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 () 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 $2\sim 11$ の範囲であり、同じ流量の条件の下での温度差は約 3 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 でほぼ限界水深 h_c となる。

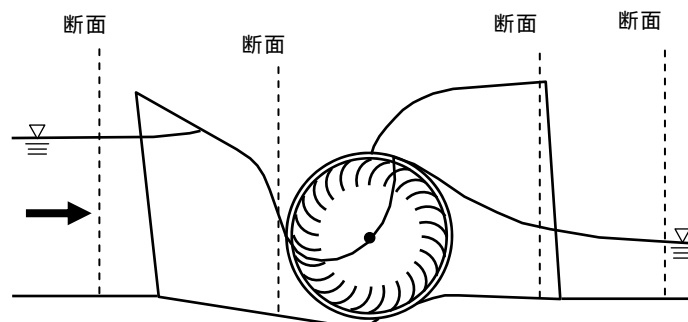


図-2 水平軸型水車周辺の水面形

図-3 に断面 および断面 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 と断面 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)。

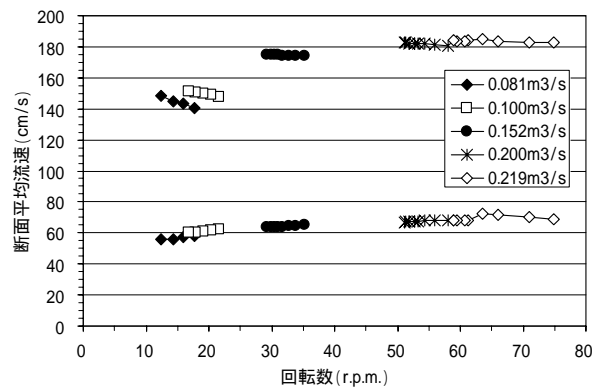
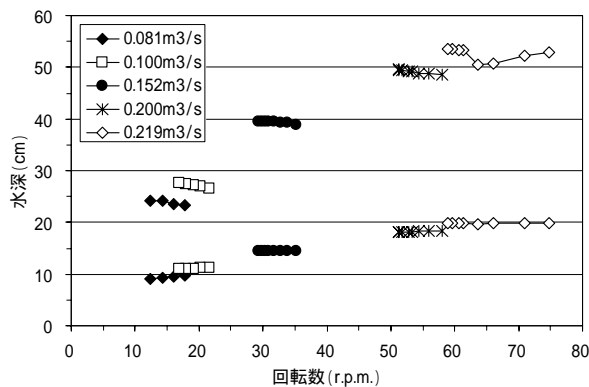


図-3 回転数に対する水車上下流の水深変化

図-4 回転数に対する水車上下流の流速変化

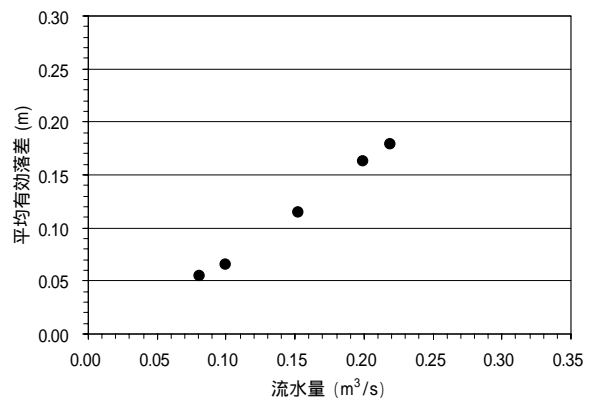
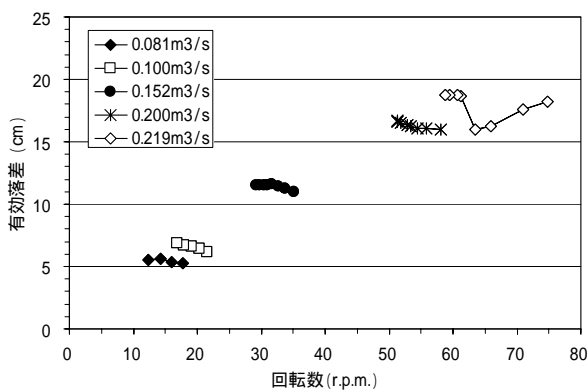


図-5 回転数に対する有効落差の変化

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。流量が多いほど水車の回転数が増加し、流量一定条件では、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0.1気圧換算した値である。流量が多いほど製造される空気量も全体的に増加する。流量毎に水車回転数の範囲が異なるものの、一定流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。流水流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 は流量と最大空気出力との関係を示したものであるが、流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。

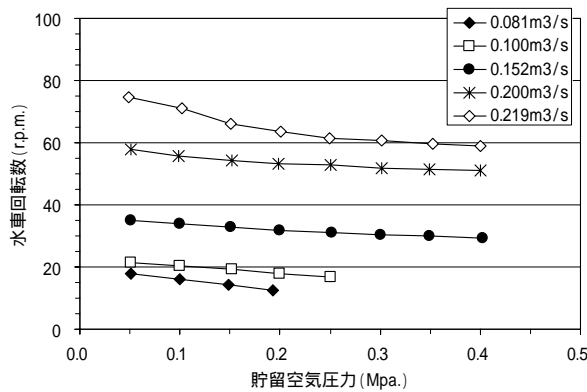


図-7 貯留圧力に対する水車回転数の変化

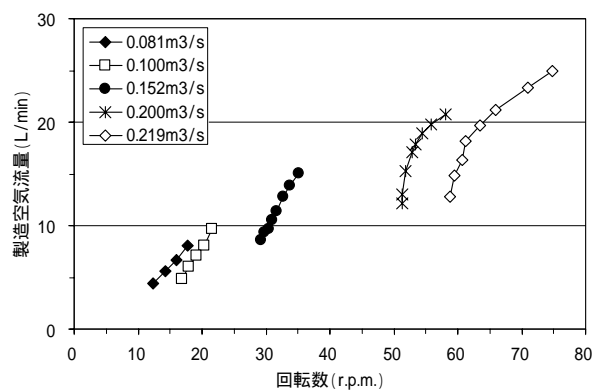


図-8 回転数に対する製造空気流量の変化

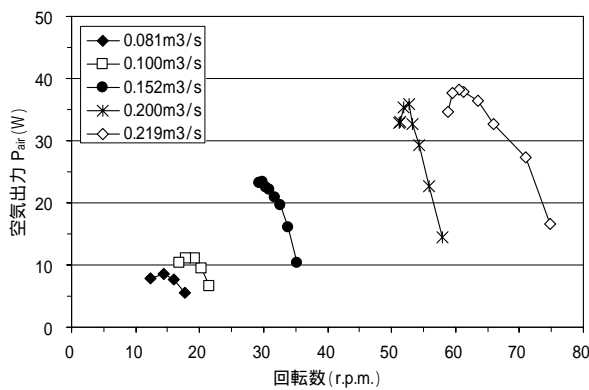


図-9 回転数に対する空気出力の変化

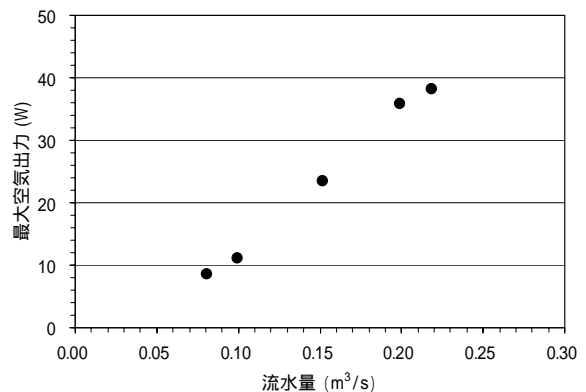


図-10 流量と最大空気出力の関係

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。

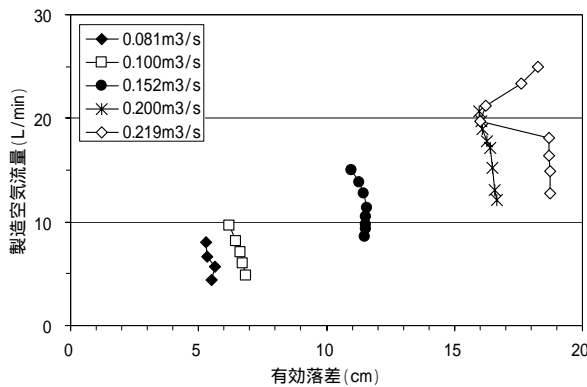


図-11 製造空気流量と有効落差の関係

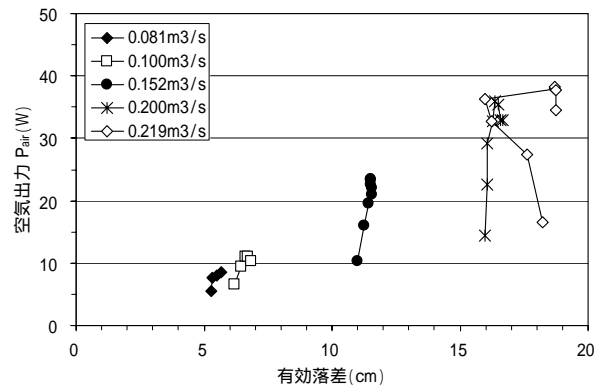


図-12 空気出力と有効落差の関係

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 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。

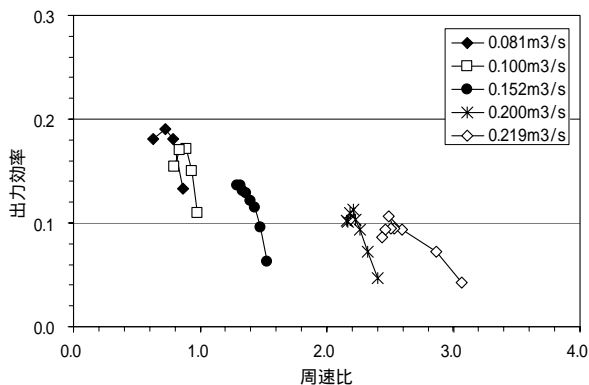


図-13 出力効率と周速比の関係

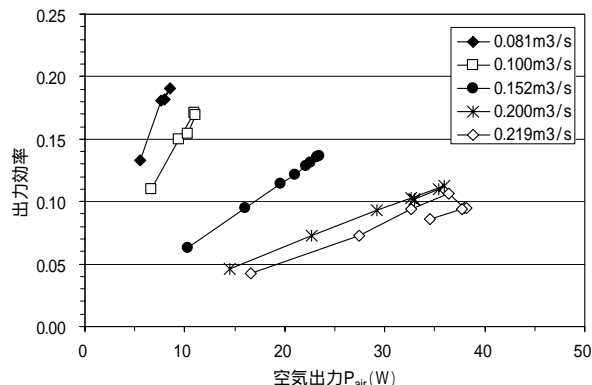


図-14 出力効率と周速比の関係

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水流量は $0.043\text{m}^3/\text{s}$ から $0.130\text{m}^3/\text{s}$ であり、流水流量に依らず全幅流量の約 43% であった。実質流水流量は、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。一定流水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 $14 \sim 34$ 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 下流にある断面付近で水深はほぼ一样になる。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。

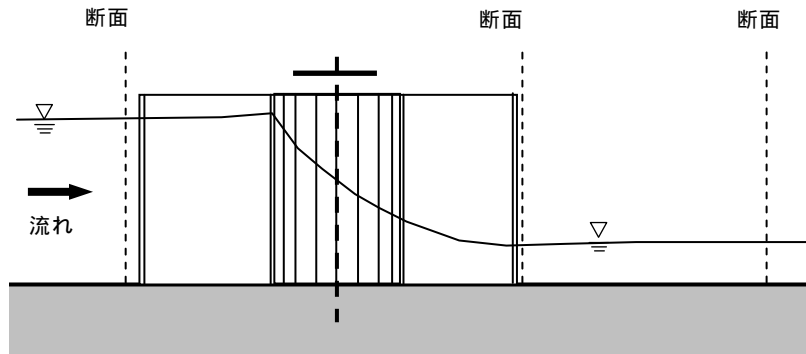


図-15 鉛直軸型水車周辺の水面形

水車の回転数に対する断面と断面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は水車羽根を押しして通過するため、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可能性があるため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）。

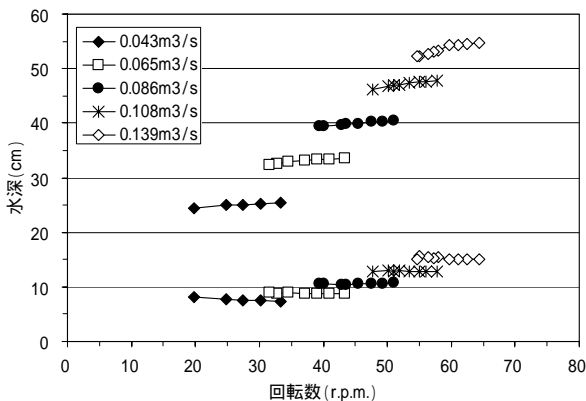


図-16 回転数に対する水車上下流水深の変化

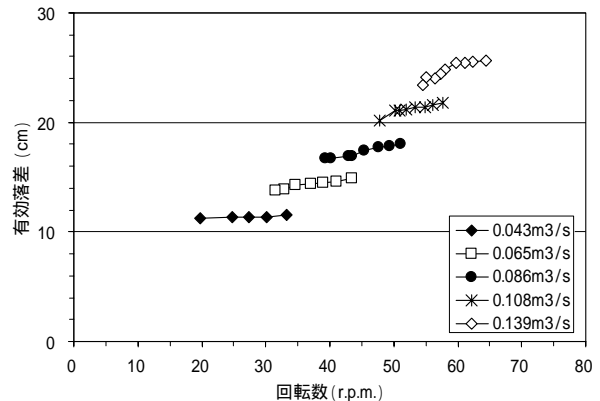


図-17 回転数に対する有効落差の変化

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 0.1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 ~ 34 と広く、流量一定条件でも 15 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。

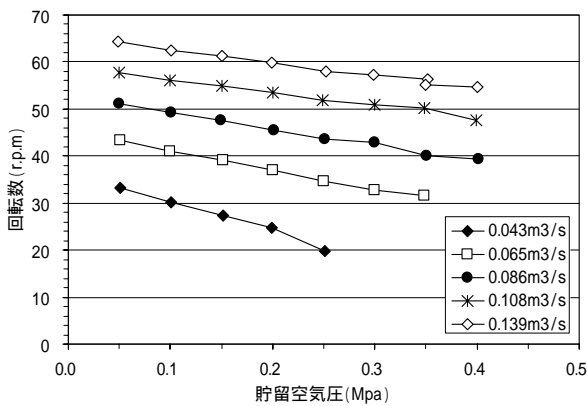


図-18 貯留空気圧に対する水車回転数の変化

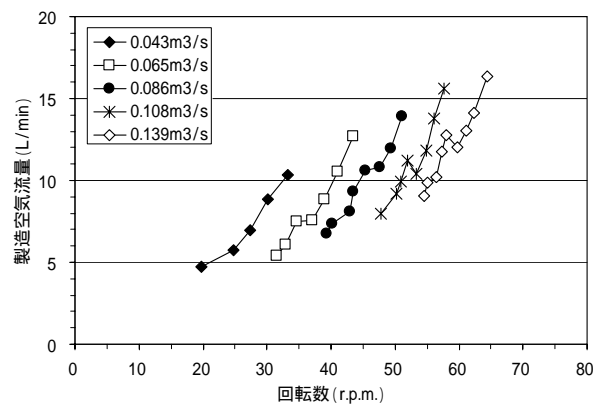


図-19 回転数に対する製造空気流量の変化

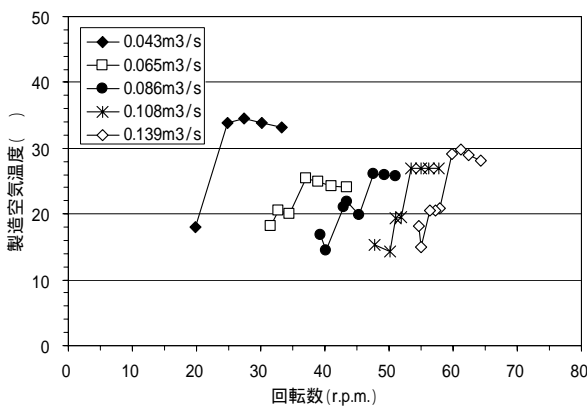


図-20 製造空気温度の違い

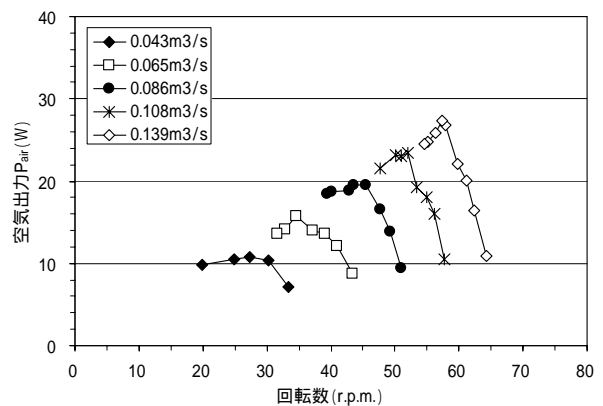


図-21 回転数に対する空気出力の変化

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。

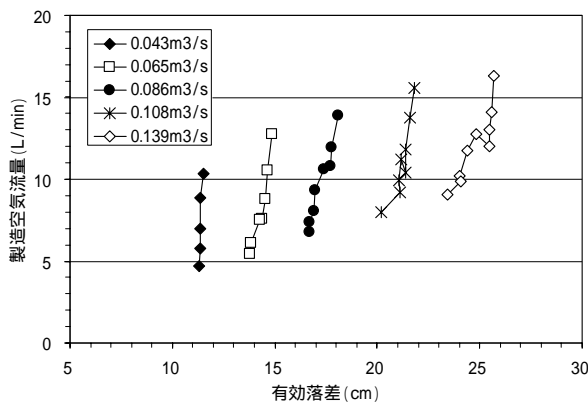


図-22 製造空気量と有効落差の関係

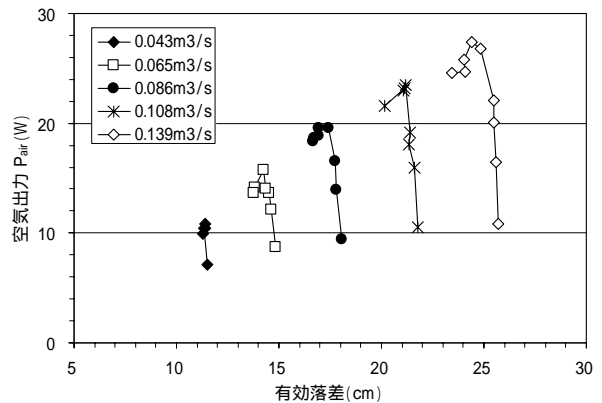


図-23 空気出力と有効落差の関係

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。

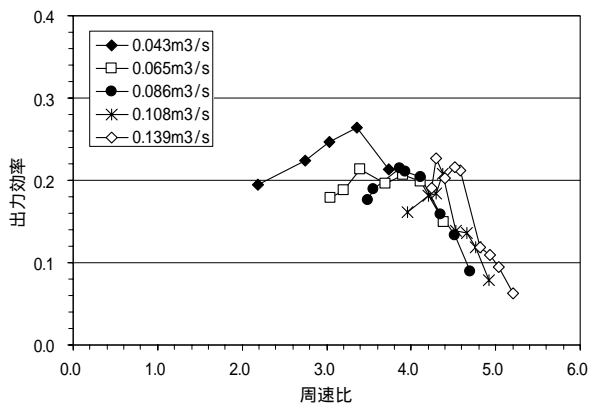


図-24 空気出力効率と水車周速比の関係

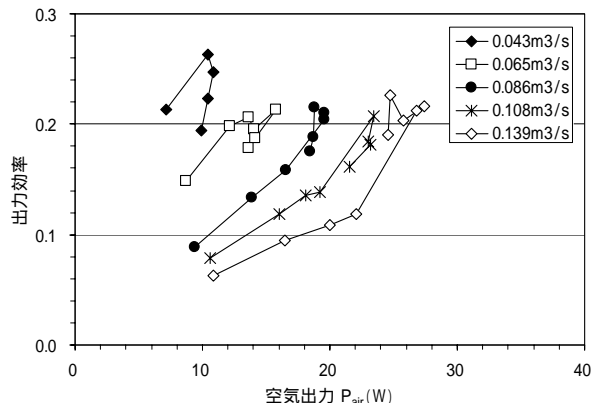


図-25 出力効率と空気出力の関係

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、トルク効率は 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。

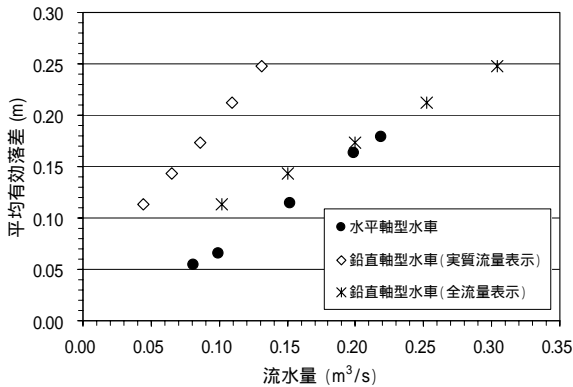


図-26 平均有効落差と流量の関係

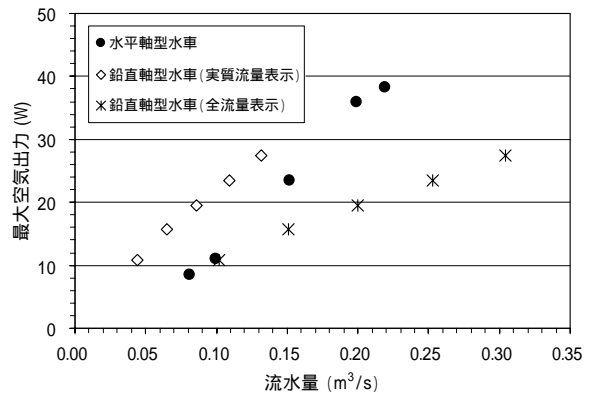


図-27 最大空気出力と流量の関係

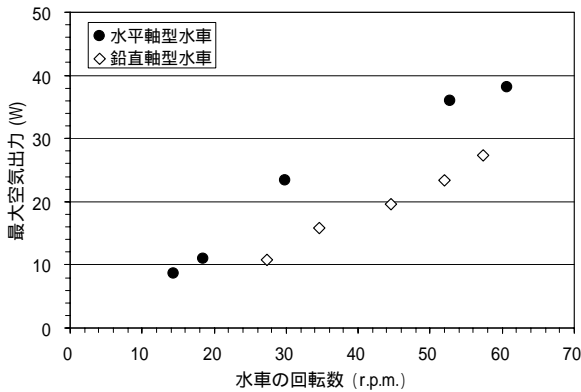


図-28 最大空気出力と水車回転数の関係

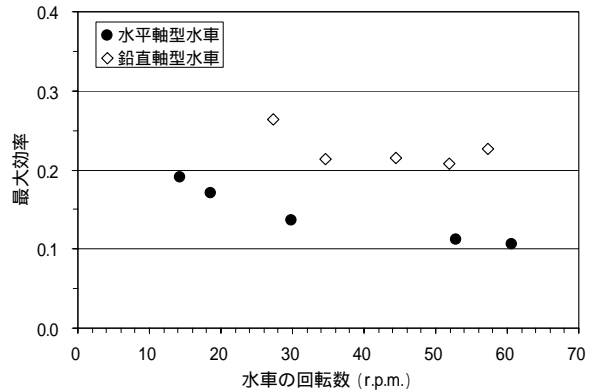


図-29 最大効率と水車回転数の関係

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ン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。

() 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。
()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。

() 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，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) 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，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抛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らかになり、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。