

信州大学審査学位論文

開放型貫流ランナに関する実験的基礎研究

2013年 3月

大池 真悟

目 次

第1章 緒 言

1.1 背景	1
1.2 既存の研究	7
1.3 本研究の目的と本論文の構成	10

第2章 実験装置および実験方法

2.1 実験装置の概要と構成	13
2.2 供試ランナ	18
2.3 水流方向制御方法と水流状況評価方法	21
2.4 記号	27

第3章 実験結果（貫流ランナの性能評価）

3.1 はじめに	29
3.2 実験の目的	30
3.3 実験結果	30
3.3.1 ランナ形状による性能の比較	33
3.3.2 貫流ランナの出力係数の見積もり	41
3.4 考察	47

3.5	まとめ	48
第4章 実験結果（水流方向制御時の水車性能評価）		
4.1	はじめに	50
4.2	実験の目的	51
4.3	実験結果	53
4.3.1	水車性能	53
4.3.2	水流状況	57
4.3.3	出力特性	64
4.4	考察	69
4.5	まとめ	70
第5章 結言		
5.1	結論	72
<参考文献>		76
<発表論文目録>		80
<謝辞>		

第 1 章

緒 言

第1章

緒 言

1.1 背 景

わが国においては、2005年の京都議定書発行以降、温室効果ガス排出量削減を目的に、様々な政策が採られ、再生可能エネルギーの利用促進の取り組みが国、企業、個人レベルで始められた。更に、2011年3月11日に発生した東日本大震災による津波を起因とした原子力発電所の事故により、電力供給における原子力発電に対する依存度を下げるといった視点が加わり、2012年7月に施行された「再生可能エネルギーの固定価格買取制度」とあいまって更にその動きは加速されつつある。しかしながら、再生可能エネルギーはその代表例である「太陽光」「風力」からもわかるとおり、いわゆる自然の恵みを利用したものであり、その特徴として「不安定性」が挙げられる。資源の乏しいわが国において、再生可能エネルギーの利用促進は重要ではあるが、人体がその生命活動を維持する上で血液の循環が重要であるように、電力は、日本経済を安定的に維持発展させる上で重要不可欠な血液であり、電力の安定供給を無視した脱原発論に見られるヒステリックな再生可能エネルギー偏重論は控えるべきである。しかしながら、再生可能エネルギーの利用拡

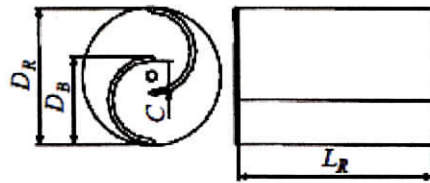
大はわが国においては避けて通れない課題であり、将来のエネルギー・セキュリティという面も含め、包括的な議論が必要となっている。

水力発電も再生可能エネルギーの一つであるが、資源の乏しいわが国における電力の安定供給を長きに渡り担ってきた重要電源の一つであることからわかるとおり、他の再生可能エネルギーと比較して安定継続した利用が可能である。しかしながら、従来のような大規模集中型の水力発電所の開発は、開発が有望な地点の減少や、自然破壊という側面を有することから、開発適地を得ることが難しくなっている。よって、今後は小規模分散型の開発が主になると考えられる。すでに、官民共同で、上下水道施設等の既存インフラに潜在する水力エネルギーを利用した発電所開発が各地で進められている。これらは、水の供給や水処理という発電以外の目的で人為的に集められた水の持つエネルギーを利用するものであり、新たな用地の獲得や、エネルギーを集めるためのダムや水路の建設が不要となることから、比較的容易かつ低コストで電力を生み出せるという利点がある。また、未利用落差発電包蔵水力調査^[1]では、日本の未利用包蔵水力エネルギーは約 1400 地点に合計 33 万 kW 存在するとしている。本調査は、落差 1.5 m 以上、規模 10 kW 以上の水力エネルギーが対象であるため、それ未満のいわゆる極低落差未利用水力まで見込むと包蔵量はさらに多くなる。再生可能エネルギーの普及にはこれらの未利用水力エネルギーの利用を促進することも求められており、エネルギーの安定かつ持続的利用という日本の政策にも合致している。この極低落差の未利用水力エネルギーは様々な形態で分散して存在している。

極低落差水力を利用するいわゆるマイクロ水力、ピコ水力の普及促進に重要な要素の一つとして経済性が挙げられる。これを実現するには、従来技術のスケールダウンではなく、新しい着想の水車、たとえば“水車形状の簡素化や機能の省略化”であったり、これまでの水力開発に付き物であった大規模土木工事を必要としない、たとえば“流路にそのまま設置できる”といった施工が容易な水車が求められる。流路にそのまま設置できる水車として、ダリウス水車、チロリアンクロスフロー水車、サボニウス水車、ジャイロ水車、下掛け貫流水車などの研究が進められている。ダリウス水車は Fig.1.1 に外形を示すが、流路を堰き止め上流に水位を作り、堰の下部からケーシングに収納されたランナに水流を与え揚力を利用して回転する水車である。これまでに、水車出力特性や起動性の検討がなされ、羽根形状、羽根枚数、水車設置水深などについて好適値の解明がなされている^[1]。比較的高い周速比で回転するため、発電機の選定が容易であること、羽根間隔が大きいため、魚が通過できることや、ゴミが詰まりにくいといった長所が挙げられる。Fig.1.2 に示すチロリアンクロスフロー水車は農業用水路にある落差工に適した貫流水車であり、ランナが落差工上部に位置し吸出し効果を利用する水車である。これまでに、流量による水車性能への影響や、ノズル形状、ランナ室内圧に対する吸出し管形状について検討がなされ、好適値を得ている^[2]。チロリアンクロスフロー水車は、落差工の高さに合わせて設置できるため、水路の改修工事がほとんど不要である。また、設置による水路上流水位への影響がないこと、水路流量の多くを利用でき、流水の一部

を越流させるため、水路浮遊物による取水部の詰まりを軽減できるといった長所が挙げられる。また、Fig.1.3 に示すサボニウス水車は開水路に水中に没する形で設置し、ブレードに作用する抗力差を利用する水車である。基礎特性として自由表面と流路底面が水車特性やランナ回転方向に与える影響やランナに位相差を与えることで出力特性の向上を図るといった検討がなされている^[4]。この他にも、Fig.1.4 に示す水深の極浅い水路での発電を目的としたジャイロ水車^[5]などについてもその水車性能について検討がなされている。

落差工などを滝状に落ちる水流を受けて発電する滝用水車は、落差の1/3程度と小径の開放型ランナを水流の落下点付近に設置し、落下水流の運動エネルギーにより発電する水車である。小径ランナの利用は、昔の水路で見受けられた下掛水車のような大径のものと比較してランナ回転数が高く、増速機構を利用せずに発電機を水車回転軸に直結できるため、コストやメンテナンスなどの点で有利である。これまでに変流量特性や水流の流入位置とランナ性能に関する検討^[6]がなされ、好適値が解明されている。実用化を考慮した場合、ケーシングを有さないため、塵芥の影響を受けにくい、設置時の水路改修が不要といった長所を有している。



$D_R = 142$, $L_R = 210$, $D_B = 89$, $C = 32$, Unit [mm]

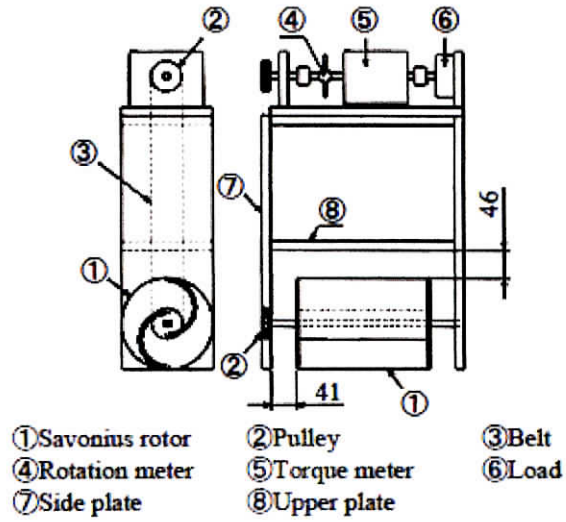


Fig.1.3 サボニウス水車外形図

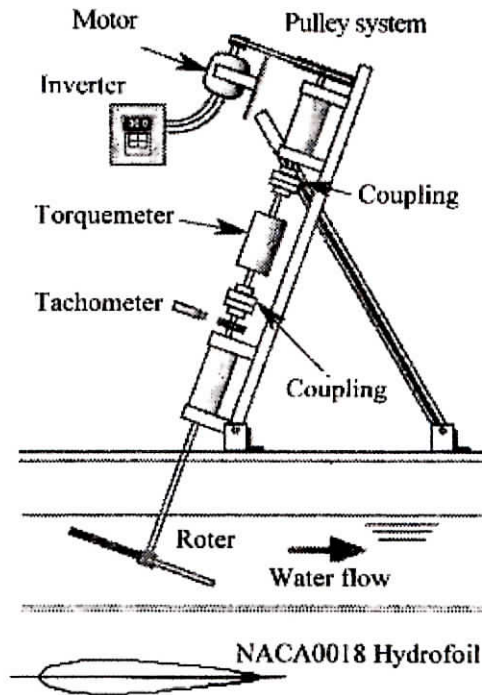


Fig.1.4 ジャイロ水車

1.2 既存の研究

貫流ランナを用いた水車の代表例として，“クロスフロー水車”が挙げられる。Fig.1.5^[7]に一般的な形状を示す。二枚の円板で20~30枚の円弧状ブレードを挟んだ構造のランナがケーシング（ハウジング）に収納されている。ランナ中心には貫通軸を有する。ケーシング上流に取り付けたノズルで水を偏向し、ランナに対して水流の流入角度が一定となるようにしている。ノズル内には一枚のガイドベーンが取り付けられ、この角度を調整することでランナへ流入する流量を調整する。ランナ下部には吸出管が設置され、ケーシング内の水面から放水位までの落差を吸出し効果によりエネルギーを回収する。貫流ランナに関する研究は数多

く行なわれているが、そのほとんどはクロスフロー水車が対象である。以下に既往研究内容を述べる。ランナの羽根形状、ランナの内外径比、羽根角度などランナの基本形状を示した Banki のランナ設計理論^[8]、ランナ周方向の非定常流れに対し、運動量理論を元にした数値解析を適用し、ノズル出口部の羽根に働く流体力の見積もりを可能とした研究^[9]、クロスフロー水車の、ランナ羽根枚数が水車性能に与える影響と羽根出口角がランナ内部の流動状況に与える影響を調べ、羽根枚数による効率の変化を示した研究^[10]、吸出管内水位、給気量、給気位置が水車性能に与える影響を明らかにし、効率急減現象に対しケーシング側壁からの給気が効果的であることを示した研究^[11]、水流が主軸の上を通過するタイプの貫流水車について、流線曲率法を用い案内羽根後縁両側速度を一致させることで、実際の流れに近い結果が得られることを示した理論的予測法^[12]、貫流水車を低落差域で適用することを目的に回転数、有効落差、ランナ径を変化させ、ランナ単体効率と全体効率の関係を実験的に検討し、ランナ単体効率から全体効率を予測することが有効であることを示した全体効率の予測方法^[13]、低落差域に適用する場合の有効落差として吸出し効果を利用する際の好適なランナ室内水位と入口ノズルの最適位置について研究し、入口ノズルをランナ上方に設け、ランナ室内水位はランナ径の 90 %程度に採ることが水車性能上、実用上も効果的であることを示した研究^[14]、羽根車とノズルのすきまによる漏れ流量が水車効率に与える影響について、羽根枚数の多少により、漏れ損失のみ影響する場合と水車内部の流動状態変化も加わって影響を与えることを示した研究^[15]、

ランナ周方向に一様な流れを与えることが水車ノズルに要求されているが、貫流水車のノズルは非対称かつ複雑な任意曲面形状のノズル内流れを得るための数値解析手法^[16]などがある。また、小発電規模の地点適用を目的に、可動ガイドベーン省略による簡素化と給気方法の見直しによるケーシングの小型化を図った水車の性能確認実験から、ガイドベーンを省略しても流路形状の適正化により全体性能に影響を与えないことを示す研究^[17]、直流他励発電機を負荷としたクロスフロー水車を対象に、基本方程式から定常特性、動特性を明らかにし、摂動法により伝達関数を求め、実験値との比較により伝達関数の妥当性を示した研究^[18]、配管系に潜在する未利用エネルギー回収を目的に、クロスフロー水車を管路に組み込み、流出側ケーシングの形状が水車性能に与える影響を調べ、流出側ケーシング形状として開き角をノズル開き角の1割程度大きくすることが水車性能上効果的であることを示した研究^[19]などがある。以上のおり、クロスフロー水車に関する研究は多岐に渡り行なわれている。

一方、本研究が対象とする開放型の貫流ランナについては、落差と同程度の直径のものを上掛け水車として用い、羽根枚数やランナの外径がランナ効率に与える影響などについて解明した研究^[20]、従来の上掛け水車との性能比較を行い貫流ランナが有効であることを示した研究^[21]、クロスフロー水車を衝動水車として用いた時の噴流断面形状の影響を調べ丸型ノズルが水車出力に効果があることを示した研究^[22]、開水路に下掛け水車として適用した場合に水車設置時の水深と出力の関係を調べた研究^[23]などがあるが、開放型として使用する場合の水車特性や、水流の変

動や流入位置に関する議論は十分にはなされていない状況である。

- ①Runner
- ②Guide vane
- ③Guide vane arm
- ④Nozzle
- ⑤Guide vane plate
- ⑥Casing
- ⑦Shaft
- ⑧Bearing
- ⑨Housing
- ⑩Air valve
- ⑪Draft tube

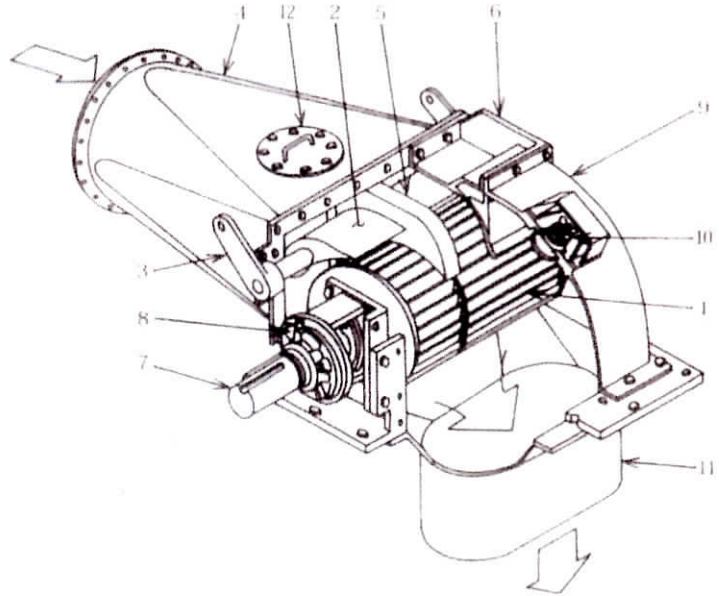


Fig.1.5 クロスフロー水車^[20]

1.3 本研究の目的と本論文の構成

滝用水車は、滝状に流下する水流を直接水車に作用させて発電する水車である。既存の堰、落差工などへの適用に加え、エネルギー潜在地点において、水流を滝状の流れとして取り出すことが可能であれば、水路以外でも水車の適用が可能である。水車はランナのみで構成されているため、低建設コストに加え、周辺設備や環境に与える負担が少ない。簡易な構造はメンテナンス面で優れているといった長所を有する。以上から、極低落差水力の利用促進に寄与しやすいと考え、滝用水車の性能、

実用性の向上に着目し研究を行なうこととした。滝用水車については、Ikeda ら^[24]が、二次元円弧状ブレードを有する非貫流型のランナを用い、水車性能と内外部の流動状況との関係を解明し、低周速比時にランナ内部に水流の滞りが生じ、ランナ性能が低下することを明らかにしている。そこで、貫流ランナを滝用水車に適用することを検討した。貫流ランナは、流入した水流がランナ内部を通過し、ランナ外部に水流が流出するタイプであることから、性能低下の理由となっているランナ内部での流動状況の改善が期待され、水車性能が向上すると考えられる。しかしながら、貫流ランナを開放状態で用い、滝状の流れを直接作用させ、その水車特性を検討した事例は過去に無い。

そこで、開放型貫流ランナを滝用水車として使用した場合の特性を実験により明らかにする。滝用水車のようにケーシングやノズルを持たない開放型水車にとって、流入する水流の状態が水車性能に大きく影響すると予想される。実用においては、水流の流量が天候や季節で変化するため、水流の落下位置、自由表面形状の変動などが水車性能に影響する。したがって、安定した発電を実現するためには、流量が変化した場合でもランナと水流との相対位置を一定とする方法の確立や、水流の変動を抑制することが有効だと予想される。

これについては、Ikeda らによって落下する水流を板に当てて水車に導く方法が提案^[24]されている。この方法では、流量変化時に水車への水流衝突位置をほぼ一定に保つことができるため、水車の位置を固定したままで発電が可能となる。その一方で、水流が板へ衝突する際に速度エネ

ルギーの一部が失われることで出力係数が低下することが問題とされている。本研究では、エネルギーの低下を抑えつつ水流の方向を制御し、流量変動が生じた場合でも安定した運転が可能となる方法として、曲面流路を利用した水流の方向制御方法について検討し、その有効性を水車性能から調べた。

本論文における構成は次のとおりである。第 2 章では、貫流ランナの性能評価実験および、水流制御方法の検討に用いた実験装置ならびに実験方法について述べる。第 3 章では貫流ランナの特性実験結果について述べる。第 4 章では、水流制御方法の実験結果について述べる。第 5 章では本研究の結言を述べる。

第 2 章

実験装置および実験方法

第2章

実験装置および実験方法

2.1 実験装置の概要と構成

Fig.2.1 に実験装置の概要を示す。実験装置下方に設けた水槽から、ポンプで水を汲み上げ、実験装置上方の開放型水路に供給する。開放型水路に供給された水は水路の右端から落下し、下方に配置したランナに作用した後、水槽に戻り再度循環する。

ランナは貫通軸を持ち、トルク検出器と負荷はカップリングでランナ軸と接続している。軸負荷にはパウダブレーキを用いた。ランナの設置高さは、滝の流下断面を観察し、断面が水膜状に安定した状態を維持できる高さとした。具体的には、流量 $1.0 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 時に開水路から流下した水が水膜状にランナブレードに作用する高さとし、開水路下端を滝の原点とし、原点からランナ軸中心までの $H_T=610 \text{ mm}$ とした。流量はポンプをインバータ制御するとともに、手動バルブで微調整し電磁流量計で監視した。実験は、本装置を用い、滝状の流れを模擬して行った。流量の調整範囲は、設定流量に対し $\pm 2\%$ 以内の変動に抑えるようバルブで逐次調整した。また、水槽内の初期水位がポンプの吐出量に影響することから、水量の安定を図るため、水槽水位は水槽天端から -40 cm 以内

になるよう充水した。試験流量の変更の都度、流量が安定するまで 5～10 分程度循環運転をさせた後、計測を行なった。以下、実験装置の構成を示す。

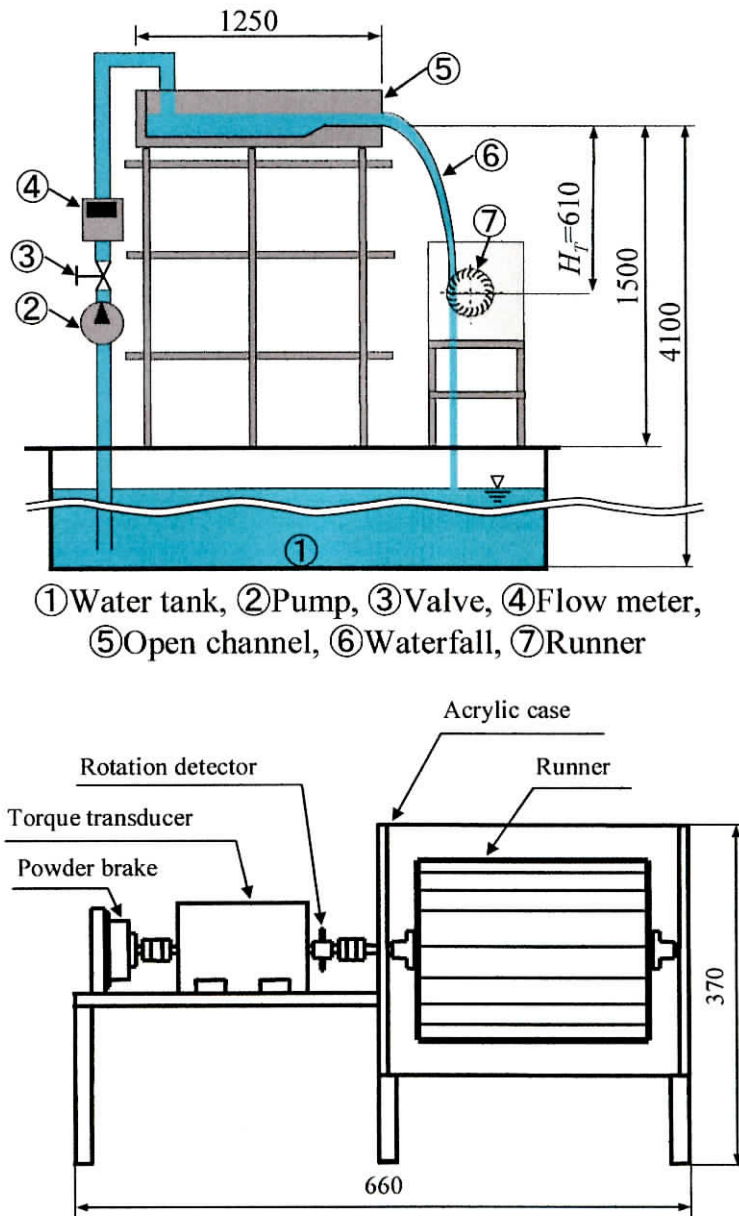


Fig.2.1 実験装置概要

(1) ポンプ

荏原製作所

FQN 型ナイロンコーティング製自吸ポンプ

形式：80FQN63.7C

取扱液：清水，海水(pH=5.8~8.6) 0~40[°C]

最大自吸性能：-6[m]

吸込全揚程：-7[m]

(2) 開放型水路

開放型水路の形状を Fig.2.2 に示す。水路は滝の流出部となる水路右端で幅 250 mm，開放型水路全長は 1250 mm で水平とした。材質は塩ビ透明板（厚さ 10 mm）であり，側板 3 枚と底板 1 枚から構成される。これらの板を接着剤で結合した。給水管から流れる水の勢いで滝が変動することを避けるために，管径 100 mm の給水管出口の真下には一辺 150 mm の立方体形の整流スポンジ（株式会社田中 ニードロック FL-B）を設置し，さらに水路の出口端に向かって水路の側面と床面に絞りを設けた。絞り部分は，塩ビ製の側板 2 枚と底板 1 枚から構成される。この絞りにより水流は幅方向に厚みが均一で透明な膜状の滝として流れ落ちる。これらを溶接し，開放型水路内側の底面と側面にシリコンシーラントで固定した。この水路は，アルミアングルで構成された支持台の上に載せた。

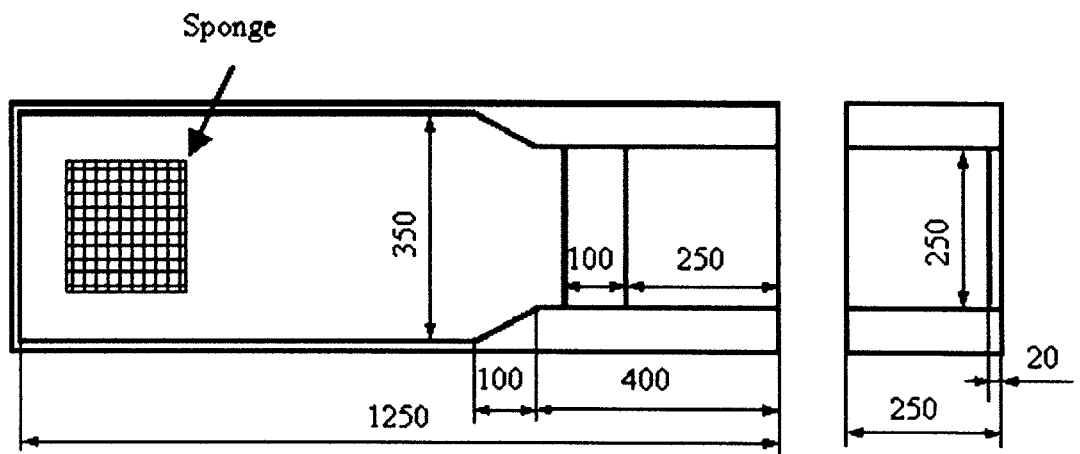


Fig.2.2 開放型水路概要

(3) 測定器

測定器の概要を Table2.1 に示す。

Table2.1 測定器一覧

<p>電磁流量計</p>	<p>TOSHIBA 形式：LF400 測定範囲（流速換算）：0-0.3 m/s～0-10 m/s 測定レンジ（流速換算）：1.0～10 m/s 測定精度：以下のとおり</p> <table border="1" data-bbox="392 862 1347 1111"> <thead> <tr> <th rowspan="2">レンジに対する流量(%)</th> <th colspan="3">精度</th> </tr> <tr> <th>0.1~0.3m/s 未満</th> <th>0.3~1.0m/s 未満</th> <th>1.0~10m/s</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0~20</td> <td></td> <td></td> <td>±0.1%FS</td> </tr> <tr> <td>20~100</td> <td></td> <td></td> <td>±0.5%of rate</td> </tr> <tr> <td>0~50</td> <td>±0.25%FS</td> <td>±0.25%FS</td> <td></td> </tr> <tr> <td>50~100</td> <td>±0.5%of rate</td> <td>±0.5%of rate</td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <p>流体温度：-10~+120[°C]</p>	レンジに対する流量(%)	精度			0.1~0.3m/s 未満	0.3~1.0m/s 未満	1.0~10m/s	0~20			±0.1%FS	20~100			±0.5%of rate	0~50	±0.25%FS	±0.25%FS		50~100	±0.5%of rate	±0.5%of rate	
レンジに対する流量(%)	精度																							
	0.1~0.3m/s 未満	0.3~1.0m/s 未満	1.0~10m/s																					
0~20			±0.1%FS																					
20~100			±0.5%of rate																					
0~50	±0.25%FS	±0.25%FS																						
50~100	±0.5%of rate	±0.5%of rate																						
<p>トルク検出器</p>	<p>小野測器 形式：SS-050 トルク容量：5[N・m] 回転速度範囲：1~6000[rpm]</p>																							
<p>回転数検出器</p>	<p>小野測器 形式：MP-981 測定範囲：1~20×10³[Hz]</p>																							
<p>トルク演算器</p>	<p>小野測器 形式：TS-3600</p>																							
<p>パウダブレーキ</p>	<p>三菱電機 形式：ZKG-20YN 定格トルク：2[N・m] 定格電圧：DC24[V] 定格電流：0.5[A] 許容回転速度：1800[rpm]</p>																							
<p>定電圧定電流 直流安定化電源</p>	<p>KATO DENSHI KEISOKU CORP. 形式：30 M 2.4 電圧可変範囲：0~30[V]，電流可変範囲：0~2.4[A]</p>																							

(4) その他

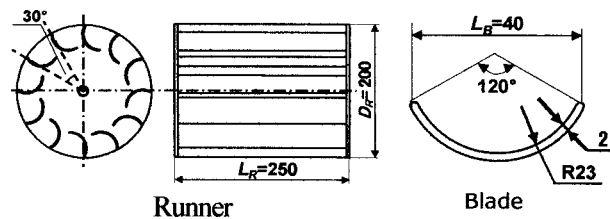
電動機でランナの回転数を調整する方法もある。電動機を用いた場合、回転数0～無拘束回転まで調整が可能であるが、実用上の運転可能領域を確認するため、パウダブレーキを用いて軸負荷を可変させ、無拘束回転から回転数を低下させ、運転停止に至るまでの水車特性を計測した。

2.2 供試ランナ

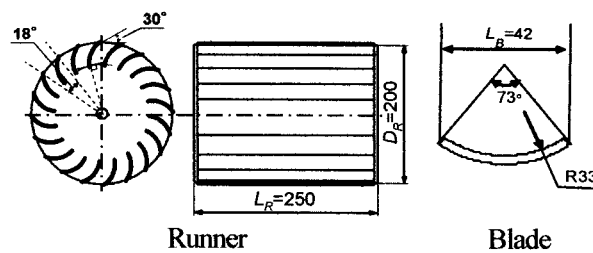
2.1 項で説明した実験装置を用い、滝を模擬した流れに対し、タイプの異なるランナを用いて性能比較を行なった。実験に使用したランナを Fig.2.3 に示す。(a)は Ikeda ら⁶⁾のランナであり。(b)は開放型貫流ランナを示す。共に円弧状ブレードを2枚の円板で挟んだ単純な構造であり、端板の中央に $\phi 10$ mm のステンレス製の貫通軸を有する。いずれも衝動タイプのランナとなるが、Ikeda らのランナを説明の便宜上衝動ランナと呼び、他方を貫流ランナと呼ぶこととする。ランナの代表寸法を Table 2.2 にまとめる。ランナ直径 D_R は滝の流出端からランナに水流が作用する高さを同じくすること、ランナ内外部の流れ場の観察を容易にするため同じ寸法を採用し、直径 $D_R=200$ mm とした。ランナ幅は流下する全水量をランナに作用させることを目的に開放型水路の出口端の幅と同じ寸法を採用し、幅 $L_R=250$ mm とした。衝動ランナは曲率半径が 23 mm、弦

長 L_B が 40 mm, 中心角度 δ は 120 deg. 貫流ランナは曲率半径が 33 mm, 弦長 L_B が 42 mm, 中心角度 δ は 73 deg. のブレードを用いた.

貫流ランナは, Mockmore et al.^[2] の Banki Turbine の設計法を用いて製作した. ブレード弦長やブレード曲率半径, は一般的な貫流水車の最適条件としている. また, ブレード枚数は, 20 枚から 30 枚とされているが, 実用化を想定し製作の容易性, 低コストの観点から最小枚数の 20 枚を選定した.



(a) ランナ形状 (衝動ランナ) ^[10]



(b) ランナ形状 (貫流ランナ)

Fig.2.3 供試ランナ形状

Table 2.2 ランナ寸法

	衝動ランナ	貫流ランナ
水車直径 D_R [mm]	200	200
水車幅 L_R [mm]	250	250
ブレード枚数	12	20
ブレード弦長 L_B [mm]	40	42
ブレード曲率半径 ρ [mm]	23	33
ブレード中心角 δ [deg.]	120	73

貫流ランナの性能を評価するため、Table 2.3 に示す実験条件のとおり、各設定流量において、滝原点から水車軸間の距離を任意に変化させ、ランナの出力、回転速度、出力値を計測した。なお、ランナの性能評価は、計測したデータをもとに以下に定義する周速比 λ と出力係数 C_p で評価した。

$$\text{周速比} \quad \lambda = V_t / U_F \quad (1)$$

$$\text{出力係数} \quad C_p = P / (\rho g Q H_T) \quad (2)$$

ここで、 P ：水車出力、 ρ ：水の密度、 g ：重力加速度、 V_t ：ランナ周速、 U_F ：滝のランナ衝突時の速度である。また、有効落差は、Ikeda らが行なった実験条件と合わせるため、開水路下端からランナ軸中心までの高さ H_T を採用した。なお、 U_F も同様に、開水路下端からランナ軸中心までの高さ H_T 間の自由落下速度とし $\sqrt{2gH_T}$ で定義した。

Table 2.3 実験条件

	条件
流量 $Q \times 10^3 [\text{m}^3/\text{s}]$	1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 3.5
ランナ設置高さ $H_T [\text{mm}]$	610 滝の原点からランナ軸中心まで
原点から水車軸までの水平距離 $L_T [\text{mm}]$	任意

2.3 水流方向制御方法と水流状況評価方法

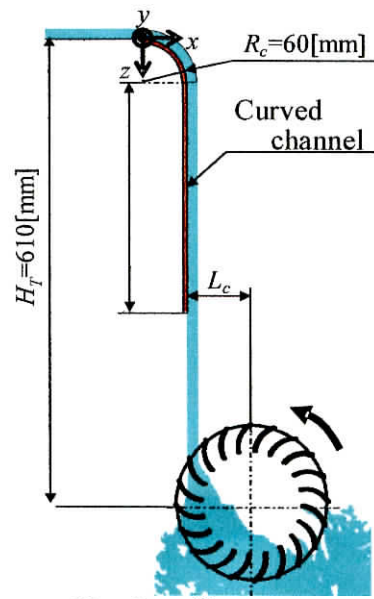
ケーシングやノズルを持たない開放型貫流水車にとって、流入する水流の状態が水車性能に大きく影響すると予想される。滝用水車では、滝の流量が天候や季節で変化するため、水流の落下位置、自由表面形状の変動などが水車性能に影響する。したがって、安定した発電を実現するためには、流量が変化した場合でもランナと水流との相対位置を一定とする方法の確立や、水流の変動を抑制することが有効だと予想される。

そこで、滝用水車に関して、水流制御手法の可能性評価を目的に、曲面流路を利用した水流の方向制御方法について検討する。実験は、2.1, 2.2項で説明した装置に曲面流路を組み合わせて行なった。Fig.2.4 に実験に使用した2種類の曲面流路の概要を、Table 2.4 にそれらの仕様を示す。

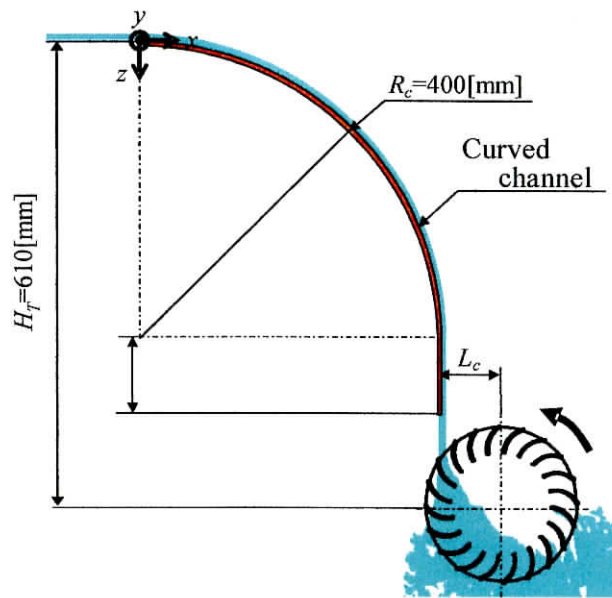
曲面流路の仕様で最も重要な点は曲率半径である。曲率半径が小さくな

るほど水流に作用する遠心力が大きくなる。遠心力が付着力を上回ると水流は流路から剥離して方向制御ができない。一方、大きな曲率半径は水流の剥離抑制の点では有効であるが、摩擦抵抗が大きくなり水流のエネルギーを失いやすいこと、落差工高さによって適用できない場合や、設置スペースが大きくなる問題等が考えられる。本実験では、水車性能に及ぼす曲率半径等の影響を調べるため、曲率半径が大きく異なるものを選定した。具体的には、実験装置上通水可能な流量を条件に、その流量時に水流の剥離が起こらなかった最小曲率半径 $R_c=60$ mm のもの（曲面流路 A）と、実験設備上設定可能な最大曲率半径 $R_c=400$ mm のもの（曲面流路 B）を選定した。

水流は図中左上の開水路から右方向に流出し、曲面流路に沿って鉛直下向きに偏向し、幾何学的に一定の位置に落下する。開水路出口底面の幅方向中央に座標系の原点を設け、そこから水平方向を x 軸、水路幅方向を y 軸、鉛直下方向を z 軸とした。曲面流路形状は、開水路出口端から四分円が始まり、その延長上に平板が正接するようにし、開水路との接続が滑らかになるようにした。直線部は偏向した水流の安定化を図っている。 $R_c=60$ mm の曲面流路は、直線部の影響を評価するため、 H_{pl} を 100, 200, 300 mm に変化させ実験をおこなった。 $R_c=400$ mm は試験装置の関係から、100 mm のみとした。曲面流路の y 方向からの空気の巻き込みによる水流の剥離を防ぐために、曲面流路を挟むように高さ 50 mm の側壁を設けた。本実験では、四分円から直線部までを含めて曲面流路と呼ぶこととする。



(a) $R_c = 60$ mm



(b) $R_c = 400$ mm

Fig.2.4 曲面流路形状

Table 2.4 曲面流路寸法

	曲面流路 A	曲面流路 B
曲率半径 R_c [mm]	60	400
曲面流路直線部長さ H_{pl} [mm]	100~300	100

※ 曲面流路 A は Fig.2.4(a)を曲面流路 B は Fig.2.4(b)を示す。

曲率半径と直線部長さの異なる 2 種類の曲面流路に対し、Table 2.5 に示す条件を与え、水流の制御状況を確認した。水流の制御状況は水車性能での評価と水流の断面形状の可視化による評価で実施した。Table 2.6 に撮影条件を示す。水流の可視化は Fig.2.5 に示すとおり、観察対象断面（ x - y 断面、 z 位置は曲面流路下端から 5 mm 上方、具体的には、 $H_m = 355$ mm($R_c = 60$ 時)、480 mm($R_c = 400$ 時)とした。)にレーザーシート光を照射し、その垂直 (z) 方向からハイスピード・カメラで水流断面を撮影した。Fig.2.6 に示すように水流の自由表面形状は y 方向に非一様であり、時々刻々と変化する。そのためプローブ等で水流厚みを直接評価するのは困難であるため、断面画像を画像処理することで算出した。水車出力は、ランナ回転軸に直結したトルク計と回転数計の測定値から算出した。

Table 2.5 実験条件

流量 $Q \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$	1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 5.0, 6.0, 7.0, 8.0, 9.0
ランナ設置高さ H_T m	0.61 滝の原点からランナ軸中心までの高さ
原点から水車軸までの水平距離 L_T mm	任意

Table 2.6 撮影条件

フレームレート	60 [fps]
シャッタースピード	1/60 [s]
光源	CW-YAG Laser
撮影機材	ハイスピード・カメラ

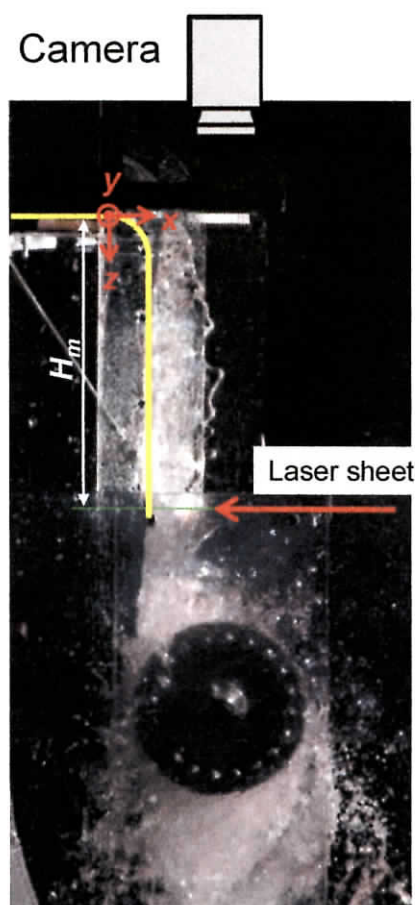


Fig.2.5 可視化概要

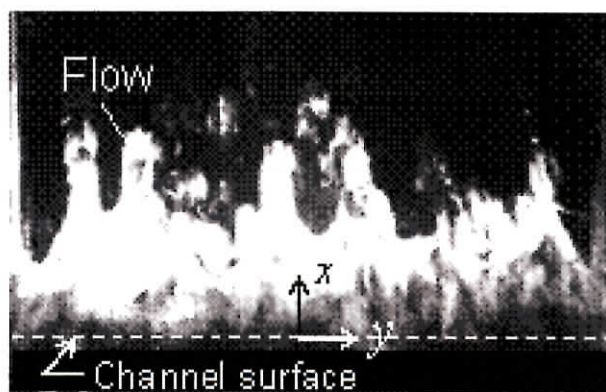


Fig.2.6 曲面流路上の流況 (イメージ)

2.4 記号

以下に主な記号を定義する.

C_P	: 水車出力係数 ($=P/\rho gQH_T$)	[—]
D_R	: ランナ直径	[mm]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
H_T	: 原点からランナ軸中心までの落差	[m]
H_m	: 原点から流速測定部までの落差	[mm]
H_c	: 曲面流路全体高さ	[mm]
H_{pl}	: 曲面流路直線部高さ	[mm]
L_T	: 原点から水車軸までの水平距離	[mm]
L_c	: 曲面流路表面から水車軸までの水平距離	[mm]
L_m	: 曲面流路表面から流速測定点までの水平距離	[mm]
L_R	: ランナ幅	[mm]
L_B	: ブレード弦長	[mm]
N_T	: ランナ回転数	[rpm]
P	: 水車出力 ($=T\omega$)	[W]
Q	: 滝の流量	[m ³ /s]
R_c	: 曲面流路曲率半径	[mm]
T	: トルク	[Nm]
t_m	: 滝の平均厚み	[mm]

$t_{m,rms}$: 滝の厚み変動の実効値	[mm]
U_F	: 滝のランナ衝突時速度	[m/s]
V_i	: ランナ周速 ($=\pi D_R N_f / 60 / 1000$)	[m/s]
β_l	: ブレード設定角度	[°]
λ	: 周速比 ($=V_i / U_F$)	[-]
ρ	: 水の密度	[kg/m ³]
ω	: 角速度 ($=2\pi N_f / 60$)	[rad/s]

第 3 章

実験結果（貫流ランナの性能評価）

第3章

実験結果（貫流ランナの性能評価）

3.1 はじめに

滝を利用する水車として、衝動ランナを用いた研究が Ikeda^[6]らによっておこなわれている。Ikeda らは、衝動ランナを用いた滝用水車について、ランナの変流量特性や水流の流入位置とランナ性能との関係を解明している。具体的には、（1）水流とランナの相対位置によりランナ性能が大きく変化すること、（2）低速回転時のランナ内部での水の滞留が効率低下を招くこと、（3）最大出力係数が 62 %であること、などが報告されている。本研究では、ランナ形状に関わる問題として（2）に着目し、ランナ形状からの解決を目指した。Ikeda らがおこなったランナ内外部の水流の可視化結果では、滝用水車ランナに流入する水は、Fig.3.1 が示すように、ブレード衝突後に直ちにランナ外部に流出するものとランナ内部に流入するものとに分かれる。ランナ内部に流入した水はブレード背面に沿ってランナ外部へと流出しており、水車性能の低下を招くことが明らかとなっている。

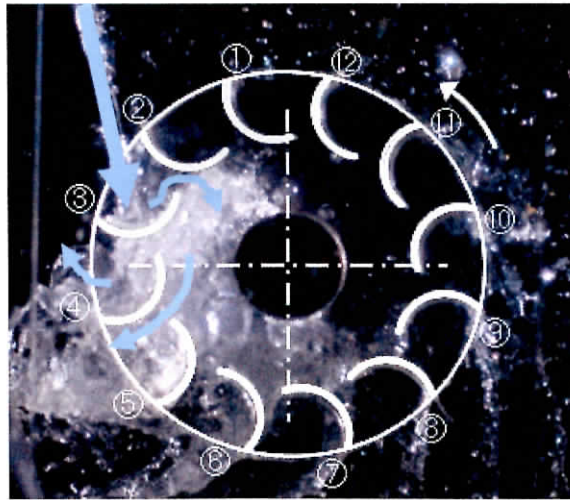


Fig.3.1 衝動ランナのブレードに作用する水流

3.2 実験の目的

ここでは、前述の衝動ランナでの水の滞留を抑制し、出力係数の向上を達成することを目的とする。具体的には、流量条件と、滝とランナの相対位置を変化させ、貫流ランナの性能評価を行ない、衝動ランナの結果と比較評価する。

3.3 実験結果

貫流ランナの流量別出力係数の測定結果を Fig.3.2 に示す。本図は、各流量条件で最大出力係数が得られた結果を示している。滝の原点とランナの相対位置は自由落下のため各流量条件で異なる。出力特性は上に凸

の特性となっている。低流量 ($Q = 1.0 \sim 1.5 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$) では、最大出力係数 C_{Pmax} が低いが、それ以外の流量では概ね同等の出力係数を示している。また、各設定流量において出力係数は周速比 $\lambda = 0.2 \sim 1.0$ の範囲で得られており、運転可能範囲が広いといえる。 C_{Pmax} は $\lambda = 0.5 \sim 0.6$ の範囲にあり、流量が増えるに従い、 C_{Pmax} をとる λ が高くなっている。次に滝とランナの相対位置の関係を Fig.3.3 に示す。 L_T/D_R は、滝とランナの相対位置による影響を比較するため、滝の原点からランナ中心までの水平距離と、ランナ直径の比で無次元化した値である。 L_T/D_R が最大の場合を除き、比較的滑らかな方物線状の特性を示している。 L_T/D_R が最大の場合には、水流がランナ外周部に衝突する条件であり、水流の一部がランナに衝突しないこと、流入角度がブレード角度とマッチングしないことによると推測する。これ以外の L_T/D_R では、出力係数 C_P が得られた範囲が $\lambda = 0.2 \sim 1.0$ となっている。以上から、 L_T/D_R は C_P に影響を与えるが、 L_T/D_R がランナ径の 10 %未満の変動範囲内であれば、運転可能範囲に影響を与えにくいことがわかる。

次に、本結果と、Ikeda ら^[23]が行なった衝動型ランナとの特性を比較する。

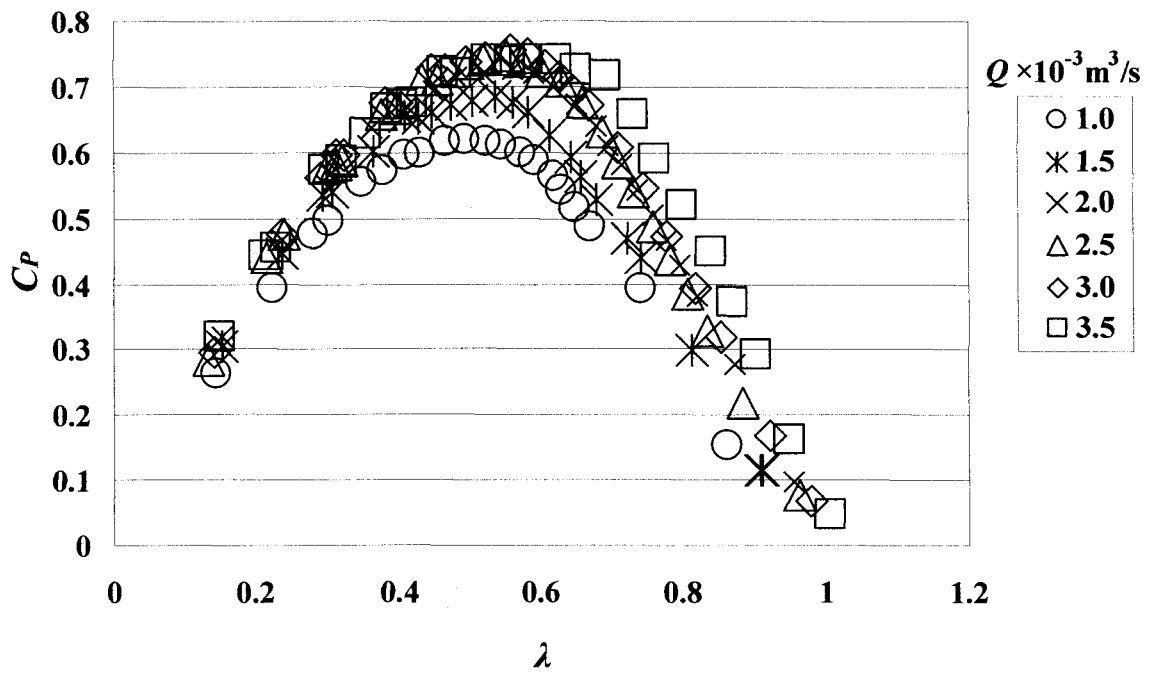


Fig.3.2 流量別出力係数分布

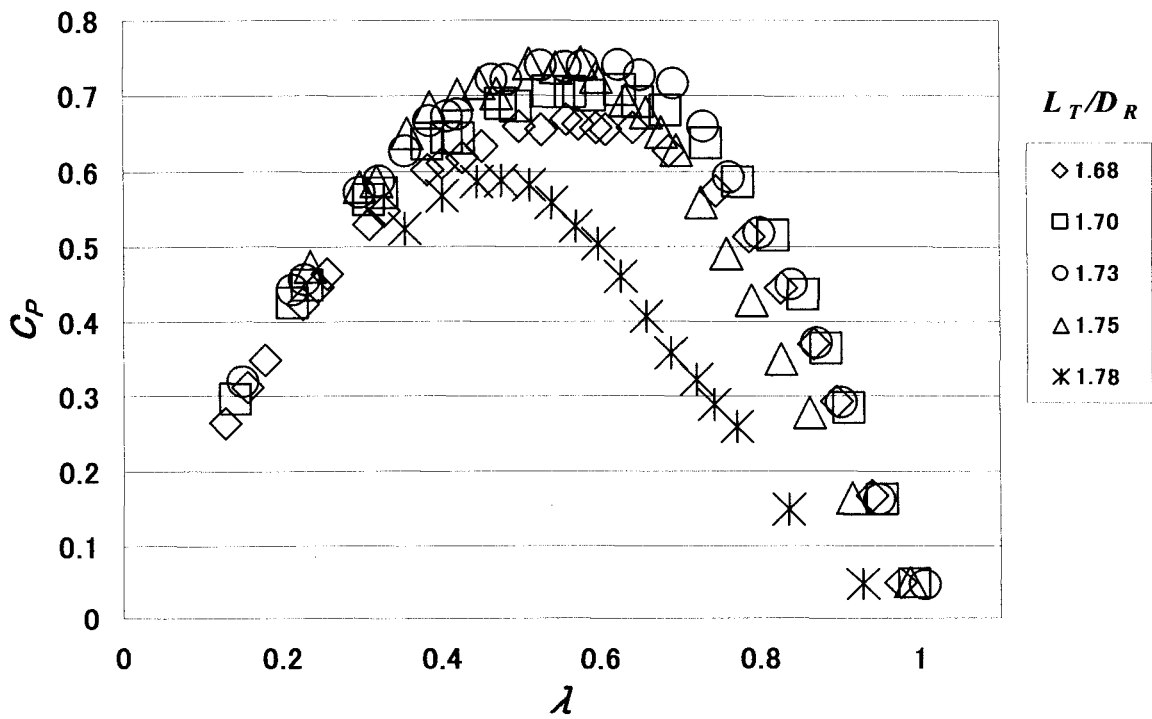
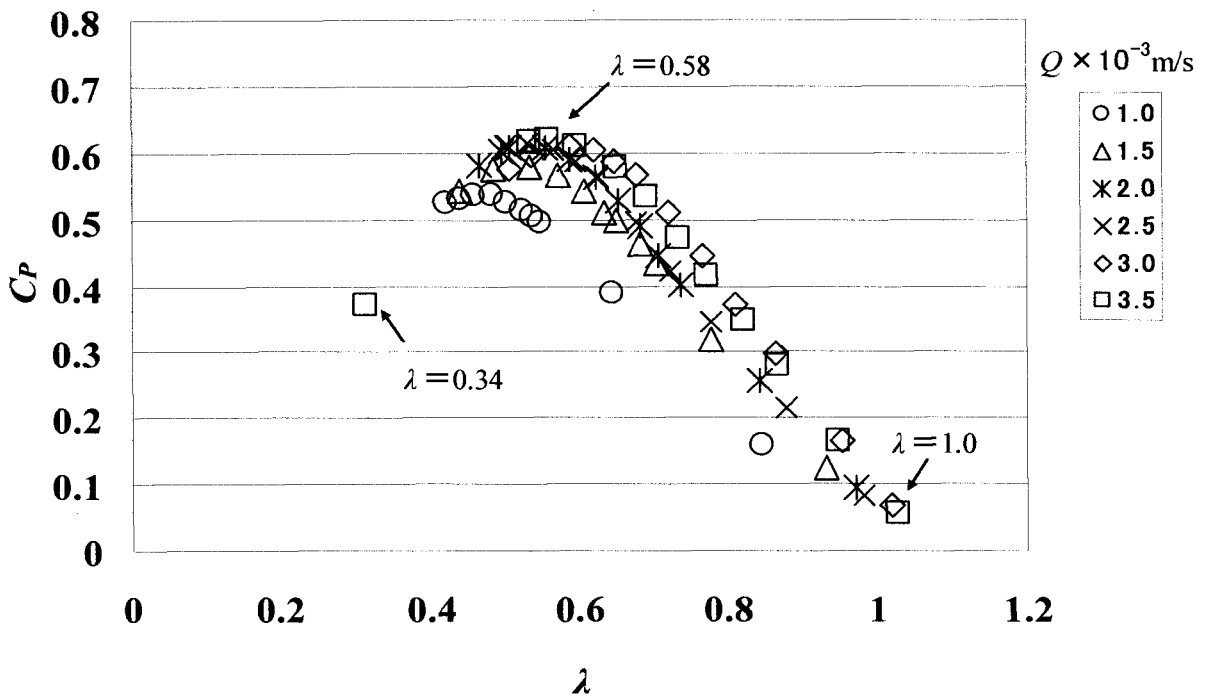


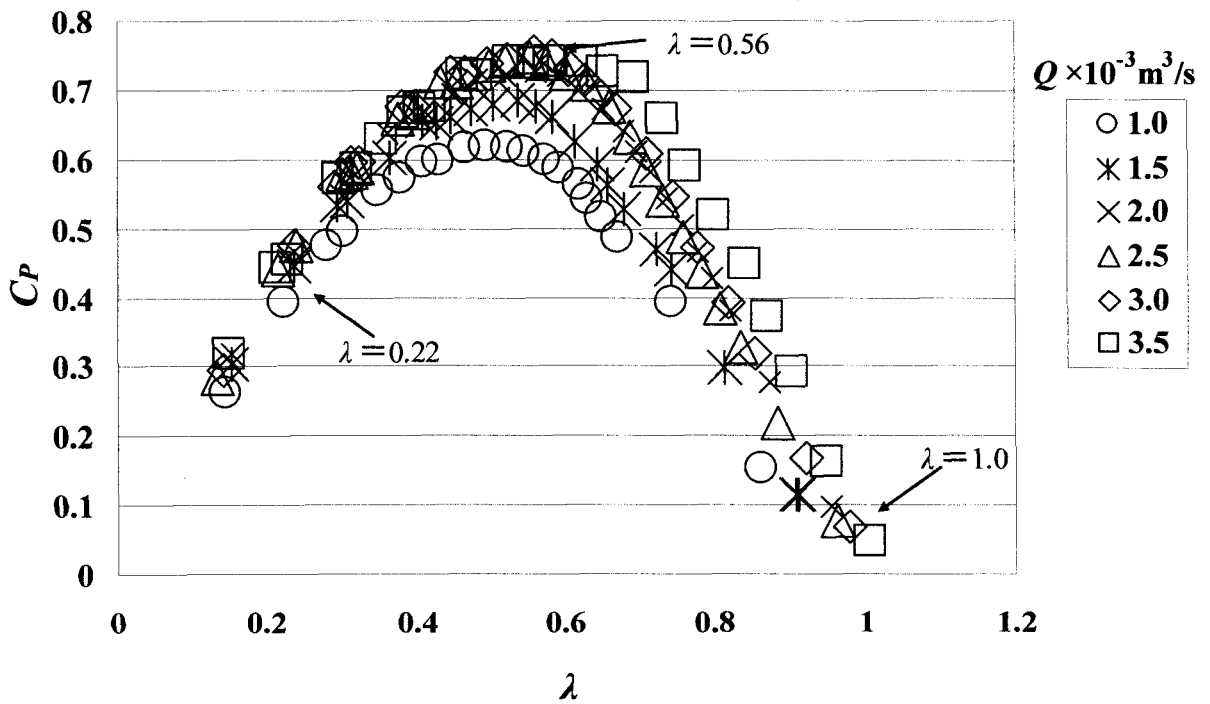
Fig.3.3 滝とランナの相対位置による出力特性 ($Q=3.5 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$)

3.3.1 ランナ形状による性能の比較

Fig.3.4 に流量別出力特性を示す。(a)が衝動ランナ、(b)が貫流ランナの特性を示す。各設定流量において、 C_{Pmax} は貫流ランナの方が高い結果を示している。また、周速比 λ に着目すると、衝動ランナは $\lambda=0.4$ 未満ではほぼ全設定流量で出力係数を得ることができていない。これは、 C_{Pmax} を過ぎてすぐに、運転状態が不安定となったためである。これに対し、貫流ランナは $\lambda=0.2$ 前後まで出力係数が得られており、安定して運転できる範囲が、衝動ランナに比べ広いことを意味する。次に、Fig.3.5 に最大流量 $3.5 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ における滝とランナの相対位置による出力特性を示す。(a)が衝動ランナ、(b)が貫流ランナの特性を示す。運転可能な相対位置の変化幅は、衝動ランナが $L_T/D_R=1.65$ から 1.73、貫流ランナが $L_T/D_R=1.68$ から 1.78 であり、大きな差異は無い。しかしながら、衝動ランナは L_T/D_R が大きくなるに従い、 C_P が得られる λ の範囲が狭くなっている。これに対し、貫流ランナは C_{Pmax} の低下は見られるものの、水流がランナ外周部に衝突する条件となる $L_T/D_R=1.78$ を除き、 C_P が得られる λ の範囲に大きな変化は無い。このことから、衝動ランナに比べ、貫流ランナの方が運転範囲が広いことがわかる。各設定流量における C_{Pmax} も、すべての流量において貫流ランナが衝動ランナを平均で約 20 %程度上回った。結果を Fig.3.6 に示す。

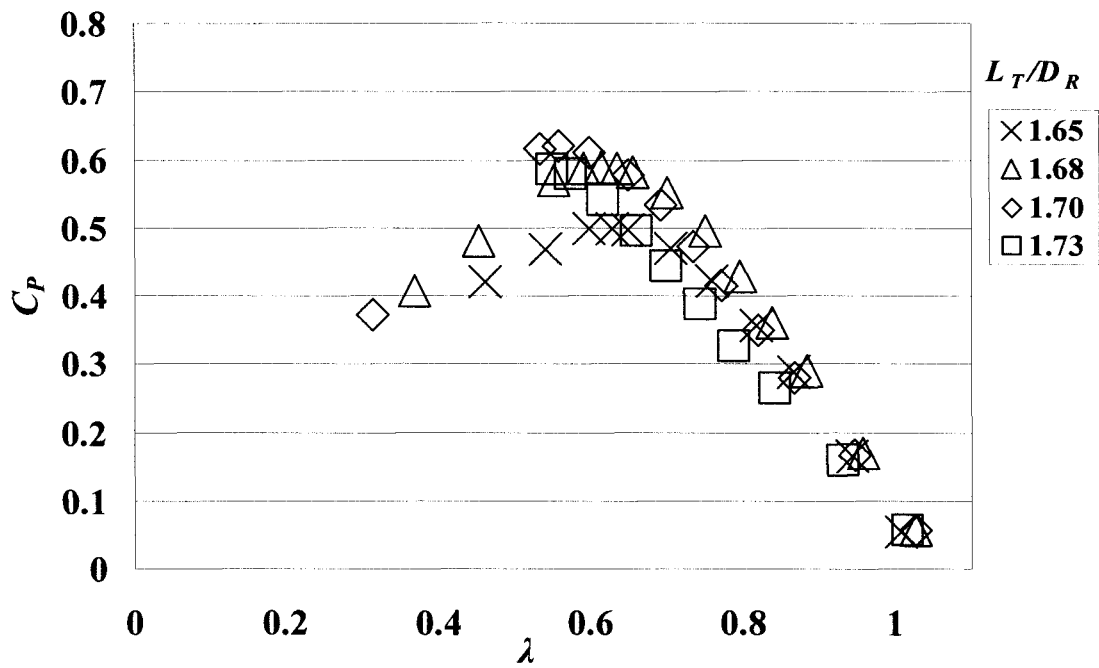


(a) 衝動ランナ出力特性

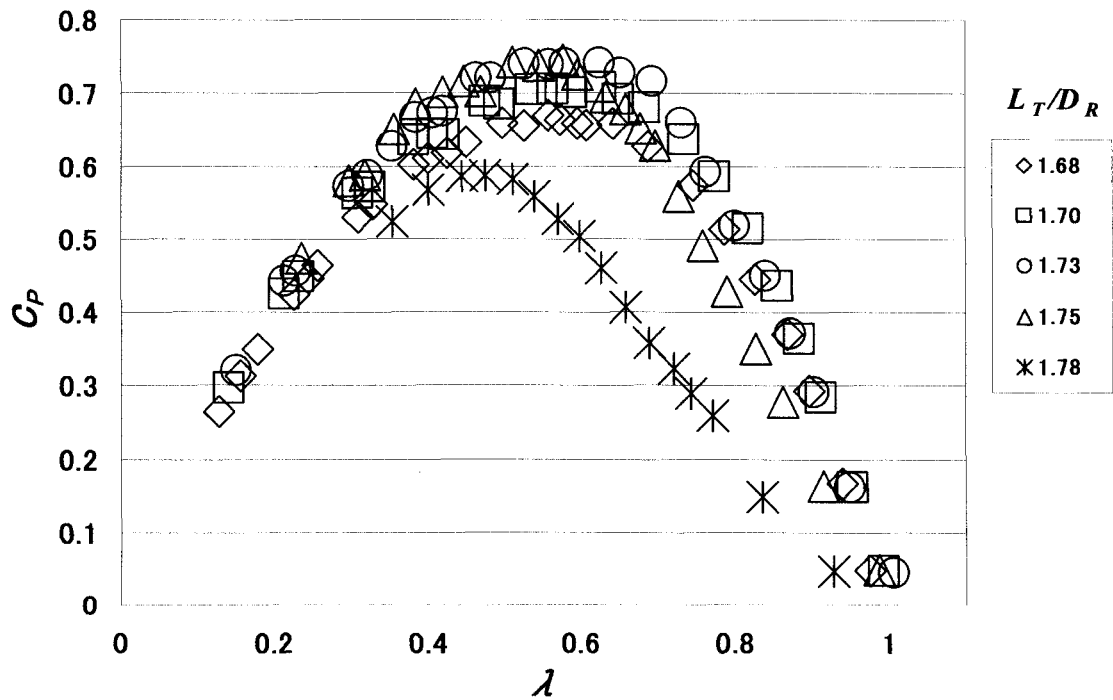


(b) 貫流ランナ出力特性 (fig.3.2 再掲)

Fig.3.4 ランナ出力特性



(a) 衝動ランナ出力特性



(b) 貫流ランナ出力特性(fig3.3 再掲)

Fig.3.5 滝とランナの相対位置関係による出力特性

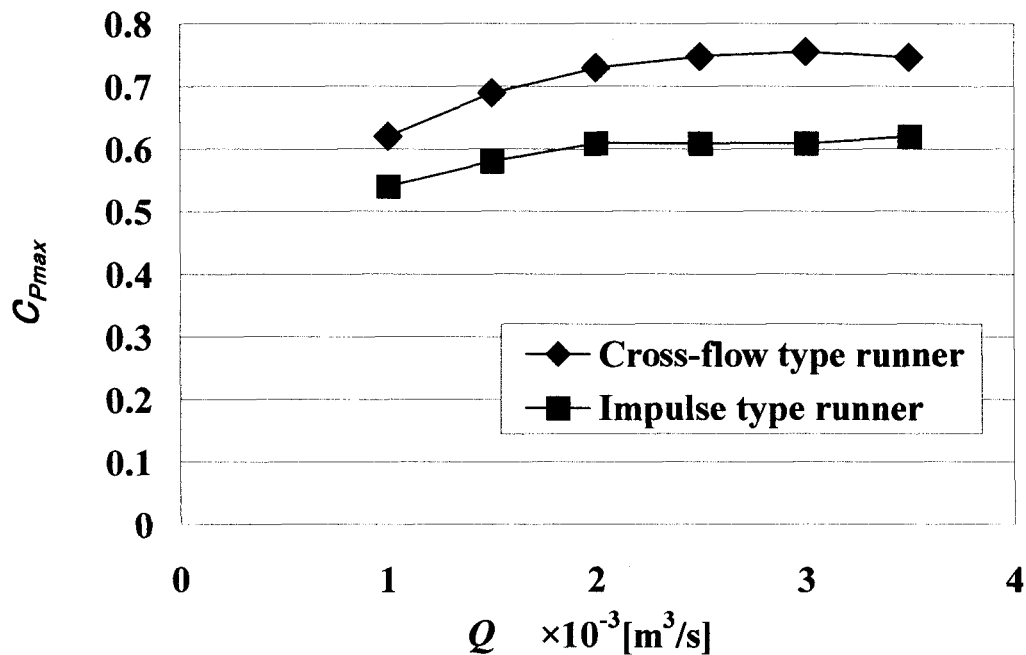


Fig.3.6 各流量設定における最大出力係数の比較

衝動ランナ，貫流ランナの特徴を比較した結果，以下のことが確認できた。

- ・衝動ランナは， $Q = 3.5 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ のときに， $\lambda = 0.58$ で $C_{pmax} = 0.62$ を得た。これに対し，貫流ランナは $Q = 3.0 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ 時に， $\lambda = 0.56$ で $C_{pmax} = 0.74$ を得た。
- ・衝動ランナは $\lambda < 0.4$ ではすべての流量においてランナの回転が不安定になり，停止に至った。貫流ランナについては，すべての流量において， $0.2 < \lambda < 1.0$ の広範囲で安定して出力を得ることができた。
- ・ C_{pmax} はすべての流量において貫流ランナが衝動ランナを平均で約 20 %程度上回った。両ランナともに低流量域で C_p が低下する傾向を確認できた。

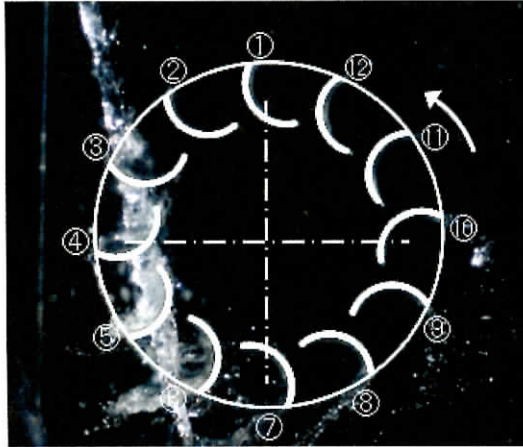
C_p が高く、出力が得られる λ が広範囲であることから、貫流ランナの基本性能は衝動ランナよりも優れていることが確認できた。以上から、滝用水車に適用するランナとして貫流ランナが有効である。実用面でも、未利用エネルギーの利用度向上や、流量変動がある地点において発電運転継続範囲が広がることから、貫流ランナの適用は効果的である。しかしながら、衝動ランナ、貫流ランナのブレード形状のみに着目し、滝がブレードに作用する力を想定すると、運動量理論より、ブレードの傾斜角（流入に対する流出角）が大きいほど、滝がブレードに作用する力が大きくなるため、ブレード中心角の大きい衝動ランナの方が、水車性能が高いように考えられる。しかしながら、実験結果は貫流ランナに優位性がある結果となった。これは、Ikeda らの研究から、衝動ランナはランナ内部に水流が滞留することで回転を妨げる抗力が生じるためである。両ランナの内部の流動状況を可視化した結果を Fig.3.7 に示す。Fig.3.7 の (a) が衝動ランナであり (b) が貫流ランナである。それぞれ、上段が無拘束回転時、中段が C_{Pmax} が得られた回転時、下段が低回転時の画像を示す。各画像に対応する C_p を Fig.3.4 に図示する。回転軸とランナはフランジを介し接続しているため、フランジ部と重なる部分については流れを見ることはできない。水流は画像の左上から下方向へと落下しており、ランナの左上方に衝突する。

まず衝動ランナの流れ場に注目する。無拘束回転時は水流がブレードに作用せず素通りしている。最大出力係数時は、ランナに流入した水がブレード③に衝突後、ブレード④、⑤の位置からランナ外部に流出する

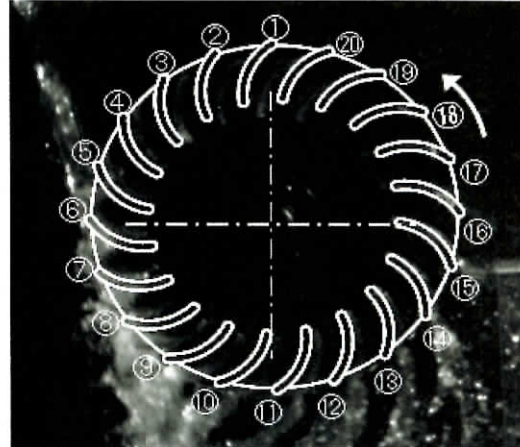
ものと、ランナ内部に流入するものとに分かれている様子が観察される。ランナ内部に流入した水はブレード⑥～⑧の背面に沿ってランナ外部に流出しており、ランナの回転を阻害している可能性がある。

低回転時は回転軸とブレード内側端まで水で満たされており、ブレード⑦～⑪の背面に沿って水が流出している。水流が作用しているブレード③～⑤については、各々のブレード間にも水が満ちており、後続のブレード背面に衝突している。これらの流れ場が形成されたことが、 λ の幅を狭くしたとともに、低回転時の C_p 値の著しい低下を招いたと考えられる。

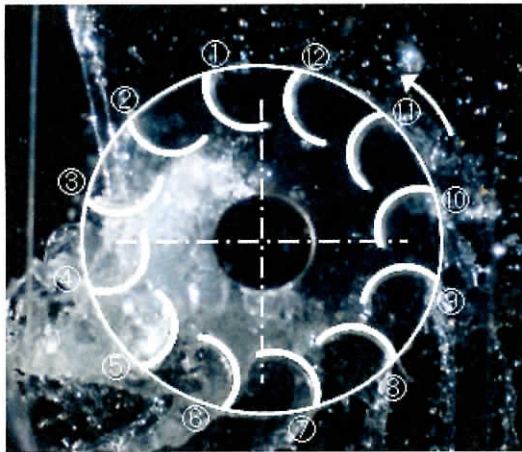
次に貫流ランナの流れ場に注目する。無拘束回転時は、衝動ランナと同様に水流はブレードに作用せず素通りしている。最大出力係数時にはブレード⑦⑧辺りから衝突した水のほとんどがランナ内部に流入している。ここには示していないが、動画での観察では、流入した流れは画像右方向の速度を有しており、ランナ内部を貫流し、ブレード⑪～⑬の前面に作用し流出している。また、流入位置からブレード⑬までのブレード間に存在する水も同様の速度を有しており、ブレードに回転方向のトルクを与えていることがわかった。低速度時はランナ内部の貫流角度が最大出力係数時よりも水平に近づいている。そのため、貫流の一部が軸に衝突している様子が伺える。また、 C_{pmax} 時と比較し、ブレード⑬～⑮の背面から流出する流れが顕著になっており、ランナ回転の妨げとなっている。低速度時は回転軸とブレード内側端まで水で満たされており、ブレード⑦～⑪の背面に沿って水が流出している。



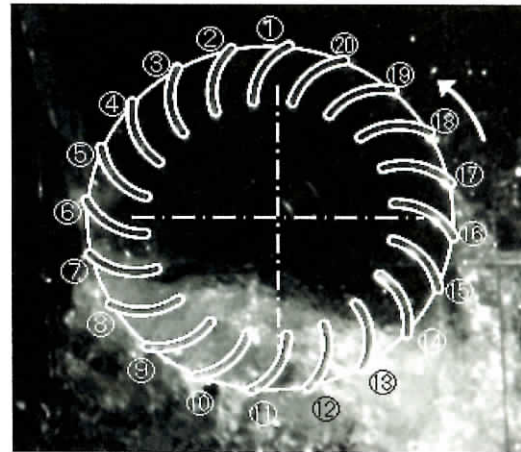
無拘束回転時 $\lambda=1.0$



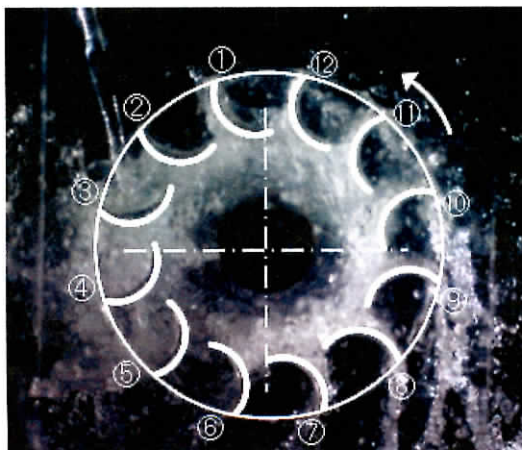
無拘束回転時 $\lambda=1.0$



最大出力係数時 $\lambda=0.58$, C_{Pmax}

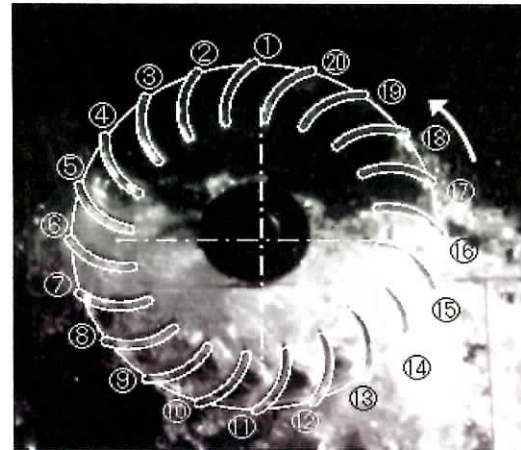


最大出力係数時 $\lambda=0.56$, C_{Pmax}



低回転時 $\lambda=0.34$

(a) 衝動ランナ



低回転時 $\lambda=0.22$

(b) 貫流ランナ

Fig. 3.7 ランナ内部流れ

流れ場から、衝動ランナではランナ内部での水の滞留がランナ回転数の低下にともない増加することを確認した。滞留水によりランナが減速することで、ランナ内部の水に作用する遠心力が低下し、ランナ外部への流出量の低下を招き、更に滞留を促進するという悪循環に陥ったものと考えられる。この状況では回転数が急激に低下しランナが停止する。そのため、Fig.3.4(a)に示すように、 C_p が得られる λ の範囲が狭くなる結果になったと考えられる。

貫流ランナでは、 C_{Pmax} が得られたときは⑪から⑬の位置からランナ外部に流出していたが、回転数の低下にともない、流出位置が⑭から⑯の位置に上昇し、ランナ内部では水流が軸近傍を通過し始め、低速度時にはランナ回転軸に衝突する流れが生じる。しかし、貫流して外部に水流が流出されることにより水の滞留が生じないことから、ランナの回転を妨げる抗力が発生しないため、衝動ランナのような急激な出力係数の低下は起こらない。よって、運転可能な周速比 λ の範囲が広がる。

ランナ内部の流れ場から、衝動ランナはランナ内部の滞留水による損失が貫流ランナのそれよりも大きいことから、ブレード 1 枚あたりに作用する水流のエネルギーが貫流ランナを上回ったとしても、結果的に得られるトルクは貫流ランナの方が高くなる。以上から、両ランナの特性に最も大きな影響を与えるのは、ランナ内部での流動状況であると考えられ、滝用水車に適用するランナとして貫流ランナの有効性が確認できた。

3.3.2 貫流ランナの出力係数の見積もり

滝用水車として貫流ランナの適用が効果的であることが確認できた。そこで、貫流ランナを実地点に適用するため、水車の出力係数の見積もり方法を検討する。3.3.1 項の流れ場の可視化結果から、水流はランナ上部のブレードに作用した後、ランナ内部を通過し、再度ランナ下端のブレードに作用して外部に流出する様子が確認できた。このような流れは、従来型のクロスフロー水車と同様である。低落差地点の極小規模エネルギーを利用する場合、わずかな有効落差の変化でも得られるエネルギー量の変化が大きいことから、水車の出力係数を見積もる場合、有効落差をどのように規定するかが重要である。従来型のクロスフロー水車では、ランナに作用するトルクの算定は流入部のみを対象としている^[9]。実際の地点開発においても、吸出管がない場合、水車に作用する有効落差は、取水位からランナ中心までの高低差をもとに規定している。しかしながら、滝用水車の場合は流れ場の可視化結果から、水流はランナ上部と下部に作用していると推測される。よって、有効落差はランナ下端位置まで含む必要がある。そこで、角運動量理論を元にランナ流入部と流出部のトルクを求め、出力係数を見積もる際の有効落差をどのように規定するかを検討した。

(1) 貫流ランナに作用する水流のエネルギー

貫流ランナは Fig.3.8 に示すとおり，流入部(a)と流出部(b)の 2 箇所で水流がブレードに対し作用している。

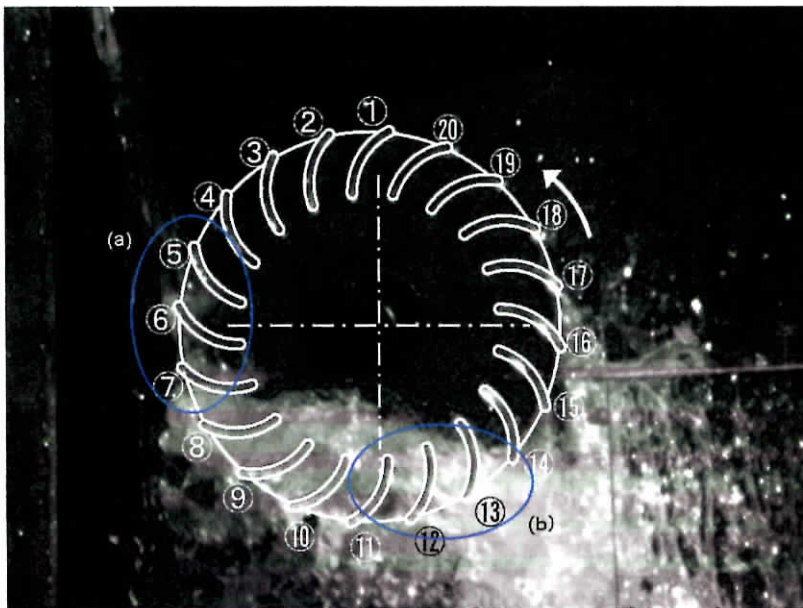


Fig.3.8 貫流ランナにおける水流がランナに作用する位置

ランナ内部の流れを，代表流線を仮定した速度三角形で示すと Fig.3.9 となる．絶対速度 V_1 でブレードに作用した流れは，周速度 U_1 により相対速度 W_1 でブレード上を沿ってランナ内部に流入する．この時，ランナ内部に流入した流れは，周速 U_2 と相対速度 $W_1 (=W_2)$ により絶対速度 V_2 を持った流れとなる．この流れは再度，流出部のブレードに絶対速度 V_3 として作用する． V_3 でブレードに作用した流れは周速度 $U_3 (=U_2)$ に

より、相対速度 $W_3 (=W_4)$ として水流がブレードに沿って流れ、周速度 $U_4=U_1$ により絶対速度 V_4 としてランナ外部に流出する。水流による各ブレードに作用する出力は、次式で示される。なお、式中の $\alpha_1 \sim \alpha_4$ は周速度 U と絶対速度 V がなす絶対流れ角とする。

$$E = E_1 + E_2$$

$$E_1 = T_1 \omega = \rho Q (U_1 V_1 \cos \alpha_1 - U_2 V_2 \cos \alpha_2)$$

$$E_2 = T_2 \omega = \rho Q (U_3 V_3 \cos \alpha_3 - U_4 V_4 \cos \alpha_4)$$

上式を用い、流入部と流出部の各速度成分により、流入部、流出部での出力を計算で求め、実験結果との比較を試みた。

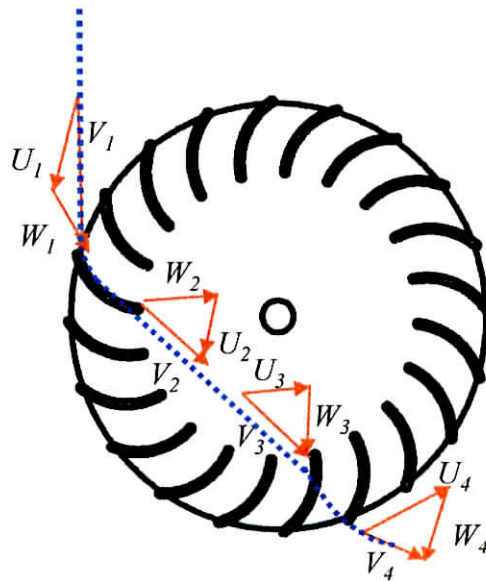


Fig.3.9 速度三角形

(2) ランナ流入部と流出部に作用するトルクの推定

水流がランナに作用する際のトルクの推定を行なった。実験には Fig.3.10 に示す装置を用いトルクを計測し、トルクから計算で出力を求め、理論値と比較した。本計測に用いた実験装置は、ランナに作用する流線を観察しやすくするために、水流の厚み t が 1 mm となる矩形のノズルをランナ上方に設置し、膜状の水を鉛直下向きに流下させランナに作用させた。

ノズルへの給水はポンプから直接供給した。給水量は電磁流量計で計測しノズルからの流出量が、 $0.65 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 一定となるように調整した。ノズル下端を原点とし、鉛直下向きを z 方向、ランナ軸に水平に向かう方向を x 方向、ノズルと平行となる向きを y 方向と定義する。ランナの設置位置は水流の状況を観察し、水流厚み $t=1 \text{ mm}$ を維持してランナに作用する位置とした。具体的には、ノズル下端原点からランナ軸中心までの z 方向距離 250 mm の位置とした。

水流が作用する位置と水車軸までの x 方向距離を L_c と定義し、 L_c を 40~90 mm まで 10 mm ずつ変化させ、トルクを計測した。相対速度 W は、ブレード上を流れる水流の厚みを、水膜厚さと同じ $t=1 \text{ mm}$ と仮定し、流量と水流断面積から算出した。また、ランナに流入する滝のエネルギーを把握するために滝の流速を測定し、これを絶対速度とした。測定にはレーザードップラー流速計 (LDV)を用いた。

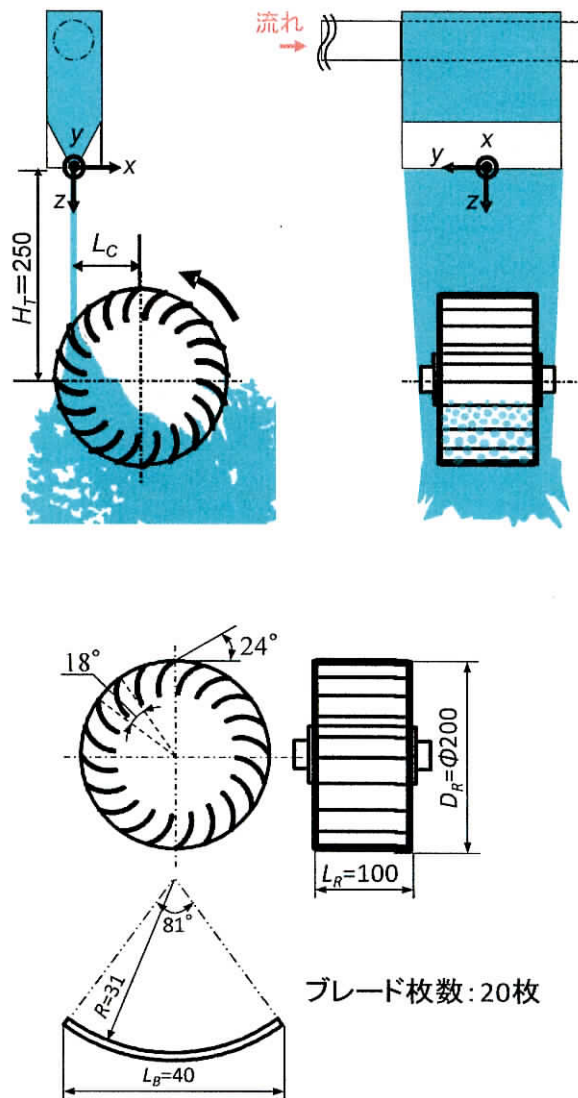


Fig.3.10 実験装置概要

角運動量理論にもとづき，流入部と流出部で作用する出力を求める場合，ランナの回転数，絶対速度 V と周速度 U の為す流線の角度 α が必要となる．これらは，各 L_c 条件で最大出力を得た時の回転数の実験値と，流れ場の可視化により得た角度とした．ランナ外周から流入する第一段

においては、流線の角度 α を確認することができたが、貫流後の第二段では、流れの乱れがあり流線の角度を計測することができなかった。そこで、まず第一段でのトルクから計算で出力値を求め、実験値とどの程度の差異が生じるかを確認した。その結果を Fig.3.11 に示す。 L_c により実験値にばらつきはあるものの、第一段の理論出力値と実験値は概ね同じ値となった。 $L_c=40\sim 90$ mm におけるばらつきは、実際の水流の流入状態と計測した角度 α との誤差、仮定した流れの厚みと実際の厚みとの違いによるものであり、理論値と実験値は比較的良好な一致を示した。これに対し、 $L_c=100$ mm において理論値と実験値に大きな乖離が生じている。これは $L_c=40\sim 90$ mm では、水流が連続的にブレードに作用しているが、 $L_c=100$ mm の位置はランナの外縁であり、ランナの回転過程で、水流がブレードに作用しない時間帯が生じているためである。

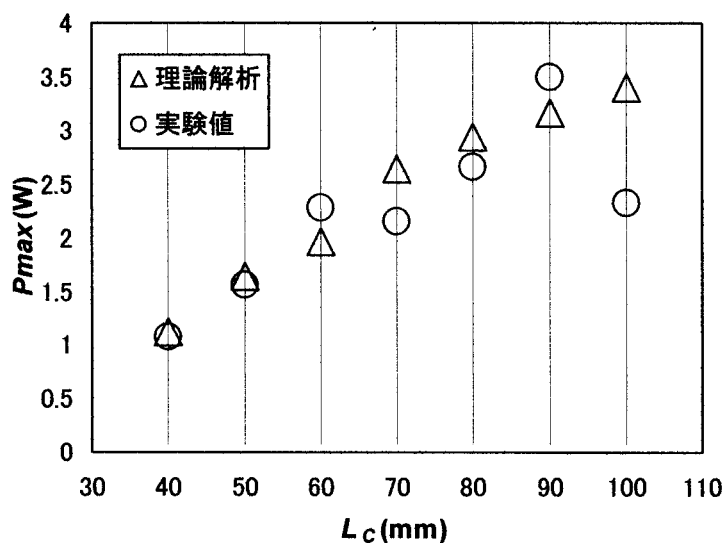


Fig.3.11 第一段での仕事量と実験値との比較

3.4 考察

貫流ランナは衝動ランナと比較し、出力係数が高く、広い周速比域での運転が可能である。これは、ランナ内部での水の滞留状況が大きく影響している。衝動ランナは流入と流出する流れの角度が貫流ランナよりも大きいため、衝動ランナのブレードに作用するトルクは、貫流ランナより大きいと推定できるが、内部に滞留する水が水車軸との衝突損を生じさせているとともに、ランナの回転方向に対し抗力として作用するため、貫流ランナよりも出力係数が低く、運転可能範囲も狭くなっている。この傾向は流量によらない。水流がランナに与えるトルクについては、ランナ流入部（第一段）と貫流後の流出部（第二段）でそれぞれ生じていると予想したが、理論的に求めた第一段のみの出力と第二段での出力

も含む実験値がほぼ同等であったことから、第二段での出力は 10 %未満と予想され、実用上考慮する必要は少ないといえる。また、開放型貫流水車の出力の見積もりについては、ランナに作用する直前の水流の速度水頭を理論的に求め、それを有効落差とし、そのときの周速比で得られる出力係数を乗じ見積もることが適当であるといえる。

3.5 まとめ

滝用水車において、貫流ランナの適用可能性について検討するため、衝動ランナとの性能比較およびランナ内外部の流れ場を調べた。両者の比較により、以下のことが確認できた。

- (1) 最適条件における C_{Pmax} は衝動ランナでは約 0.62 であったのに対し、貫流ランナは約 0.74 であった、設定流量における C_{Pmax} を比べると、全ての設定流量で貫流ランナの C_{Pmax} が衝動ランナのそれを上回り、平均で約 20 %貫流ランナのほうが高い結果を得た。
- (2) C_p が得られる範囲を λ で比較すると、衝動ランナは $\lambda=0.4$ から 1.0 の範囲であったのに対し、貫流ランナは $\lambda=0.2$ から 1.0 の範囲であった。この傾向は滝とランナの相対位置を変えた場合も同じであり、衝動ランナに比べ貫流ランナのほうが安定して運転できる範囲が広い。

(3) 衝動ランナと貫流ランナの C_p の違いは、ランナ内部の流動状況の違いによるものである。

滝用水車は、発電規模が極小（10 kW 未満）の地点が対象となることから、建設コスト低減を実現するには、水車本体が簡易な構造であるとともに、設置が容易であることなどが実用上求められる。そのため、本研究ではケーシングを有さない開放型ランナを用い、流下する滝の下端にランナを固定する方式とした。この方式は、流量調整機能を有さないこと、流量が変化した場合には水流がランナに作用する位置が変わることから、実際の発電において、常に最適な出力特性での使用は望めないという短所を有する。そのため、滝用水車として使用するランナは出力係数が高く、発電運転可能範囲が広いことが、その選定上最も考慮しなければならない要件となる。衝動ランナと貫流ランナの出力係数、運転可能範囲を実験結果にもとづき比較した結果、これらの要件に合致するのは、貫流ランナであるとの結果を得た。

第 4 章

実験結果（水流方向性御時の水車性能評価）

第4章

実験結果（水流方向制御時の水車性能評価）

4.1 はじめに

滝用水車は、水流とランナの相対位置によりランナ性能が大きく変化することが Ikeda^[6]らの実験で解明されている。この特徴は今回対象とした貫流ランナについても同様であった。自由落下の場合は、流量により水路端の流出速度が変化するため、その到達位置は変化する。季節や天候による流量変化を避けることができない自然の流れでは、水流の落下位置、自由表面形状の変動などが発生し、水車の安定運転の妨げになる。この問題に対し ikeda らは、Fig.4.1 に示すように滝の下方に水流方向を制御するための平板を設け、平板で滝を受け流してランナへ導く方法を提案している。この方法では、流量変化時でも水車への水流衝突位置をほぼ一定に保つことができるため、水車の位置を固定したままでの発電が可能となる。その一方で、水流が平板へ衝突する際に速度エネルギーの一部が失われるため、平板を使用しない場合と比較し、 C_{Pmax} が約 20 % 低下することが問題であった。

4.2 実験の目的

出力低下を抑えつつ、水流方向を制御することを目的に、曲面流路を用いる方法を検討した。ここでは同制御方法が水車特性に与える影響を調査する。Fig.4.2 に曲面流路に水流が沿う様子を示す。曲面流路を設置しない場合、開水路端から流出した水流は放物線を描いて落下する。その際、落下位置は水量によって異なる。開水路端に曲面流路を設置することで、水流の落下位置を一定とすることができ、ランナを固定したままでも安定した発電が可能になる。曲面流路は蓋を必要としないために塵芥が詰まる恐れがなく、実用面での設置コストやメンテナンス軽減の観点からも有効だと考えられる。

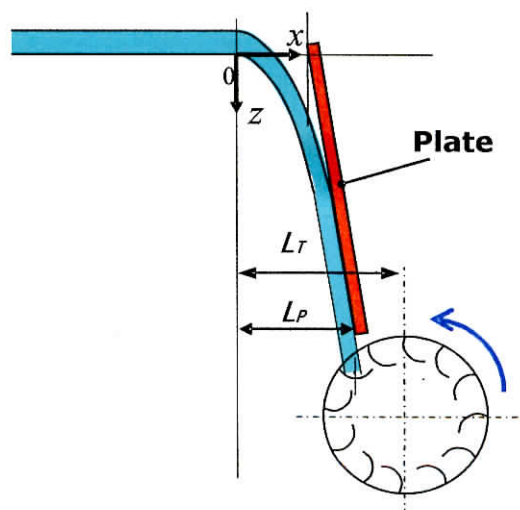


Fig.4.1 平板による水流制御概要

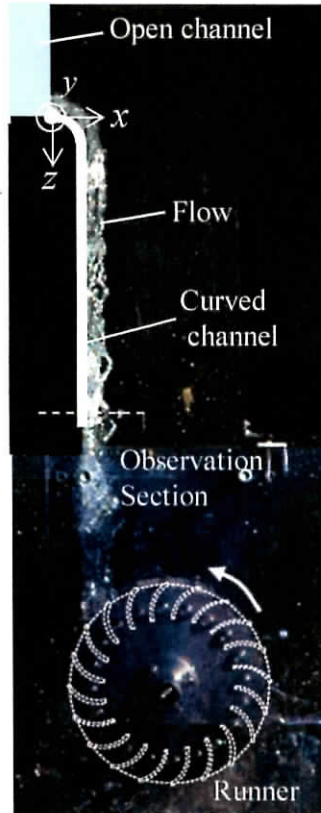


Fig.4.2 曲面流路上の流れ ($R_c=60$ mm, $H_{pl}=300$ mm, $Q=4.0\times 10^{-3}$ m³/s)

4.3 実験結果

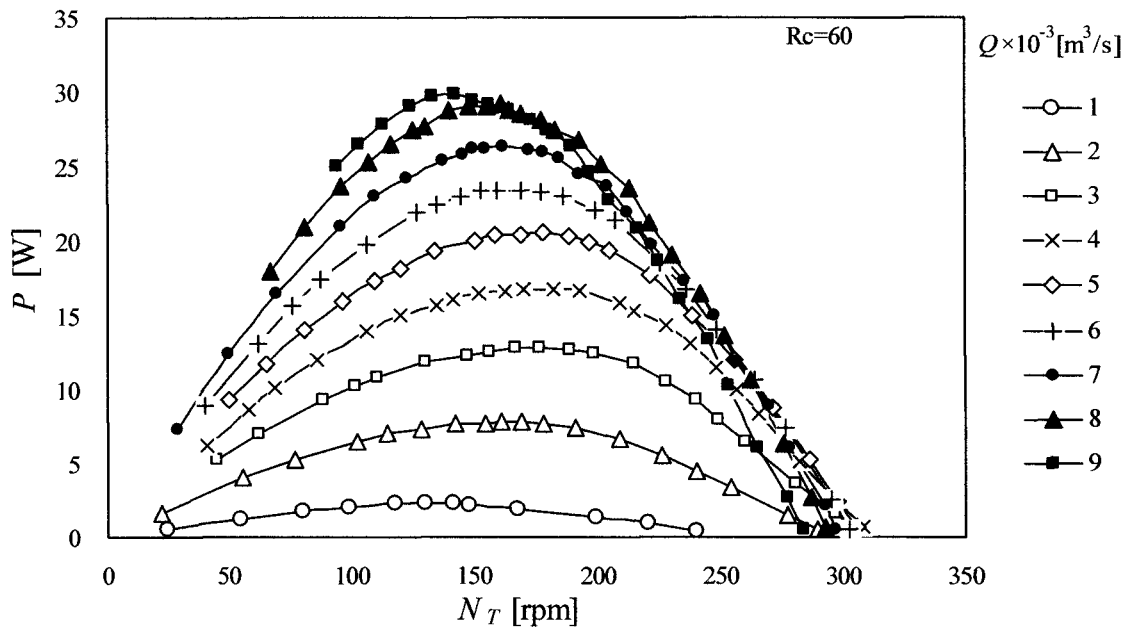
流路形状が水車特性に与える影響および曲面流路上を流れる水流の状況の評価を行うため、曲率半径が大きく異なる2種類の曲面流路を用い、曲面流路の有効性を実験により確認した。

4.3.1 水車性能

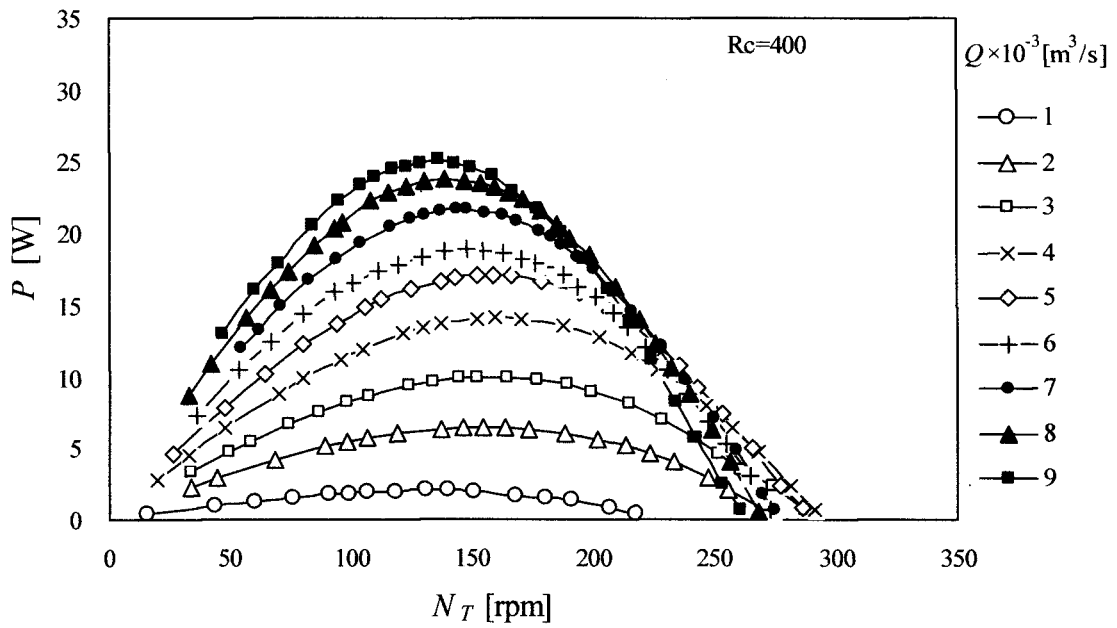
まず、曲面流路の曲率半径が水車出力に与える影響を概観するために、異なる曲率を有する2つの曲面流路を用いたときの水車出力を評価した。通常、水車性能は出力係数と周速比で評価するが、ここでは曲面流路通過後の水流状況が未知であるため、まずは出力と回転数で評価した。測定結果を Fig.4.3 に示す。なお曲面流路表面からランナ軸中心までの水平距離 $L_c=0.9$ とした。 Q の増大とともに P は増加しており、この傾向は $R_c=60, 400$ mm ともに見られる。いずれの Q についても $R_c=60$ mm 時の出力が大きく、ランナ回転数も高い。無拘束回転数に着目すると、 $Q \geq 7 \times 10^{-3}$ m³/s で顕著な低下が見られる。この結果から $R_c=60$ mm の方が水流のエネルギーを有効に利用できていることがわかる。

各流量に対する最大出力値 P_{max} を R_c で比較した結果を Fig.4.4 に示す。 $Q=1 \times 10^{-3}$ m³/s の場合のみ P_{max} 値はほぼ一致しているが、それ以上の流量では、 $R_c=60$ mm 時の P_{max} が $R_c=400$ mm 時を上回っている様子がわかる。

両者の比をとったものを Fig.4.5 に示す. 最大出力比は流量に依存する様子は見られず, $R_c=60$ mm 時の P_{max} が 10~30 %程度大きく, 全ての流量域の値を平均すると 22%の違いであることがわかった.



(a) $R_c=60$ mm



(b) $R_c=400$ mm

Fig.4.3 曲面流路別出力特性

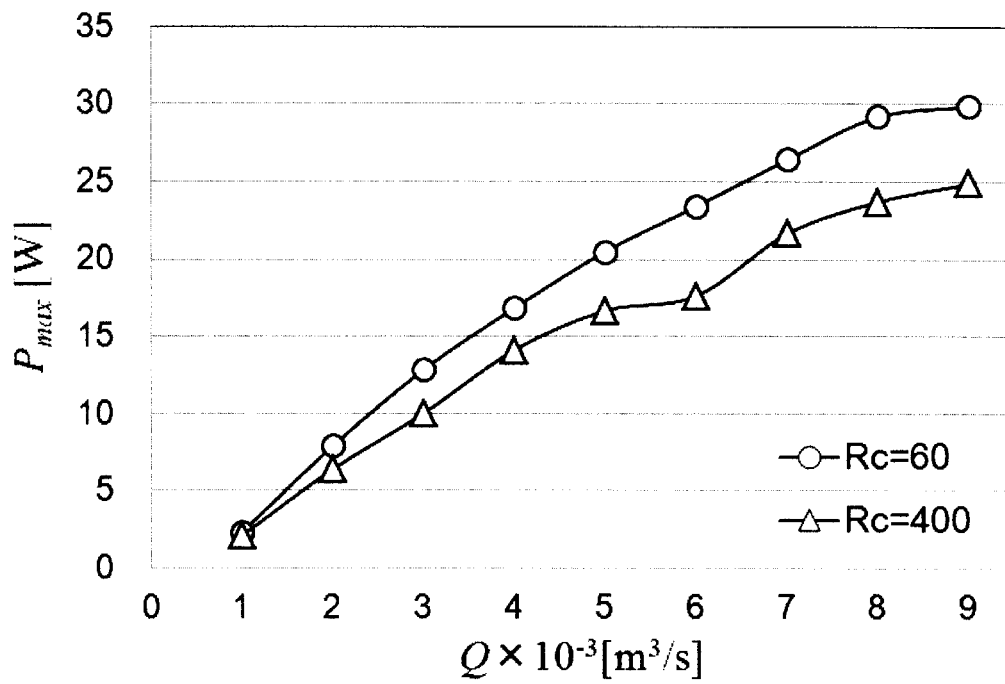


Fig.4.4 流量別最大出力比較

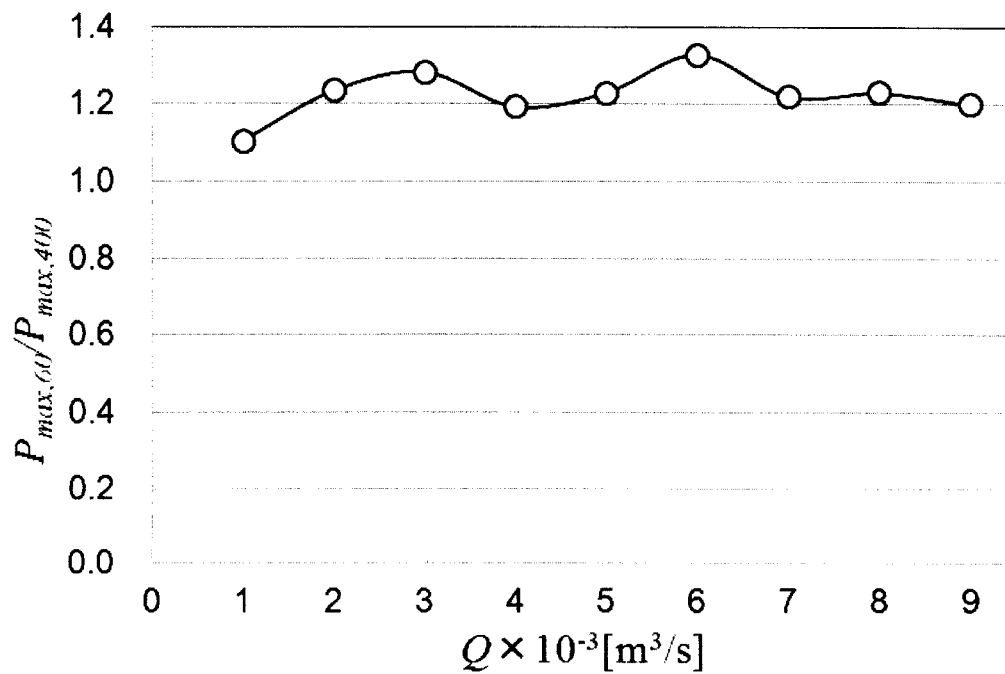


Fig.4.5 流量別最大出力比比較

4.3.2 水流状況

R_c により水車性能に違いが生じた原因を調べるために、水流状況を評価した。水流断面の可視化画像例を Fig.4.6 に示す。

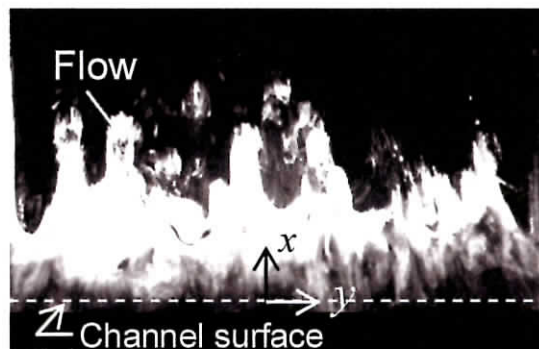


Fig.4.6 曲面流路上の流れ ($R_c=400$ mm, $Q=9\times 10^{-3}$ m³/s 時)

可視化した断面は、曲面流路下端から上方の x - y 断面であり Fig.4.2 中の破線部の位置に相当する。具体的には、 $H_m = 355$ mm($R_c = 60$ 時)、 480 mm($R_c = 400$ 時)とした。

レーザーシート光は x 軸正方向から照射している。不要な反射を防ぐために、曲面流路は透明樹脂製とした。画像を見ると曲面流路の幅方向 (y 方向) に水流の自由表面の波状変形が見られる。これは遠心力による流れの不安定性に関係すると思われる。波状変形の位置や数は主に流量 (流速) で変化し、基本的には流量が増加するほど波状変形が顕著となる。水流が白く見えるところは自由表面の乱れにより照明光が散乱して

おり、流路壁面近傍の暗いところは乱れのほとんど無い流動状態であると思われる。この断面画像から y 方向の水流平均厚み t_m mm を画像処理によって計測した。具体的には、Fig.4.7 に示すとおり可視化画像を二値化し、その有効画素数から水流断面積を求めた。次に、水流断面積を水路幅で割ることで t_m を得た。Fig.4.7 からわかるように可視化画像には自由表面から離れた飛沫も撮影されており、画像処理にはこれも含んでいる。 t_m を基準に厚み変動の実効値 $t_{m,rms}$ を求めた。撮影速度は毎秒 60 コマで約 10 秒間とした。測定結果を Fig.4.8 に示す。

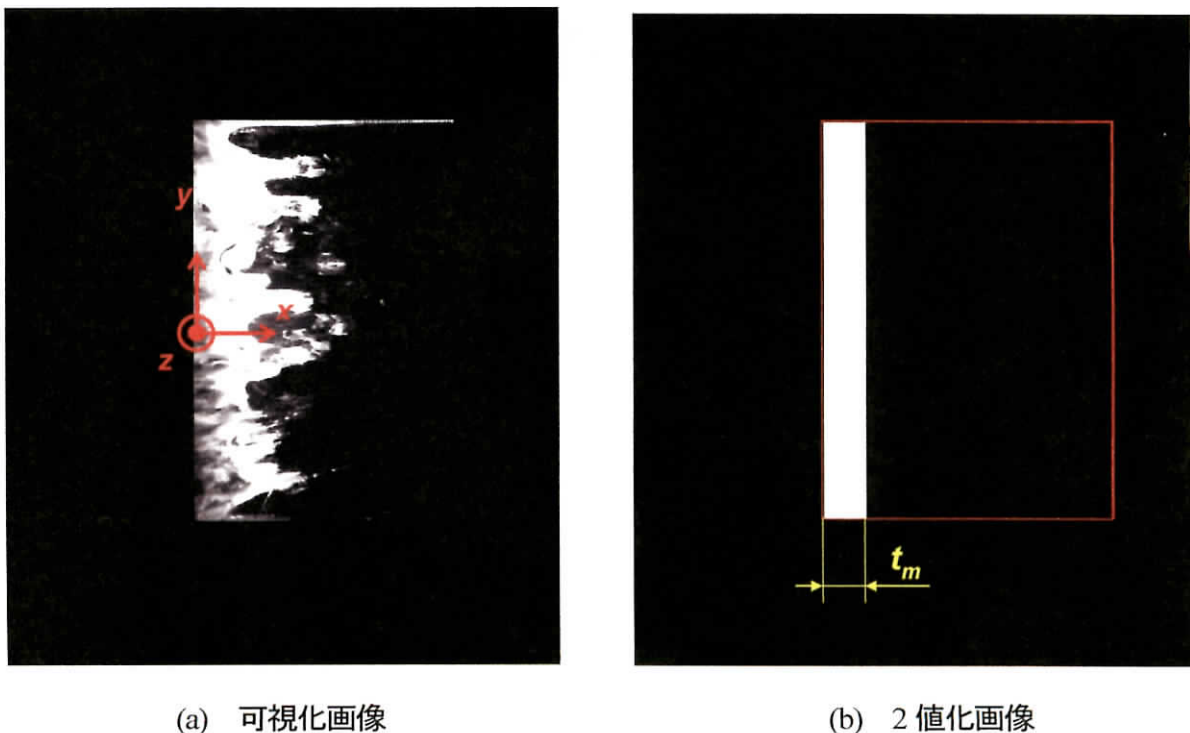


Fig.4.7 水流厚みの可視化処理

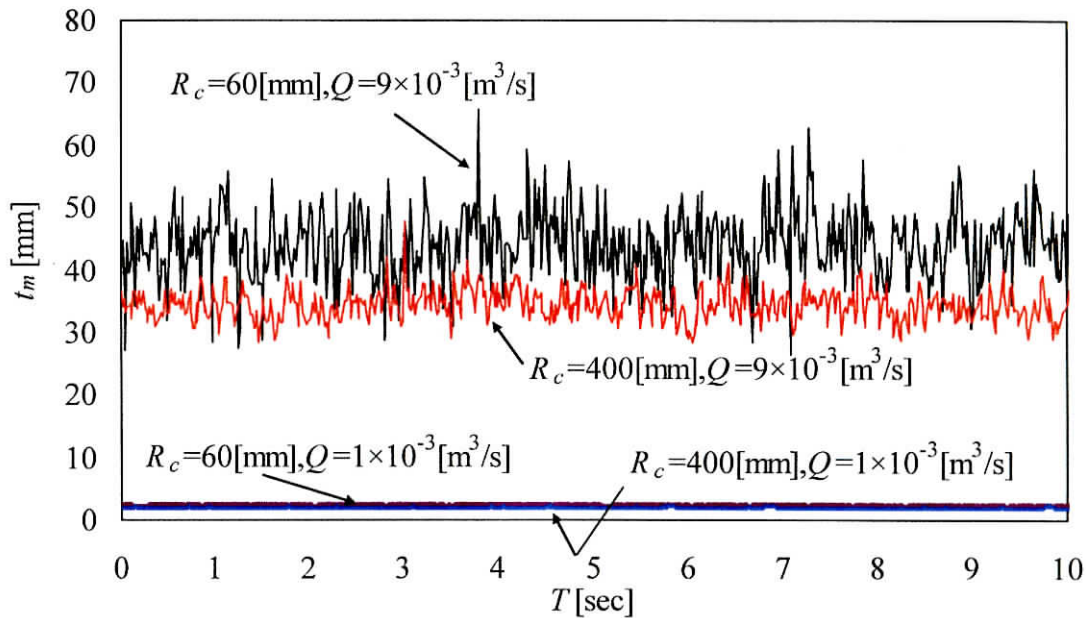


Fig.4.8 厚み変化の計測結果

$Q=9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ では、 t_m は大きく変動しており、その振幅は $R_c=60 \text{ mm}$ 時の方が $R_c=400 \text{ mm}$ 時と比較して明らかに大きい。つまり、曲面流路の曲率半径が大きい方が水流の変動を抑制する効果が高いことがわかる。

グラフの波形から平均値を見積もると、同じ流量であるにも関わらず $R_c=60 \text{ mm}$ の方が常に t_m が大きいことがわかる。これは水流自由表面の変動が激しく、レーザー光を拡散反射する白濁部が広いために、画像処理上で面積を大きく算出したことが主要因である。Fig.4.9 に $R_c=60, 400 \text{ mm}$ 時の Q に対する t_m および $t_{m, rms}$ の分布を示す。 $R_c=400 \text{ mm}$ 時には、 t_m は Q に比例して増大する。それに対して $R_c=60 \text{ mm}$ 時では、 t_m は Q の

増加とともに指数関数的に増大する。 $Q=9 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ 時の水流の平均厚みはランナ直径の 20%にも達しており、ランナブレードに対する水流の一部が、ランナ回転を妨げる流入角となる流れになっている可能性がある。 $t_{m,rms}$ に着目すると、全流量条件において $R_c=400 \text{ mm}$ 時に比べ $R_c=60 \text{ mm}$ 時の $t_{m,rms}$ 値が大きい。この変動は最大でもランナ直径の 3 %程度であり、Fig.4.3 の結果からも出力に影響している様子はない。

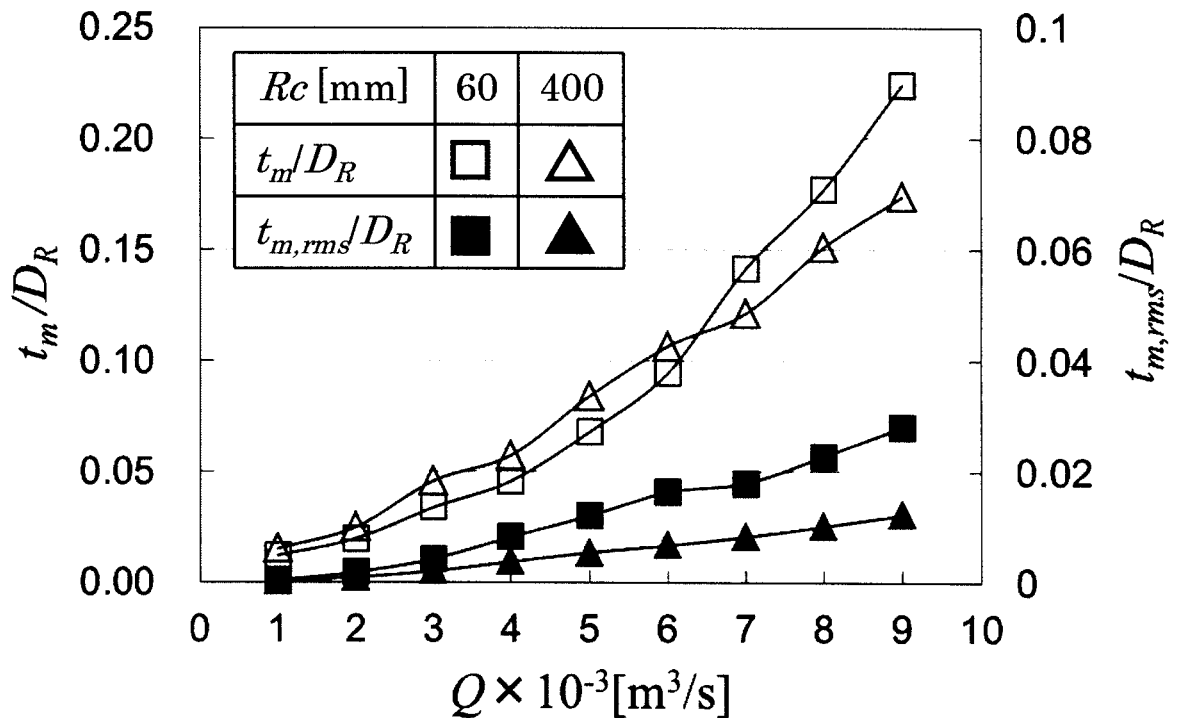


Fig.4.9 流量別流れの厚み分布

また、最小流量 $Q=1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ では、いずれの R_c 時においても、 $t_m=2 \text{ mm}$ 程度と小さく、時間変動はほとんど見られない。この場合の水流は曲面流路にはりつくように流下しており、白濁する様子もなくほとんど

乱れの無い状態である。しかしながら、水流の状況に差がないにもかかわらず、Fig.4.5 に示した P_{max} では $R_c=60$ mm と $R_c=400$ mm とで 10 % の差が生じていた。この理由を考察するため、全圧管による水流の速度測定を実施した。結果を Fig.4.10 に示す。流路に沿う水流の速度のみに着目すると、 R_c によらずほぼ等しい値となる。しかしながら、各曲面流路において、速度を計測した位置は、 $R_c=60$ mm では滝の原点から鉛直下向きに 355 mm、 $R_c=400$ mm では同じく鉛直下向きに 480 mm の位置である。計測位置が異なるにもかかわらず速度差がほとんどないということは、流路摩擦損失の影響を大きく受けていると考えられる。そこで、ダルシー・ワイズバッハの式を参考に、各曲面流路の損失の比較を設定流量 $Q=1\sim 9\times 10^3$ m³/s に対し、 1×10^3 m³/s ずつ変化させ計算した。なお、実際の流れは波状の乱れを有し、流速の分布が不均一であるが、ここでは、摩擦損失の概観を捉えるため、流速は、曲面流路の始点（開水路の右端）から終点（最下端）までの平均速度を、径深は始点での流積、潤辺から求め、曲面流路を通過する過程で径深の変化は無いものとした。曲面流路下端までの摩擦損失を比較した結果、曲面流路長の長い $R_c=400$ mm のほうが摩擦損失が大きいこと、 $R_c=400$ mm、 $R_c=60$ mm とともに流量 Q の増加により摩擦損失は減少し、 $Q=5\times 10^3$ m³/s 以上では摩擦損失がほぼ一定になる傾向を確認した。また、各曲面流路の損失分を速度に換算し、各曲面流路下端での速度を求めた結果、両曲面流路下端での速度差は約 10 % 程度となった。以上から、曲面流路長による摩擦損失の影響が曲面流路下端速度に現れていると考える。また、速度測定点の流れの様

相（波状変形の度合い）により異なるものの、実測速度が、理論値よりも速いことから、水流の波状変形により、曲面流路に接しない流れが生じていると予測される。以上の考察から、曲面流路長が出力に影響を与えるといえるが、実測した速度差では Fig.4.5 に示す P_{max} の差とはならない。しかしながら、 $R_c=60\text{ mm}$ と $R_c=400\text{ mm}$ とでは流路下端からランナまでの距離が異なっており、隙間が広い $R_c=60\text{ mm}$ では、曲面流路下端から離れた水流がランナに流入するまでに自由落下により曲面流路下端での水流速度の約 60 %程度加速する。このことが、 $R_c=60\text{ mm}$ の P_{max} が高くなる原因だと考えられる。

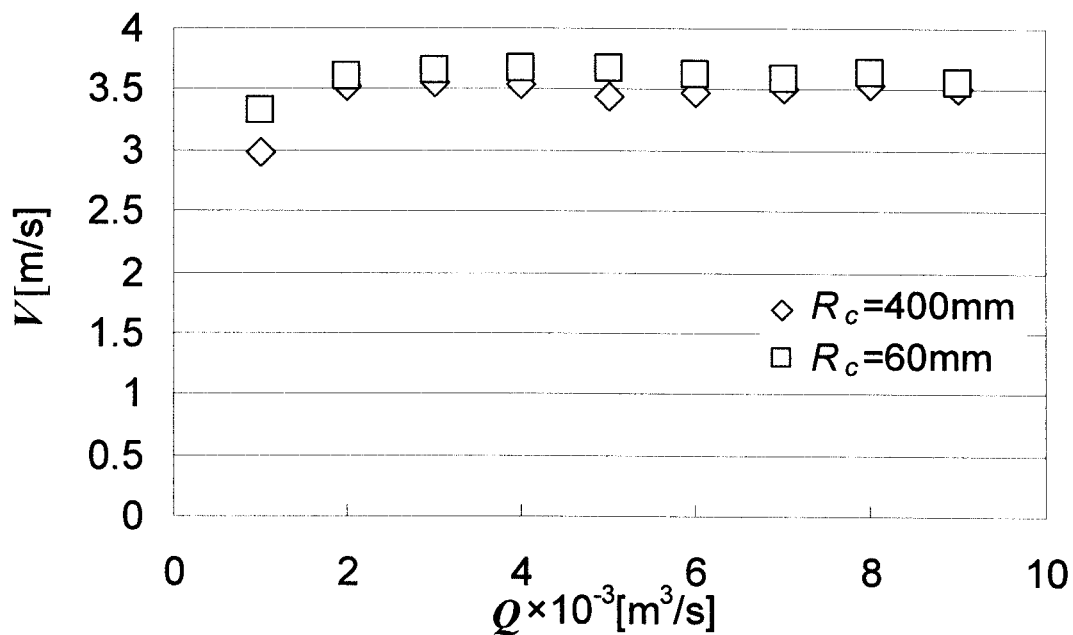


Fig.4.10 曲面流路下端での水流速度

次に曲面流路の直線部長さ H_{pl} の影響について調べた。この調査では $R_c=30\text{ mm}$ を用い、 $H_{pl}=100, 200, 300\text{ mm}$ 時の最大出力を計測した。こ

ここでは、水流の乱れの影響を排除するために、低流量域での実験とした。結果を Fig.4.11 に示す。出力の差はわずかではあるが、全体的に $H_{pl}=100$ mm の場合の P_{max} が大きい。これは、直線部長さの違いによる壁面摩擦によるエネルギー損失の変化が影響しているとも考えられるが、前述のように曲面流路下端からランナまでの壁面摩擦の無い自由落下距離の影響が表れている。比較実験では、 H_{pl} が 100 mm 短くなるに従い、自由落下による加速分として、約 15 % 速度水頭が増加する結果となった。

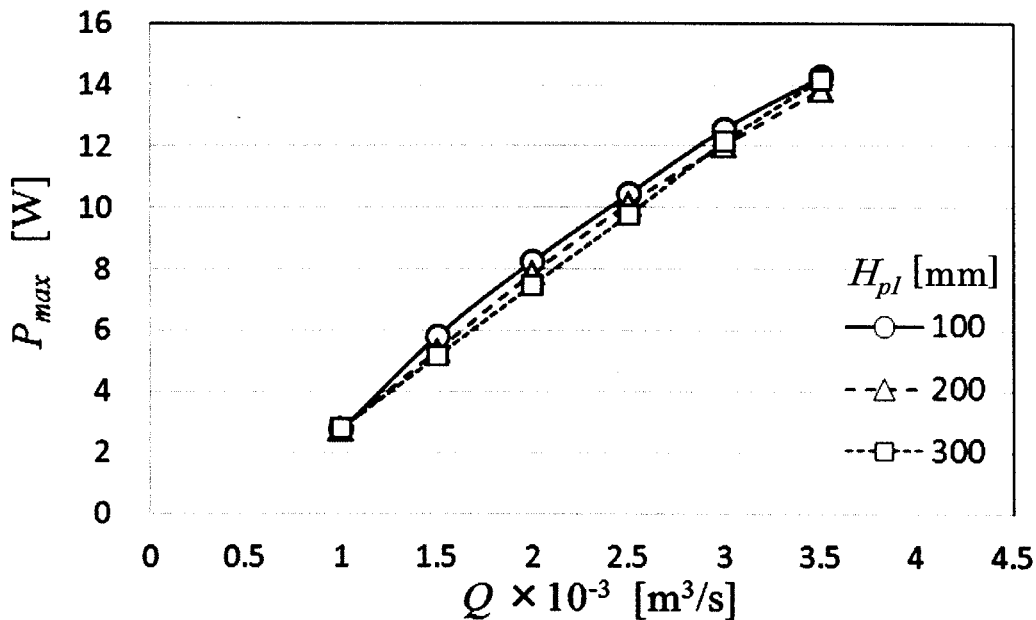


Fig.4.11 直線部長さによる影響

4.3.3 出力特性

流量ごとの水流状況を調べるために開水路端でのフルード数 $Fr (=V_0/\sqrt{(g \times h_0)})$ を調べた。ここで、 V_0 : 開水路出口での平均流速, g : 重力加速度, h_0 : 開水路出口での水深である。 V_0 は開水路出口端での水位と Q から求めた。結果を Fig.4.12 に示す。 $Q=1 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ 時を除くすべての流量時で $Fr > 1$ となっており、水路出口端の流れは射流である。つまり、開水路端よりも下流の流動現象が上流側に影響することはなく、開水路から流出する水流の状況は流量のみに依存し、 R_c の値にはよらない。したがって、水車効率を評価するために、曲面流路上での摩擦等による損失は無視した式 (1) で水流速度を定義し、水車の出力係数は式 (2) で、周速比は式 (3) で算出できる。ここで、 V_0 は滝原点の x 方向の速度、 h_0 は滝原点での水流の厚み、 H_L はランナ流出部での出力は考慮しないものとし、滝の原点からランナに水流が作用するまでの高さで定義した。

$$U_F = \sqrt{\{V_0^2 + 2g(h_0 + H_L)\}} \quad (1)$$

$$C_P = 2P / (\rho Q U_F^2) \quad (2)$$

$$\lambda = V / U_F \quad (3)$$

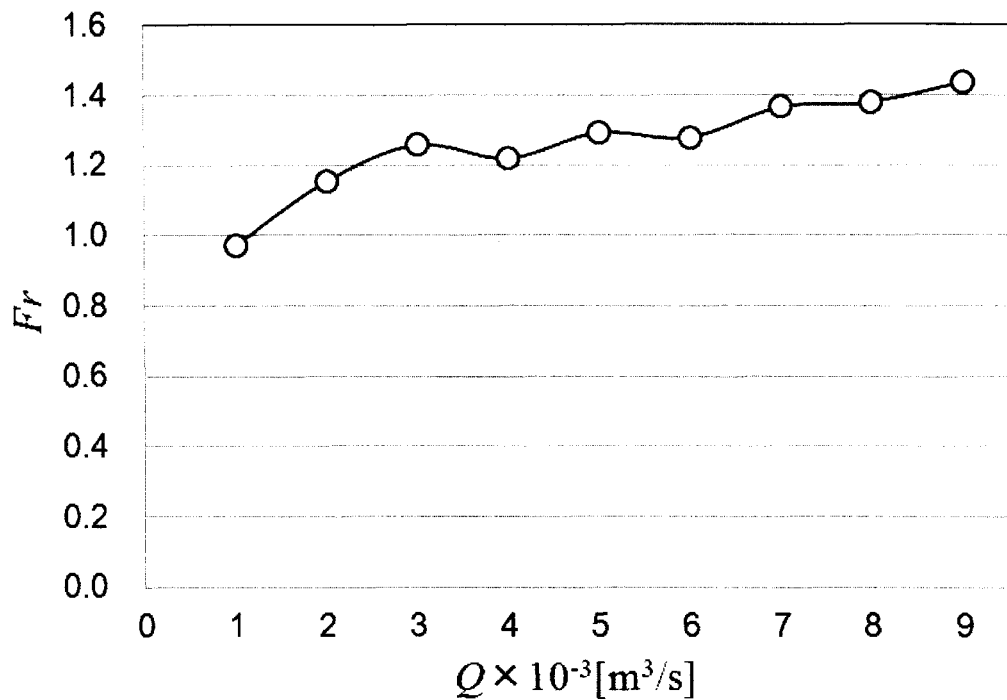
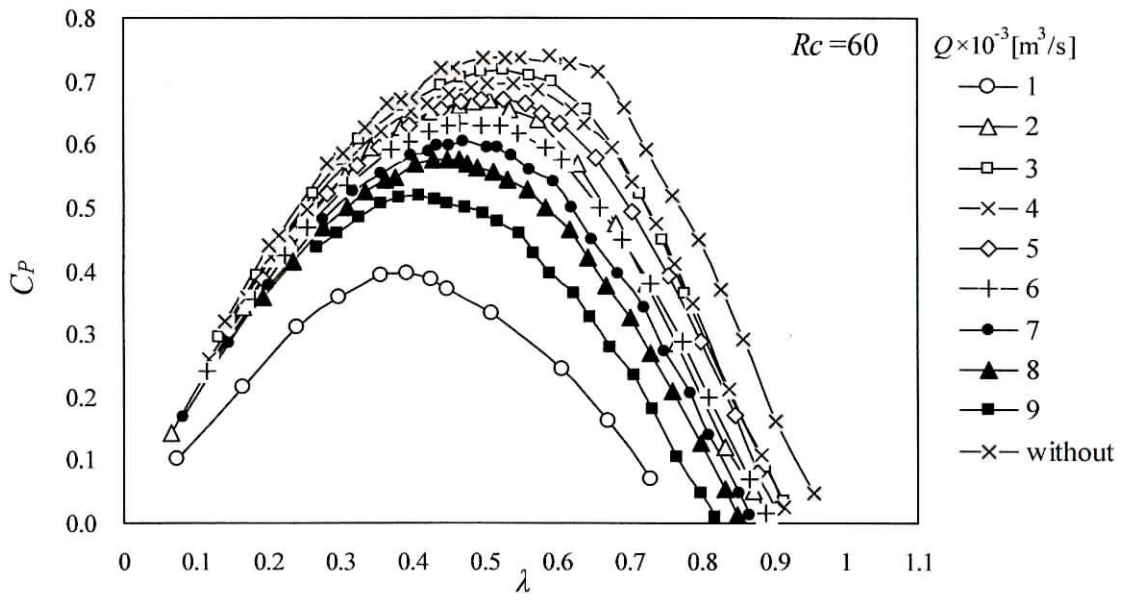


Fig.4.12 流量別開水路端でのフルード数

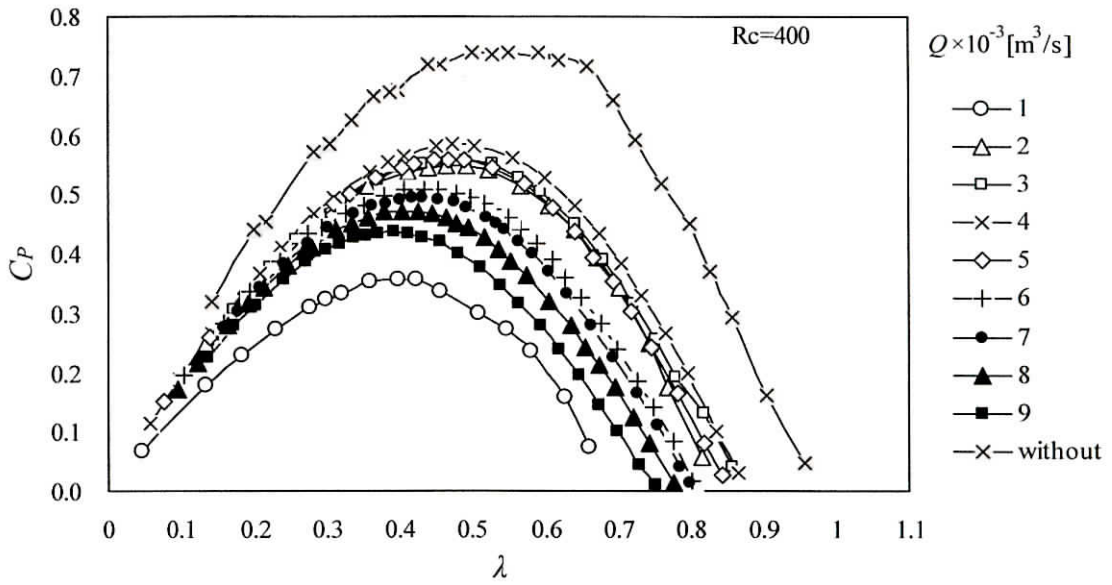
出力係数で整理した水車性能曲線を Fig.4.13 に示す. 曲面流路を設置せずに, 水流をランナに直接作用させた場合の結果も併記した. その場合のランナ位置は最適位置とし, ここには $Q=3 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ 時の結果を選択した. まず, Fig.4.13(a)の $R_c=60 \text{ mm}$ の結果に着目する. \circ でプロットされた $Q=1 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ の場合には他の流量時よりも飛び抜けて効率が低く, 無拘束速度が低い. この条件では原点での水流厚さが 10 mm 程度と極めて薄く, 曲面流路上を流下する際の摩擦損失により水流速度が大きく低下したためだと考えられる. それに対して, $2 \times 10^3 \leq Q \leq 5 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ では C_p 値が高く, 特に $Q=3 \times 10^3, 4 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ では C_{Pmax} が約 70 %となつ

ている。また、無拘束回転数も他の条件と比較して高い。 $Q=3.0 \times 10^3$ m^3/s について、曲面流路を設置せずに水流落下位置にランナを調整した場合と出力係数を比較すると、出力係数 C_p の低下は約 3 % であり、同程度のランナ性能が得られている。このときの水流厚さは 20~30 mm である。さらに流量が大きい場合では、流量の増加とともに C_p 値および無拘束回転数が低下している。これは流量の増加とともに水流自由表面の凹凸が顕著となり (Fig.4.6 参照) , ランナの回転を阻害する水流が増えるためである。水流自由表面の凹凸抑制により、出力特性の改善が期待される。

Fig.4.13(b)の $R_c=400$ mm の結果は、流量ごとの C_p 値の大小関係は Fig.4.13(a)と同様であるが、 $R_c=60$ mm 時よりも全体的に低効率かつ低回転となっている。これは流路長が $R_c=60$ mm 時の約 1.4 倍と長く摩擦損失が大きいことと、曲面流路下端からランナまでの距離が小さく水流の壁面摩擦の無い自由落下による加速が小さいためだと考えられる。一方、最大効率は $R_c=60$ mm 時よりも大きい流量時に得られている。これは R_c が大きいために水流の変動が抑制されたためだと考えられる。



(a) $R_c = 60 \text{ mm}$



(b) $R_c = 400 \text{ mm}$

Fig.4.13 各曲面流路における流量別出力係数

Fig.4.13 の結果から、最大効率点のみを抽出して流量で整理した結果を Fig.4.14 に示す。曲面流路を用いずにランナに水流を直接作用させる場合、流量増加とともに水流の到達位置、水車設置位置が遠くなる。この場合、設定可能な最大流量が $Q=3.5 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ であったため、ここには $1 \times 10^3 \leq Q \leq 3.5 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ までの結果を記載している。 $Q=1 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ の場合には曲面流路の有無で C_{Pmax} 値が大きく異なっており、曲面流路の摩擦損失の影響が大きいことがわかる。すべての制御条件において、 $Q=3 \times 10^3$, $4 \times 10^3 \text{ m}^3/\text{s}$ あたりで C_{Pmax} 値が最大となっており、さらに流量が増加すると C_{Pmax} 値は低下する傾向が見られる。これは水流自由表面の変動が増大することで、ランナへの水流衝突位置がランナ回転軸上方に近づくことでランナの回転を阻害するためだと考えられる。

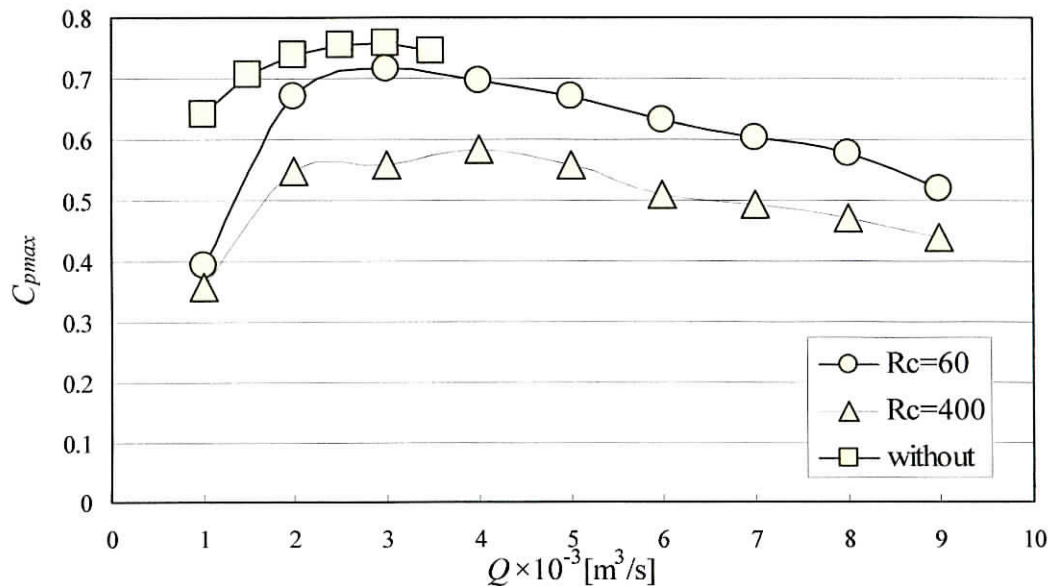


Fig.4.14 最大出力係数の比較

4.4 考察

以下に曲面流路に関して得られた知見をまとめる。

- (1) 曲面流路を用いることでランナに流入する水の位置を比較的広範囲の流量域で制御することができる。
- (2) 曲面流路に沿う水流の流量が大きくなると自由表面の凹凸が大きくなり、ランナ駆動力が低下するため、凹凸低減の対策が課題である
- (3) 曲面流路上を流下する水流エネルギーの一部は摩擦で損失するため、曲面流路を用いない場合よりも最大出力係数は若干低い。

水流の方向制御方法として、曲面流路を用いることが有効であることが確認できた。曲面流路による水車の出力係数に対する影響は、曲面流路を沿って流れる水流速度と、曲面流路下端から、ランナまでの自由落下区間での加速による影響が大きい。曲面流路を沿う水流の速度は、曲面流路長が長いほど摩擦損失の影響を受けやすい。また、曲面流路下端からランナ流入部までの水流は壁面摩擦の無い自由落下をする距離が長いほど加速されるため、可能な限り曲率半径が小さいほうが曲面流路長を短くでき、曲面流路下端からランナまでの自由落下距離を長く取り易くなることから、出力係数の低下抑制には効果的であると考えられる。

4.5 まとめ

自然の滝は、季節や天候によって水量が変化する。このような滝に対し、開放型ランナの水車を適用する場合、ランナに流入する水流の方向制御として曲面流路を利用することが効果的であるとの結果を得ることができた。想定される流量範囲にあわせて適当な曲率半径を選択することで、曲面流路を使用しない場合と比べほぼ同等の性能を得ることができると考えられる。流量変動がある地点で、曲面流路がない場合と比較すると、水流の方向制御によって、安定して運転できる期間が増えることで、年間の発電量は曲面流路を用いたほうが高くなると考えられる。

曲面流路が水流に及ぼす影響は、曲率半径が大きい方が水流の自由表面の変動が小さく、曲面流路長が短い方が水流の有するエネルギーを摩擦等で失う割合が小さい。以上から、発電に使用する流量範囲と、そのときの厚みを把握することが重要である。今回実施した実験では、滝の原点での水流の厚みが R_c の 65 % 程度の流量であっても水流の方向制御が可能であった。しかしながら、実験の結果、最大出力係数が得られたのは R_c の 30~50 % 厚みの場合であり、それ以上では、出力係数が低下した。これは、水流の乱れが大きくなり、ランナの回転を妨げる角度に流入する流れが生じるためと予想される。よって、実用においては、水流の最大厚みは R_c の 30~50 % 以内となるよう曲面流路の曲率半径を選定するとともに、厚みを有する水流がランナに作用する範囲がランナ直径の 20 %

以内とすることが滝用水車の適用において効果的であると考える。

第 5 章

結 言

第5章

結 言

5.1 結論

滝用水車は、滝状に流下する水流を直接水車に作用させて発電する開放型水車である。本論文では、滝用水車の性能向上に着目し、ランナ形状として貫流ランナを提案し、変流量特性やランナ性能の見積もり方法を実験的に検討した。また、開放型水車は、水流とランナの相対位置によりランナ性能が大きく変化する。自由落下の場合は、流量により水路端の流出速度や水位が変化するため、その到達位置が変化する。季節や天候による流量変化を避けることができない自然の流れでは、水流の落下位置、自由表面形状の変動などが、水車の安定運転の妨げになる。この問題解決を目指して、曲面流路を用いた水流の方向制御についても実験的に検討した。

第 1 章では、本研究の背景と貫流ランナに関する既存の研究について述べ、本研究の目的を示した。

第 2 章では、研究に用いた実験装置の概要と、実験手法について述べた。

第 3 章では、貫流ランナの変流量特性、滝とランナの相対位置変化に

よる出力係数の変化、周速比と出力係数による運転可能範囲を確認した実験結果を述べるとともに、この結果をもとに、過去の研究で提案された衝動ランナと性能を比較した結果について述べた。また、貫流ランナの出力係数の見積り方法について述べた。

貫流ランナと衝動ランナの性能比較では、衝動ランナに比べ、貫流ランナの出力係数が高く、各設定流量で得られた最大出力係数 C_{Pmax} を比較すると、貫流ランナの C_{Pmax} は衝動ランナのそれを平均で約 20 % 上回った。出力係数 C_p が得られる周速比 λ の範囲を比較した結果、衝動ランナは $\lambda=0.4$ から 1.0 の範囲であるのに対し、貫流ランナは $\lambda=0.2$ から 1.0 と広い。また、滝とランナの相対位置変化による C_p の比較では、衝動ランナが、 L_T/D_R の変化 5 % の範囲で C_p が得られたのに対し、貫流ランナのそれは 6 % の範囲であった。運転可能な相対位置について大きな差異は見られないが、衝動ランナは、相対位置が離れるに従い、 C_p が得られる λ の範囲が狭くなったのに対し、貫流ランナは、相対位置の変化によらず、ほぼ同じ λ の範囲で C_p が得られた。これらの比較により、貫流ランナのほうが衝動ランナよりもランナ性能が優れるという結論を得た。これは、ランナ内部での流動状況の違いによるものである。衝動ランナは、ランナ内部に生じる滞留水によりランナ回転が妨げられ減速する。減速によるランナ内部の水に作用する遠心力の低下が、ランナ外部への流出量低下を招き、更に滞留を促進していると考えられる。貫流ランナは、 C_{Pmax} が得られる $\lambda=0.5$ から 0.6 近辺では、ランナ上部から流入した水流が貫流し、ランナ下端から外部に流出することにより、ランナの回

転を妨げる抗力が生じないため、安定して運転できる。λ=0.3 付近から回転が低下するに従い貫流角度が上向き、ランナの軸に衝突する流れが生じるが、貫流することでランナ内部の滞留が抑制されるため、衝動ランナのような急激な出力係数の低下は起こらない。よって、運転可能な周速比の範囲が広がる。

貫流ランナの出力係数の見積もり方法の検討については、ランナに作用する有効落差を規定するため、水流がランナ流入部と流出部に作用することに着目し、角運動量理論からトルクを求め、トルクから出力を計算で求め、実験値で得た出力と比較した。第一段でのトルクを求め実験値と比較した結果、第一段と、第二段の出力を含む実験値とほぼ同等であったことから、第二段での出力は 10 %未満であることがわかった。第二段での出力が少ないことから、開放型貫流水車の出力の見積もりについては、有効落差としてランナ下端まで考慮する必要は無く、ランナに作用する直前の水流の速度水頭を求め、それを有効落差とし、そのときの周速比で得られる出力係数を乗じ見積もることが適当であるとの結論を得た。

第 4 章では水流の方向制御について検討し、曲率半径が大きく異なる 2 種類の曲面流路を用いて実験を行った結果を述べるとともに、水流の方向制御が水車特性に与える影響を実験から検討し、曲面流路の利用の有効性を述べた。

その結果、曲率半径が大きい方が水流自由表面の変動が小さく、曲面流路長が短い方が水流の有するエネルギーを摩擦で失う割合が小さいこ

とを確認した。また、水車出力は、曲面流路の摩擦損失によって変化するが、最も顕著なのは、曲面流路下端からランナ流入部までの、自由落下距離である。自由落下する距離が長いほど水流が加速されるため、曲率半径が小さいほうが曲面流路長を短くでき、自由落下距離を長く取れることから、出力係数の低下抑制には効果的であるとの結論を得た。

流量にあわせて適当な曲率半径の曲面流路を使用した場合、曲面流路を使用しない場合に比べ、出力係数の低下は約 3 %であり、ほぼ同等の性能を得ることができる。また、曲率半径 R_c の 30 から 50 %厚みの流量について水流の方向制御が可能となる。実用的には、流量変動がある地点で曲面流路を用いることで安定して運転できる期間が増えることから、年間の発電量は曲面流路を用いたほうが高くなると考えられる。

以上の結果から、滝用水車として貫流ランナと曲面流路を組み合わせることで用いることの有効性を明らかにした。

< 参 考 文 献 >

<参考文献>

- [1]財団法人新エネルギー財団「平成 20 年度中小水力開発促進指導事業
基礎調査（未利用落差発電包蔵水力調査）, 1-10
- [2]古川明德, 大熊九州男, P.A.Gajanayaka, 田垣敦司, ダリウス形水車
による低落差水力の有効利用に関する一考察, 機械学会論文集(B 編),
64 巻-624 号, 2534-2540, 1998
- [3]Kitahora T.,Inagaki M., Uchida M., Ooike S., Influence of Pressure i
n Runner Chamber on Performance Prediction of Micro-Head Cross-flo
w Hydraulic Turbine, International Conference of RenewableEnergy 2010,
Yokohama(2010),O-Sh-4-5.
- [4]Nakajima M., Iio S., Ikeda T., Performance of Savonius Rotor for En
vironmentally Friendly Hydraulic Turbine, Journal of Fluid Science and
Technology, Vol.3,No.3, 420-429, 2008
- [5]金元敏明, 稲垣晃, 三角春樹, 木下浩彰, 極浅水流を有効利用する
ジャイロ形水車の開発（第 1 報, ランナの作動原理と水車運転の実
証）, 機械学会論文集(B 編), 70 巻-690 号, 413-418, 2004
- [6] S. Iio, K. Tatsuno, M. Yamazaki, A. Tanaka and T. Ikeda, “Performance of
open cross-flow hydroelectric turbine utilizing waterfalls”, proceeding
of,ISLCT-2009 ,2009.
- [7] ハイドロタービン, ターボ機械協会編, 日本工業出版（株）, 1991.

- [8]C. A. Mockmore and F. Merryfield, "The Banki Turbine", Bulletin Series, 25, 1949.
- [9]福富純一郎, 中瀬敬之, 一宮昌司, 戎弘人: クロスフロー水車の羽根に働く流体力, 機械学会論文集 (B 編), 59 巻 561 号, 1640-1645, 1993
- [10]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 編), 52 巻 473 号, 407-412, 1986
- [11]山部正博, 伊藤昌治, 奥沢務, 高木勇輔: 貫流水車の水力特性に関する研究, 機械学会論文集 (B 編), 51 巻 472 号, 3928-3935, 1985
- [12]豊倉富太郎, 金元敏明, 鈴木敏暁, 佐藤哲: 貫流水車に関する研究, 機械学会論文集 (B 編), 51 巻 461 号, 143-151, 1985
- [13]北洞貴也, 黒川淳一, 豊倉富太郎: 低落差貫流水車に関する研究 (ランナ径が効率に及ぼす影響), 機械学会論文集 (B 編), 61 巻 585 号, 156-161, 1995
- [14]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, 低落差への影響), 機械学会論文集 (B 編), 53 巻 491 号, 2078-2084, 1987
- [15]福富純一郎, 中瀬敬之: クロスフロー水車性能に及ぼす羽根車とノズルの隙間の影響, 機械学会論文集 (B 編), 56 巻 529 号, 2658-2664, 1990
- [16]福富純一郎, 中瀬敬之, 渡部孝, : クロスフロー水車のノズルから

- の噴流に関する研究, 機械学会論文集 (B 編), 50 巻 459 号, 2790-2794, 1984
- [17]趙林虎, 黒川淳一, 松井純, 今村博: 低落差貫流水車のマイクロ水力発電への適用 (水車構造の簡素化と性能向上), 機械学会論文集 (B 編), 67 巻 664 号, 3134-3139, 2001
- [18]福富純一郎, 鈴木茂行, 中瀬敬之, : クロスフロー水車発電機システムの動特性, 機械学会論文集 (B 編), 55 巻 517 号, 2781-2786, 1989
- [19]福富純一郎, 中瀬敬之, 渡部孝, : 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 編), 53 巻 487 号, 966-970, 1987
- [20]本橋元, 後藤誠, 佐藤勇太, 丹省一: オープンクロスフロー型マイクロ水車の開発と実証試験, 機械学会論文集 (B 編), 76 巻 763 号, 371-373, 2010
- [21]本橋元, 後藤誠, 丹省一, 荒木良廣, : 極低落差向けマイクロ水力用タービンの開発, 鶴岡工業高等専門学校研究紀要第 39 号, 5-8, 2004
- [22]本橋元, 後藤誠, 丹省一, : クロスフロー型衝動タービンの特性に関する実験的研究, 日本機械学会流体力学部門講演会講演概要集, No.1321, 2001
- [23]西泰行, 稲垣照美, 近江谷亮太, 立川力, 小寺正雄, 福富純一郎, : 開水路に設置したクロスフロー水車に関する研究, ターボ機械,

第 39 卷第 8 号, 467-474, 2011

[24]T.Ikeda, S. Iio, K. Tatsuno, Performance of nano-hydraulic turbine utilizing waterfalls, *Renewable Energy* , Vol.35, 293-300, 2010

< 発表論文目録 >

<発表論文目録>

○本研究に関する発表論文

- 大池真悟, 山崎正浩, 飯尾昭一郎, 池田敏彦, 滝用水車への貫流ランナの適用, ターボ機械第 39 巻第 3 号 177 - 183, 2011
- 飯尾昭一郎, 大池真悟, 山崎正浩, 木本海花, 片山雄介, 池田敏彦, 滝用水車に関する研究 (曲面流路を用いた水流方向制御の検討), ターボ機械第 40 巻第 12 号 745 - 753, 2012

○本研究以外の発表論文

- 飯尾昭一郎, 大池真悟, 佐藤栄一, 池田敏彦, 環境融和型ナノ水車発電機の実証実験における不具合事例, ターボ機械, 第 39 巻第 3 号, 162 - 168, 2011
- 北洞貴也, 小出良平, 稲垣守人, 大池真悟, 農業用水路の落差工に適した貫流水車に関する研究, ターボ機械, 第 39 巻第 3 号, 169 - 176, 2011

< 謝 辭 >

<謝辞>

この博士論文は、信州大学大学院総合工学系研究科システム開発工学専攻環境機能工学研究室（飯尾研究室）に在籍し、博士課程の3年間で行なった実験的基礎研究についてまとめたものです。私がここに本論文をまとめることができたのも、多くの方々に支えを頂いたおかげであります。3年間を振り返り、あるときは背中を押していただき、あるときは叱咤激励をいただき、未熟な私の無謀な挑戦を見守ってくださったこと、言葉では言い尽くせない想いが胸のうちに去来しております。ここに関係諸氏に御礼を申し上げます。

本研究を進めるにあたり、ご指導ご鞭撻を賜りました信州大学工学部環境機能工学科准教授飯尾先生、現信州大学名誉教授・特任教授池田先生におかれましては、社会人という面で並々ならぬご配慮を頂き、至らぬ学生であった私に研究はもとより、公私にわたり多くのご支援を頂きましたこと、深く感謝申し上げます。貴重な経験をさせていただいたと共に、研究における論理的な思考の重要性を説いていただきましたこと、今後の社会人としての私にとって大きな財産となりました。今後ともご指導ご鞭撻のほどよろしくお願い申し上げます。

湘南工科大学教授北洞貴也先生には、研究におけるご助言ご指導を頂きましたこと感謝申し上げます。

現東京電力工務部部長稲垣守人様、全東京発電株式会社代表取締役社長西岡利通様、現三峰川電力株式会社特別顧問古矢千吉様におかれましては、私にこの3年間という貴重な

期間を与えていただきましたこと感謝申し上げます。平成23年3.11の震災以降、会社が混乱に陥っている中にもかかわらず、研究継続のチャンスを頂きましたこと深く感謝申し上げます。

東京発電株式会社水力事業部長田口忠一様をはじめ、多忙な業務の中サポートを頂いた職場の同僚先輩方に、この日を迎えることが出来ましたこと深く感謝いたします

信州大学環境機能工学科飯尾研究室のOBの皆さんを始め、現メンバー各位、特に片山雄介氏、木本海花氏には、実験データの収集等に多大なお手伝いをいただきましたこと深く感謝いたします。

学業と業務の両立という中で、不平も言わず見守ってくれた家族に感謝します。

最後になりましたが、この日を新たなる第一歩と定め、多くの皆様から頂いたご支援にお応えできるよう、更なる精進を重ねてまいりますことをここに約させていただきます。末筆末文ではありますが謝辞とさせていただきます。

2013年3月

大池 真悟