

数値シミュレーションを用いた超小型水車の特性解析

高橋 一真^{a)}・菊地 正憲^{b)}・平野 公孝^{c)}

Investigation of Characteristics of Low Head Ultra-small Water Wheel by Numerical Analysis

Kazuma TAKAHASI, Masanori KIKUCHI, Kimitaka HIRANO

Abstract

Natural energies such as solar energy and wind power, have been attracted the attention in the world. The micro hydraulic power generation is also attractive energy resource, since it is said that the estimated amount is 80 % of water power, and that It is difficult to find a place building the large-scale hydroelectric power station in Japan. Recently, research is carried in Faculty of Agriculture University of Miyazaki, using the apparatus of low head ultra-small water wheels in the laboratory and in the small river. In this experiment, the torque and volume flux of water are investigated for several rate of rotation. The wheel geometry is limited in several cases. Therefore in this thesis, we predict the characteristics of the water wheels by numerical analysis software FLUENT. The flow fields such as pressure and velocity distributions are investigated. The effects of the camber, shape of leading and trailing edge, blade angle and number of blades are elucidated to improve water wheel performance.

Keywords: Hydraulic power generation, Low Head, Ultra-small, Water-Wheel, Swirl Flow

1. 緒言

1.1 研究背景

世界の人口増加に伴うエネルギー問題はこの先における重要な課題である。このような状況の中、自然エネルギーの利用が注目を集めている。

水力発電の中でも、マイクロ水力発電と呼ばれる100kW以下の発電は、発電単価が高くなってしまったため、これまであまり研究されてこなかった。しかし、日本にはこのマイクロ水力発電が利用できる場所が数多く残っている¹⁾。

小水力発電に関する宮崎大学農学部を中心とした産学官連携の研究²⁾では、効率よく水車に運動エネルギーを伝えるために、コーンを持つ渦巻きケーシングが羽根車上流に設置してある。渦巻きケーシングは、旋回流を発生させ、コーンは旋回流が引き起こす空気吸いこみ渦を抑制する役割を持つ。これまでの研究³⁾では、数値シミュレーションを用いた空気吸込み渦の再現や、旋回流の強さの予測、水車の流れを軸対称流れと近似した水車の特性解析を行っている。本研究では農学部を設定されている、水路、渦巻きケーシング、排水管及び羽根車からなる水車装置に

おいて、さまざまな羽根車形状のモデルを作成し、水車特性を明らかにしていく。そして、新たな水車形状の最適化への指針を示す。

1.2 研究目的

宮崎大学農学部を設置してある実験装置を参考に、渦巻きケーシングを有する水路および羽根車を一体とした水車のモデルを作成し、さまざまな羽根車形状の特性解析を行った。

以下に本研究の主な目的を示す。

- ①羽根の取付角 θ の影響を明らかにする。
- ②円弧翼を作成し、反り比 s の影響を明らかにする。
- ③羽根枚数 Z の影響を明らかにする。
- ④羽根の前縁・後縁に加工を施し、その影響を明らかにする。

2. 解析方法

本研究の数値シミュレーションでは、ANSYS社の有限体積分法汎用熱流体解析ソフトウェアFLUENTを使用した。解析対象のモデル化及びメッシュの構成にはFLUENTのプリプロセッサであるGAMBIT及びT-Gridを使用した。FLUENTでは、すべての流れに対して運動量保存則と質量

a)機械システム工学専攻大学院生

b)機械設計システム工学科教授

c)宮崎大学名誉教授

保存則に関する支配方程式が有限体積法によって解かれる。本研究での支配方程式は、ナビエ・ストークスの式と連続の式である。

本研究では、流れは乱流で回転を伴う。そこで、乱流モデルには回転・旋回流に対して精度の高い RNG $k-\epsilon$ モデルを使用した。

3. 解析モデル及びメッシュ構造

3.1 水車の概要

解析対象は、宮崎大学農学部を設置してある実験装置を参考にしている。図1に作成した解析モデルを示す。落差 H は $H=1.5\text{m}$ とし、水路の水深は 350mm とした。モデルの簡略化のため、水路、コーン(直径 150mm 、頂角 60° の円錐)を有する渦巻きケーシング、排水管、羽根車だけで構成し、羽根車を支える軸受けや、発電機につながる軸は省略した。座標系は、排水管入口の中心を原点としている。

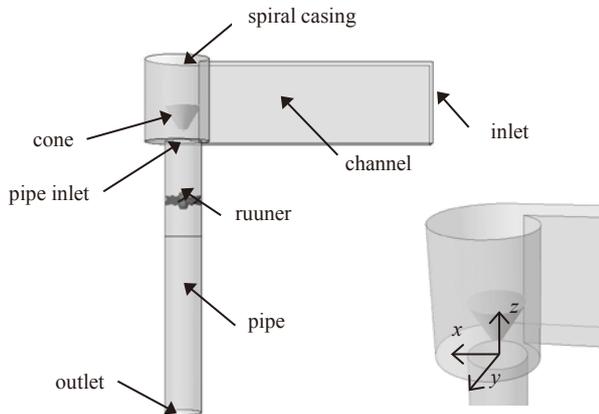


図1. 解析モデル.

3.2 羽根車の概要

羽根車の基本的な構造は、羽根車直径 $D_r=150\text{mm}$ であり、羽根形状は厚さ 3mm の円盤を6等分した扇形状である。軸形状は基本的に直径 40mm 、高さ 70mm の円柱とした。図2に羽根車形状を示す。本研究では、羽根の取付角や枚数を変化させた場合、羽根に反りを持たせた場合、羽根の前縁・後縁に加工を施した場合など様々な特徴を持った羽根車を作成し、解析を行った。

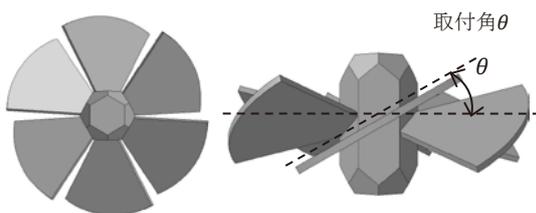


図2. 羽根車形状.

3.3 メッシュ構造

本研究では、計算領域を2つに分割した。本研究におけるメッシュ構造を図3に示す。領域1は T-Grid を使用し、非構造格子を作成した。領域2は GAMBIT を使用し、構造格子と非構造格子を作成し、メッシュの削減を行った。

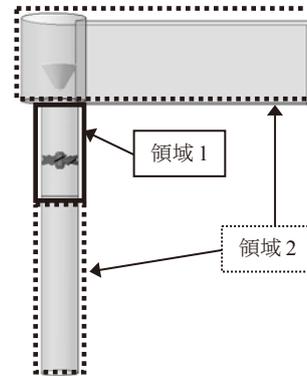


図3. メッシュ構造.

4. 解析条件

4.1 解析パラメータ

解析の作動流体は水(20°C)である。流入速度 U_{in} は実験結果の流量を参考に、 U_{in} を求めた。解が収束するごとに流入量と流出量を比較し、その差が 0.1kg/s より小さくなるまで流入速度を調節した。羽根車の回転数 n は $n=400\sim 900\text{rpm}$ まで 100rpm ごとに設定した。

4.2 無次元数

本研究では、水車性能として流量 Q 、トルク T 、出力 P_w 、効率 η のほかに、無次元量として圧力係数 C_p 、トルク係数 C_T 、出力係数 C_{Pw} 、スラスト係数 C_{Th} を定義し、その評価を行う。代表速度には排水管内の断面平均速度を用いた。式の詳細は省略する。

5. 結果及び考察

5.1 実験結果との比較

図4に反り比 $s=0\%$ 、羽根枚数 $Z=6$ 枚、取付角 θ が異なる羽根車による、実験結果と解析結果を示す。解析では流量が実験より増加したために、効率のグラフの値に差が出た。しかし、出力、効率とも絶対値には差はあるが、グラフの傾向はほぼ一致している。従って、解析結果は妥当であると考えられる。

解析結果が実験結果よりも低下した主な原因は次のことが考えられる。渦巻きケーシング上流の水路の流れは自由表面であり、解析ではこれを一定の高さとし、大気圧を与えている。一方、実験では、この自由表面は渦巻きケーシングに近づくにつれ低下し、流れの断面積が減少する。そのため、流量が解析と同じとしても、速度は増加し、渦

巻きケーシングで作られる旋回速度が増加する。結果として、羽根車上流の旋回速度が増加し、これが性能向する方向に作用し、実験結果の値が大きくなったと考えられる。

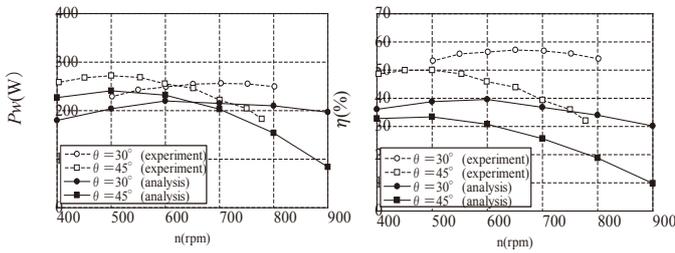


図 4. 実験結果と解析結果比較。

5.2 取付角の影響

解析モデルは、反り比 $s=0\%$ 、羽根枚数 $Z=6$ 枚、取付角 $\theta=30^\circ$ 、 45° の 2 種類である。図 5 に取付角 θ の違いによる出力、効率のグラフを示す。図 6 に羽根車上の静圧分布を示す。図 5 を見ると、低い回転数では $\theta=45^\circ$ が $\theta=30^\circ$ よりも大きな出力を示している。しかし、 $n=650\text{rpm}$ 付近で $\theta=30^\circ$ が $\theta=45^\circ$ の値を上回る。 $\theta=30^\circ$ の出力の最大値 $P_{w\max}=220\text{W}(n=600\text{rpm})$ であるのに対して、 $\theta=45^\circ$ の最大値 $P_{w\max}=241\text{W}(n=500\text{rpm})$ であり、 θ が増加すると最大値が 9.55% 減少し、最大値をとる回転数は低下した。また、図 6 を見ると、取付角 θ の違いによる影響が腹面側に大きく現れており、 $\theta=45^\circ$ では腹面側の圧力が低下している。この原因は、速度三角形と θ の関係による。速度三角形が同じ場合、 θ が大きくなると流入角 α は小さくなる。さらに、回転数が増加すると α は小さくなる。従って、高い回転数では、 $\theta=45^\circ$ の α は過小であると考えられる。

以上のことから、取付角 θ が小さい場合は高速回転、取付角 θ が大きい場合は低速回転に適していると考えられる。

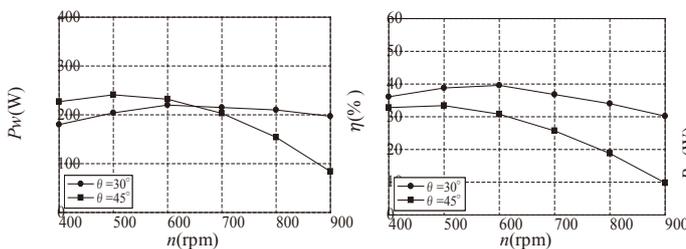


図 5. 取付角 θ の違いによる水車性能比較。

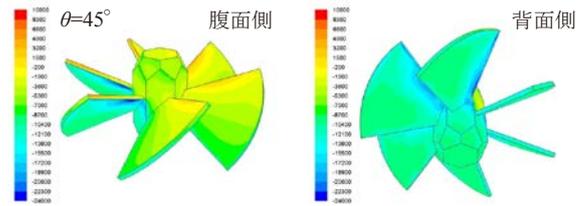
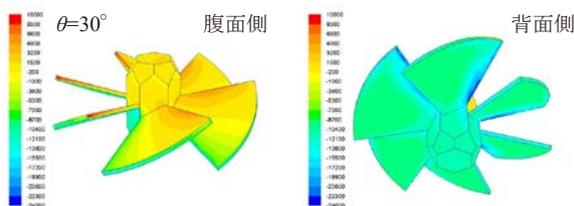


図 6. 取付角 θ の違いによる静圧分布 ($n=600\text{rpm}$).

5.3 反り比の影響

解析モデルは、取付角 $\theta=30^\circ$ 、羽根枚数 $Z=6$ 枚、反り比 $s=0\%$ 、 5% の 2 種類である。図 7 に反り比の違いによる出力・効率のグラフを示す。図 8 に $r=68\text{mm}$ の円筒の展開面における羽根上の圧力係数 C_p 分布図を示す。横軸は翼弦長 C で無次元化している。これ以降に示す図は、 $r=68\text{mm}$ の円筒の展開面を測定面とする。また、圧力係数 C_p 分布図の横軸についても同様の無次元化を行っている。図 8 に羽根表面におけるオイルフローを示す。図中の黒矢印は回転方向を表わしている。

図 7 を見ると、 $s=0\%$ の出力の最大値 $P_{w\max}$ と比較して、 $s=5\%$ の $P_{w\max}$ は 8.64% 増加した。また、最大値をとる回転数も増加した。即ち、反りをつけることで、すべての回転数においても高い水車性能を発揮することができる。この主な原因は、図 8 に示したように、反りを持たせることで、圧力係数 C_p 分布が変化するからである。 $s=0\%$ では、前縁側で大きな圧力差を発生させる。しかし、後縁側に近づくにつれ圧力差は減少する。 $s=5\%$ では、羽根のほぼ全域で大きな圧力差を発生させることが分かる。また、図 9 を見ると腹面側では反り比に関係なく流れはスムーズである。一方、背面側を見ると、 $s=0\%$ では前縁剥離域が確認できる。しかし、 $s=5\%$ では、前縁剥離域が減少しており流れはスムーズである。

以上のことから、反りを持たせることで、前縁剥離域の減少や羽根全域における圧力差の増加により水車性能が向上する。

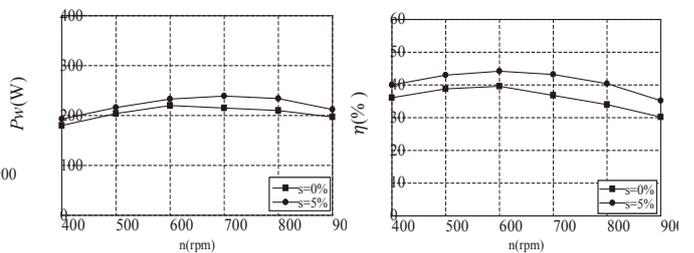


図 7. 反り比 s の違いによる水車性能比較。

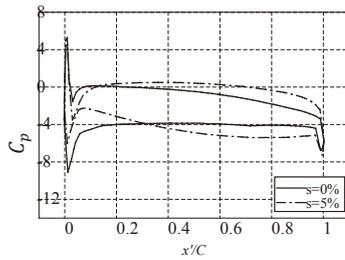


図 8. 反り比 s の違いによる圧力係数 C_p 分布 ($n=700\text{rpm}$).

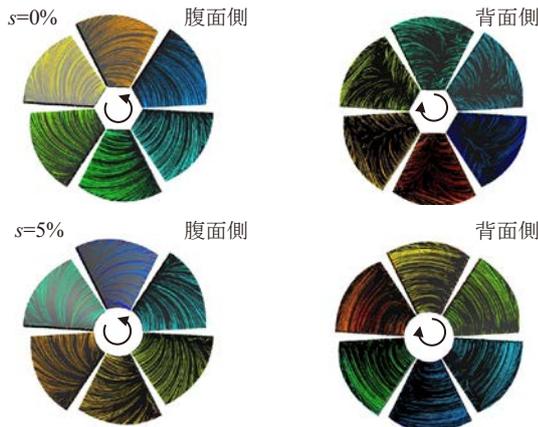


図 9. 背面側オイルフロー ($n=700\text{rpm}$).

5.4 羽根枚数の影響

解析対象は、反り比 $s=5\%$ 、羽根枚数 $Z=6$ 枚、5 枚、4 枚で、取付角 $\theta=30^\circ$ 、 20° の 6 種類である。

5.4.1 取付角 $\theta=30^\circ$

図 10 に羽根枚数 Z の違いによる出力、効率のグラフを示す。図 11 に C_{Pw} 、 C_{Th} を Z で割った C_{Pw}/Z 、 C_{Th}/Z のグラフを示す。図 12 に前縁付近の相対速度ベクトル図を示す。

図 10 を見ると、羽根枚数が減ることで、出力は増加し、高い回転数において羽根枚数の違いによる差が大きい。 $Z=6$ 枚の出力の最大値 Pw_{max} と比較して、 $Z=5$ 枚の Pw_{max} は 7.53%、 $Z=4$ 枚の Pw_{max} は 12.6% 増加した。一方、効率は $Z=6$ 枚、5 枚に大きな差はないが、 $Z=4$ 枚は低い回転数で他の 2 つより 6% 程度低い効率を示す。しかし、 $n=800\text{rpm}$ より高い回転数では、 $Z=4$ 枚は $Z=6$ 枚、5 枚より高い効率を示している。図 11 を見ると、高い回転数において、羽根枚数が減ることで C_{Pw}/Z の値は増加する。一方、 C_{Th}/Z の値はほぼすべての回転数において羽根枚数の影響はなかった。

羽根枚数が減ると、スラスト係数が減少することで流量が増加する。速度三角形を考えると軸流方向速度 w_a が増加することで流入角 α が増加する。このため $Z=4$ 枚は図 12(a) で示したように、よどみ点が腹面側にあり、大きな前縁剥離域が存在している。一方、回転数が増加すると、周方向速度 w_θ が増加することで流入角 α が減少する。この

ため、 $Z=6$ 枚は図 12(b) で示したように、よどみ点が背面側に近くなり、腹面側に剥離域が存在している。このように、羽根枚数 Z と流入角 α には関係があり、羽根枚数が減ることで、適切な流入角 α を持つ回転数は増加する。

5.4.2 取付角 $\theta=20^\circ$

図 13 に羽根枚数 Z の違いによる出力、効率のグラフを示す。図 14 に C_{Pw} 、 C_{Th} を Z で割った C_{Pw}/Z 、 C_{Th}/Z のグラフを示す。図 15 に羽根枚数 Z の違いによる相対速度分布図を示す。

図 13 を見ると 5.4.1 取付角 $\theta=30^\circ$ の場合よりも、羽根枚数の違いによる影響が大きく現れている。 $Z=6$ 枚の出力の最大値 Pw_{max} と比較して、 $Z=5$ 枚の Pw_{max} は 18.0%、 $Z=4$ 枚の Pw_{max} は 38.3% 増加した。一方、効率は低い回転数において、 $Z=6$ 枚、5 枚に大きな差はないが、高い回転数では $Z=5$ 枚の効率が高くなる。 $Z=4$ 枚は低い回転数で他の 2 つより 10% 程度低い効率を示す。しかし、 $n=750\text{rpm}$ より高い回転数では、 $Z=4$ 枚は他の 2 つより高い効率を示している。図 14 を見ると、 $Z=6$ 枚は低い回転数において高い C_{Pw}/Z の値を示すが、回転数の増加による C_{Pw}/Z の減少割合が大きい。一方、 $Z=4$ 枚では、すべての回転数において C_{Pw}/Z の値は低いもののほぼ一定の C_{Pw}/Z の値を示している。一方、 C_{Th}/Z の値は羽根枚数が減ることで、減少した。また、羽根枚数が少ない場合、 C_{Th}/Z の値は回転数によらずほぼ一定となる。

羽根枚数が減ると、スラスト係数が減少することで流量が増加する。速度三角形を考えると軸流方向速度 w_a が増加することで流入角 α が増加する。また、速度三角形が同じ場合、取付角 θ が小さくなると、流入角 α は大きくなる。図 15 を見ると、 $Z=6$ 枚、5 枚では前縁剥離が確認でき、流れは剥離後、羽根に再付着するため、速度の大きな領域は羽根に沿って存在する。しかし、 $Z=4$ 枚では、よどみ点の位置が最も腹面側にあり、大きな前縁剥離域が確認できる、さらに、流れは羽根に再付着せず下流へと速度の大きな領域が拡大している。また、背面側後縁付近には速度が非常に遅い領域、即ち、死水域が確認できる。この主な原因は、 $\theta=20^\circ$ と小さく、さらに流量の増加により流入角 α が過大になっていると考えられる。従って、低い回転数では $Z=4$ 枚の性能が低下した。高い回転数で $Z=4$ 枚が高い水車性能を示したのは、回転数の増加により、周方向速度 w_θ が増加し、流入角 α が適切な値に近づいたためであると考えられる。

以上のことから、羽根枚数 Z の影響は取付角が小さいほど顕著であることが分かる。さらに、羽根枚数 Z の違いにより、適切な回転数は異なる。即ち、羽根枚数が多い場合は低速回転、羽根枚数が少ない場合は高速回転に適している。

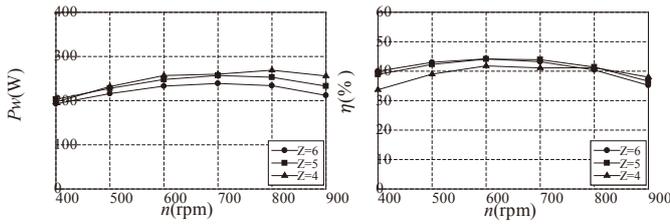


図 10. 羽根枚数 Z の違いによる水車性能比較($\theta=30^\circ$).

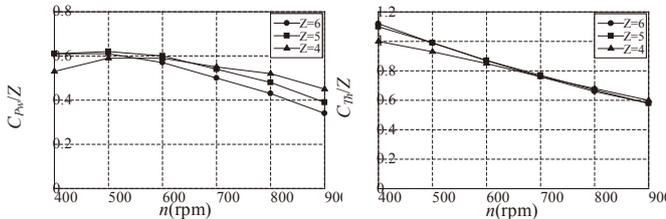


図 11. 羽根枚数 Z の違いによる無次元量比較($\theta=30^\circ$).

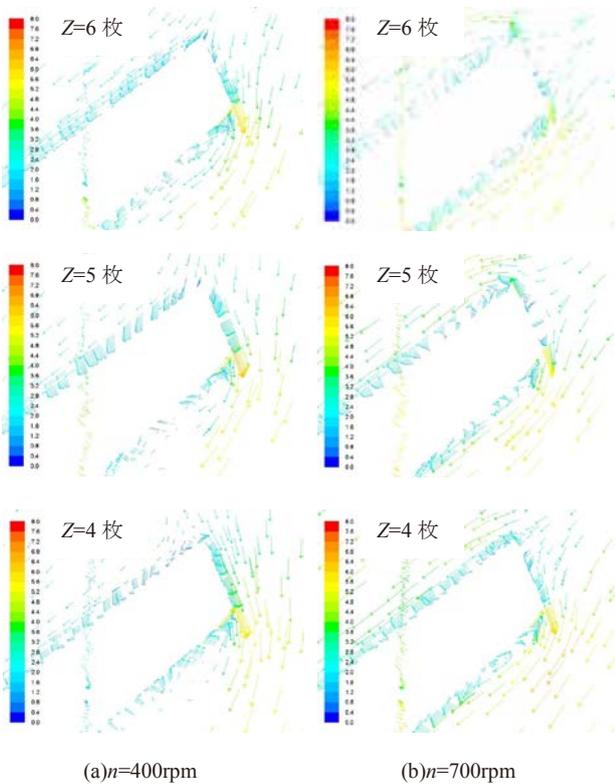


図 12. 羽根枚数 Z の違いによる相対速度比較($\theta=30^\circ$).

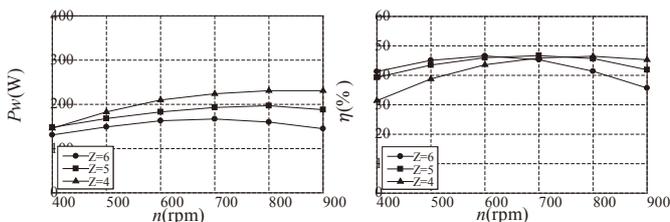


図 13. 羽根枚数 Z の違いによる水車性能比較($\theta=20^\circ$).

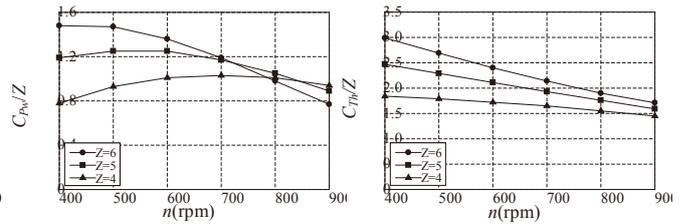


図 14. 羽根枚数 Z の違いによる無次元量比較($\theta=20^\circ$).

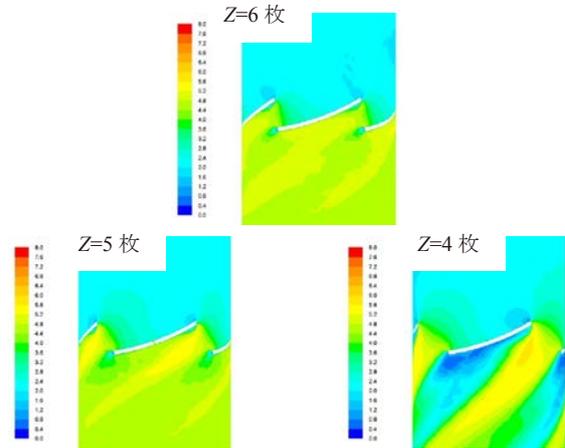


図 15. 羽根枚数 Z の違いによる相対速度分布図 ($\theta=20^\circ$ $n=400\text{rpm}$).

5.5 前縁・後縁形状の影響

解析モデルは、取付角 $\theta=30^\circ$ 、反り比 $s=5\%$ 、羽根枚数 $Z=6$ 枚で羽根の前縁・後縁に特徴を持たせた 4 種類である。表 1 に羽根車の特徴をまとめた。図 16 に前縁・後縁形状の違いによる出力、効率のグラフを示す。図 17 に前縁・後縁形状の違いによる圧力係数 C_p 分布図を示す。図 18 に前縁・後縁形状の違いによる相対速度分布図を示す。図 19 に前縁形状、図 20 に後縁形状の違いによる相対速度ベクトル図を示す。

図 16 を見ると、model 1 の出力の最大値 Pw_{max} と比較して、model 2 の Pw_{max} は 15.1%、model 3 の Pw_{max} は 3.35%、model 4 の Pw_{max} は 5.44% 増加した。一方、効率は model 4 が最も高い値を示した。model 2 は出力が高かったものの、効率はほぼすべての回転数において model 4 に及ばなかった。この主な原因は、model 2 のスラスト係数が他のものより低く、流量が増加したために、効率が低下したと考えられる。図 17 を見ると、前縁側に面取りを施すことで、前縁側の圧力差が小さくなるが、後縁側では model 3 と model 4 が大きな圧力差を発生させている。従って、model 3 と model 4 が高い水車性能を発揮したと考えられる。この主な原因は、図 18 に示すように、後縁を薄くしたことで、後縁背面付近の速度が増加し、圧力が減少したからである。

図 19 を見ると、前縁に面取りを施すことで前縁剥離域を減少していることが分かる。

図 20 を見ると、model 2 は後縁側腹面の速度が増加している。model 4 は model 3 と比較して切り取りの角度が緩

やかなため、剥離することなく、羽根に沿って流れている。
 以上のことから、前縁・後縁形状の違いは羽根車周りの流れに大きく影響を及ぼし、水車性能の向上に役立つ。

表 1. 羽根車の特徴.

名称	前縁	後縁
model 1	—	—
model 2	面取り R=1.5	面取り R=1.5
model 3	面取り R=1.5	30° 切り取り
model 4	面取り R=1.5	15° 切り取り

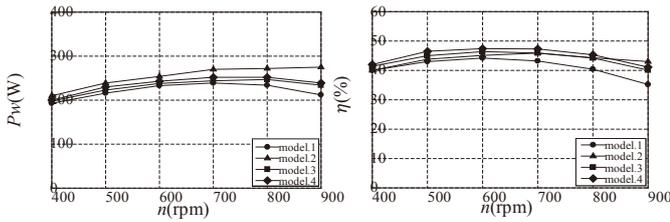


図 16. 前縁・後縁形状の違いによる水車性能比較.

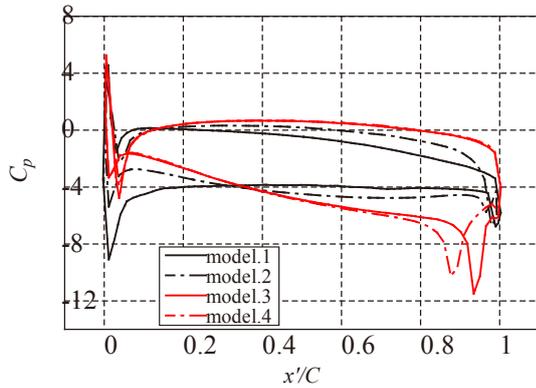


図 17. 前縁・後縁形状の違いによる圧力係数 C_p 分布図 ($n=700\text{rpm}$).

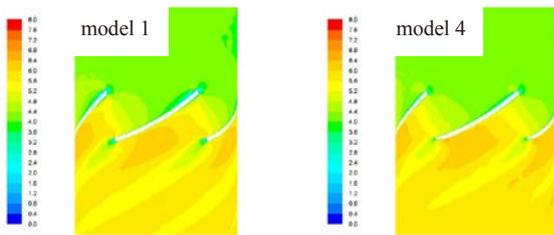


図 18. 前縁・後縁形状の違いによる相対速度比較 ($n=700\text{rpm}$).

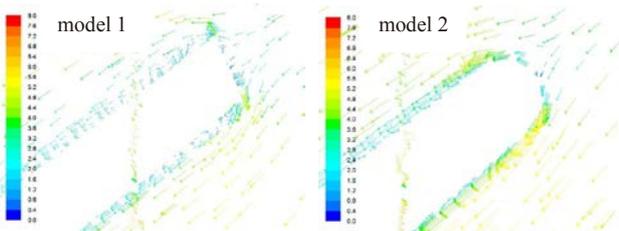


図 19. 前縁付近相対速度ベクトル比較 ($n=700\text{rpm}$).

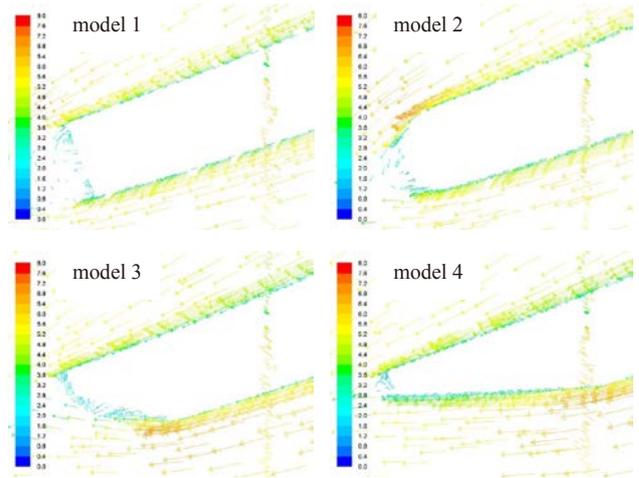


図 20. 後縁付近相対速度ベクトル比較 ($n=700\text{rpm}$).

6. 結言

数値シミュレーションにより、以下のことを明らかにすることができた。

- (1) 取付角が大きくなると、低い回転数において高い水車性能を、取付角が小さくなると高い回転数を発揮する。
- (2) 羽根枚数の違いにより、羽根車の最適な回転数が変化する。羽根枚数を少なくすれば、高い回転数において高い水車性能を発揮する。
- (3) 反りを持たせることで、前縁剥離域が減少し、背面側の流れがスムーズになる。そのため、すべての回転数において水車性能が向上した。最大 10% 程度の水車性能の向上が考えられる。
- (4) 前縁・後縁形状の違いは流れに大きく影響を及ぼし、水車性能の向上に役立つと考えられる。

前縁に面取りを施すことで、前剥離域を小さくすることができる。

後縁を薄くすることで、後縁側背面の圧力が低下し、大きな圧力差を発生させる。

当初の水車を基本型（取付角 30°、反り比 0%、羽根枚数 6 枚）とし、その水車性能を基準に考えると、本研究内で最も水車性能の向上が期待できるのは、5. 5 節で述べた model 4（取付角 30°、反り比 5%、羽根枚数 6 枚、前縁：R=1.5 面取り、後縁：腹面側から 1mm の

表 2. 水車性能の増加割合. (%)

回転数 $n(\text{rpm})$	トルク T	出力 P_w	流量 Q	効率 η
400	11.4	11.4	-4.19	16.3
500	12.9	12.9	-5.86	20.0
600	10.3	10.3	-7.76	19.5
700	16.9	16.9	-9.08	28.6
800	19.9	19.9	-10.1	33.4
900	21.2	21.2	-10.8	35.9

ところから 15° だけ残して切り取り) であると考えられる。表 2 に model 4 の基準型との水車性能の増加割合を示す。model 4 は基本型と比較して、流量 Q は減少するが、トルク T 、出力 P_w 、効率 η の値は 10%以上向上できている。

参考文献

- 1) 清水幸丸: マイクロ水力発電ハンドブック, パワー社, 1989.
- 2) 日吉健二・他 6 名: 小水力エネルギー回収装置の開発研究—低コストランナーの出力性能—, 農業機械学会九州支部誌, 第 58 巻, pp.1-4, 2009.
- 3) 高橋一真: 数値シミュレーションによる低落差超小型水車の特性解析, 平成 22 年度宮崎大学卒業論文