

低落差で利用可能なマイクロ水力発電実験のための水車羽根形状の検討

須知成光¹¹ 秋田県立大学システム科学技術学部機械知能システム学科

空調用冷却水等の建物内で循環利用されている水の水力エネルギーはポンプ等の動力によって与えられるが、循環経路においてその一部が無駄に捨てられている場合がある。そのような未利用エネルギーの回収・利用が本研究の目的である。そのためには非常に低い落差でも効率よくエネルギー回収が可能な水車が必要となるため、本報告ではそのような用途に適したマイクロ水力発電システムのための水車の羽根形状について検討した。水車形式として低落差に適したプロペラ水車を選択し、上流に配置した案内羽根との組み合わせによって高効率化を図る方式を採用し、羽根形状として薄板状の断面を与えた解析モデルを構築した。数値シミュレーションによる性能評価の結果、水車回転数 2000rpm で最大効率 83%が得られたことから、与えられた条件においては薄板状の水車羽根形状が有効であることが示された。一方で最大効率が得られた回転数は設計定格回転数である 4000rpm から大きくずれており、水車設計方法を改善する必要があることがわかった。

キーワード：マイクロ水力発電，未利用エネルギー回収，数値シミュレーション

工場内の冷却用循環水などに代表される、ポンプ等の動力によって生成された建物内の水の流れについて、経路において無駄に消費されているエネルギーを回収利用することを目的とした発電システムが提案されている。既存のシステムとしては概ね 10m 以上の落差がある場合に利用できるフランシス水車を用いた実用化事例（酒井，2012）があるが、より低い落差の場合には他の形式の水車を用いたほうが良い可能性がある。そこで本研究では、10m 未満の落差で得られる低落差中流量の水力エネルギーを利用することを想定したプロペラ水車を用いたエネルギー回収システムを検討している。前報（須知ら，2017）では主に案内羽根の取付角度についての検討を行い、数値解析を行った範囲では 25～30 度の範囲で概ね良い性能を示すことを明らかにした。しかし前報で性能を検討した際の水車羽根は断面形状として中央部を厚くした形状を用いたため、水車部における流動抵抗が大きくなりすぎる問題があった。そこで本研究では一般的な水車に多く見られる薄板状

の断面形状をもった羽根で案内羽根および水車を構成した場合の水車性能について数値解析による検討を行ったのでその結果について報告する。

案内羽根および水車の基本仕様

一般に水車設計においては比速度に基づく設計方法が用いられる。本研究でもこの方法を踏襲するが、今回設計するような超小型の水車については目標とする比速度の値が確立されていないことから、ここでは既存の水車で用いられる値を参考にしつつ、水車回転数が現実的な範囲に収まるような比速度の値を採用することとする。

水車比速度は以下の式で定義される。

$$n_s = n_d \frac{P_{theory}^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (1)$$

$$P_{theory} = \rho g Q H \quad (2)$$

式(1)および(2)において、以下の設計条件を適用する。

水の密度 $\rho = 1000$ [kg/m³]

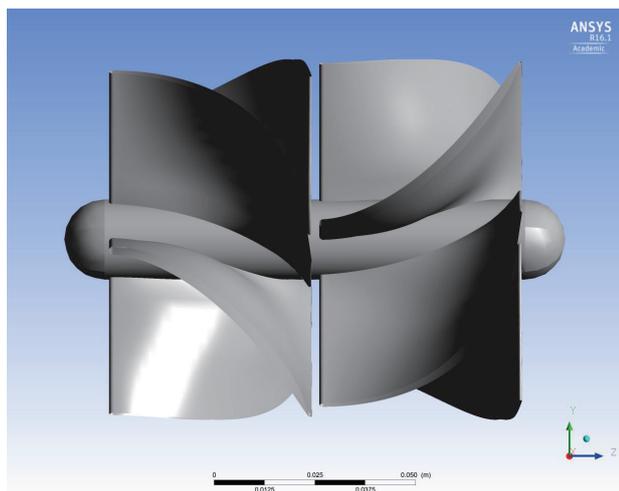
流量 $Q = 1.67 \times 10^{-2}$ [m³/s] (= 1.0 [m³/min])

重力加速度 $g = 9.81$ [m/s²]

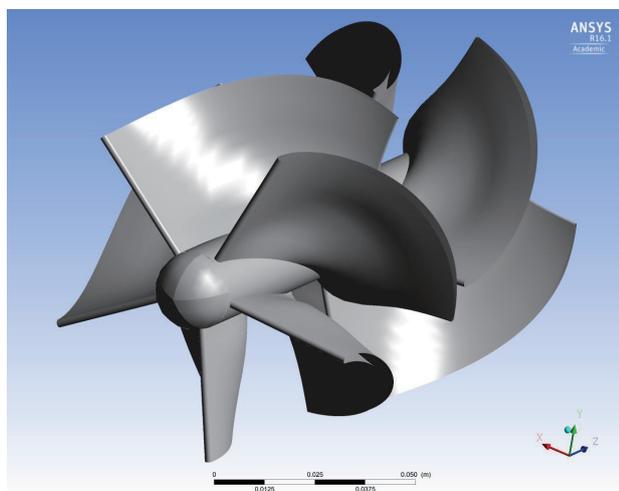
落差 $H = 10$ [m]

以上より、理論出力 P_{theory} は 1.63[kW] となる。

一般に大、中水力発電に用いられるプロペラ水車の比速度は 200~900[min^{-1} , kW, m] (ターボ機械協会編, 2005) であるが、今回のモデルでは設計定格回転数が $n_d = 4000$ [rpm] となるように比速度 n_s を 255[min^{-1} , kW, m] として案内羽根および水車羽根の設計を行うこととした。図 1 に今回用いる案内羽根 (左) および水車 (右) の解析モデルを示す。今回用いる案内羽根および水車モデルはどちらも羽枚数 5 枚、ハブ直径 25mm, 最大外径 90mm, 軸方向長さ 50mm とした。



(a) Side View



(b) Look down View

図 1 案内羽根および水車形状

数値解析方法

本研究では、前報と同様に市販の有限要素法数値解析ソフト ANSYS-CFX を用いて水車回りの流れ解析を行い、水車の性能評価を行う。

図 2 に今回用いた案内羽根および水車羽根回りの計算格子を示す。実際の解析では、各羽根まわりの流れはどの羽根でも同じになると仮定し、羽根 1 枚分 (全体を周方向に 5 分割) のみの解析を行い、それを 5 倍することで全体の結果としている。また、水車前後には流れを整えるために解析結果に影響が出ない長さの直管部を設けた。解析モデル全体の格子数は約 44.5 万である。

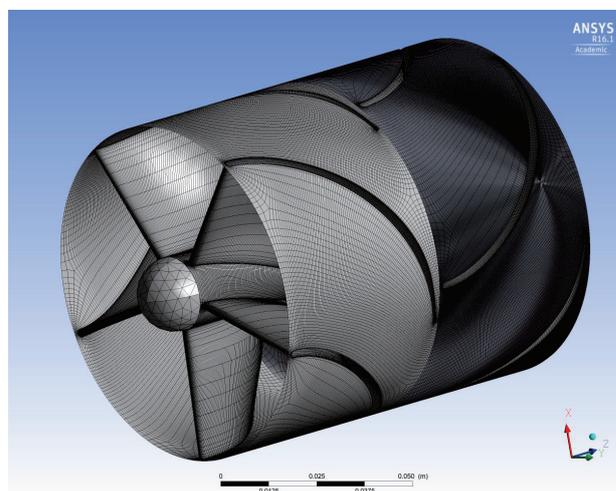


図 2 案内羽根および水車羽根回りの計算格子

解析条件は、前述の設計条件の上限 (流量 $Q = 1.67 \times 10^{-2}$ [m³/s]) とし、管路入口条件は発達した乱流速度分布を与え、出口条件は平均圧力として大気圧を設定した。また、水車回転数は前述の比速度を 255 とした場合の定格回転数 4000[rpm] を上限として 500~4000[rpm] の範囲で 500[rpm] ずつ変化させた。解析は時間発展の非定常解析とし、水車回転軸回りのトルク値の周期的変化が安定するまで解析を行った。

解析結果と考察

図 3 に解析で得られた各モデルの水車軸出力の水車回転数による変化を示す。

図において水車回転数 3500[rpm]以上になると水車軸出力が負となっているが、これは水車から水へエネルギーを与えている状態を意味している。今回の解析において水車によって有効な出力が得られたのは 500–3000[rpm]の範囲であり、2000[rpm]で最高出力 484W を示した。今回設計した案内羽根および水車の形状は設計定格出力 4000[rpm]を想定したもののが、解析結果からはその半分程度の回転数で最も高い性能を示したことになる。また、このときの水車効率（水車入口から水車出口までの総エネルギー変化量に対する水車出力の比）は約 83%である。この値は前報（須知ら，2017）検討した水車による値よりも高く、今回採用した羽根形状のほうが適切であることを示している。

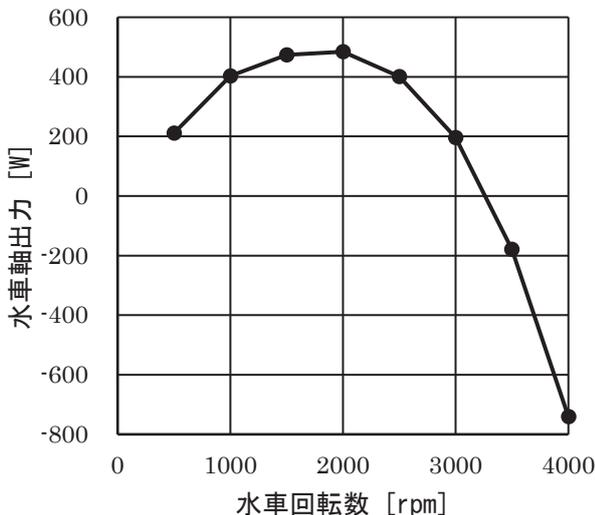


図3 水車軸出力と水車回転数

本研究で検討する水車は案内羽根で流れのもつ圧力エネルギーを周方向の運動エネルギーに変換して流れに旋回成分を生じさせた後に、それを水車によって回収することを想定している。そこで次に案内羽根入口から水車出口までの水力エネルギーの変化について検討する。表 1 は水車回転数 2000[rpm]の場合の案内羽根入口から水車出口までの各断面を単位時間あたりに通過するエネルギー量を示しており、それぞれ E_p ：圧力エネルギー、 E_{V_z} ：流路軸方向運動エネルギー、 E_{V_θ} ：周方向運動エネルギー、 E_{V_r} ：半径方向運動エネルギーを表す。

表 1 より、案内羽根入口から水車入口にかけて

圧力エネルギーが減少しているのに対して周方向運動エネルギーが増加しており、案内羽根によって流れに旋回成分が生じていることが確認できる。一方、水車入口から出口にかけては旋回成分のほとんどが失われていることから水車によって周方向運動エネルギーが回収されていることがわかる。ただし、水車部では圧力エネルギーも同時に失われており、これが水車部での不適切な流れによるエネルギー損失を表している可能性がある。また、流路軸方向運動エネルギーについては、本来各断面で変化しない量であるが、表 1 において各断面で数 10[W]程度の変動が見られた。これは今回行った数値解析結果から代表値を算出する手法の問題と考えられる。

表 1 案内羽根および水車におけるエネルギー変化 (水車回転数 2000[rpm])

[W]	案内羽根 入口	水車入口	水車出口
E_p	658	322	46
E_{V_z}	65	80	52
E_{V_θ}	< 1	267	8
E_{V_r}	< 1	18	3
Total	725	688	108

次に表 2 に水車回転数 4000[rpm]の場合のエネルギー変化を示す。

表 2 案内羽根および水車におけるエネルギー変化 (水車回転数 4000[rpm])

[W]	案内羽根 入口	水車入口	水車出口
E_p	542	-2	-142
E_{V_z}	65	159	130
E_{V_θ}	< 1	1386	185
E_{V_r}	< 1	63	27
Total	608	1606	200

水車回転数 4000[rpm]の場合水車軸出力は負となり、水車から流れにエネルギーを与えていることに

なる．表 2 において，案内羽根入口から水車入口にかけて総エネルギー量が増加しているが，これは水車の回転によって生じた渦の影響が案内羽根の流れにも影響を与えているためで，みかけ上水車入口において既に流れにエネルギーが与えられた形になっている．一方で圧力エネルギーは水車入口でほぼ 0 となり，さらに水車出口では大きく減少し，ゲージ圧で負圧となっている．また，流路軸方向運動エネルギーの変化も水車回転数 2000[rpm]の場合に比べて大きく，また水車出口において案内羽根入口よりも増加している．これは水車によって流れが流路軸方向に局所的に加速された影響であると考えられる．

次に水車回転数 2000[rpm]と 4000[rpm]の場合の案内羽根および水車の羽根まわりの流れの様子を図 4 に示す．

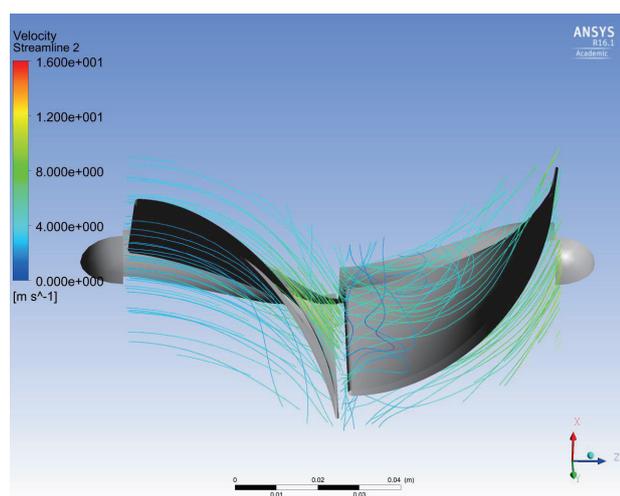
図は案内羽根および水車の羽根 1 枚のみについて羽根両面における流線を示したものである．図において流れは左から右に流れており，左が案内羽根，右が水車である．流線の色は速度を示している．図より，どちらの条件においても，案内羽根まわりの流れは比較的整っているが，4000[rpm]の場合のほうが上面の流速がやや速く，下流の水車の回転による影響が大きいことがわかる．一方，水車羽根まわりの流れについては，2000[rpm]の場合，上面でわずかに乱れが見られるが，全体としてはスムーズな流れであるといえる．これに対して 4000[rpm]の場合には水車羽根上面での特徴的な渦の発生や，水車羽根下面における流れの急加速も認められ，水車により強制的に攪拌された流れの様子が確認できる．

まとめ

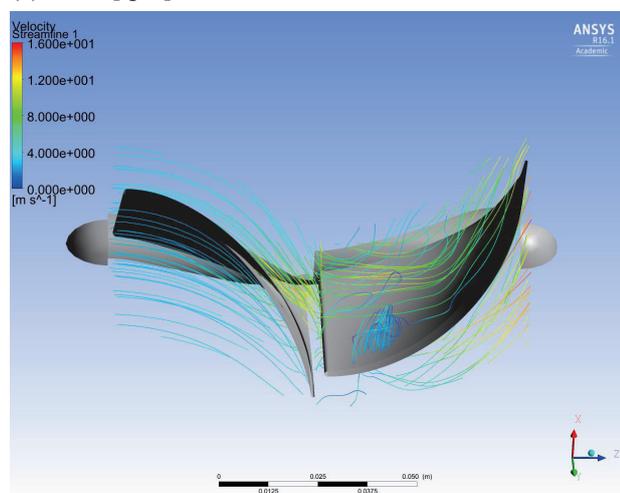
建物を循環する低落差の水力エネルギーを利用したマイクロ水力発電のために利用可能な，案内羽根を有するプロペラ水車について，羽根形状を薄板状に変更した解析モデルを構築し，数値解析による評価を行った．評価の結果，最高出力が得られた回転数と設計定格回転数の間に大きなズレが生じたことから，設計方法についてさらに改善が必要と考えられる．一方で水車効率は大きく向上することが示されたことから，今後は薄板状の羽根形状による最適化を進め，将来的には水利実験による性能検証を行う予定である．

文献

- 酒井孝寿(2012), 「マイクロ水力発電の事務所ビル等への適用」『電気設備学会誌』32(4), 266-270.
 須知成光, 杉田優樹(2017), 「案内羽根を有するマイクロ水力発電用プロペラ水車の効率に与える羽根取付角の影響に関する研究」『秋田県立大学ウェブジャーナル B(4), 207-212.
 ターボ機械協会編(2005), 「ハイドロタービン(新改訂版)」, 日本工業出版.



(a) 2000[rpm]



(b) 4000[rpm]

図 4 案内羽根および水車まわりの流れ

〔 平成 30 年 6 月 30 日受付
平成 30 年 7 月 10 日受理 〕

Shape of Turbine Blades Suitable for Low Water Heads applied to a Micro Hydropower Generation System

Shigemitsu Shuchi¹

¹ *Department of Machine Intelligence and Systems Engineering, Faculty of Systems Science and Technology, Akita Prefectural University*

In buildings supplied by pumps, water power in excess of the amount of energy required to circulate in cooling systems is discarded by the mechanism. Efficient collecting and use of this discarded power is expected to improve the efficiency of the entire apparatus. In this study, the authors employed the method of numerical simulation to examine a hydro turbine suitable for low water head conditions for a micro hydropower generation system. The researchers selected a propeller turbine with guide vanes. The turbine was constructed of thin, bent plates to decrease power loss. As a result of the endeavor, the efficiency of the turbine increased up to 83%, a result much improved from those obtained by a previous study. Further, the function of the guide vanes in converting pressure energy to rotational dynamic energy was confirmed to work appropriately. However, the difference between the designed rated revolution speed of the turbine and that of maximum efficiency was significantly large. Thus, improvement in the design method of the turbine blades is also required. In addition, from the visualization of the flow around turbine blades, further enhancement areas were also illuminated.

Keywords: micro hydropower generation, recovery of unused energy, numerical simulation