

博士学位論文

環境融和型マイクロ水力発電システムの  
実用化の提案と性能向上に関する研究

横浜国立大学附属図書館



11160418

横浜国立大学大学院

工学研究科生産工学専攻

指導教官：黒川淳一 教授

学籍番号：97JA903

氏 名：趙林虎

年 月：2002年3月

---

第1章	序論	1	
	1.1	本研究の背景	1
	1.2	本研究の対象	2
	1.3	本研究の課題	6
	1.4	本研究の目的	9
	1.5	本研究の概要	9
		参考文献	10
第2章	マイクロ水力の有効利用法の検討	11	
	2.1	緒言	11
	2.2	マイクロ水力資源の種類	12
	2.3	マイクロ水力の多目的利用法	17
	2.4	マイクロ水力発電システムの構成	20
	2.5	マイクロ水力発電システムの運転制御法	24
	2.6	結言	33
		参考文献	33
第3章	低落差貫流水車の構造と特性試験法	35	
	3.1	主な記号および用語	35
	3.2	低落差貫流水車の構造	36
	3.3	実験装置	40
	3.4	実験方法	44
	3.5	データ整理方法	44

3.6	供試水車の性能特性	46
	参考文献	50
第4章	低落差貫流水車の基本性能解析と実験結果	51
4.1	緒言	51
4.2	ガイドベーンの省略	51
4.2.1	ノズル形状の影響	52
4.2.2	ノズル内部流れの数値解析	54
4.2.3	無拘束速度特性の検討	62
4.3	ランナ室のコンパクト化	66
4.3.1	ランナ室の形式	67
4.3.2	ランナ内部への空気供給方法	69
4.3.3	ランナ室形状の最適化	75
4.4	マイクロ水力用低落差貫流水車の変落差特性	78
4.4.1	最適ランナ内部圧力の変化	78
4.4.2	変落差における速度特性	78
	結言	81
	参考文献	82
第5章	分散型独立電源としての制御法	83
5.1	緒言	83
5.2	定速度マイクロ水力発電システム	83
5.2.1	システムの構成	85
5.2.2	システムの制御法	85

5.2.3	実験結果及び考察	89
5.3	可変速マイクロ水力発電システム	92
5.3.1	システムの構成	92
5.3.2	システムの最適制御法	93
5.3.3	実験結果および考察	95
5.4	結言	97
	参考文献	97
第6章	電力系統連系のマイクロ水力発電システムの制御法	98
6.1	緒言	98
6.2	定速度マイクロ水力発電システム	98
6.2.1	システムの構成	98
6.2.2	実験結果および考察	99
6.3	可変速マイクロ水力発電システム	100
6.3.1	システムの構成	100
6.3.2	システムの最適制御法	102
6.3.3	実験結果および考察	111
6.3.4	システムの適用範囲と関連トピック	111
6.4	結言	112
	参考文献	112
第7章	結論	113
	謝辞	116



## 1.1 本研究の背景

人類はこの4半世紀の間に、資源・エネルギー・食糧の窮乏に直面するであろうことが高い確度で予測され、持続可能な社会の構築を目指した貢献が強く要請されている。

エネルギーに関しては、最も身近に使われている電気の多くは、石油・石炭・天然ガス等の化石燃料や原子力（ウラン）を利用してつくられたものである。しかし、化石燃料の大量消費はCO<sub>2</sub>等の増加による地球の温暖化や、SO<sub>x</sub>、NO<sub>x</sub>など有害物質を含む排気ガスによる環境破壊の原因となっている。21世紀に飛躍的な増大が予想されるエネルギー需要に対して、化石燃料および原子力を飛躍的に増大させることには社会的合意が得にくく、地球環境保全を根底においた環境融和型新エネルギーの開発が強く要望されている。

水力発電は、水の自然循環を利用するもので、長年にわたり人類のエネルギー供給の中心的な役割を果たしてきた。図1.1、1.2に示すように、水力は現在でも電源別の占有率は世界で20%、日本においては10%を賄っている。図1.3に、様々な発電システムにおける温室効果ガス（CO<sub>2</sub>）排出量の比較<sup>(1.1)</sup>を示すが、水力発電は温室効果ガスの排出がもっとも少なく、地球環境に負荷をかけない再生可能な自然エネルギー源であることがわかる。

これまでの水力発電は、経済性を追究して大容量大形化が推し進められて来た。そのため、先進国においては経済性の良い大容量地点はほぼ開発し尽くされている<sup>(1.2)</sup>。図1.4、1.5に、経済産業省資源エネルギー庁による日本の既開発および未開発水力の調査結果（2000年度）を示すが<sup>(1.3)</sup>、大部分の未開発地点は出力が3,000kW以下で、1地点当りの平均出力は4,500kW程度である。この調査で対象としたのは、最低出力100kW以上の河川であり、集計されていない100kW以下の地点は更に膨大に存在すると考えられる。

一方、中国などの発展途上国においては、豊富な水資源に恵まれながらも、資金不足のために水力開発率は包蔵水力の10%程度に過ぎず、大きな開発の可能性を秘めている<sup>(1.2)</sup>。表1.1に、1995-1997年度における中国の水力発電設備の新規建設状況<sup>(1.4)</sup>を示すが、中国では三峡プロジェクトのような大規模開発を進める一方で、小水力発電の建設も促している。

しかし、大規模水力発電においては、自然の河川に大きなダムをつくり、そこから発電に必要な落差と流量を得るため、ダム上流の広域面積の水没、ダム下流の河川の枯渇、自然の流れを遮断したことによる魚類など生態系への影響などが問題となるにつれて、最近ダムの建設が見直されるようになり、例えば

アメリカでは数年前からダムの新規建設が禁止され、さらに既設ダムを壊して河川を自然の状態へ戻そうとする努力が始まっている。また大形化に伴う初期投資の巨額化、回収期間の長期化といった問題点が顕著化し、国際金融の投資対象としての魅力が失われてきた<sup>(1.1)</sup>。

こうした先進国での包蔵水力の限界に加えて、自然環境との融和を考慮すれば、ダムを築いて大規模発電と長距離送電を行うという従来のスケールメリット追究型の発想から、ダムを建設しない環境融和型小水力発電システムを分散型エネルギーとして利用するという発想に切替える必要がある。

## 1.2 本研究の対象

大きなダムを造らずに自然の河川水を利用する小水力発電は、主に流れ込み式により行われるが、一口に小水力と言ってもその範囲はきわめて広く、出力数 kW の極小水車から数万 kW の在来型小水車まで含まれる。数 kW の極小装置と数百 kW 以上の水力発電設備とでは、建設費や水車に要求される性能やコストも全く異なってくるために、同一に論ずることが出来ない。

表 1.2 に、UNIDO（国連産業開発機構）と各国における小水力の分類法<sup>(1.5)</sup>を示すが、小水力をその容量によりマイクロ水力、ミニ水力、スモール水力と更に区分している。区分の基準は、それぞれの国の産業発展レベルと水力がその国の全体電力生産に占める割合により多少異なるが、大きな差異は見られない。

本研究では、小水力のなかでも特に今まで発電単価が高くつき、採算性が悪いとしてあまり関心が持たれなかった、技術的に未熟な分野である出力 100kW 以下のマイクロ水力を研究の対象としている。その主な理由としては、

- マイクロ水力資源は、発展途上国のみならず先進諸国にも豊富に存在する。在来の流れ込み式による低落差、低流量の河川水の利用のほかに、今まで見捨てられていた既設多目的ダムの維持放流水の利用、農業用水の利用、水道施設における圧力差の利用、工業プラントにおける動力回収などと様々な形態のマイクロ水力が利用可能である。
- マイクロ水力は比較的規模が小さく、ダムなど大きな土木工事が不要なため、適切な技術を使えば工期が短く、しかも安価に建設可能である。これは、資金が少ないため未だに電気に恵まれていない発展途上国にとっては極めて魅力的かつ現実的である。
- マイクロ水力は、国家プロジェクトの形で建設される大、中規模水力発電と比べて地域社会にもっとも身近なものであり、地域共同体が主体となって建設するケースが多い。そのため地域住民との合意が形成されやすく、マイクロ水力を単なる電力生産の目的だけでなく、その地域の地形、流域特性、生態環境、地域社会の需要および経済状況などにより分散型エネルギーとしてもっとも有効に総合的に利用することが出来る。

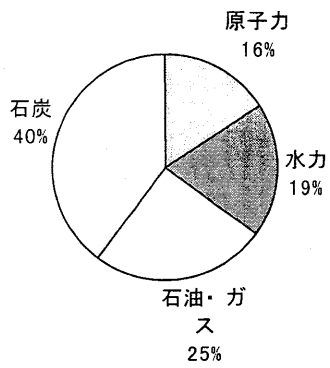


図 1.1 世界の電源別構成比 (1.15)

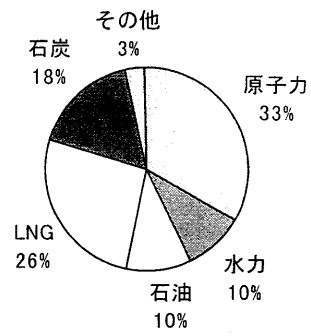


図 1.2 日本の電源別構成比 (1.15)

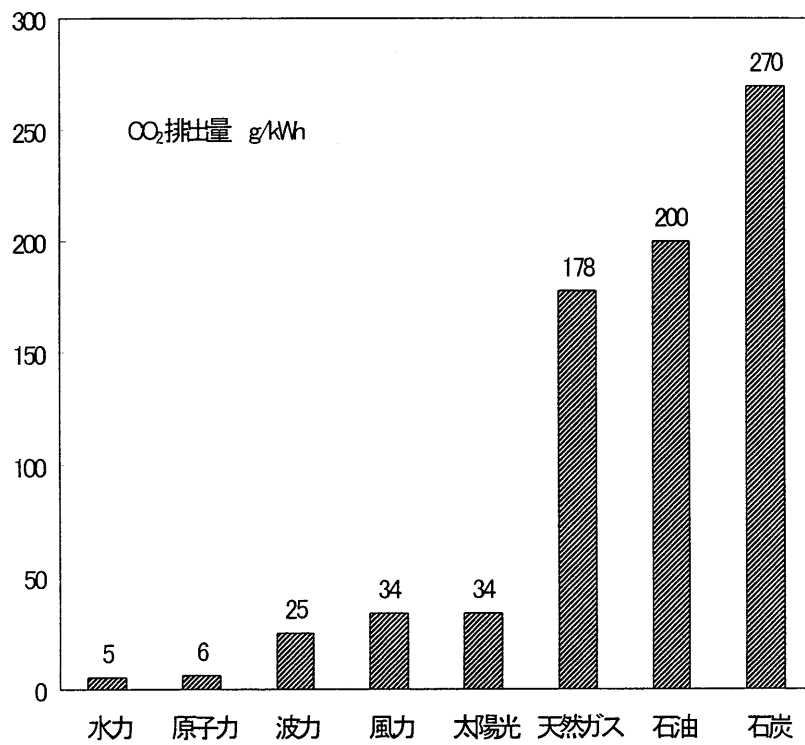


図 1.3 発電システムによる CO<sub>2</sub> 排出量の比較 (1.1)

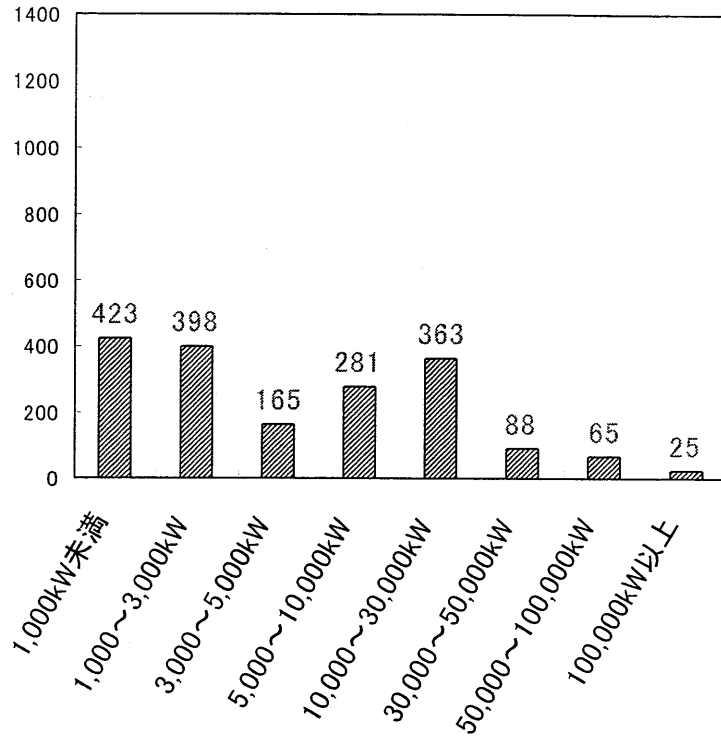


図 1.4 日本の既開発水力分布 (1.3)

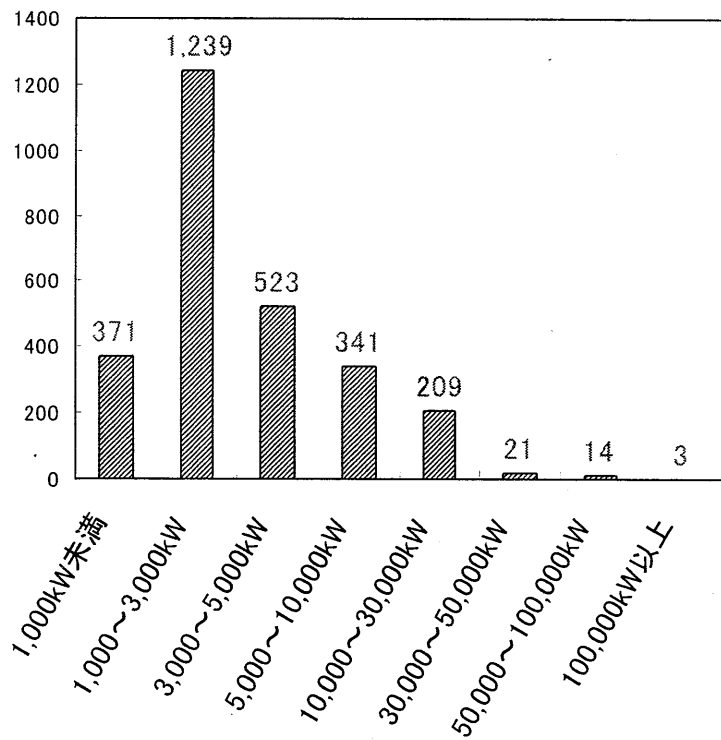


図 1.5 日本の未開発水力分布 (1.3)

表 1.1 中国の新規建設水力発電設備<sup>(1.4)</sup>

年度	大、中水力		小水力		合計	
	容量(万 kW)	台数	容量(万 kW)	台数	容量(万 kW)	台数
1995	223.39	20	24.35	13	247.74	33
1996	214.89	23	17.5	12	232.39	35
1997	252.5	17	12.65	7	265.15	24

表 1.2 小水力の分類<sup>(1.5)</sup>

国、組織	マイクロ(kW)	ミニ(kW)	スモール(kW)
UNIDO	100	101-1,000	1,001-10,000
China	100	101- 500	501-25,000
Peru	5-50	51- 500	501- 5,000
Thailand	200	201-6,000	6,001-15,000
Turkey	100	101-1,000	1,001- 5,000
USA	500	501-2,000	2,001-15,000
India	100	101-2,000	2,001-
Malaysia	25	25- 500	501- 5,000
Panama	100	101-1,000	1,001-10,000
Vietnam	50	51- 500	501- 5,000
Japan	100	101-1,000	1,001-10,000
France	500	501-2,000	2,001- 8,000
Greece	100	101-1,000	1,001-15,000
Poland	100	101-1,000	1,001-15,000
Dominica	100	101-1,000	1,001- 5,000

### 1.3 本研究の課題

マイクロ水力を有効に利用するためには、技術的にほぼ完成の域に達していると言われている在来のダム式大規模水力発電の場合と比べて、次のような課題を解決しなければならない。

- (1) **資源の多様化と総合利用** マイクロ水力資源には、在来の河川水の利用ばかりではなく、既設多目的ダムの維持放流水の利用、農業用水の利用、水道施設における圧力差の利用、工業プラントにおける動力回収などと様々な形態のものが含まれている。同時に、水資源がもたらす利益を最大限に活用するためには、水資源を単一目的ではなく総合的に利用しなければならない。
- (2) **低落差地点の開発** 水力発電の出力は、落差と流量の積で定まる。同じ出力を得るには、なるべく落差を高くして流量を減らした方が、水車や水路の損失低減と水路や水車形状のコンパクト化に有利である。そのため先進国においては、高落差地点の開発が優先された結果、未開発地点には低落差のものが多い。
- (3) **変落差と変流量** 従来の発電を主体としたダム式水力では、貯水量を調整してなるべく高落差で運転するように努めるために、落差の変化は比較的少なく、また貯水量と運転時間を調整することにより、水車を最高効率点近くで運転することができた。しかしマイクロ水力においては、ダムは建設されないので、自然流量のまま発電する場合には季節による流量と落差の変化は比較的大きい。
- (4) **出力利用システムの多様化** 大、中規模水力発電においては、同期発電機を用い、発生された高品質の電気を電力系統に送出する。しかし、マイクロ水力を分散型エネルギーとして利用する場合には、出力を必ずしも全部電力として利用せず、また電気に変換する場合においても様々な発電システムの形態が存在する。

上記の諸課題に対するこれまでの研究をみると、(1)と(4)に関しては事例報告的なものが多く、系統的にまとめたものは少ない、また(2)と(3)に関しては規模がもっと大きいミニ、またはスモール水力に向けた開発例は報告されているが、マイクロ水力を対象とした研究はほとんど見当たらないのが現状である。

従来の研究については、(1)と(4)に関しては第 2 章で、(2)に関しては第 4 章で、(3)に関しては第 2、5、6 章で詳しく説明するが、ここでは単にマイクロ水力の開発が期待されながらもなかなか普及されなかった、最も根本的な原因について考えてみる。

先進諸国の各水車メーカーや電力会社は、大容量水車の設計製作や大規模水力発電所の建設に約 100 年に亘る豊富な経験を積んでいる。近年マイクロ水力開発の要求が高まると、これらに対する取組みを始めたが、水車および水力発電システムの設計に際してマイクロ水力の特徴は十分に考慮に入れず、単純に従来の発電設備設計の延長線から出発し、従来の仕様をそのままスケールダウンするに留まった。その結果、製作されたマイクロ水力発電設備はスケールが小さいために、単価が高くなり採算性が合わなくなった。

1 例として図 1.6、1.7 に、ある日本の水力発電設備メーカーが出した 10kW 以下のマイクロ水力発電設備の単価を示す。出力を 10kW 未満としたのは、電気事業法の改正により、水力発電に関しては出力が 10kW 未満であれば各種複雑な手続きが簡単になるためである。この会社も開発設計時には、コスト低減を考慮して複雑な制御は行わないこととしているが、一体鋳造でつくるランナを含めたすべての部品に関しては従来の設計指針の延長線上で製作したため、1kW 程度の極小レベルになると、設備単価が急激に増加する。

ここで一つ言及したいのは、フランス水車のように精密な鋳造を必要とする水車は、発展途上国においては製作できない所が多いことである。資金不足のために電気に恵まれていないこれらの諸国では、値段が高くて性能が良い水車により効率よく発電することよりも、効率は多少低くても安価な水力発電設備を必要としているのである。

マイクロ水力の開発を普及させるためには、このようなコスト低減を前提として、安価で製作しやすい水車形式を選定し、水車を含めた設備全体の徹底した構造の簡素化を行うと同時に、上記 4 つのマイクロ水力開発の課題を解決するために、設備単体の簡素化だけではなく、最適な組合せにより最も実用的で効率の良いマイクロ水力の総合利用システムを開発しなければならない。

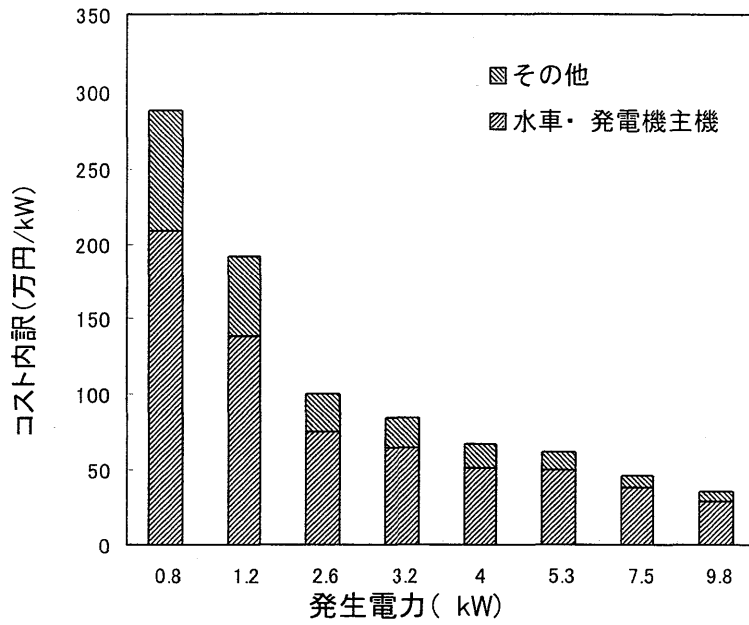


図 1.6 マイクロ水力発電設備単価 (フランシスタイプ)

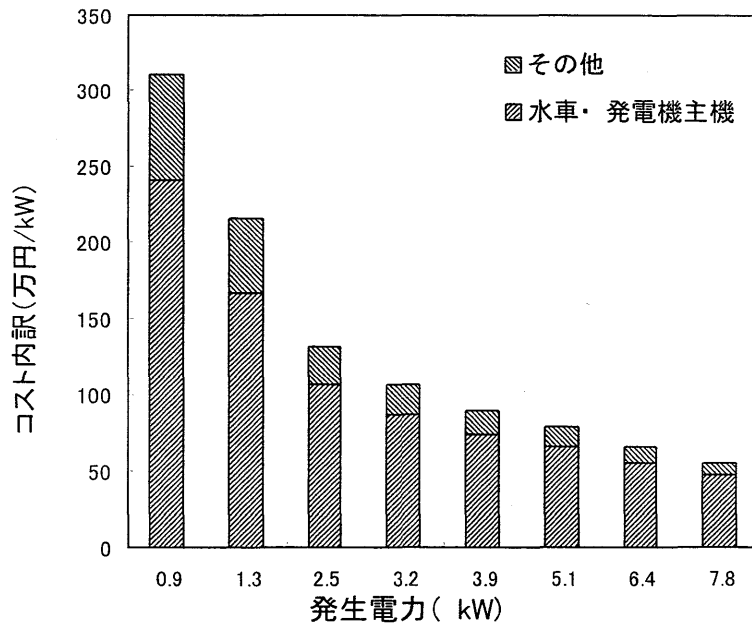


図 1.7 マイクロ水力発電設備単価 (プロペラタイプ)



## 1.4 本研究の目的

本研究は、21世紀に逼迫が予想されるエネルギー問題に対して、環境に優しい小規模水力資源の有効利用を目指して、マイクロ水力を用いた実用的な環境融和型発電システムを提案し、その実現性と性能向上について実験的に検討しようとするものである。具体的には、簡素化・コスト低減をキー・ワードとして、小水力に最も適した低落差貫流水車をマイクロ水力に適用するために、更なる構造簡素化と性能向上を図り、安価な汎用パワー・エレクトロニクス部品を取入れた実用的な変落差対応可変速マイクロ水力発電システムを構築することにより、マイクロ水力の高効率利用法を総合的に提案するものである。

## 1.5 本研究の概要

- 第1章「序論」においては、マイクロ水力を取り巻く社会環境、開発利用の現状および問題点、そして本研究の必要性と目的を明らかにした。
- 第2章「マイクロ水力の有効利用法の検討」においては、マイクロ水力資源の類型および多目的利用法、マイクロ水力に適した発電システムの構成および発電システムの運転制御法などについて検討を行い、システムの簡素化とコスト低減に向けての方向性を提示している。
- 第3章「低落差貫流水車の構造と特性試験法」においては、マイクロ水力用水車として構造が簡単で製作しやすい低落差貫流水車を選定し、その構造と実験装置、実験方法を紹介するとともに、供試水車の性能特性について調べている。
- 第4章「低落差貫流水車の基本性能解析と実験結果」においては、低落差貫流水車をマイクロ水力に適用するために、ガイドベーンを省略し、ランナ内部への空気供給方法の工夫によるランナ室のコンパクト化等、可能な限り水車構造の簡素化を図るとともに、水車性能の向上も図っている。
- 第5章「分散型独立電源としての制御法」においては、マイクロ水力を分散型独立電源として単独運転する場合の最適システム構成および制御法について検討し、定速度発電システムに汎用の整流器とインバータを加えることによる、実用的な変落差対応可変速発電システムを開発している。
- 第6章「電力系統連系のマイクロ水力発電システムの制御法」においては、マイクロ水力を電力系統に連系する場合の最適システム構成および制御方法について検討し、安価な汎用パワー・エレクトロニクス部品を組合せることにより、実用的な変落差対応可変速発電システムを開発している。
- 第7章「結論」においては、各章の主な結果をまとめて本研究の結論を得ている。

## 参考文献

- (1.1) 久保田, 小川とマイクロ水車, Green Letter, 8 (1999-3), pp. 16-18.
- (1.2) 松本, 水力発電を取巻く市場・技術動向, ターボ機械, 27-1 (1999-1), pp. 6-11.
- (1.3) 資源エネルギー庁, 平成 12 年度水力開発の促進対策 (2000-6).
- (1.4) 中国水利電力部, 中国水力発電年鑑 (1995-1997), 中国水利電力出版社.
- (1.5) Tong Jiandong ・他 4 名, Mini Hydropower (1997), John Wiley & Sons.
- (1.6) Allen R. Inversin, Micro-Hydropower Sourcebook (1986), NRECA International Foundation.
- (1.7) 清水, マイクロ水力発電ハンドブック (1989-3), パワー社.
- (1.8) 久保田, 小水力向け水車, 日本機械学会誌, 83-745 (1980-12), pp. 63-66.
- (1.9) 久保田, ミニ水力発電用貫流水車, 日本機械学会誌, 86-780 (1983-11), pp. 52-56.
- (1.10) 吉井, 中小容量水車の技術動向, ターボ機械, 27-9 (1999-9), pp. 558-563.
- (1.11) 電気学会, 水力発電(改訂版) (1994), 電気学会.
- (1.12) Raphael E. and Sanjay S., Renewable Resources for Electric Power (2000), Quorum Books.
- (1.13) 茅, エネルギー技術の新パラダイム (1995-9), オーム社.
- (1.14) 清水, 自然エネルギー利用学(改訂版) (1999-7), パワー社.
- (1.15) 大和, 自然と共存する小水力発電, 自然エネルギー利用総合セミナー資料 (足利工業大学), (2001) .
- (1.16) 千矢, 小型水力発電の現状と諸問題, 自然エネルギー利用総合セミナー資料 (足利工業大学), (2001) .

## 第2章 マイクロ水力の有効利用法の検討

---

### 2.1 緒言

マイクロ水力は、かつて最も優れた動力源として、脱穀、製粉、製材などの人類の産業活動に寄与していた。しかし、科学技術の進展により水力は専ら電力生産に使われるようになり、また経済性追求のために水力発電においても大容量化と集中化が進んだ結果、今日では「水力」という言葉は、自然の河川を遮って作られた巨大なダムと発電・変電所、そして長距離送電をイメージさせるようになってしまった。

分散型エネルギーとしてのマイクロ水力は、スケール・メリットがないために、従来のダム式水力発電の延長線上で開発すると、建設単価が高くつき採算性が合わなくなる。そのため、マイクロ水力を有効に利用するには、先ず何よりもコストの面で現実的な利用法を検討しなければならない。

従来のマイクロ水力の有効利用法に関する研究をみると、事例報告書的なものがほとんどで(例えば、(2.4)-(2.6), (2.8),(2.9),(2.21)-(2.25))、系統的にまとめた専門書<sup>(2.2), (2.3)</sup>は少ない。文献(2.2)では、マイクロ水力の一般的な開発方法を解説しているが、単に流れ込み式による河川水の利用だけを扱っている。また文献(2.3)で提案するマイクロ水力発電システムの運転制御法は、コスト的面からみてマイクロ水力よりはミニ、またはスモール水力に適したものと考えられる。

本章では、マイクロ水力の有効利用を目指してマイクロ水力の資源の種類、多目的利用法、発電システムの構成、そして発電システムの運転制御法等の面から検討を行う。

先ず、環境との融和を考えて新規ダム建設を必要としないマイクロ水力資源について述べる。在来の流れ込み式による河川水利用の他にも、既設多目的ダムの維持放流水や農業用水の利用、水道施設における圧力差の利用、工業プラントにおける動力回収などの、既存施設の活用によるマイクロ水力エネルギーの回収方法について検討を行う。

次に、分散型エネルギーとしてのマイクロ水力は地域社会に身近なものであることから、マイクロ水力が地域社会にもたらす利益を最大限に活用することを念頭において、マイクロ水力を多目的に有効利用する方法について検討を行う。

続いて、マイクロ水力利用のなかでもっとも重要な利用方式であるマイクロ水力発電において、各利用目的に応じたシステムの形態と、水車、発電機、電力変換装置からなる発電システムの主な構成要素について検討を行う。

最後に、従来のダム式水力発電システムと異なるマイクロ水力発電システムの特性を考慮しながら、マイクロ水力発電システムの運転制御法について検討を行い、システムの簡素化とコスト低減に向けての方向性を提示する。

## 2.2 マイクロ水力資源の種類

水が持つエネルギーを取出すためには、まず一定落差の水を水車に流し込むことにより、水車軸を回転させなければならない。

水車に流入する水の流量を  $Q(\text{m}^3/\text{s})$ 、水車に作用する有効落差を  $H(\text{m})$ 、水車効率を  $\eta_r$  とすると、発生された水車の軸出力  $P_r$  は次のようになる。

$$P_r = 9.81QH\eta_r \text{ (kW)} \quad (2.1)$$

上式から落差、流量、そして水車効率は、水から得られる水車軸の回転エネルギーの大きさを決める変数であることがわかる。

同じ出力を得るには、なるべく落差を高くして流量を減した方が水路及び水車の形状が小さくなり経済的に有利であるが、落差と流量はマイクロ水力利用可能地点の地理的条件により決まるものであり、地点の地理的条件に合った方式を選定する必要がある。

マイクロ水力資源には、大きく分けて流れ込み式による河川水の利用と既存施設の活用によるものの2種類があり、資源の形態の差異により落差と流量を得る方法も様々であるが、ここではその中で代表的なものを選んで検討を行う。

### (1) 流れ込み式による河川落差の利用<sup>(2.2)</sup>

河川水利用の水力発電所の形式は、落差と流量を得る方法により分類される。落差を得る方法により分類すると、ダム式、ダム水路式、水路式に分けられ、流量を得る方法により分類すると、貯水池式、調整池式、流れ込み式に分けられる<sup>(2.1)</sup>。

マイクロ水力の開発においては、新規ダムの建設は行わず、発電に必要な落差と流量は水路式（流れ込み式）により獲得する。図 2.1 に流れ込み式水力発電所の概略を示すが、河川上流側に取水口を設け、取水口から取入れた水を比較的長い水路によって発電所に導き、その間で落差を得る方式である。主な必要設備を水が通る順に並べると、次のようになる。

取水ダム(Dam, or Weir)―取水口(Intake)―導水路(Power canal)―上水槽(Forebay)―水圧管路(Penstock)―発電所(Powerhouse)―放水路(Tailrace)。

流れこみ式による河川水の利用において、山間部の溪谷の場合は、落差はある程度あっても流量は少ない、また平坦地の河川の場合は、逆に流量はある程度あっても落差が低い。何れの場合にも、貯水池を持たないため流量調整を行うことが出来ず、自然流量のまま上水槽まで流し、水車の最大流量以上の水は余水路により無効放流される。低落差（低流量）地点においては、落差（流量）変化がそれほど大きくななくても、基準落差（流量）に対する割合が大きくなる場合がある。

### (2) 既設多目的ダムの放流水の利用<sup>(2.21),(2.24)</sup>

農業用水、工業用水、生活用水などのために建設された既設多目的ダムの運

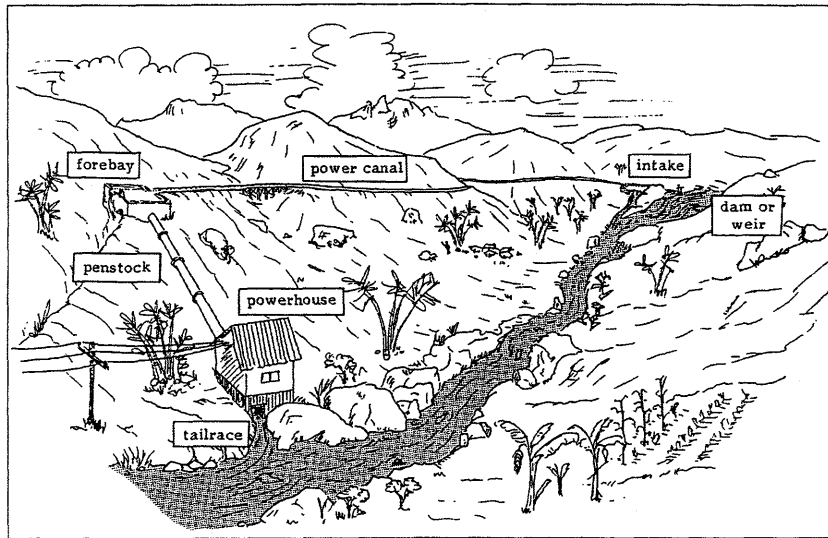


図 2.1 流れ込み式によるマイクロ水力利用<sup>(2.2)</sup>

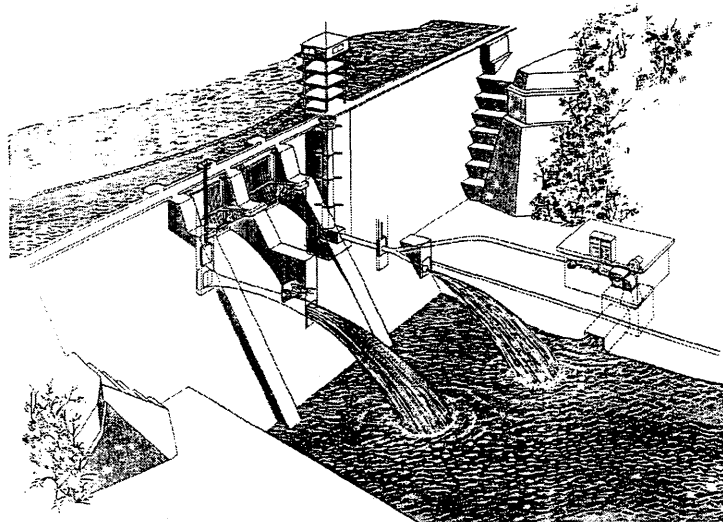


図 2.2 既設多目的ダムの放流水の利用<sup>(2.3)</sup>

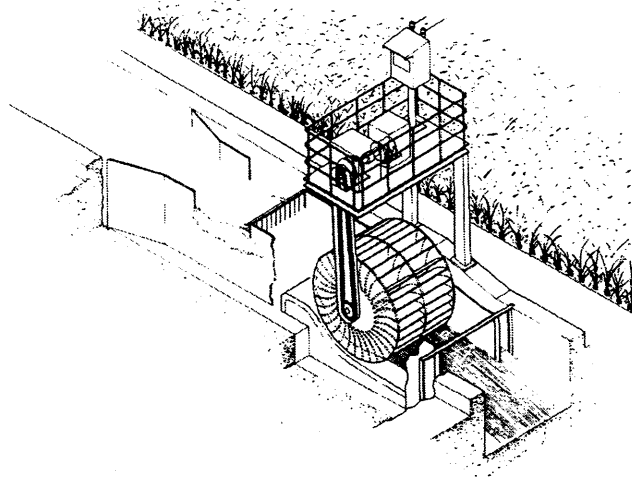


図 2.3 農業用水の利用（勾配が緩慢な場合）(2.3)

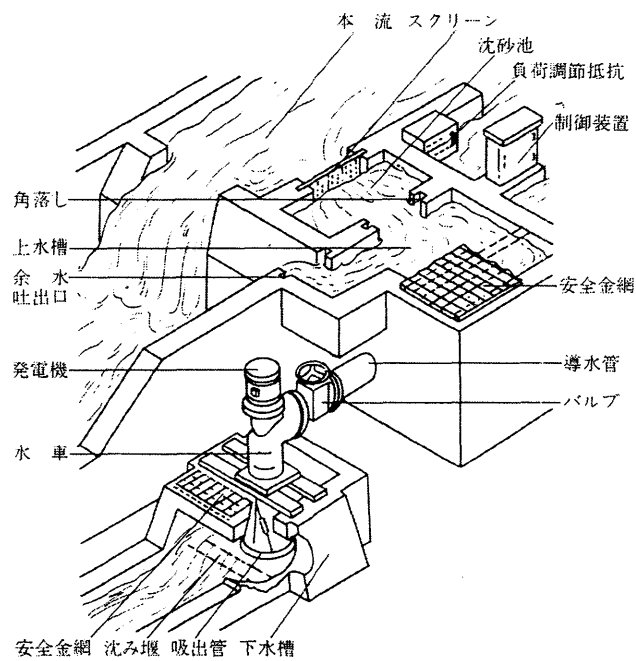


図 2.4 農業用水の利用（急勾配の場合）(2.3)

水力発電システムをトータルで建設します。

●上水道施設への適用例

上水道施設における小水力発電の可能なポイント

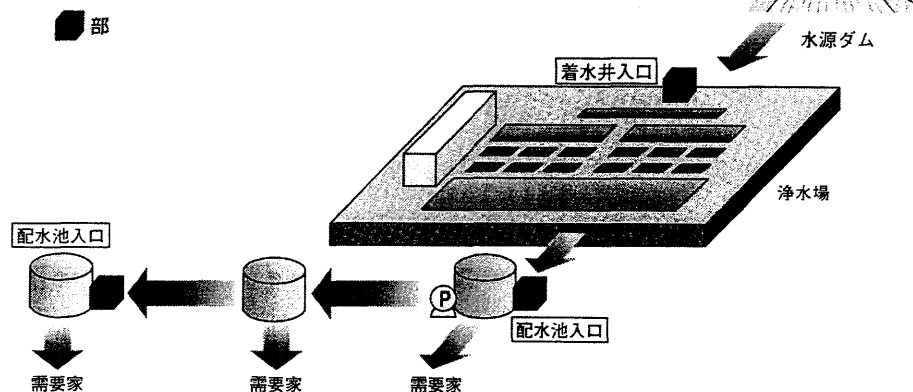


図 2.5 水道施設の圧力差の利用<sup>(2.4)</sup>

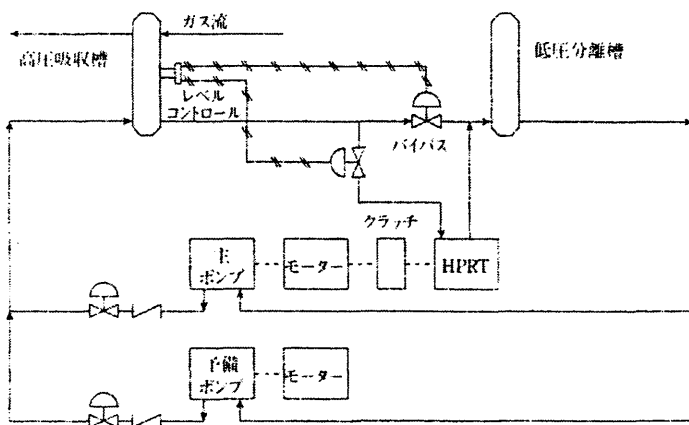


図 2.6 工業プラントの動力回収<sup>(2.5)</sup>

営管理においては、ダム下流の河床の枯れを防止するために、年間を通してある程度の水量を絶えず放流している。この放流水を、ダムの直下に設置したマイクロ水車を通して河川に戻せば、環境保護の目的を果せると同時に、エネルギーを回収することも出来る。

図 2.2 に、ダムの放流水を利用したマイクロ水力発電の様子を示す。この場合、水車に利用可能な有効落差は、ダムの水位により決まり、季節によるダム水位の変動のために、水車の有効落差は大きく変動する（第 5、6 章）。また、水車を通る水の流量は水車特性により決まり、ダムによる貯水が可能なので流れ込み方式のような無効放流は避けられる。

### (3) 農業用水の利用<sup>(2.2),(2.21)-(2.23)</sup>

農業用水路には、高低差の取れる場所が無数に存在する。勾配が緩やかな農業用水路の場合には、図 2.3 のように水路中に開水路形水車を設置することができる。また急勾配を持つ場合には、図 2.4 のように水路の横に上水槽を設けてそこへ水を流し込み、水位を一定にして低落差マイクロ水車へ水を供給することが出来る。また落差を大きくとる場合には、流れこみ式による河川水の利用と同じ方法が利用できる。

農業用水利用のほとんどの場合は基準落差が低いので、落差変化がそれほど大きくなくても、変化の相対割合は大きい。水車に利用可能な流量は農業用水の流量により決まり、年間を通して変化するが、主目的がエネルギー回収でないために、発電のための流量調整は行うことが出来ない。

### (4) 水道施設の圧力差の利用<sup>(2.4),(2.21),(2.25)</sup>

水道施設の上水道では、通常水源ダムと浄水場を結ぶ長い管路の終端に減圧バルブを設けて水圧を落とすが、この減圧バルブの代りにマイクロ水車を設置することにより、今まで無駄に捨てられていたエネルギーを回収することが出来る。図 2.5 に、その概略を示す。

また、下水処理場の放流口でも圧力を持つ水が流れ落ちているが、ここにマイクロ水車を設置して発電を行い、下水処理場内に供給することが出来る。

上水道の場合静落差は一定でも、水量変化による管摩擦損失の変化のために、水車に利用可能な有効落差は大きく変化する。また、水車に流れ込む水量も、水供給の状況により大きく変化するが、主目的が水の供給でありエネルギー回収ではないために、発電目的で流量を調整することはできない。

### (5) 工業プラントの動力回収<sup>(2.5)</sup>

石油精製、石油化学などの工業プラントにおいて、高圧タンクに液を送る場合にはポンプを使って液にエネルギーを与えるが、低圧タンクに戻す場合には減圧バルブ等の絞り機構でエネルギーが無駄に捨てられる。このような高圧か



ら低圧に液を輸送する場合、場所によっては遊休落差が存在するので、マイクロ水車を使うことにより動力を回収することができる。

図 2.6 に、その一例を示す<sup>(2.5)</sup>。図中、HPRT は水力回収水車 (Hydraulic Power Recovery Turbine) の略字である。

この場合、水車に利用可能な落差と流量は、工業プラントの運転状況により大きく変化するが、主目的がエネルギー回収でないために、発電のための調整は行うことができない。

上記のマイクロ水力利用のほかにも、森林地域における治山堰堤や落差工を活用したマイクロ水力の開発利用<sup>(2.6)</sup>など、様々な形式のマイクロ水力資源が開発利用でき、最近その気運が高まりつつある。

### 2.3 マイクロ水力の多目的利用法

従来の中規模水力発電所は、国家プロジェクトの形で建設されるものが多く、水車回転軸の出力は同期発電機により電気エネルギーに変換され、電力系統に送出される。

これに対し、分散型エネルギーとしてのミニあるいはマイクロ水力は、地域共同体が主体となって建設するケースが多く、地域社会により密着したものである。マイクロ水力が地域社会にもたらす利益を最大限に活用するためには、地域社会の需要および経済状況などを総合的に検討して、もっとも有効なミニ・マイクロ水力の多目的利用法を採択しなければならない。

マイクロ水力の利用において、水が持つエネルギーは、まず水車により水車軸の回転エネルギーに変換され、この変換された回転エネルギーの利用法には更に以下の 3 つの方法が考えられる。

- 水車と発電機の連系により、電気エネルギーに変換され、様々な電気製品に利用される。
- 灌漑、揚水用ポンプの駆動、製粉、製材などに機械エネルギーとして直接利用される。
- 固体の摩擦や液体の攪拌により、熱エネルギーに変換され、給湯や暖房などに使われる<sup>(2.7)</sup>。

以下、マイクロ水力を上記の 3 つのエネルギー形態として利用する場合の優劣について、比較検討を行う。

#### (1) 輸送と貯蔵

一般的に、エネルギー利用システムにおいて、需要と供給に位相差が存在する。その位相差は、空間的位相差および時間的位相差に分類できるが、前者の

位相差を解決する手段が輸送であり、後者のそれに対応するのが貯蔵である。

マイクロ水力の利用において、水車の設置地点とエネルギーの利用地点が異なる場合、エネルギーの輸送を必要とする。また水車による出力とエネルギーの需要量との間に差があれば、その差を何らかの貯蔵手段で埋めなければならない。

電気エネルギーは輸送に適しており、マイクロ水力利用の場合には通常 10km まで輸送可能である。(この輸送可能距離は、出力の大きさ、輸送コスト等により決まる)。しかし、電気エネルギーは貯蔵には適していない。電力系統に連系する場合は、電力系統が貯蔵の役割を果してくれるが、独立電源として単独運転を行う場合は、直流およびバッテリーによる貯蔵可能な容量は数 kW 程度と制限される。

最近分散型電源の開発が日本で注目されている原因の一つに、送電コストがある。世界的にみると日本の国土面積はそれほど大きくないが、山間部の占める割合が高く、送電コストが他国に比べて高い。分散型電源の開発利用により、送電コストの大幅低減が期待される。

ベルト、プーリー等の動力伝達装置による機械エネルギーの輸送は、短距離に制限される。貯蔵に関しては、揚水と製粉に利用される場合、汲み上げられた水や、挽かれた粉が貯蔵の役割を果してくれる<sup>(2.7)</sup>。

熱エネルギーは、輸送過程で損失が大きいため輸送には適していないが、貯蔵は比較的容易である。

## (2) 経済性

電気エネルギーとしての利用は、発電機および複雑な制御装置を必要とするため、初期投資コストが高い。また発展途上国においては、複雑な発電装置は初期コストだけではなく、メンテナンスの面でも問題となる。

機械エネルギーとしての直接利用は、幾つかの動力伝達装置以外に必要とする附加装置はほとんどなく、メンテナンスの面においても簡単であるため、もともと経済的である。

機械エネルギーを直接熱エネルギーに変換させる装置は、発電装置と較べて安価に入手できるし、そのメンテナンスも比較的簡単である<sup>(2.7)</sup>。

## (3) 変換性と効率

現在世の中には、モータ、電気ヒータ等の様々な電化製品があふれている。そのため、電気エネルギーを他の形態のエネルギーに変換させることは非常に簡単である。しかし、水車の出力を電力に変換させる際に増速ギア及び発電機で損失が起り、また発電機により発生された電力をモータ等により他の形態のエネルギーに変換させる際にも更に損失が起るため、全体効率は大きく低下する。

機械エネルギーは、攪拌などにより熱エネルギーに変換される程度で、他のエネルギー形態への変換性は良くない。しかし、水車軸の回転エネルギーをそのまま機械エネルギーとして直接利用する場合、動力伝達装置で若干損失が発生する程度で、システム全体効率は相当高い。

また、機械エネルギーを熱エネルギーに変換させる場合の効率は、理論的に100%となる。

実際のマイクロ水力の開発においては、上記の点を勘案して、利用目的と経済状況に最も適したマイクロ水力利用システムを構築すべきである。

図 2.7 に、発展途上国におけるマイクロ水力の多目的利用の一例を示す。

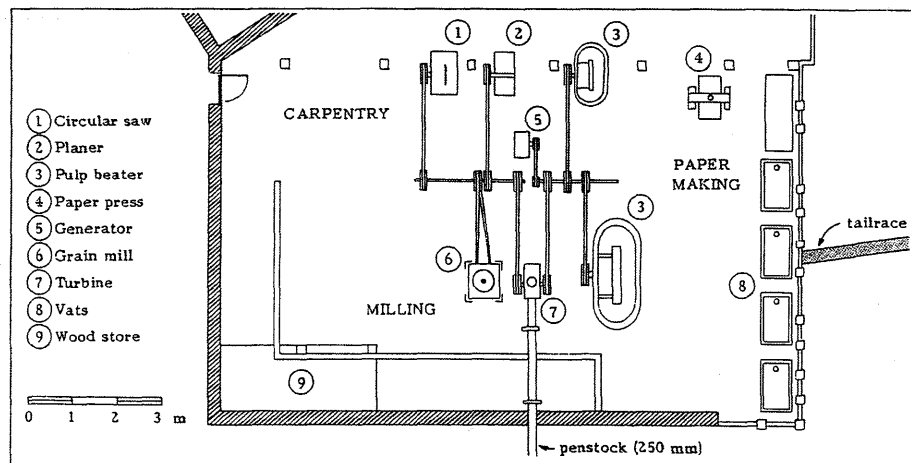


図 2.7 マイクロ水力の多目的利用<sup>(2.2)</sup>

## 2.4 マイクロ水力発電システムの構成

前節で述べたマイクロ水力の利用方式のなかで、本研究では、主にマイクロ水力を発電目的に利用する場合について研究を行う。

その理由としては、現在発展途上国においては、未だに電気に恵まれていない農村地域が多く、照明などの実生活で電気の使用を渴望している、また先進国においても、電力は様々なエネルギー形態に便利に変えられる柔軟性、制御性の良さ、そして輸送の便利さのために、もっとも重要なエネルギー源となっているからである。

同期発電機を用いて電力系統に連系する従来の大規模水力発電システムと違って、マイクロ水力発電システムには、使用目的およびその規模により様々な形態が考えられる。

ここでは、主なマイクロ水力発電システムの形態と、その構成要素について検討を行う。

### (1) マイクロ水力発電システムの類型

マイクロ水力を発電システムの観点から分類すると、以下のような形態が考えられる。

- **電力系統連系のシステム** マイクロ水力地点の周辺に電力系統の送電線があり、電力系統に連系可能な場合、誘導発電機を使うと、電力系統自身が発電電圧と周波数調整の役割を果してくれるため、簡単で安価に発電システムを構築することができる。(第6章参照)
- **独立型電源システム** 電力系統の配電網が整備されていない発展途上国や遠隔僻地において、同期発電機と適切な電圧および周波数調整装置を使うことにより、実用的な単独運転システムを構築することが出来る。(第5章参照)
- **超小型システム** 出力が数 kW 程度のマイクロ水力において、直流発電機とバッテリーの使用により、電力貯蔵可能な発電システムを構築することができる。基本的には直流を供給し、充電池の充電にも使われるが、インバータの使用により交流の供給も可能である。(図 2.8 にその一例を示す)
- **ハイブリッドシステム** マイクロ水力と太陽光、風力など他の発電システムとハイブリッド化することにより、年間を通して発電システム全体の出力を安定させることが出来る。(図 2.9 にその一例を示す)

先進国においては、電力系統が発達しているためあらゆるところで電力系統への連系が可能であり、また発展途上国においては、地域共同体が主体となって地域全住民に電気を供給することを目的とした数十 kW レベルの独立型電源を

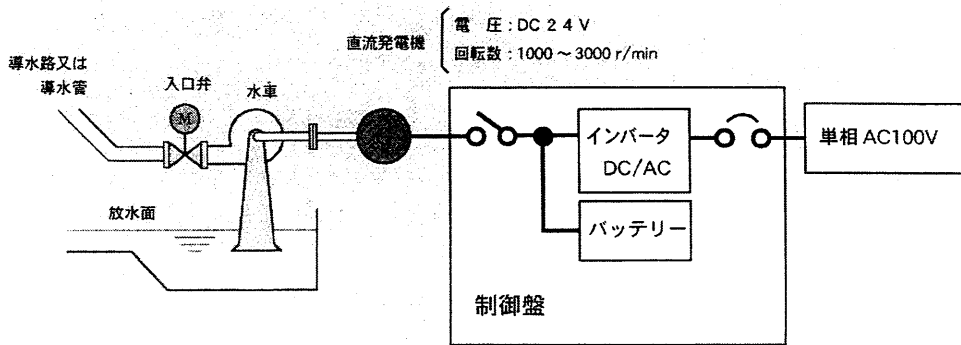


図 2.8 超小型マイクロ水力発電システム (2.8)

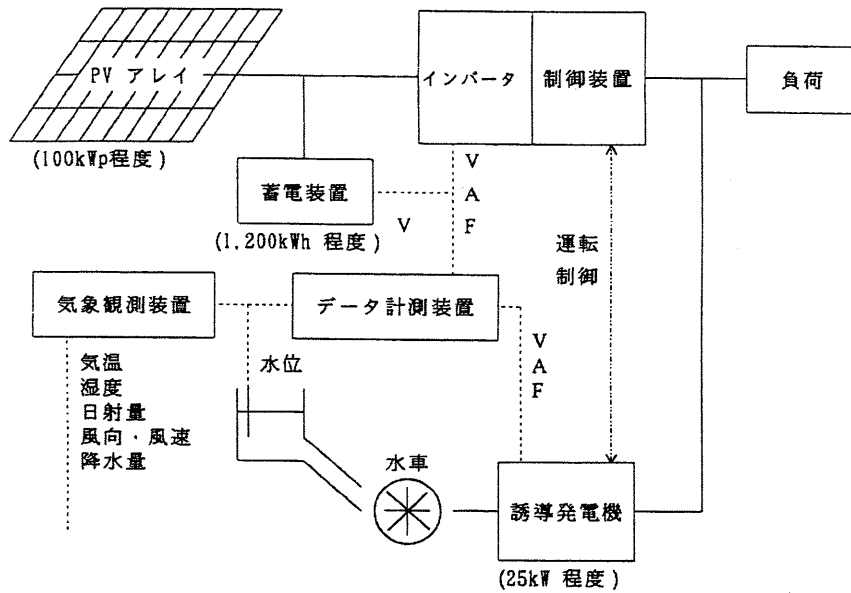


図 2.9 太陽光マイクロ水力ハイブリッドシステム (2.9)

建設する場合が多い。

そこで、本研究では上記のシステムのなかで、電力系統連系のシステムと独立型電源システムについて研究を行うこととする。

## (2) マイクロ水力発電システムの構成要素

**水車** 水車（すいしゃ）は、水のもっているエネルギーを機械的エネルギーに変換させる機械の総称であって、古い時代から使われてきた開水路形水車（みずぐるま、Water Wheel）と現代の管路形水車（ハイドロタービン、Hydro Turbine）に大別される。

開水路形水車は、形状が大きくて重く、回転速度も非常に低い。そのため、複雑な増速装置を介して発電機を回すよりは、揚水、製粉などに必要な機械エネルギーを直接提供する方が有利である。開水路形水車に関する詳細な理論および設計方法については、文献(2.10)、(2.11)を参照されたい。

管路形水車は、ペルトン水車、貫流水車、ターゴ水車（Turgo Impulse Turbine）などの衝動形水車と、フランシス水車、斜流水車、プロペラ水車などの反動形水車に分類できる。管路形水車に関する詳細な理論および設計方法については、文献(2.1)、(2.12)を参照されたい。

衝動形水車は、反動形水車と比べて構造が簡単で安価であり、ノズルの枚数（ペルトンとターゴ）またはノズルと羽根車の幅（貫流水車）を変えることにより、容易に設計流量を変えられるのでマイクロ水力に適している。

衝動形水車のなかでも、貫流水車はもっとも構造が簡単で安価であり、発展途上国においても製作し易い水車形式である<sup>(2.2)</sup>（その理由については、第3章で詳しく説明する）。そのため本研究では、水車として貫流水車を研究対象とする。

上記の水車形式のほかに、汎用の遠心ポンプを逆転させて水車として利用する研究もされている<sup>(2.13)</sup>。

**発電機** 発電機は、交流発電機と、直流発電機に大別される。具体的な開発にあたり、交流か直流かの選択は、次の事項を考慮して決定すべきである。

- ① **出力の規模** 交流発電機は、数 kW 程度のマイクロ水力から大容量発電までの幅広い範囲の発電出力をカバー出来る。それに対し直流発電機は、出力可能範囲が数 kW 程度で小さく、またエンド・ユーザーも数百 W レベルである。
- ② **電力の貯蔵** 直流の場合、バッテリー充電による貯蔵が可能である。但し、バッテリーの電力貯蔵密度は低く、使用後の処分も問題となる。交流はそのままでは貯蔵できないが、整流器を通して直流に変えてバッテリーに貯蔵することも可能である。

- ③ 使用の便利さ 電力システムが交流であるため、ほとんどの電化製品は交流装置であり、直流を必要とする電気装置は限られている。
- ④ 送電損失 送電損失は、送電電圧の大きさに反比例する。発電電圧が200Vの交流の場合、10km 範囲まではそのまま送電出来るし、もっと長距離の場合は変圧器を利用してもっと高い電圧で送電することも可能である。直流発電機の発電電圧は比較的到低く（通常 12V、または 24V）、また直流は変圧器の使用も不可能である。

交流発電機には、同期発電機と誘導発電機があり、誘導発電機はさらに巻線形とかご形の2種類に分類される。かご形誘導発電機は、価格がもっとも安く、始動と取り扱いが簡単で、故障も少ない利点をもっているが、3相の励磁電源なしには単独で発電できない。

本研究では、単独運転の場合には同期発電機を用い（第5章）、電力システムに連系する場合にはかご形誘導発電機を用いて（第6章）、発電システムを構築している。また、3相モータ等の動力源としての利用を含めたもっと幅広い応用を考慮して、2つの発電システムとも3相交流を発生させることとしている。

**電力変換装置** 発電電力は、交流電源として使われるときは交流電圧と周波数が一定であること、直流電源として使われるときは直流電圧が一定であることが要求される。このことは、変動する発電電力を制御する必要があることを意味するが、最適な制御システムを構築するためには、電力の開閉、変換などを行うパワーエレクトロニクス（Power Electronics）装置を使う必要がある。電力変換装置には、主に次のようなものがある。

- ① 交流を直流に変える整流器（順変換器、Rectifier または Converter）
- ② 直流を交流に変換するインバータ（逆変換器、Inverter）
- ③ 直流を電圧の異なる他の直流に変換するチョッパ（Chopper）
- ④ 交流を周波数の異なる他の交流に直接変換するサイクロコンバータ（Cycloconverter）

パワーエレクトロニクス装置に関するもっと詳しい説明は、専門書<sup>(2.14)</sup>を参照されたい。

## 2.5 マイクロ水力発電システムの運転制御法

発電システムにおいて、発電機により発生された電気の品質として、電圧と周波数の安定性が問われる。発電電力の利用目的にもよるが、電圧と周波数の変動が大き過ぎると、発生された電力は実際に利用不可能となる。

一般的に発電電力の周波数は、水車・発電機の回転速度により決まる。また発電電力の電圧も、水車・発電機の回転速度の変化に対してある範囲までは励磁電流の調整などによりカバー出来るものの、回転速度が低下しすぎると一定値を保てなくなる。

そのため水力発電システムの制御というのは、実質的には水車・発電機の回転速度の制御に帰する。水車・発電機の回転速度は、水車への入力( $P_{in}$ )と発電機出力( $P_{out}$ )が釣り合う時に一定値に安定する。つまり、

$$P = P_{in} - P_{out} \longrightarrow 0, \quad P_{in} = 9.81QH, \quad P_{out} = VI \quad (2.2)$$

ここで、 $Q$  は水車に流れ込む水の流量、 $H$  は水車の有効落差、 $V$  は発電電圧、 $I$  は負荷電流である。

上式より発電機の回転速度を一定に保つためには、 $Q$ 、 $H$ 、 $V$ 、 $I$  の何れかを調整すれば良いことがわかる。従来の大規模水力発電においては  $Q$  を、マイクロ水力発電においては  $I$  を制御するが、以下これらの制御法について詳しく説明する。

### (1) 従来水力発電システムの回転速度制御法

特徴：① ダムの建設により、流量の調整が可能である。

② 電力系統に連系し、同期発電機により発生した一定電圧と一定周波数の電力を電力系統に送出する。

制御方法：負荷 ( $I$ ) の変動に対して、水車の回転速度が一定となるように、调速機を用いて水車の水口（例えば貫流水車のガイドベーン、ペルトン水車のニードル等）の開度を調整することにより、水車の流量 ( $Q$ ) を調整する。

図 2.10 に、制御システムの構成を概略的に示す。ここで、AVR は自動電圧調整装置(Automatic Voltage Regulator)の略字である。

### (2) マイクロ水力発電システムの回転速度制御法

特徴：① 流れ込み方式により河川水を利用する場合、ダムを設けないために流量の調整は困難である。また、他の既存施設を利用する場合においても、発電は主目的でないために、発電周波数制御のための流量調整は行うことができない。

② 単独運転の時には同期発電機を用いるが、電力系統に連系する場合は誘導発電機を用いる。



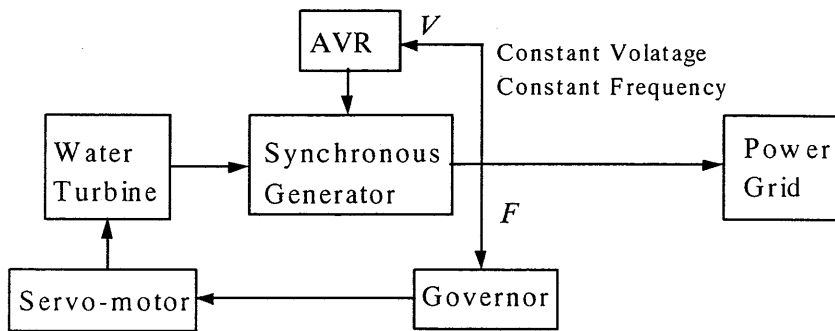


図 2.10 従来の水力発電システムの制御

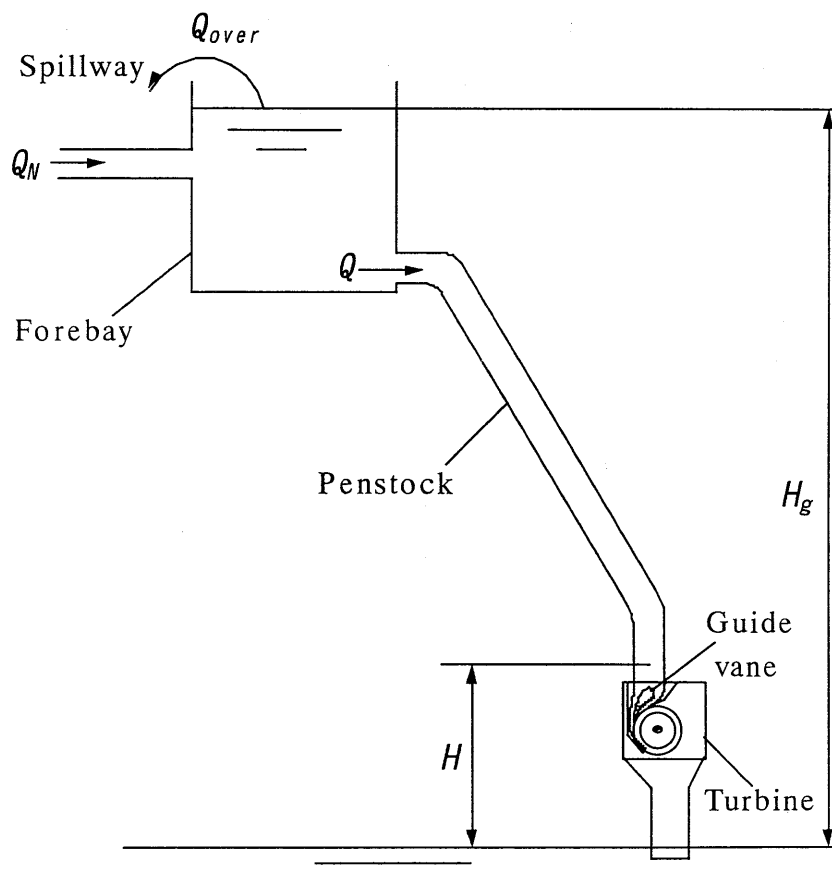


図 2.11 マイクロ水力発電システムの構成

制御方法：周波数制御のための流量調整は行わない。電力系統に連系せずに単独運転する場合は、実負荷  $P_c$  (Consumer load)のほかに、バラスト負荷  $P_b$  (Ballast load、ダミー負荷ともいう) を設けて、実負荷の変動に対して  $P_{out}=P_c+P_b= P_{in}$  となるようにバラスト負荷を制御する。電力系統に連系する場合は、電力系統自身が発電電圧と周波数調整の役割を果してくれるため、制御装置は不要となる。

### (3) 自然流量を最大限に利用するための流量調整法

図 2.11 に、貫流水車を用いた流れ込み式によるマイクロ水力発電システムの構成を示す。ここで、 $Q_N$  は水車に利用可能な自然流量で、 $Q_{over}$  は  $Q_N$  が水車の流量  $Q$  より大きくなった場合、水圧管路 (Penstock) に入入れられずに余水路 (Spillway) よりオーバーフローした水量を示す。

大規模水力発電において、ダムは巨大な上水槽と見なすことができる。この場合、オーバーフローの必要はなく自然流量と水車の流量の差は十分に吸収できるので、水車流量を調整することにより発電周波数を制御することが出来る。

マイクロ水力発電においては、上水槽は一般的に水車の最大使用流量の 1～2 分間に相当する程度の大きさで<sup>(2,15)</sup>、流量調整により発電周波数を制御することは困難であり、上記の如く発電周波数の制御はバラスト負荷調整により行う。

自然流量  $Q_N$  がいつも水車の流量  $Q$  より大きい場合 ( $Q_{over}>0$ ) は問題ないが、小さい場合 ( $Q_N < Q$ ) は上水槽および水圧管路の水面が下がり最終的には発電不能となる。そこで、水車の設計流量  $Q_{design}$  を最小自然流量( $Q_N$ )<sub>min</sub> より小さくとると、安定した運転はできるが、常に  $Q_{over}>0$  となる。

清水は、この  $Q_{over}$  をなくして自然流量を無駄なく全部水車に流し込むために、自然流量に合わせて水車のガイドベーン開閉により水車の流量  $Q$  を調整する最大出力制御法を提案した<sup>(2,3)</sup>。

この場合のガイドベーン開閉による流量調整は、大規模システムのような周波数制御の目的ではなく、自然流量を最大限に利用するためのものであり、発電周波数の制御はやはりバラスト負荷の調整により行う。

### (4) 実用的マイクロ水力発電システムの運転制御法

工学設計における最適化と実用化は、矛盾する場合が多い。上記のマイクロ水力発電における最大出力制御法は、自然流量を最大限に利用できる反面、水車の流量調整のために、制御装置およびガイドベーン操作用サーボモータ等の設備を必要とするため、コストが高くなり採算性が合わなくなる。

ここで再度重複するが、マイクロ水力の開発利用にあたり、もっとも重要なことはコストである。特に水資源に恵まれている地点においては、最適ではあるがコストが高いために設置できないシステムよりは、効率は多少低くても安

価に購入できるシステムの方が最も現実的である。

そのため、ガイドベーンの自動制御による流量調整は可能な限り行わず、より実用的な運転方法を採用すべきである。ここでは、問題の説明のために、まず水車の運転に必要な流量図と流況曲線について紹介する。

**流量図** 1年365日を暦日の順に横軸に、河川流量を縦軸にとって、毎日の測定流量をこの図に記入し、これらの点を結んだものを流量図と呼ぶ。図2.12に、その1例<sup>(2.15)</sup>を示す。

**流況曲線** 流量図から、横軸に365日を、縦軸に流量をとり、流量の大きいものから順に配列して、これらの点を結んだ曲線を流況曲線と呼ぶ。流況曲線は一般に対数曲線となるが、図2.13は図2.12より得たものである。

河川流量はすべてが発電に利用されるわけではない。例えば、河川の中に棲息する生物のために残さなければならない河川維持流量があるが、河川の流況曲線からこれらの維持流量を引くと、水車に利用可能な流況曲線が得られる。

河川流量を利用する場合だけでなく、他の既存施設を利用するマイクロ水力発電の場合においても、このような流況曲線を作成することが出来る。

図2.14に示す流況曲線をサンプル曲線とし、以下これを用いて検討を行う。但し、この図において横軸は日数ではなく、365日で正規化した値を示す。

**ガイドベーン自動制御による流量調整** 図2.15において、水車の設計点を最小自然流量( $Q_N$ )<sub>min</sub>より十分大きいA点にとると、ガイドベーン制御を行うことにより、設計流量から最小自然流量までの広い範囲を連続的に運転できるため、流況曲線下の、影の部分の面積は、水車により利用される年間総流量に等しい。

**ガイドベーンの手動操作による流量調整** マイクロ水力発電における流量変動は季節的なものであり、風力発電における風速変化のような瞬時的に変化するものではない。1例として図2.16に、多摩川の流量変化<sup>(2.16)</sup>を示すが、流量が大きいシーズンは比較的ある時期に集中している。そこで、ガイドベーン開閉操作を自動制御により瞬時的に行うのではなく、季節変化に合わせて2回程度手動で行えば、水車に利用される年間総流量は図2.17に示す流量曲線下の、影の部分の面積と等しくなる。

したがって、ガイドベーン自動制御を行う場合と比べて減少した利用可能な年間総流量は、流況曲線下の部分ACDとCBEの面積の和に相当するが、複雑な制御装置は省くことが出来る。

ガイドベーン具体的な操作方法は、流量特性と水車の種類によって決められる。貫流水車の場合は、ランナの二次元的性質を利用して、ランナおよびガイドベーンを軸方向に1:2に不等分割し、ガイドベーン開閉を別々に行うことにより、3種類の流路幅を持つ水車として作動させることが可能である<sup>(17)</sup>。そのため、水車効率を落とすことなく、図2.17に示すような流量調整が出来る。ペルトンとターゴ水車の場合は、出口面積比が1:2のノズルを二つ用いて、別々に開閉操作を行うことにより図2.17に示すような流量調整が出来る。ガイドベ

ーンやノズルを持たないポンプ逆転水車の場合は、容量比が 1:2 のポンプ 2 台を用いることにより、同様な流量調整の効果が得られる。

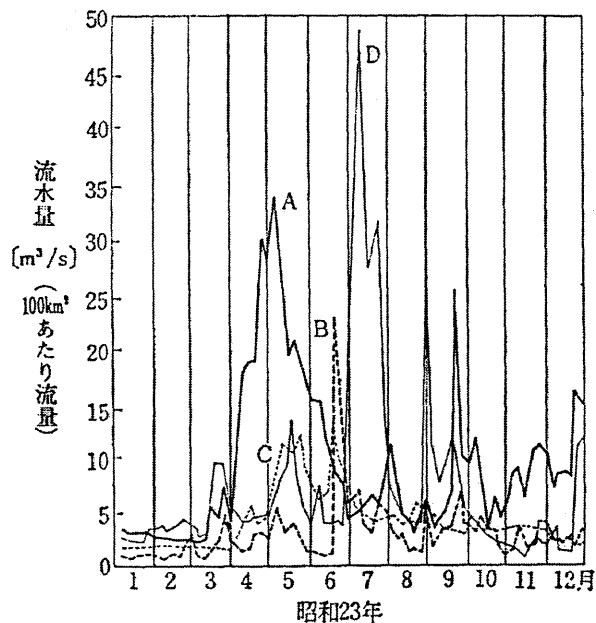
これらの操作は連続的に行われるのではなく、全開または全閉と断続的に行われるが、各ガイドベーン、ノズル、または台数の組合せにより段階的に季節による流量変化に対応しようとするものである。このような操作法は、油空圧制御における PCM (パルスコード変調) 制御法<sup>(2.28)</sup> と原理的には同じである。

**ガイドベーンの省略** 水車構造の更なる簡素化とコントロールフリーを目指して、水車のガイドベーンを省略すると、水車に利用可能な年間総流量は図 2.18 に示す影の部分の面積に等しくなる。これは、1 年中ほとんどの期間は発電不可能となることを意味するので、一年中安定した電力を得るためには、水車の設計流量を最小自然流量 $(Q_N)_{\min}$  と等しく取る必要がある。この場合の利用可能な年間総流量は、図 2.19 における影の部分の面積に等しい。水資源が豊富な場合、つまり最小自然流量 $(Q_N)_{\min}$  が大きい場合と、季節による流量変化が少ない場合、つまり図 2.19 において流況曲線が曲線 b のように勾配が緩やかな場合において、水車の設計流量を最小自然流量と等しくとるこの運転方法は、初期建設コストを大幅に削減できるだけでなく、年間の設備利用率も理論的には 100%となるので、最も実用的方法に間違いない。

以上の検討結果を踏まえて、著者は、実用化のためには、以下のようなマイクロ水力発電システムの運転制御法を採択すべきであると考えます。

- 周波数制御は電気負荷制御により行う。
- 水資源が豊富または流量変化が少ないな場合はガイドベーンレス水車を用い、そうでない場合はガイドベーン操作を手動で行う。
- 落差変動が大きい場合には、安価な可変速システムを導入することによりシステム全体の効率低下を避ける。

この方法を使うことにより、システム全体の簡素化とメンテナンスの簡単化が実現でき、したがってシステム全体の大幅なコスト低減が実現できるものとする。このような考えに基づいて、本研究ではガイドベーン省略を含めた低落差貫流水車の徹底した構造の簡素化を行い (第 4 章)、独立型電源システム (第 5 章) と電力系統連系システム (第 6 章) における周波数制御法、および変落差対応策について検討を行う。



- A : 阿賀野川水系只見川 田子倉測水所 (日本海側) 流域面積 712 km<sup>2</sup>
- B : 天竜川水系天竜川 佐久間測水所 (太平洋側) 流域面積 4 190 km<sup>2</sup>
- C : 石狩川水系石狩川双雲別測水所 流域面積 435 km<sup>2</sup>
- D : 耳川水系耳川 下福良測水所 (太平洋側) 流域面積 210 km<sup>2</sup>

図 2.12 流量図<sup>(2.15)</sup>

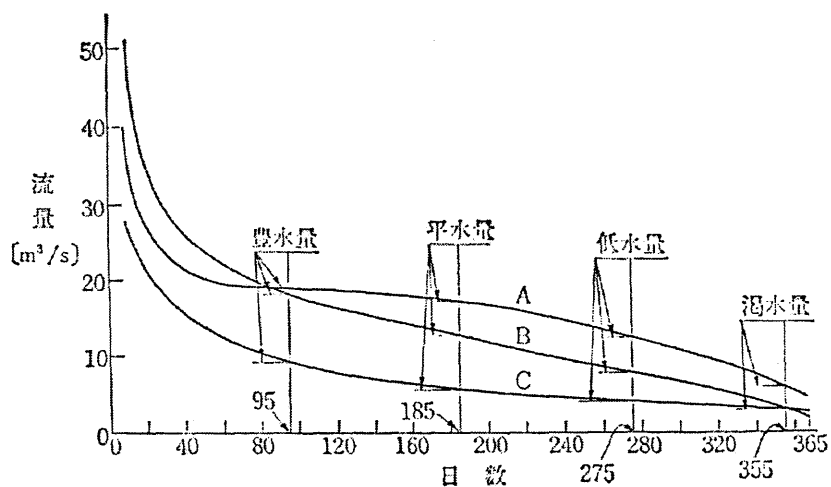


図 2.13 流況曲線<sup>(2.15)</sup>

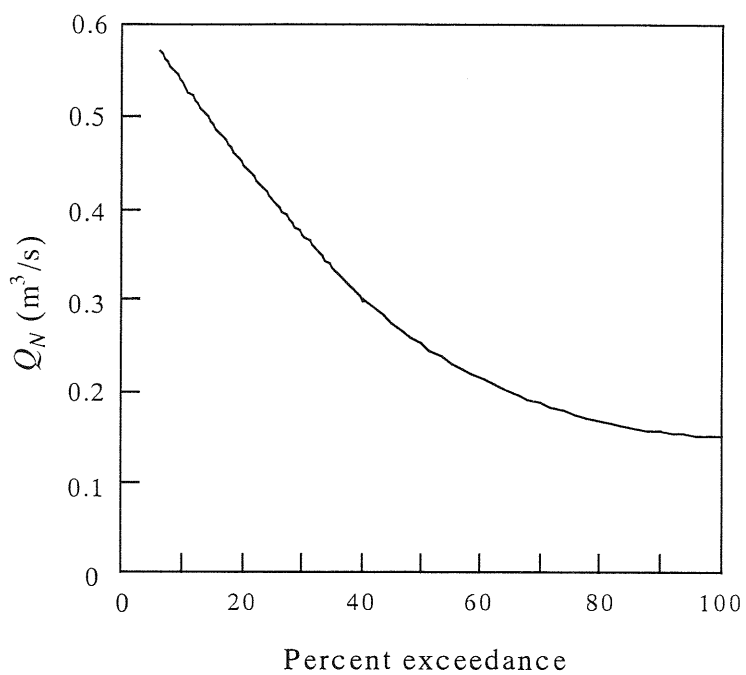


図 2.14 サンプル流況曲線

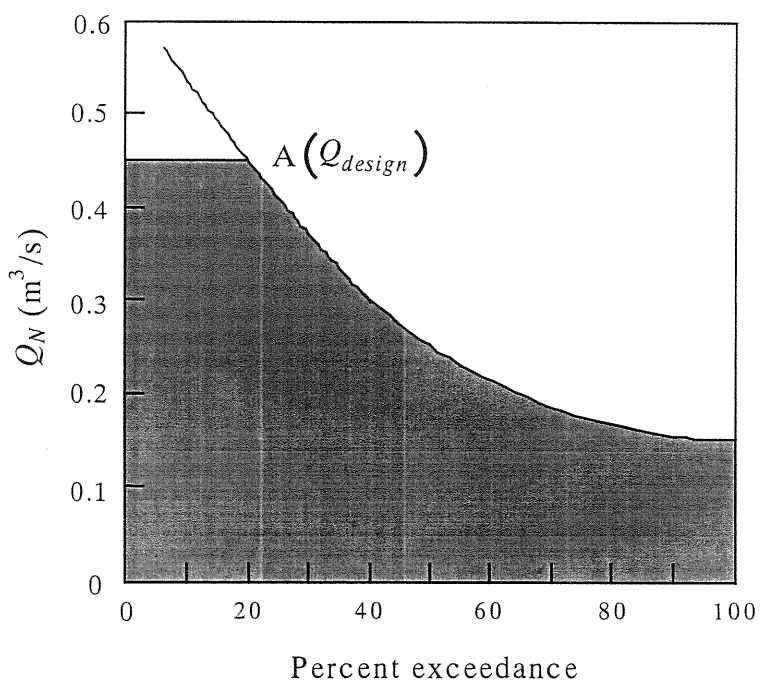


図 2.15 ガイドベーン自動制御による流量調整

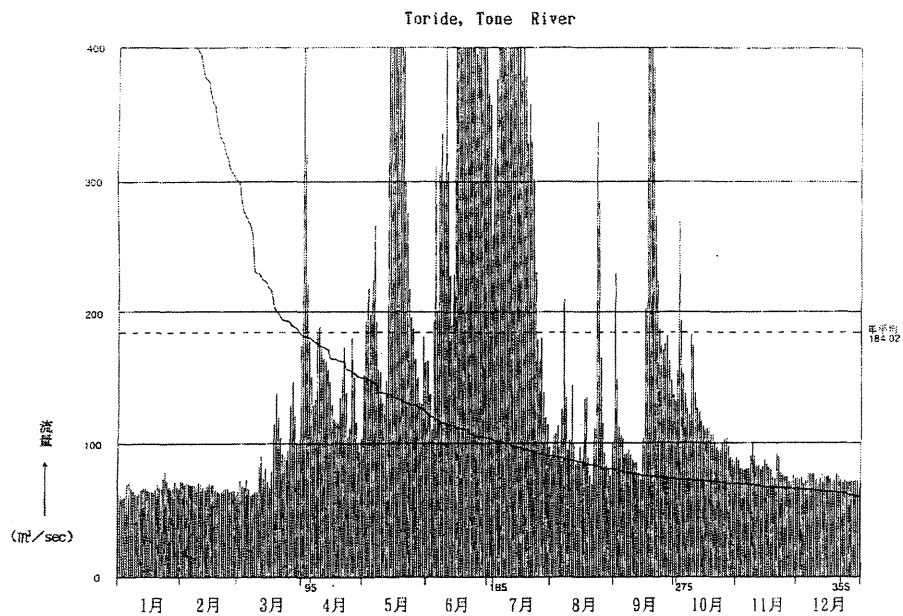


図 2.16 季節による河川の流量変化特性<sup>(2.16)</sup>

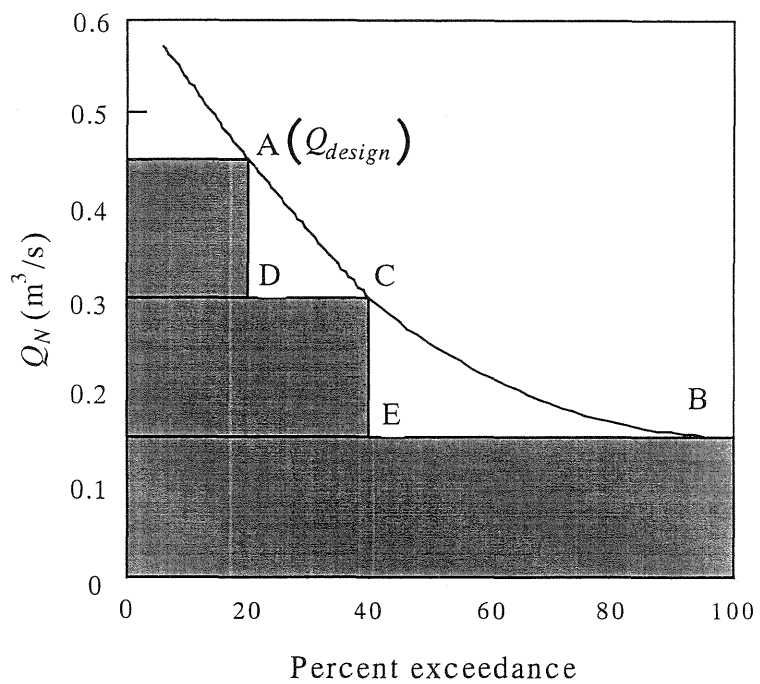


図 2.17 ガイドベーンの手動操作による流量調整

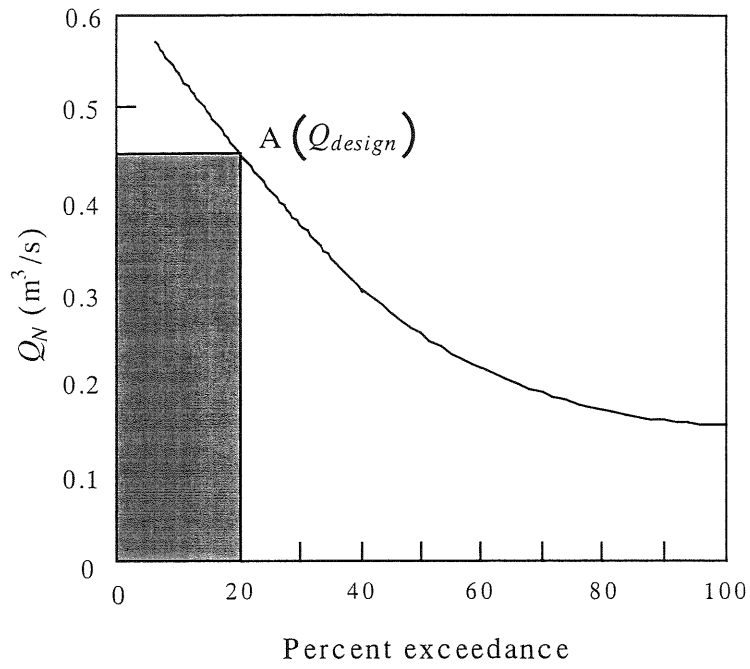


図 2.18 ガイドベーンの省略 ( $Q_{design} > (Q_N)_{min}$ )

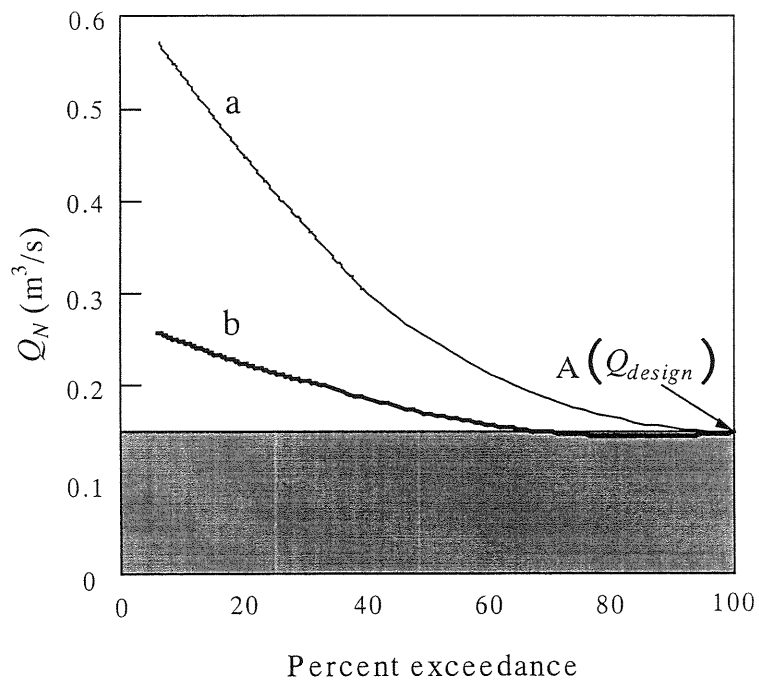


図 2.19 ガイドベーンの省略 ( $Q_{design} = (Q_N)_{min}$ )



## 2.6 結言

本章では、実用的なマイクロ水力の有効利用法を確立することを目的として、文献と事例データを参考にして検討を行い、主に以下の結果を得た。

(1) 流れ込み式による河川水利用の他に、既設多目的ダムの維持放流水や農業用水の利用、水道施設における圧力差の利用、工業プラントにおける動力回収などの、既存施設の活用によるマイクロ水力資源は未だに豊富に存在する。流れ込み式による河川水利用の場合、ダムを持たないために流量調整を行うことは出来ない。また、既存施設の活用の場合においても、発電が主目的でないために水車に利用可能な落差と流量は調整することができない。

(2) マイクロ水力において、水車の回転エネルギーは発電に利用される他に、機械エネルギー、もしくは熱エネルギーとしての利用も可能である。マイクロ水力がもたらす利益を最大限に活用するためには、エネルギーの輸送と貯蔵、経済性、変換性と効率の面から総合的に検討して、最も適切な多目的利用システムを構築すべきである。

(3) マイクロ水力発電システムには、使用目的および規模により様々な形態が存在し、また各形態に対してシステムの構築に必要な発電機および電力変換装置の種類も異なる。マイクロ水力発電用水車としては、衝動型水車がコスト的に優位であり、そのなかで貫流水車が最も構造が簡単で安価である。

(4) マイクロ水力発電システムの運転制御に関しては、実用化のために、発電電力の周波数制御は電気負荷制御により行い、水資源が豊富、または流量変動が少ないな場合はガイドベーンレス水車を用い、そうでない場合はガイドベーン操作を手動で行うべきである。また落差変動が大きい場合には、安価な可変速発電システムを導入することにより変落差性能を高める必要がある。

## 参考文献

- (2.1) ターボ機械協会, ハイドロタービン (1991), 日本工業出版.
- (2.2) Allen R. Inversin, Micro-Hydropower Sourcebook (1986), NRECA International Foundation.
- (2.3) 清水, マイクロ水力発電ハンドブック (1989-3), パワー社.
- (2.4) (株)きんでん, 小, ミニ水力発電システム (2000), (株)きんでんカタログ.
- (2.5) 井手, ハイドリックパワーリカバリータービンによる動力回収, 産業機械, (2000-8), pp. 21-22.

- (2.6) 国有林野のエネルギー資源利用検討会, 国有林野のエネルギー資源利用検討会報告書 (2001-2).
- (2.7) 牛山、三野, 小型風車ハンドブック (1980), パワー社.
- (2.8) イームル工業(株), 1~10kW マイクロ水車発電装置, イームル工業(株)カタログ.
- (2.9) NEDO, 太陽光発電システム国際共同実証開発 (1998), NEDO プレス発表用資料.
- (2.10) 竹尾, 小型水力発電機製作ガイドブック (2000), パワー社.
- (2.11) 藤原, 細川, 小型水車製作ガイドブック (1994), パワー社.
- (2.12) 久保田, 小水力向け水車, 日本機械学会誌, 83-745 (1980-12), pp. 63-66.
- (2.13) 新山・他3名, ポンプ逆転水車について(その1), ターボ機械, 28-8 (2000), pp. 455-462.
- (2.14) 野中・他3名, パワーエレクトロニクス入門 (1999), 朝倉書店.
- (2.15) 電気学会, 水力発電(改訂版) (1994), 電気学会.
- (2.16) 建設省河川局, 日本河川協会, 流量年表 (1996), 建設省河川局.
- (2.17) 久保田, ミニ水力発電用貫流水車, 日本機械学会誌, 86-780 (1983-11), pp. 52-56.
- (2.18) (株)クボタ, 小水力発電設備資料 (1998), (株)クボタ資料.
- (2.19) 林エンジニアリング(株), 水カタービン, 林エンジニアリング(株)カタログ.
- (2.20) 清水, 自然エネルギー利用学(改訂版) (1999-7), パワー社.
- (2.21) 大和, 自然と共存する小水力発電, 自然エネルギー利用総合セミナー資料(足利工業大学), (2001).
- (2.22) 千矢, 小型水力発電の現状と諸問題, 自然エネルギー利用総合セミナー資料(足利工業大学), (2001).
- (2.23) 沖, 農業用水から電気を得る, イームル工業(株)資料, (2000).
- (2.24) (株)クボタ, 竹山ダム発電所で活躍するクボタ・クロスフロー水車, クボタポンプニュース, 56号.
- (2.25) 佐々木、菅原, 札幌市水道局藻岩浄水場水力発電所について, 札幌市水道局内部資料.
- (2.26) Henderson, D.S, An Advanced Electronic Load Governor for Control of Micro Hydroelectric Generation, IEEE Trans. on Energy Conversion, 13-3 (1998-9), 300.
- (2.27) 清水・他4名, 新インバータシステムによるマイクロ水力発電システムの高性能化に関する研究, 日機論 B, 61 - 591 (1995-11), pp. 226-232.
- (2.28) 田中, 油空圧のデジタル制御と応用 (1987), 近代図書

### 3.1 主な記号および用語

- 記号

$b$	: ランナ幅 (mm)
$d$	: ランナ直径 (mm)
$\alpha_g$	: ガイドベーン開度
$B$	: ノズル幅 (mm)
$S$	: ノズルスロート幅 (mm)
$\delta$	: ノズル開口角 ( $^{\circ}$ )
$g$	: 重力加速度 ( $m^2/s$ )
$H$	: 有効落差 (放水面を基準としたノズル入口の全ヘッド、m)
$H_s$	: 吸出し高さ (ランナ軸中心から放水面までの距離、m)
$h$	: ランナ下端から測ったランナ室内水位 (mm)
$Q_w$	: 水流量 ( $m^3/s$ )
$Q_a$	: 空気体積流量 (標準状態、 $m^3/s$ )
$p_a$	: 大気圧 (pa)
$p_s$	: 静圧 (pa)
$p_{no}$	: ノズル出口の静圧 (ゲージ圧、pa)
$p_{ri}$	: ランナ内部の静圧 (ゲージ圧、pa)
$p_{cu}$	: ランナ室上部の静圧 (ゲージ圧、pa)
$\rho$	: 水の密度 ( $kg/m^3$ )
$P$	: 軸出力 (kW)
$\eta$	: 効率 (放水面を基準とする)
$n$	: ランナ回転数 (rpm)
$\omega$	: 角速度 (1/s)
$u$	: ランナ外周の周速 (m/s)
$V$	: 絶対速度 (m/s)
$w$	: 相対速度 (m/s)
$\alpha$	: 絶対流れ角 ( $^{\circ}$ )
$\beta$	: 相対流れ角 ( $^{\circ}$ )

- 添字

- $r$  : 半径方向に関する値
- $\theta$  : 周方向に関する値
- $max$  : 最適回転数での値
- $opt$  : 最適ランナ室空気圧力での値

- 特性量の標準化

水車の特性量を単位落差、単位ランナ幅、単位ランナ径当りの値に標準化して、以下の値を計算する。

$$nd/H^{1/2}, Q_w/dbH^{1/2}, P/dbH^{3/2}$$

- 用語説明

- ノズル外壁 : ノズルの曲がりに対して、外側になる壁面
- ノズル内壁 : ノズルの曲がりに対して、内側になる壁面
- ノズル開口角 : ノズル出口範囲をランナ中心で測った角度
- 放水面 : 放水槽の水面
- 導水管 : ノズルへ水を供給する管（水圧管）

上記の他に、本文中に指示のあるものはこれに従う。なお、本章で説明した記号及び用語は継続する各章で共通に使われる。

### 3.2 低落差貫流水車の構造

前章で述べた如く、本研究ではマイクロ水力用水車として低落差貫流水車を選定し、その構造の更なる簡素化と性能向上を図る。

貫流水車は、従来 10~100m 程の中落差の小水力に利用されてきた水車で、オーストラリアの技術者 A.G.M.Michell により発明され、20 世紀初頭にドイツで Banki が特許を取得し、Ossberger 社の Bavaria がこれに改良を加え、ほぼ現在の形となり、世の中に広く知られることとなった<sup>(3.1), (3.3)</sup>。

図 3.1 に、Ossberger 社の市販貫流水車の形状を示す。ランナは円筒かご形であり、対の主板の外周上に 20~30 枚の円弧状の羽根がはさまっている。翼列の内外径比は 2:3 程度である。ランナ内流路の軸と垂直方向の断面形状はノズ

ルも含めて軸方向に一定であり、側壁やランナ則板の影響を無視すれば 2 次元な流れとなる。ランナ内には強度を持たせるために主軸が貫通している。

運転時に水圧管路より流入した水はノズル部に入り、ガイドベーンによって上下の流路にわかれて加速整流され、ランナに流入する。ランナ外周より流入した水は羽根を通過してランナ内周に達したのち、再び羽根を通過して外周へ流出する。このように回転するランナを水が貫流するので、貫流水車（クロスフロー水車）と呼ばれている<sup>(3.1)</sup>。ランナを出た水はランナ室内で整流され、吸出し管から放水路へ流出する。ランナを通過する流れがランナ内の主軸に接触すると流れが乱れ大きな損失となるので、ランナ室上壁に設けた圧力調節バルブからランナ室内へ外気を自然供給し、ランナ内の主流以外の領域に空気相を作り、流れの主軸との衝突をさける。空気と水はある程度混合され、吸出し管から流出する。

貫流水車は、他の小水力水車と比べて部品点数が少なく（例えばフランス水車の 1/2 である）、構造が極めて単純である。ランナ構造上軸スラストが生じないので、スラスト軸受けも不要であり、またランナやガイドベーンに鋳物を使わず鉄板溶接構造を採用するので、製作コストが安くなる。

貫流水車のもう一つの大きなメリットは、ランナ軸方向長さを自由に変えることにより比速度の変化に対応できるので、標準化・系列化が容易で、製作コストはいっそう安くなる。

そのため、貫流水車は小水力に最も適した水車として位置付けられ、そのノズル、ランナ等の最適形状の探求が行われてきた<sup>(3.6)-(3.17)</sup>。特に著者が所属する研究室では、小水力（マイクロ水力を含めて）資源に低落差のものが多く状況を踏まえて、長年にわたり貫流水車を低落差に適用する研究を行い<sup>(3.3)(3.5)</sup>、低落差において最適なノズルの取付け位置<sup>(3.8)</sup>、良好な性能を示す吸出し管の形状と取付け位置<sup>(3.5), (3.7)</sup>、ランナ室内の最適水位<sup>(3.8)</sup>等を明らかにしている。

図 3.2 に本研究で用いた低落差用に開発された貫流水車の形状を示す。低落差においては、ノズルへの導水管を鉛直方向に取付けた方が有効であることが判明されている<sup>(3.8)</sup>。以下、この供試水車の諸元について説明する。

(1) ノズル及びランナ 本研究で用いたノズルとランナの形状を図 3.3 に示す。ノズルはガイドベーンを取付けた状態で、ランナ入口部で円周方向に一様な流速分布及び流れ角( $16^\circ$ )分布が得られるように流線曲率法により決定されている<sup>(3.6)</sup>。ガイドベーンは図示の状態が全開であり、ガイドベーン軸周りに回転させることにより、流量を全閉にまで調節できる。ガイドベーンの回転はランナ室側壁をはずして行い、運転時にガイドベーンは側壁により押え付けられるため、ランナ室側壁との間に隙間はない。

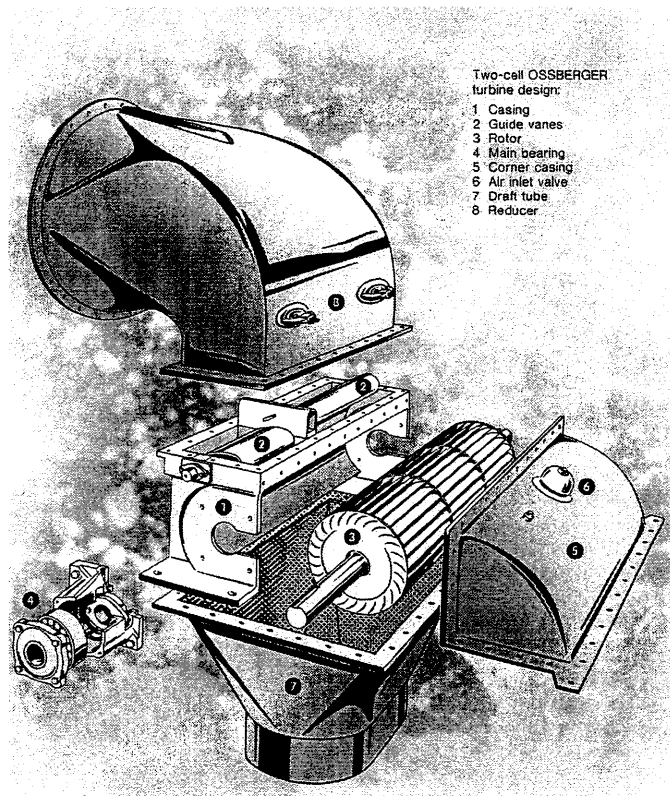


図 3.1 市販の貫流水車

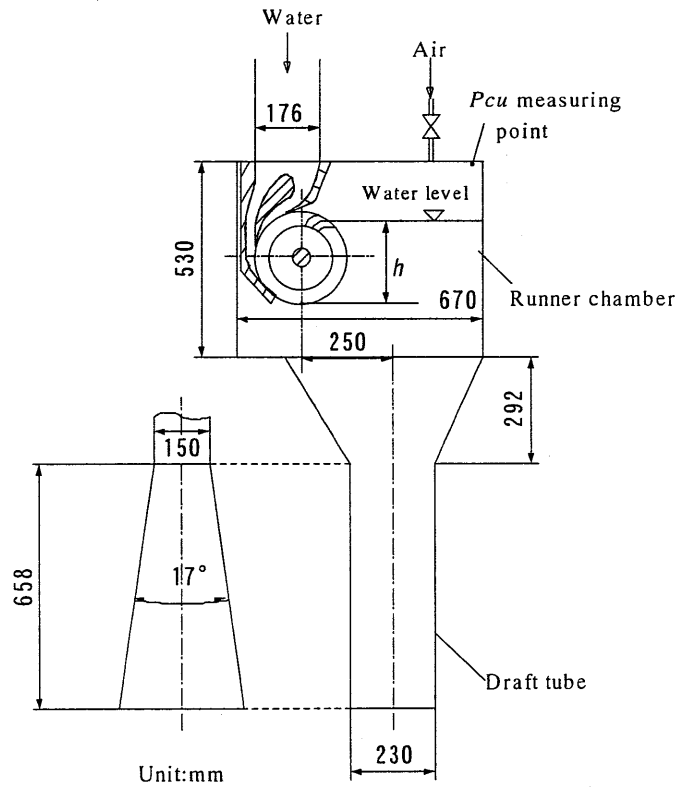


図 3.2 供試低落差貫流水車

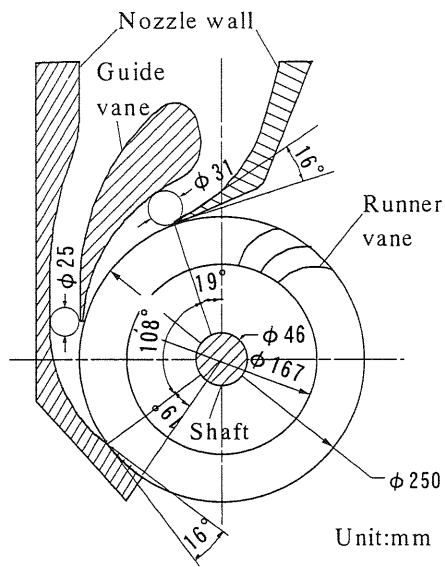


図 3.3 ランナ及びノズル

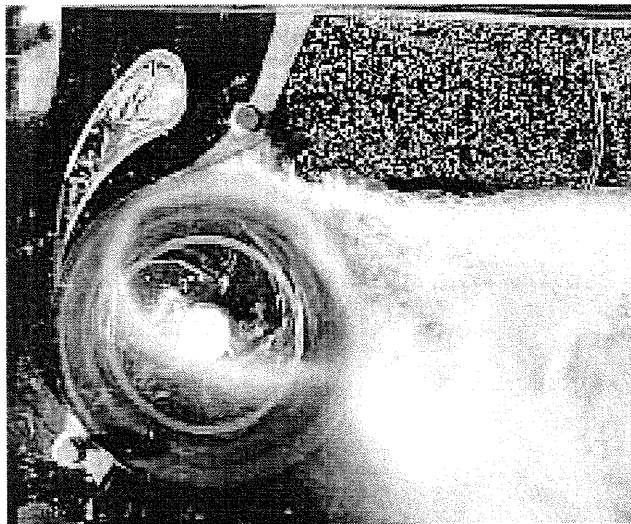


図 3.4 低落差貫流水車の内部流れ（最適運転）

ランナは一本の代表流線を仮定して設計したランナの実験結果から、更にすべりを考慮して製作し直されたものである<sup>(3.6)</sup>。ランナ羽根は 26 枚で、円周方向から測った羽根出口角は  $87^\circ$ 、入口角は  $30^\circ$  である。実機では軸はランナを貫通し、軸受けにより両持ちで支えられているが、本実験装置はオーバーハング形式で支え、内部が観察出来るように反対側の側板は透明アクリル板により製作している。

ランナに対するノズルの取付け位置は、低落差に適する形式として、水を上方から流入させる形式<sup>(3.8)</sup>とし、ノズル、ランナ及びランナ室の流路幅はすべて等しく  $b=150\text{mm}$ 、放水面からランナ中心までの高さ  $l=1005\text{mm}$  である。

ランナ、ノズル、ガイドベーンはすべて真鍮製である。

(2) ランナ室と吸出し管 ランナ室は、ランナから出た噴流が十分に整流され、ランナ室にある程度明確に水位が形成されるように広く取っている。そのため、運転時にランナ室内には自由表面が存在し、その上部が空気層になっている<sup>(3.4)</sup>。

貫流水車は他の水車と異なりランナ室内へ空気を供給するので、吸出し管は気液混相状態で良好な性能が要求されるが、本研究では吸出し管の形状と取付け位置ともに、空気混入量等を考慮して、最も効率が良いもの<sup>(3.5)・(3.7)</sup>を用いた。

ランナ室と吸出し管ともに内部の流が観察できるように、水車軸と垂直な側壁の片側は透明アクリル板製にしている。

図 3.4 に、最適運転時の低落差貫流水車内部流れの様子を示す。

### 3.3 実験装置

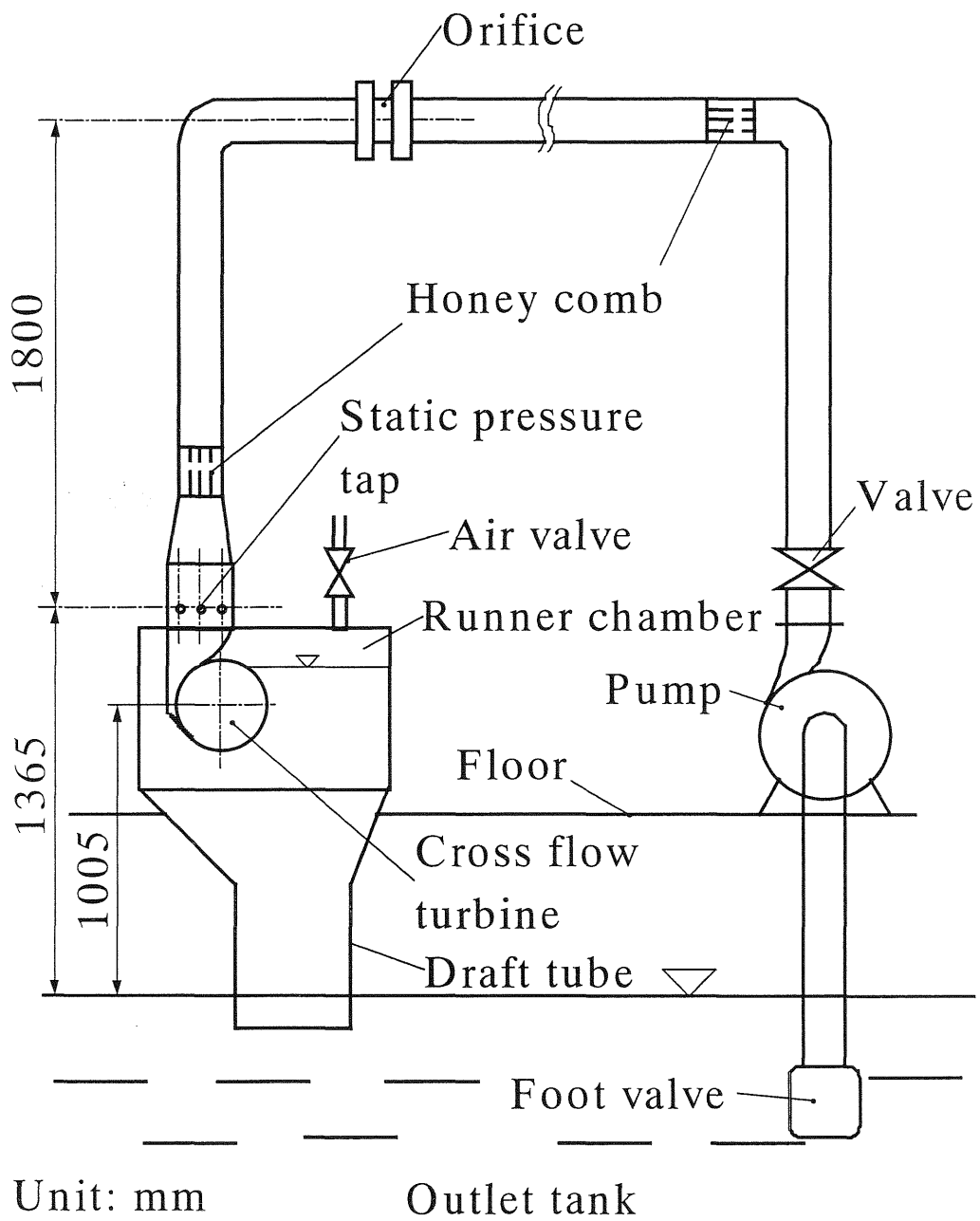
実験装置の配管全体図を図 3.5 に示す。

導水管は内径 200mm の塩化ビニル管を使い、2つのベンド管により 3 次元的に曲げることは避け、旋回流れが生じないように注意した。

水は斜流ポンプにより放水槽より汲み上げられ、ポンプ駆動用モータはインバータの使用により可変速運転を行うことが出来る。ポンプ出口にはバルブを設けて、水車に流し込む水の有効落差はバルブの開度とポンプ回転数の調整により行う。ポンプは安定して運転され、有効落差の時間変動はないことを確認している。

導水管の途中には、流量測定用のオリフィスを設け、オリフィスの上流には管径の 11 倍、下流には 5.5 倍の直管部を設けた。また、オリフィス上流のベンド管直後と水車のノズル上流には、図示のように整流のために放射状の整流格





3.5 実験装置全体図

子（板数 6 枚、厚み 1mm、長さ 200mm）を設けてある。

導水管とノズル入口との間には、円断面から矩形断面に滑らかに流路が変化するダクトを介している。

水車ケーシング内への空気供給はランナ室内の（低い）圧力と外気の圧力の差によって自然吸気され、空気バルブによって調整する。空気供給量はバルブ上流に設けた層流形空気流量計によって測定する。また、水車部分の下方に吸出し管を設けることで、有効落差の基準面を放水槽水面とした。

吸出し管を出た気液混相流は放水槽へと戻るが、放水槽は十分に深いものであり、吸出し管流出口流れには影響を与えない。

水車出力軸には回転計付きのトルク変換器を取り付け、ギア比 1:5 の増速器を介した軸端には、三相他励同期発電機を取付けて発電を行う。発生された電力は水中ヒータにより熱に変換され、容量が十分大きいドラム缶内の水中に発散される。同期発電機の励磁電流を変化させ、発電機の負荷を変えることにより水車回転数を調整している。

実験装置の構成要素および測定機器のいくつかの諸元を以下に記す。

- 斜流ポンプ：電業社（株）、型式 KFSHG200、設計揚程 3m、設計流量 3.0m<sup>3</sup>/min、動力 5.5kW、設計回転数 1100rpm
- ポンプ駆動用モータ：（株）荏原製作所、型式 IKK-DCK、三相誘導モータ、定格出力 11kW、極数 2P
- ポンプ回転数制御用インバータ：三木プーリ（株）、型式 VLD-220-2、容量 34kVA、AC3Φ200V
- 管オリフィス：自作、真鍮製、絞り直径比 0.75
- 層流形空気流量計：司測研（株）型式 LFE-200LM
- トルク変換器：新興（株）、型式 TM10B、ひずみゲージ、スプリング式、容量 10kgf-m
- 回転計：新興（株）、フォトカプラ式
- 三相同期発電機：大阪電力機（株）、型式 K2-22L、定格出力 2.5kVA、200V、7.2A、極数 4P、回転数 1500rpm
- 励磁電圧調整用スライダック：東芝（株）、型式 SD210、INPUT 200V、OUTPUT0-260V、容量 2KVA
- 三相水中ヒータ：八光商事（株）、型式 PAB3020、容量 2kW、200V
- 放水槽：幅 1.5m、深さ 3m、長さ 10m、水深 2.5m

本研究において、水車軸の出力は三相同期発電機により電気エネルギーに変換され、発生電力は更に三相水中ヒータにより熱として消耗されるが、発電機の負荷  $P_{out}$  は次の式により決まる。

$$P_{out}=3V^2/R \quad (3.1)$$

ここで、 $V$  は発電機の実出力端子電圧（線間電圧）、 $R$  は  $\Delta$  結線された三相ヒータの一本の熱抵抗値である。

上式から、ヒータの抵抗値を変えない場合電気負荷を調整するには、発電機の実出力電圧  $V$  を調整すればよいことがわかる。一般的に同期発電機において、以下のような関係が成り立つ。

$$E_0=k \Phi N \quad (3.2)$$

ここで、 $E_0$  は発電機電機子の起電力(V)、 $\Phi$  は磁束(wb)、 $N$  は発電機の回転速度(rpm)、 $k$  は発電機により決まる定数である。簡単化のために、発電機の内部インピーダンスによる電圧降下を無視して  $E_0=V$  とすると、

$$V=k \Phi N \quad (3.3)$$

となり、発電機の実出力電圧  $V$  を調整するためには、励磁電流（または電圧）を調整することにより磁束  $\Phi$  を調整すればよいことがわかる。

図 3.6 に、三相スライダックを用いて励磁電圧を調整することにより電気負荷を調整する回路を示す。

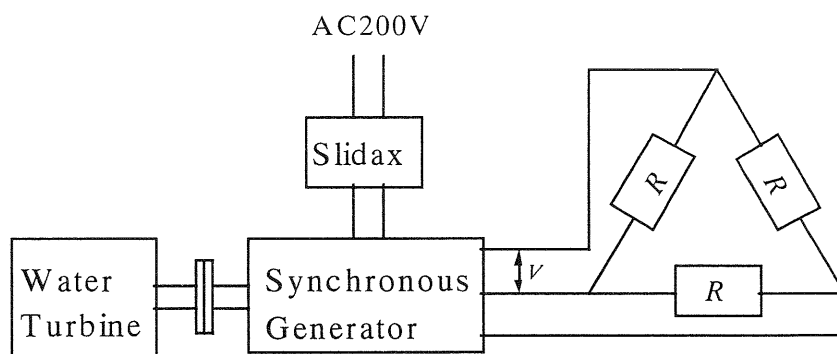


図 3.6 電気負荷調整回路

### 3.4 実験方法

実験は、水車の有効落差とランナ室内空気層の圧力を一定に保ち、発電機の負荷を変えることにより、水車の回転速度を変化させ、トルク、回転速度、オリフィス前後とノズル出口の圧力、ランナ内部及びランナ室内空気層の圧力を測定した。

有効落差は  $H=1.6\text{m}\sim 3.4\text{m}$  の範囲で、回転速度は  $nd/H^{1/2}=20\sim 75$  の範囲で変化させて実験を行った。空気圧力は、最適回転数 ( $nd/H^{1/2}=40$  前後、条件により異なる) で最高効率を示す圧力を測定し、各回転速度においてこの空気圧力下で測定を行った。変流量特性はガイドベーン開度を手動で変えることにより調べたが、ガイドベーン開度は全開から断面積比で 40%まで変化させている。

### 3.5 データ整理方法

以下に主な性能に関する実験値の整理式を示す。

#### (1) 有効落差 $H$

有効落差測定用の 3 つの壁面静圧測定孔をノズル上流部の矩形直管の流路を 3 等分したそれぞれの中心に設けてあり、大気との差圧を水銀マンオメータで読み取る。有効落差を求める際には、この 3 点の静圧を平均した値を用いた。これと流量から求めたその断面における平均流速を用いた速度ヘッドに、基準点から静圧測定孔までの高さを加えて有効落差とした。本装置では吸出し管を用いているので、有効落差基準点は放水面とした。

$$H = \frac{(Q_w/A)^2}{2g} + \frac{\Delta p_s}{\rho g} + \Delta Z \quad (3.4)$$

- $A$  : 矩形直管部流路面積  
 $\Delta p_s$  : 静圧  
 $\Delta Z$  : 基準点から静圧測定孔までの高さ

#### (2) 流量 $Q_w$

オリフィスの差圧を水銀マンオメータにより測定し、次式により求めた。

$$Q_w = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{\frac{2\Delta p}{10^3}} \quad (3.5)$$

$C$	: 流出係数
$d$	: 絞り孔径
$D$	: 上流側管径
$\varepsilon$	: 気体の膨張補正係数
$\beta$	: 絞り直径比 $\beta = d/D$
$\Delta p$	: 差圧

### (3) ランナ室内水位 $h$

ランナ室のランナから遠い側の端壁面における水位を、アクリル側壁にスケールを付け、ランナ中心を基準として目測により測定した。ランナ室内の水面には気泡が浮いていることがあるが、その場合は気泡とその下の水との境界を水位とした。波打ちが多少あるが、時間平均した値を用いた。

### (4) ランナ室内圧力 $p_{cu}$

ランナ室のランナから遠い側のケーシング側壁面に圧力測定孔を設け、ランナ室内空気圧と大気圧との差を水マンノメーターによって測定した。

### (5) 空気供給量 $Q_a$

層流形空気流量計の差圧を水マンノメーターにより測定し、検定曲線から流量を求めた。1atm, 20℃における体積流量である。

$$Q_a = \frac{\alpha_0 \times \Delta p_a}{10^3} \quad (3.6)$$

$\alpha_0$  : 流量係数

$\Delta p_a$  : 水マンノメーターによる差圧

### (6) 軸出力 $P$

軸出力はひずみゲージ式トルク計で測定したトルクと回転数から求めた値に、トルク変換器までの機械損失分を加えている。機械損失のトルクは封水リングがぬれた状態で、増速機と動力計の間の軸継手を可変速モーターに継いだベルトで正転方向に回し、その読みの絶対値を用いる。

$$P = \frac{T + T'}{0.974 \times 10^3} \times n \quad (3.7)$$

$T$  : トルク [kg · m]

$T'$  : 機械損失 [kg · m]

(7) 効率  $\eta$

$$\eta = P / (\rho g Q_w H) \quad (3.8)$$

### 3.6 供試水車の性能特性

一般的に、水車において次のような関係が成り立つ。

$$f_1(n, Q, H) = 0, \quad Q = f_2(\alpha_g) \quad (3.9)$$

ここで、 $f_1$ 、 $f_2$ は水車により決まる関数である。

上式より水車の性能は、回転速度、ガイドベーン開度及び落差により変化することがわかる。以下、試験用低落差貫流水車の速度特性、変流量特性、及び変落差特性について示す。

#### 3.6.1 速度特性

ここでは、有効落差とガイドベーン開度を一定にした場合( $H = \text{const.}$ ,  $\alpha_g = \text{const.}$ )に、回転速度  $n$  によって水車の特性がどのように変化するかを調べた。

$H = 2.9\text{m}$ 、 $\alpha_g = 100\%$ 、ランナ室内空気層の圧力  $p_{cu} / \rho g H = -0.38$  として実験を行い、その結果を図 3.7、3.8 に示す。

図 3.7 を見ると、流量  $Q_w$  は水車回転数  $n$  が変化する時ほぼ直線的に変化し、 $n$  の増加につれて  $Q_w$  はやや減少していることがわかる。これは、 $n$  が大きくなると水車ランナの遠心力によってランナ入り口部分の圧力が大きくなり、ランナ内に流れ込む流速が落ちるからである。

図 3.8 において最高効率は 76.5% であり、その時の回転数は  $nd/H^{1/2} = 40$  であった。また、最適回転数における最適水位（効率がもっとも高い水位）は  $h/d = 0.9$  であり、その時のランナ室空気層圧力は  $p_{cu} / \rho g H = -0.38$  であった。

最大軸出力を示す回転数は、流量の増加の影響で最高効率点より多少低下回転側になる。

#### 3.6.2 変流量特性

落差一定のもとで、ガイドベーン開度を変化させて流量を変えた時の水車特性を変流量特性という。

$H = 2.9\text{m}$ 、ランナ室内空気層の圧力  $p_{cu} / \rho g H = -0.38$ 、回転数  $nd/H^{1/2} = 40$  として、ガイドベーン開度を 100%、85%、70%、55%、40% に段階的に変えて実験を行い、その結果を図 3.9 に示す。

同図において  $Q_{wmax}$  はガイドベーン全開時の水流量で示す。ガイドベーン全開時より低流量域の  $Q_w / Q_{wmax} = 0.85$  付近で若干の高効率を示し、流量が更に減

少すると効率は低下する。

### 3.6.3 変落差特性

ガイドベーン開度一定のもとで( $\alpha_g = cont.$ )、落差が変化したときの水車特性を変落差特性という。

$\alpha_g = 100\%$ とし、有効落差は  $H = 1.6\text{m} \sim 3.4\text{m}$  の範囲で、回転速度は  $nd/H^{1/2} = 20 \sim 75$  範囲で変化させて実験を行った。空気圧力は、最適回転数で最高効率を示す圧力を測定した。

図 3.10、3.11 にその結果を示すが、これらの図において横軸の有効落差は基準有効落差  $H_n = 3.35\text{m}$  を用いて無次元化している。これらの図より、水車の最高効率  $\eta_{max}$ 、最高効率点における単位流量  $Q_w/dbH^{1/2}$ 、最適単位回転数  $(nd/H^{1/2})_{opt}$  及び最適ランナ室内空気層の圧力  $(p_{cu}/\rho gH)_{opt}$  は、有効落差の変化に拘らずほぼ一定の値となっていることがわかる。

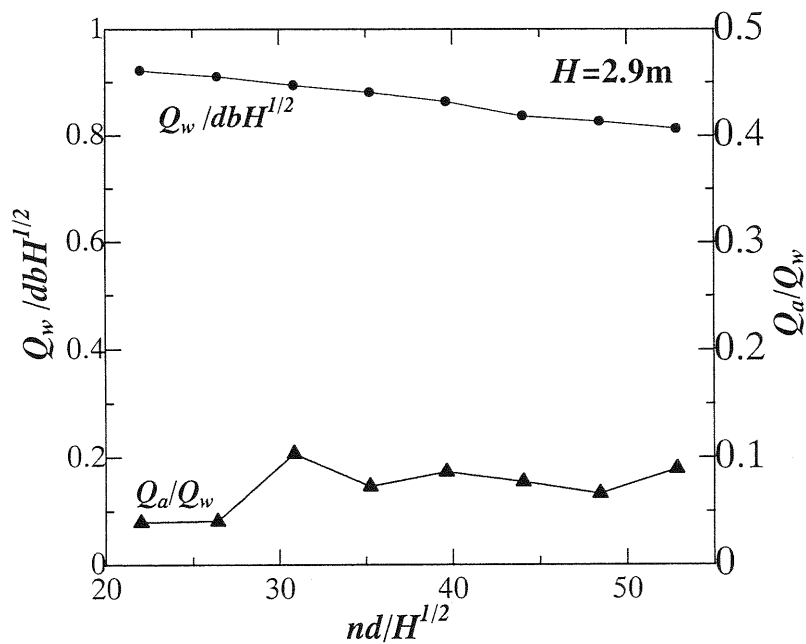


図 3.7 速度特性 (水と空気流量)

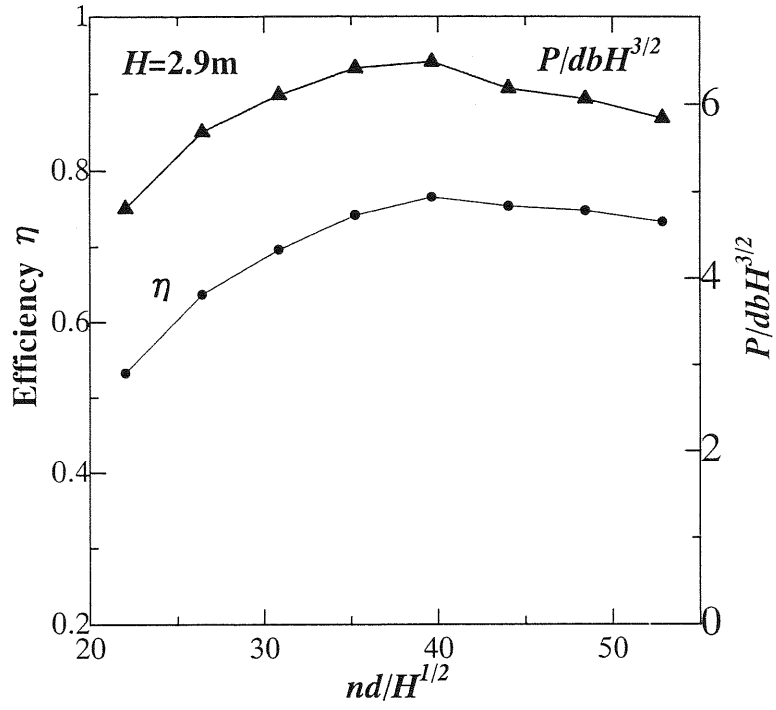


图 3.8 速度特性 (效率と軸出力)

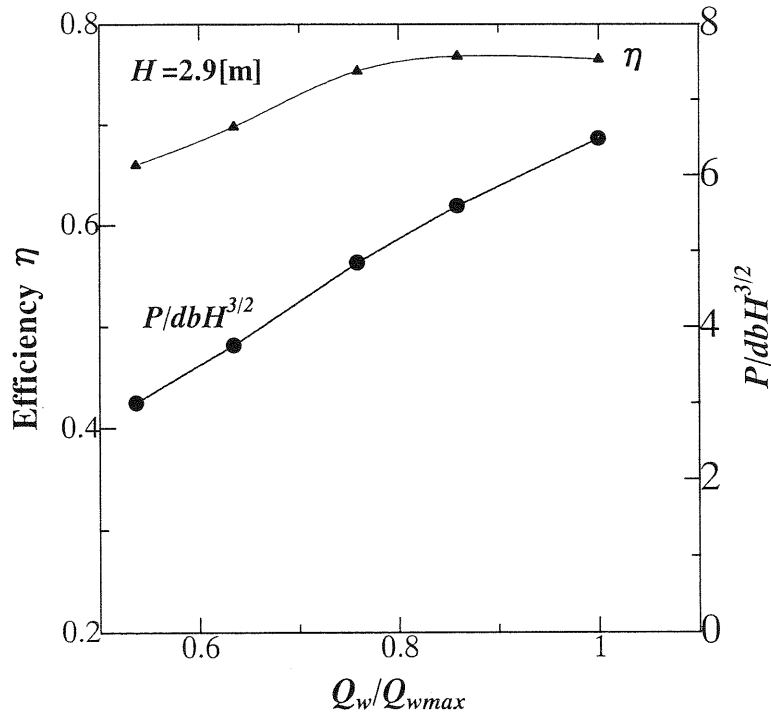


图 3.9 变流量特性



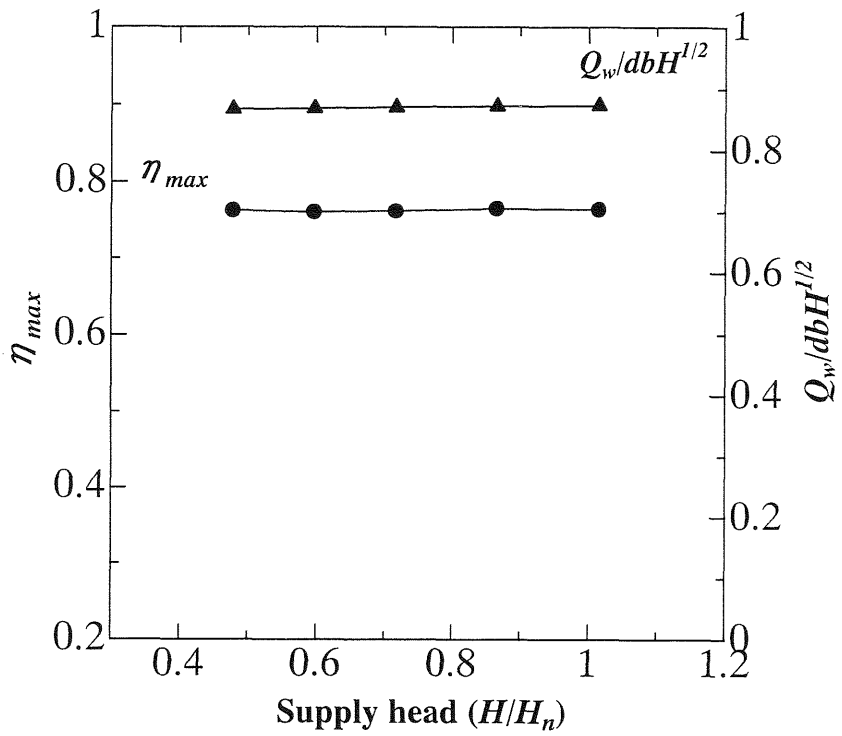


図 3.10 変落差特性 (最高効率と水流量)

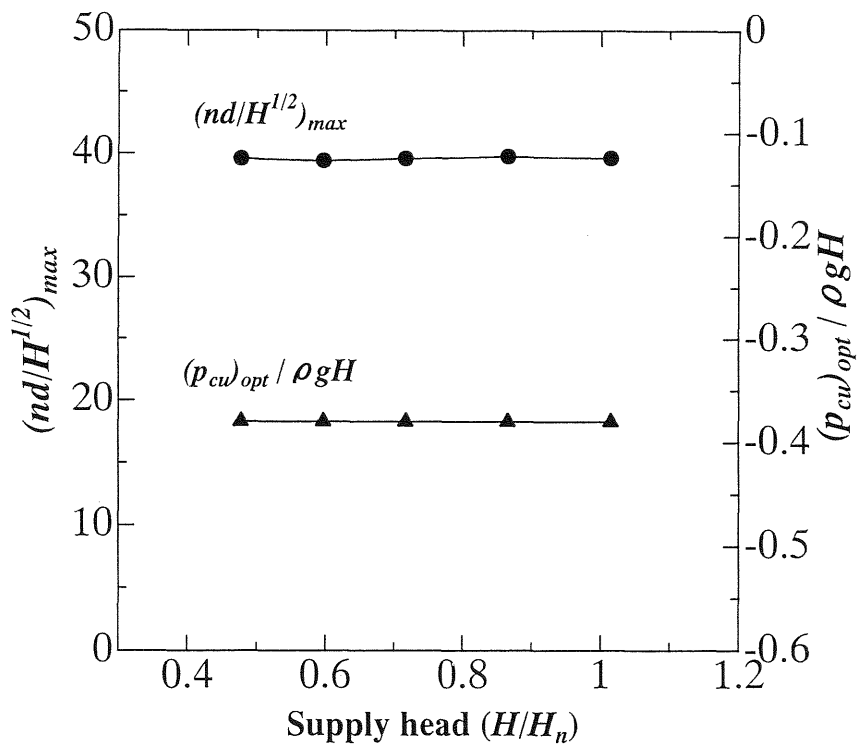


図 3.11 変落差特性 (最適回転数と最適ランナ室内圧力)

## 参考文献

- (3.1) 久保田, 小水力向け水車, 日本機械学会誌, 83-745 (1980-12), pp. 63-66.
- (3.2) 久保田, ミニ水力発電用貫流水車, 日本機械学会誌, 86-780 (1983-11), pp. 52-56.
- (3.3) 北洞, 貫流水車の低落差への適用, ターボ機械, 25-4 (1997-4), pp. 8-12.
- (3.4) 北洞, 低落差小水力水車に関する研究, 横浜国立大学大学院工学研究科生産工学専攻博士論文 (1996-2).
- (3.5) 北洞, 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), 日本機械学会論文集 B, 61-585 (1995-5), pp. 156-161.
- (3.6) 豊倉・他 3 名, 貫流水車に関する研究, 日本機械学会論文集 B, 51-461 (1985), pp. 143-151.
- (3.7) 豊倉・他 3 名, 気液混相流の鉛直ディフューザ性能, 日本機械学会論文集 B, 51-470 (1985), pp. 3376-3380.
- (3.8) 豊倉・他 3 名, 貫流水車に関する研究 (低落差への適用), 日本機械学会論文集 B, 53-491 (1987), pp. 2078-2084.
- (3.9) V. R. Desai and et al., An Experimental Investigation of Cross-Flow Turbine Efficiency, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.116 (1994), pp. 545-550.
- (3.10) C. B. Joshi and et al., Parametric Study on Performance of Cross-Flow Turbine, ASCE Journal of Energy Engineering, Vol. 121, No.1 (1995), pp. 28-44.
- (3.11) G. S. Hara and et al., Refinement of Cross-Flow Turbine Design Parameters, ASCE Journal of Energy Engineering, Vol. 120, No. 3 (1994), pp.133-147.
- (3.12) V. R. Desai and N. M. Aziz, Parametric Evaluation of Cross-Flow Turbine Performance, ASCE Journal of Energy Engineering, Vol. 120, No. 1 (1994), pp. 17-34.
- (3.13) 福富, マイクロ水力発電用クロスフロー水車の特性と内部流れ, ターボ機械, 28-3 (2000), pp. 28-35.
- (3.14) 福富・他 2 名, 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), 日本機械学会論文集 B, 52-473 (1985), pp. 407-412.
- (3.15) 福富・他 2 名, クロスフロー水車のノズルからの噴流に関する研究, 日本機械学会論文集 B, 50-459 (1984), pp. 2790-2794.
- (3.16) 山部・他 4 名, 貫流水車の水力特性に関する研究 (第 1 報、アスペクト比 0.50 の水車), 日本機械学会論文集 B, 51-472 (1985), pp. 3928-3936.
- (3.17) 山部, 伊藤, 貫流水車の水力特性に関する研究 (第 2 報、アスペクト比 2.0 の実物水車), 日本機械学会論文集 B, 51-472 (1985), pp. 1050-1059.

## 第4章 低落差貫流水車の基本性能解析と実験結果

---

### 4.1 緒言

設備容量が 100kW 以下のマイクロ水力は、設備容量に対する建設コストが割高な点が普及に対する最大のネックとなっている。マイクロ水力の有効利用をはかるには、最適な水車形式の探求と同時に、コントロールフリー・メンテナンスフリーを探求することが重要と考えられる<sup>(4.1)</sup>。

小水力に最も適した貫流水車は、構造が比較的単純であるが、マイクロ水力に適用するためには、更なる構造の簡素化が要求される。最近、貫流水車をマイクロ水力用として簡素化し、流量調整用の可動ガイドベーンを省略するとともに、吸出し管も省略した研究例が報告されている<sup>(4.5)</sup>。

しかし、マイクロ水力発電システムには落差が低いものが多く、低落差に貫流水車を適用する場合、吸出し効果はかなり重要で、吸出し管とランナ室は不可欠である。この場合、良好な性能を示す吸出し管の形状と取付け位置<sup>(4.6)-(4.8)</sup>、ノズルの最適位置<sup>(4.7)</sup>、ランナ室内の最適水位<sup>(4.7)</sup>等がこれまでの研究で明らかにされたが、更にマイクロ水力発電への適用を考えた水車構造の簡素化は、なお大きな課題である。

そこで本章では、貫流水車を低落差のマイクロ水力発電に適用するために、その実用化に不可欠のコントロールフリー・メンテナンスフリーを目指して、低落差貫流水車の基本性能解析を行い、その結果に基づいてノズル内部の可動ガイドベーンを省略し、ランナ内部への空気供給方法の工夫によりランナ室をコンパクトにする等、可能な限り水車構造の小形簡素化を図るとともに水車性能の向上を図った結果について示す。

### 4.2 ガイドベーンの省略

第2章で述べたように、マイクロ水力発電用水車の徹底したコストダウンとコントロールフリー・メンテナンスフリーを図るには、ガイドベーンを省略して流量調整は行わず、水車の回転速度制御は発電システムの電気負荷調整により行うべきである。

そこで本節では、低落差貫流水車のノズル内部の可動ガイドベーンを省略し、省略後のノズル形状はパネル法によるノズル内部流れの数値解析結果に基づいて適切に修正を行った。また、ガイドベーン省略のために発生し得る水車の無

拘束速度状態について検討を行う。

#### 4.2.1 ノズル形状の影響

ノズルとランナは貫流水車の二大構成要素である。そのうちノズルは、ノズル出口でランナに流入する流れに適切な旋回成分を与えると同時に周方向にできるだけ一様な流れの分布を与える必要があり、したがってその形状は水車の性能に大きな影響を及ぼす。

図 3.3 に示したノズルは、ガイドベーンを取付けた状態で流線曲率法によりランナ入口部で円周方向に一様な流速分布及び流れ角 ( $16^\circ$ ) 分布が得られるような形状にしたものである<sup>(4.4)</sup>。このノズルのガイドベーンを省略すると、図 4.1 に示す形状となる。

図 4.2 に、ガイドベーン除去後の水車の性能をガイドベーンありの場合と比較して示す。水車効率は全回転数範囲で大きく低下し、最高効率は 10% も低下した。この結果より、ガイドベーン省略後のノズル形状は最適形状より大きく離れ、効率を回復させるためにはノズル形状を適切に修正しなければならないことがわかる。

貫流水車のノズル性能を決める主要パラメータには、ノズル開口角  $\delta$ 、スロート幅  $S$ 、ノズル幅  $B$ 、進入角  $\alpha_1$ 、ノズル外壁形状がある<sup>(4.6)</sup>。以下、これらのパラメータを中心に検討を行う。

##### (1) ノズル開口角 $\delta$

同一径のランナに対して、 $\delta$  を大きくとれば大流量が扱えるため有利であるが、ノズル開口角の変化はランナ入口の流れの周方向分布に影響し、その結果として水車性能に大きく関与する。一方ノズル開口角が小さくなると、水車出力に対するノズル先端および両端付近の漏れ損失の割合が大きくなるために効率が低下する。文献(4.6)の実験結果によると、最適なノズル開口角は  $90^\circ$  である。本研究のノズル開口角は  $108^\circ$  であり、最適値よりそれほど離れていないため修正は行わないこととした。

##### (2) ノズルスロート幅 $S$

ノズル開口角の変化に対してスロート部からノズル出口までの相似な流動状態を仮定すれば、出口弧の長さ  $\delta \pi d / (360)$  が変化するとき、それに比例してノズルスロート幅が変化するので、 $S / (\delta d / 2)$  をパラメータとしてスロート幅の影響を検討するべきである。文献(4.6)の実験結果によると、この  $S / (\delta d / 2)$  は水車性能を支配する極めて重要なパラメータであり、最適値は 0.26 付近である。本研究の場合、ガイドベーン省略前のノズルスロート幅はほぼ最適な値となっているが (図 3.3 で、 $S=25+31=56\text{mm}$ )、ガイドベーンを省略したことによりノズルスロート幅は  $S / (\delta d / 2)=0.59$  と最適値を大きく離れてしまった(図 4.1(a)で、

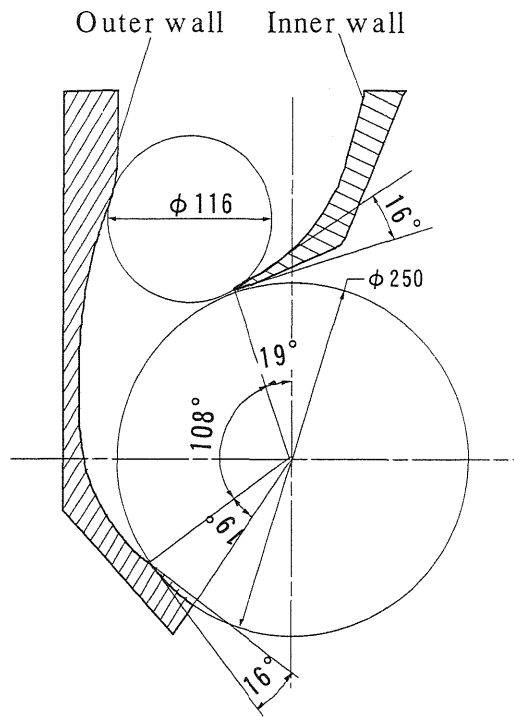


図 4.1 ガイドベーン省略後のノズル形状

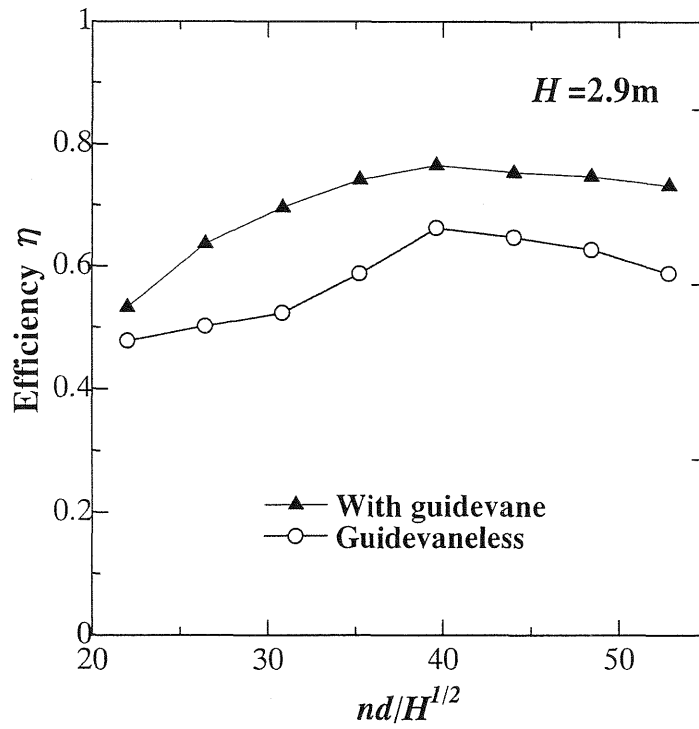


図 4.2 水車性能の比較

S=116mm)。このことが、ガイドベーン省略後の水車効率を省略前と比べて大きく低下させた主原因であると思われる（図 4.2）。

### (3) ノズル幅 $B$ と進入角 $\alpha_1$

ガイドベーン省略前と比べて、省略後ノズル幅と進入角ともに変化していないので、この 2 つのパラメータは効率を低下させた原因ではないと判断した。そこで元の値を用いることとし、 $B=150\text{mm}$ 、 $\alpha_1=16^\circ$  とした。（文献(4.6)の進入角は  $15^\circ$  である。）

### (4) ノズル外壁形状

ノズル形状を修正するにはノズル外壁形状を決める必要がある。文献(4.6)の実験結果によると、ノズル外壁形状が水車性能に及ぼす影響はほとんど認められないが、万全のために確認を行うこととした。

以上の検討結果を踏まえて、ガイドベーン省略後のノズル形状の修正を行う。

## 4.2.2 ノズル内部流れの数値解析

ガイドベーン省略後のノズル形状は、可能な形状のものをすべて製作し、実機テストにより最も効率が良いものを選ぶべきであるが、実質上これは不可能である。そのため本研究では、いくつかの可能な形状についてノズル内部流れの数値解析により比較検討を行い、その中から適切なものを選ぶこととした。

貫流水車のノズル内部流れの数値解析に関しては、これまで流線曲率法<sup>(4.4)</sup>による解析、等角写像法による解析<sup>(4.11)</sup>、有限要素法による解析<sup>(4.12)</sup>、MAC 法によるノズルとランナの一括解析<sup>(4.13)</sup>などが行われたが、本研究ではパネル法による解析を試みた。

以下、その解析方法および主な結果について述べる。

### (1) 解析方法

簡単のために、貫流水車ノズル内部の流れを非粘性、非圧縮性、二次元渦なしの流れ、つまり二次元ポテンシャル流れとして扱う。解析方法としては、特異点法（パネル法）を使う。

**特異点法** 一様流  $U_0$  中に置かれた任意形状の物体まわりの、二次元ポテンシャル流れの複素速度は、与えられた物体表面が流線となるように特異点の場所と強さを決めてやれば決まる。このような考え方に立脚する解法を特異点法<sup>(4.14)</sup>と呼ぶ(図 4.3)。

**パネル法** 与えられた物体表面を微小直線パネルに離散化し、パネル上に特異点を配置させる。そして物体表面が流線となるようにするため、各パネル上で法線方向速度が 0 となるように各特異点の強さを決める方法をパネル法<sup>(4.15)</sup>と呼ぶ(図 4.4)。パネル法には特異点の種類、配置方法などにより様々な方法があるが、今回は比較的簡単な離散渦法を使った。

## (2) 解析手順

a. ノズル壁表面の離散化 ノズルの外壁と内壁を、それぞれパネル枚数  $N_{out}=55$ 、 $N_{in}=35$  のパネルで離散化して計算を行ったが、ノズル入口での速度方向が垂直にならないため、ノズル壁を入口から上流へ延長し、パネル枚数を 75 と 55 とした。それでノズル入口ではほぼ一様な垂直流れが得られた。

b. 特異点の配置 各パネルの上流 1/4 のところに渦点を配置させた。そのため、渦点の数は外壁と内壁でそれぞれ 75、55 個であり、求めるべき渦点の循環の大きさは合わせて 130 個となる。

c. Neumann 境界条件のチェック 各パネルの上流より 3/4 のところにおいて速度を調べ、法線方向速度がゼロとなるようにすると、全部で  $75+55$  個の一次連立方程式が成り立つ。

d. 連立方程式を解く 本研究ではガウス・ジョルダン法を用いた。

e. 流れ場の計算 流れ場の各点において、複素速度を計算する。本研究では主にノズル出口での速度の大きさと方向の分布を求めた。

上記の手順で解析を行えば、ノズルの内、外壁の最下流のパネルはクッタの条件を自動的に満足させるので、附加条件を加えなくて良い<sup>(4,15)</sup>。

## (3) 解析対象

図 4.5 に、本研究で計算したノズルの形状を示す。ここで、

Shape 1: 修正前のノズル

Shape 2: 修正前のスロート幅を狭め、外壁形状は修正前の形状に出来るだけ少ない修正を加えたノズル

Shape 3: ノズル外壁形状を先端角度が  $16^\circ$  の 1 円弧にしたノズル

Shape 4: ノズルとランナ間の隙間を等面積に減少させたノズル

Shape 5: ノズル外壁形状を等角螺旋にしたノズル

但し、Shape 2、3、4 はスロート幅  $S$  が同じく 60mm であるが、Shape 1、5 はスロート幅  $S$  がそれぞれ 116、90mm となり最適値を大きく離れている。

## (4) 解析結果および考察

図 4.6 に、主な計算結果を示す。先述した通り、ノズルの作用はノズル出口でランナ羽根に流入する流れに適当な旋回成分を与えると同時に、円周方向に一様な流れの分布を与えることである。そのためノズル形状の評価基準として、ノズル出口においてのランナに対する進入角  $\alpha_1$  及び絶対速度の一様性を調べた。

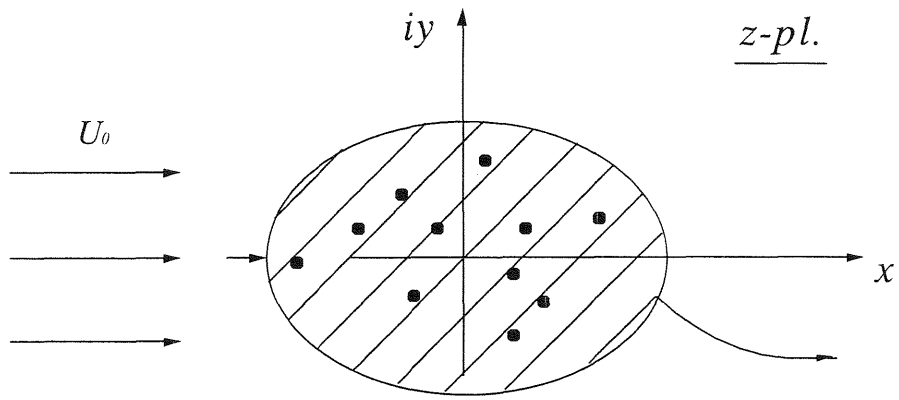


図 4.3 特異点法

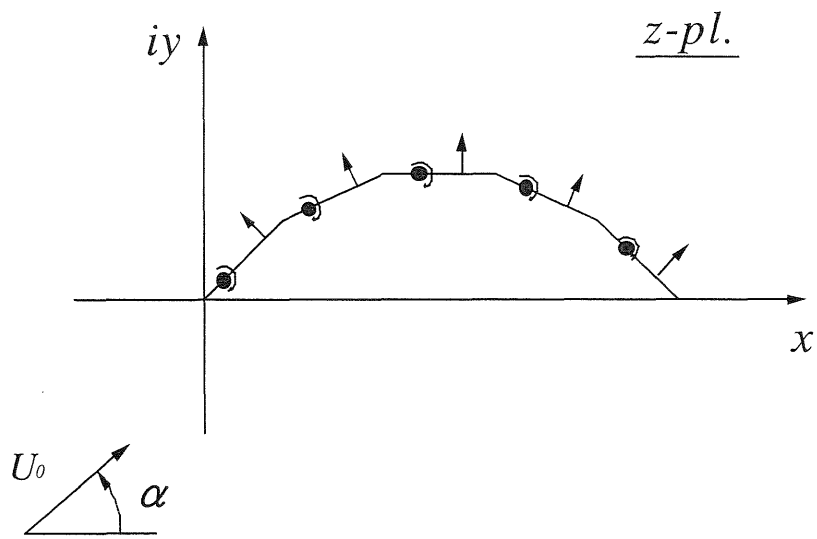
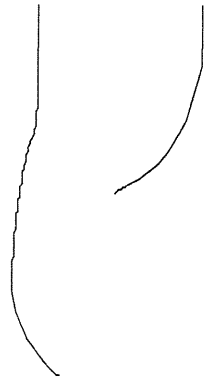
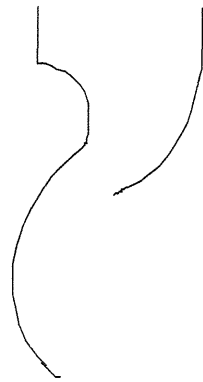


図 4.4 パネル法

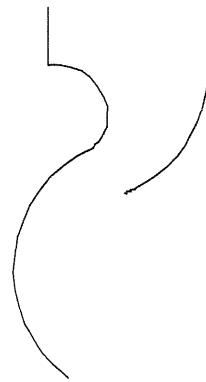




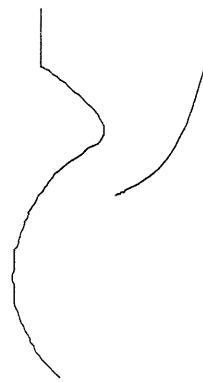
Shape 1



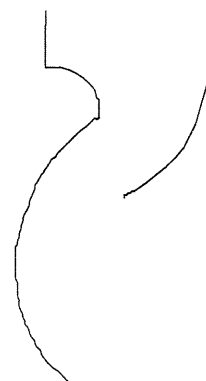
Shape 2



Shape 3



Shape 4



Shape 5

図 4.5 計算に用いたノズル形状

図 4.6(a)をみると、スロート幅が最適値を大きく離れた Shape 1 と Shape 5 の進入角の一様性はあまり良くないが、スロート幅が同じである Shape 2、3、4 は進入角の分布においてほとんど差が見られない。

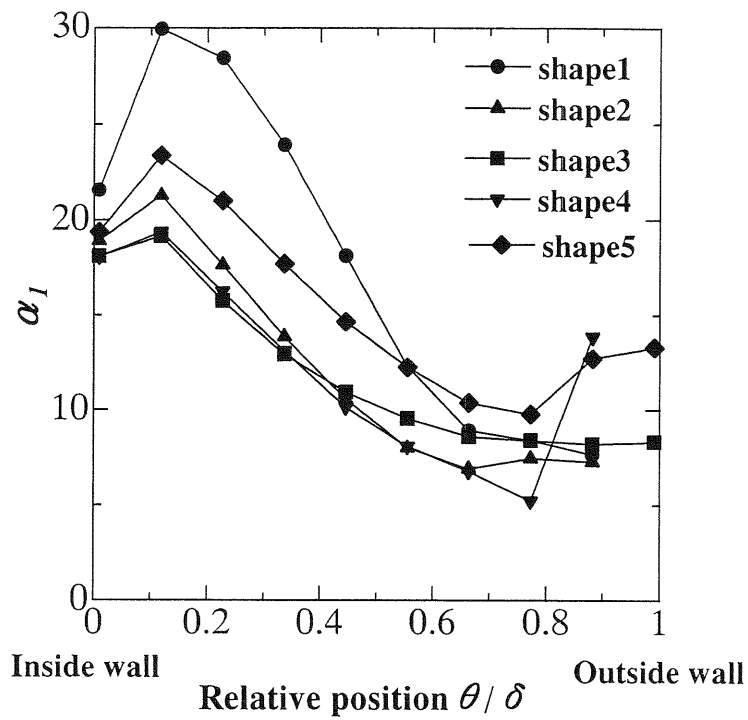
また図 4.6(b)より、ノズル出口においての絶対速度の分布は、5つのノズルとも大きな差異は見られないことがわかる。

以上の結果より、ノズルの性能に大きな影響を与えるパラメータはスロート幅であり、ノズル外壁形状はあまり影響を与えないことが確認できた。

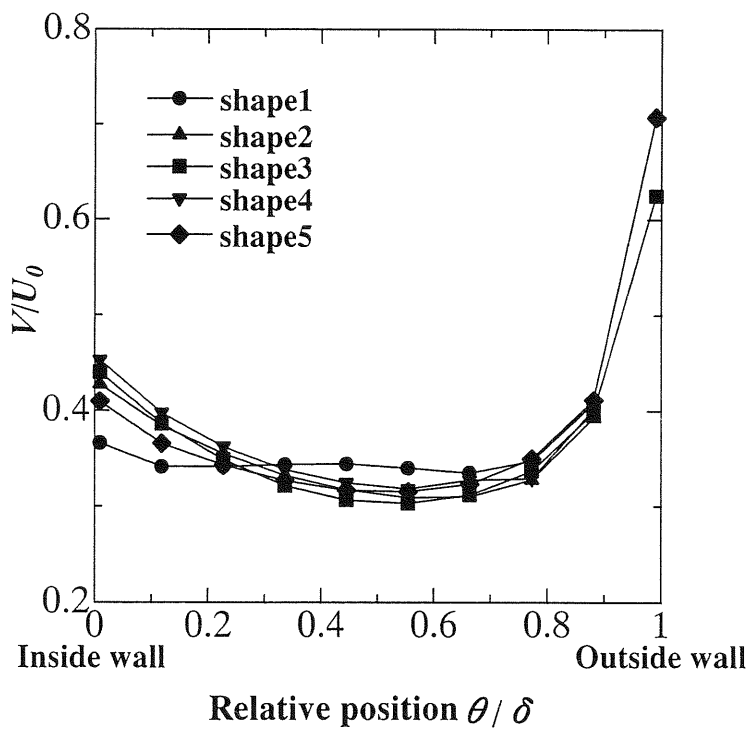
そこで本研究では、実験装置の制約上から制作し易い Shape2 をガイドベーン省略後のノズル形状とした(図 4.7)。

修正したノズルを用いて実験を行い、その結果を図 4.8 に修正前の水車性能と比較して示すが、効率は大きく回復され、最高効率は 76.2%となり、ガイドベーンありの場合とほぼ等しい値が得られた。

したがって、本研究で行ったノズル形状の修正は有効であることが判明した。図 4.9 に、修正前と修正後のノズル内部流れの速度ベクトル図を示す。



(a) 進入角の分布



(b) 絶対速度(スカラー)の分布

図 4.6 ノズル出口での流れの一様性

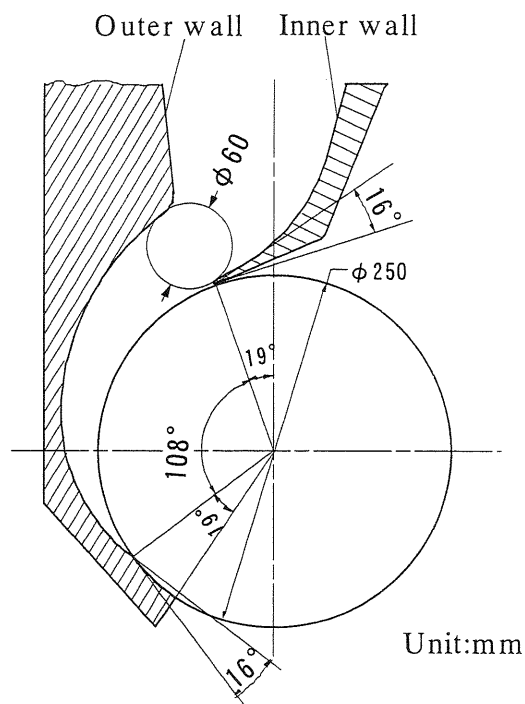


図 4.7 修正後のノズル形状

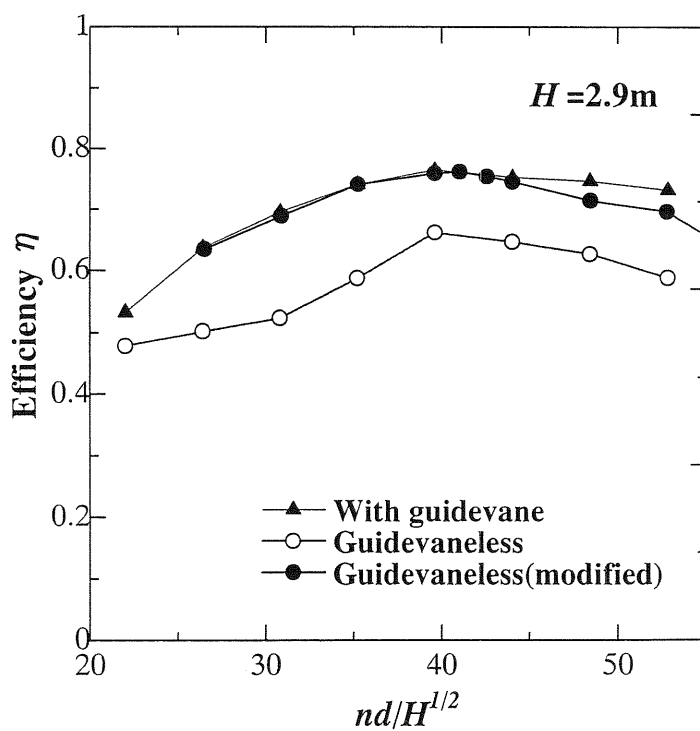
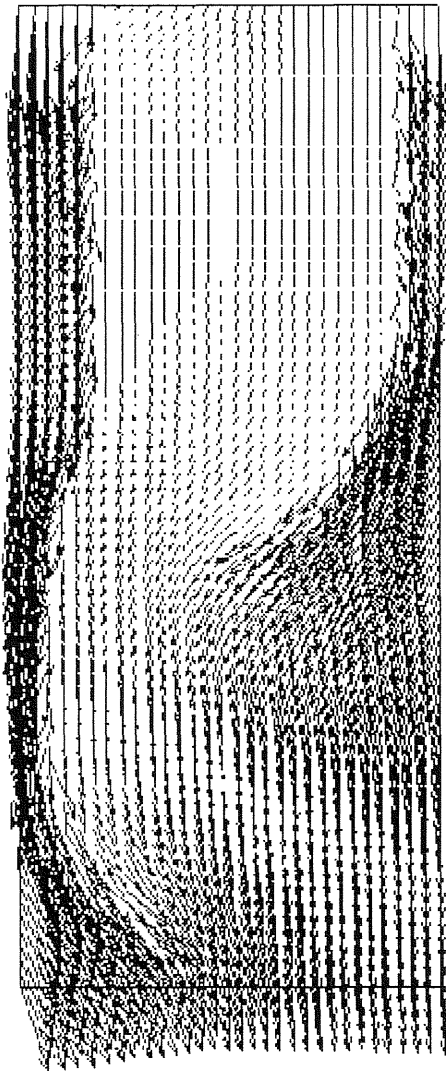
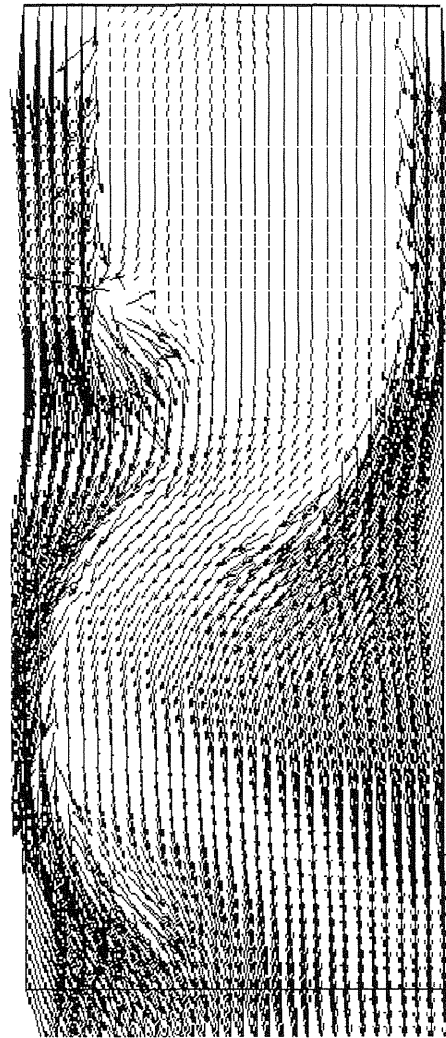


図 4.8 水車性能の比較



(a) 修正前



(b) 修正後

図 4.9 ノズル内部流れのベクトル図

### 4.2.3 無拘束速度特性の検討

水車のガイドベーン開度を一定にして水車を起動し、回転速度を上げる過程を考えると、水車の出力および効率は次第に増加するが、ある最大値を超えると次第に低下し始め、ある回転速度で再びゼロになる。この時の回転速度では、水車の入力の水車および無負荷の発電機の機械的損失に相当する仕事だけに費やされる。これは、水車の負荷が全くなっても、回転速度は無制限に上昇するものではないことを示す。

水車の無拘束速度とは、ある有効落差、あるガイドベーンカイドおよび吸出し高さにおいて、水車が無負荷で運転する速度をいい、これらのうち起こりうる最大のものを最大無拘束速度という。

水車の運転中は、事故などの何らかの原因で負荷が急に遮断される場合がある。この時、ガイドベーンがある場合はガイドベーンを閉めることにより水流量を遮断して速度上昇を抑制することができるが、ガイドベーンを省略した場合は速度上昇を抑制することができず、無拘束状態が発生してしまう。

そのため、ガイドベーンを持たない貫流水車および発電機の回転部分の強度は、水車の到達しうる最大無拘束速度時の遠心力に対し、十分安全であるように設計しなければならない。そこで設計に必要な根拠を提供することを目的として、ガイドベーンを省略した低落差貫流水車の無拘束速度特性について検討を行った。

#### (1) 貫流水車の理論無拘束速度

1次元流れ解析に基づく貫流水車の理論効率は<sup>(4.16)</sup>、

$$\eta = 4 \frac{u_1}{V_1} \left( \cos \alpha_1 - \frac{u_1}{V_1} \right) \quad (4.1)$$

ここで、 $u_1$  はランナの回転速度、 $V_1$  はランナ入口での絶対流れ速度、 $\alpha_1$  はランナ入口での絶対流れ角(本研究においては $16^\circ$ )である。

上式において、効率 $\eta=0$ 、 $V_1=(2gH)^{1/2}$ を代入すると、貫流水車の理論無拘束速度 $n_{rth}$ は次のようになる。

$$n_{rth} = \frac{60}{\pi d} \sqrt{2gH} \cdot \cos \alpha_1 \quad (4.2)$$

これは、ランナの回転速度 $u_1$ が $V_1$ の周方向成分と等しい時に無拘束速度が発生することを意味する。また、式(4.1)を微分して最高効率を求めると、貫流水車の理論最適回転速度 $n_{oth}$ は次のようになる。

$$n_{oth} = \frac{60}{2\pi d} \sqrt{2gH} \cdot \cos \alpha_1 \quad (4.3)$$

式(4.2)、(4.3)からわかるように、理論無拘束速度は理論最適回転速度の2倍に相当する。

## (2) 実験結果および考察

図 4.10、4.11、4.12 に、無拘束速度特性の実験結果を示す。この実験は、管路システムにおいて水車前後の有効落差を  $H=2.9\text{m}$  に保ちながら、発電機の電気負荷を徐々に落として行ったものである。そのため、実際に発生する無拘束速度状態への非定常的な推移は反映できないものの、流量、圧力などのパラメータの回転速度上昇に伴う変化は十分検討できるものと考えられる。

図 4.10 において、無拘束回転速度は最適回転速度の 1.89 倍にあたる。無拘束速度の実験値が理論値より低くなった原因は、発電機の電気負荷は完全に遮断できたものの、水車、発電機および増速ギアの機械的損失は完全に無くすることができないからである。

回転速度が増加すると、水流量は減少し、空気流量は増加する(図 4.11)。ノズル入口、ノズル出口、およびランナ中心部の圧力の変化をみると、回転速度の上昇につれてノズル入口とランナ中心部の圧力はあまり変わらないのに対して、ノズル出口つまりランナ入口の圧力は遠心力の増大により高くなる(図 4.12)。このことは、一定の有効落差においてノズルとランナを流体の抵抗体とみた場合、回転速度が無拘束状態に近づくにつれてランナの抵抗が増大すると見なすことができる。

次に、水車の有効落差が変化する場合の無拘束速度に与える影響を調べ、図 4.13 にその結果を示す。有効落差によらず無拘束速度は  $nd/H^{1/2}=73\sim76$  の範囲に現れ、無拘束速度は常に最適回転速度の約 1.8~1.9 倍の範囲にあることがわかる。

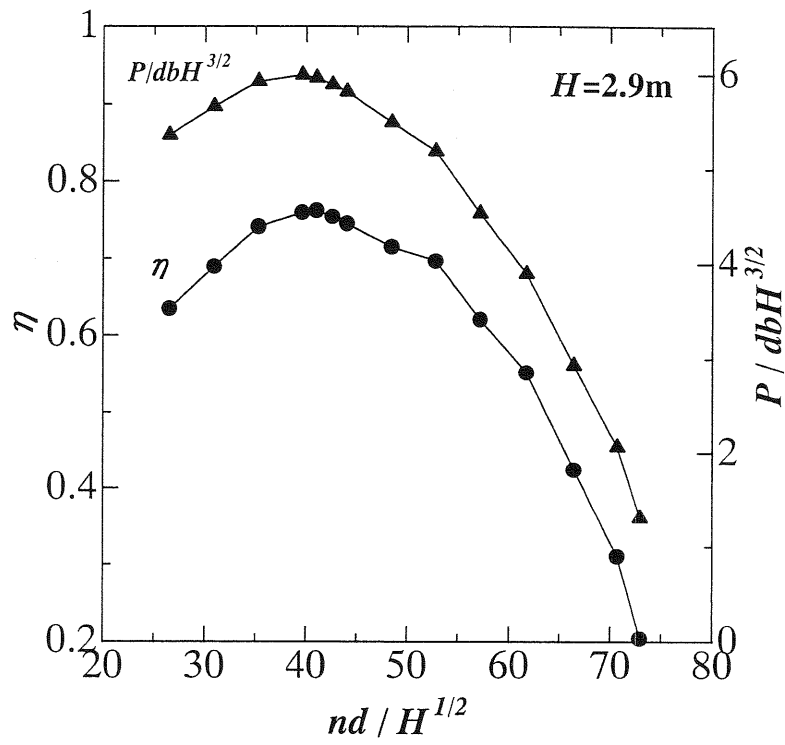


図 4.10 無拘束速度 (効率と軸出力)

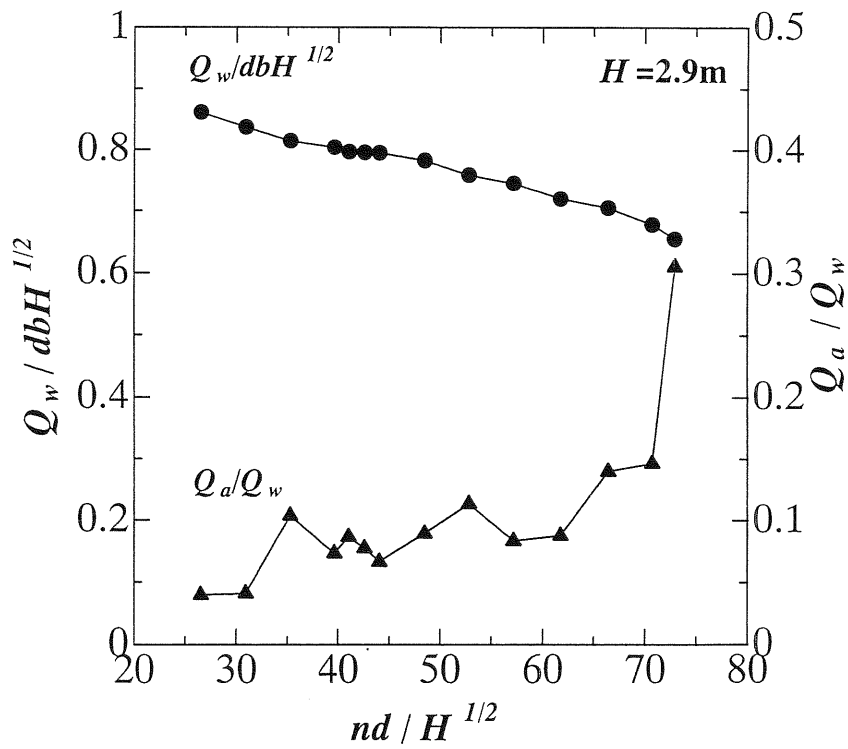


図 4.11 無拘束速度 (水と空気流量)



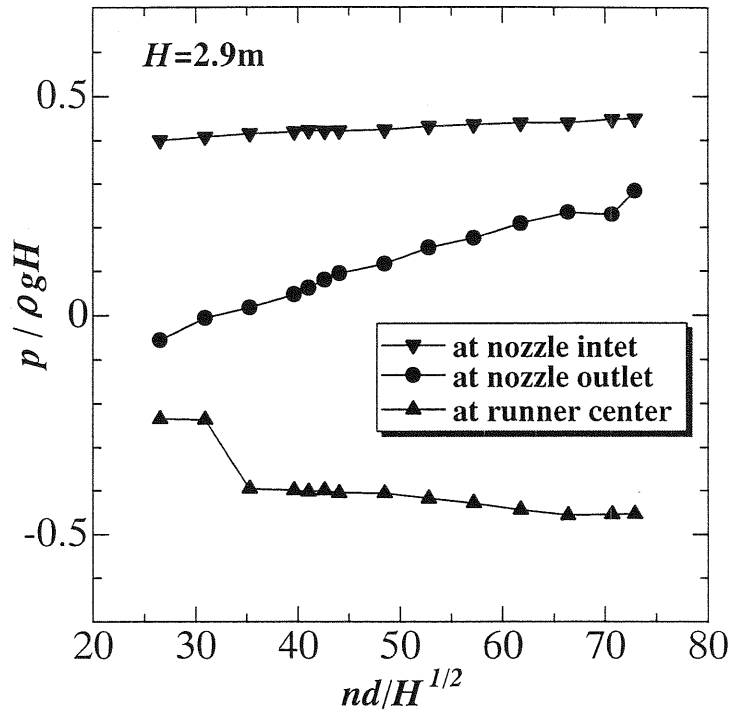


图 4.12 無拘束速度 (压力)

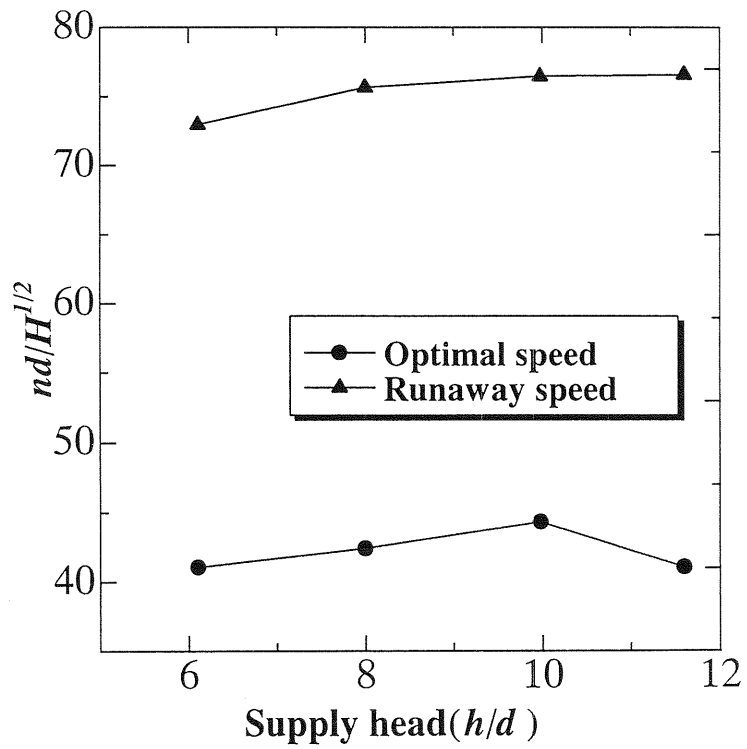


图 4.13 無拘束速度 (变落差)

### 4.3 ランナ室のコンパクト化

第1章で述べたように、マイクロ水力には低落差のものが多い。貫流水車を低落差のマイクロ水力に適用する場合、ノズルとランナの他にランナ室と吸出し管も必要不可欠となる。

吸出し管の役割を、図 4.14 を用いて説明する。吸出し管を設けない場合(a)の水車の有効落差は上水面からランナ中心まで( $H_1$ )で、ランナ中心から放水面までの落差( $H_2$ )は無効となる。そのためランナは  $H_2$  ができるだけ小さくなるように放水面近くに設置される。これに対し吸出し管を設けた場合(b)はランナ室内の空気圧が、吸出し管内の水位に対応して大気圧より下がる。これによりランナ据え付け高さの一部を吸出し管により回復させることができる。

貫流水車を自然の河川水などに利用する場合、場合(a)のようにランナの据え付け高さが放水面に近いと、洪水などにより水車および発電機などの装置が水没してしまう恐れがある。これに対し場合(b)では、ランナ据え付け高さが放水面より離れているため水没する心配はなく、発電機などの装置の設置も容易である。

本研究では吸出し管の使用を前提として、吸出し管とつながるランナ室をコンパクト化することにより、貫流水車全体の小形簡素化を図る。

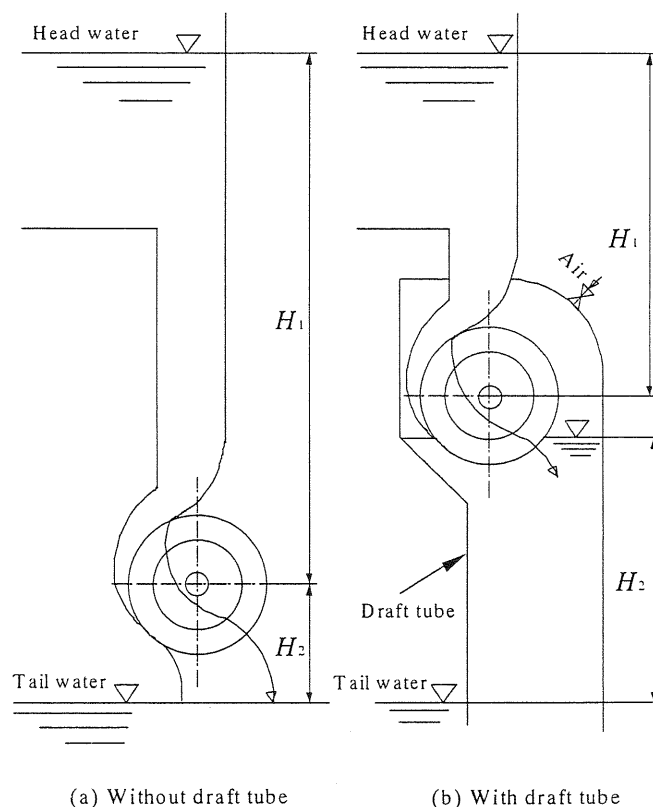


図 4.14 吸出し管の役割説明図

### 4.3.1 ランナ室の形式

図 4.15 に、本研究で検討した 3 つのランナ室と、それにつながる吸出し管の形状を示す。ランナ室 I は、従来用いられている形式であり、ランナ室内には自由表面が存在し、その上部が空気層になっている<sup>(4.1), (4.3), (4.7)</sup>。ランナ室 II、III は両方ともコンパクト化した形式で、その詳細については 4.3.2 と 4.3.3 節で詳しく述べる。

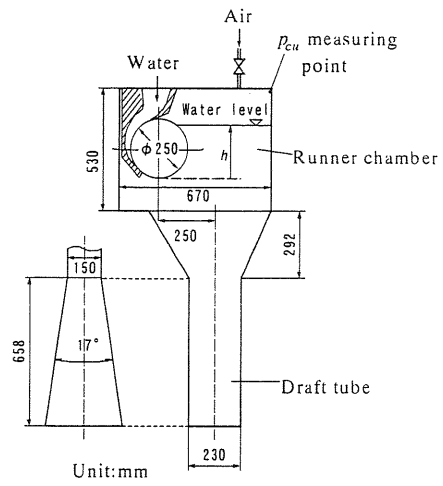
ランナ室 I、II にはランナ室上部の静圧  $p_{cu}$  の測定点を設け、ランナ室ケーシングの上壁より空気を供給する場合には、 $p_{cu}$  が一定となるように空気バルブを調整する。3 つのランナ室ケーシングの側板はアクリル製で、内部の流れが観察できる。

貫流水車の吸出し管内の流れは気液混相流となるが、本研究で用いた吸出し管の形状と取付け位置は、空気混入量等を考慮して、最も効率が良いもの<sup>(4.8), (4.10)</sup>を用い、三つのランナ室とも共通している。

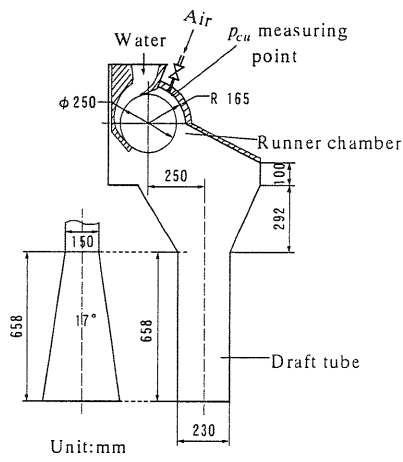
表 4.1 に本節で行われた主な実験をまとめている。以下、表 4.1 で記す実験番号を用いて結果を示す。

表 4.1 実験条件

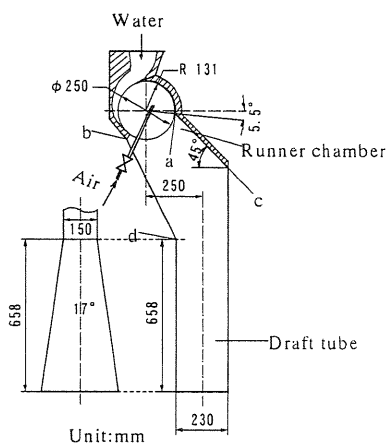
Test	Runner chamber	Air supply method	Maximum efficiency
A	I	Upper wall of chamber casing	76.2%
B	II	Upper wall of chamber casing	75.4%
C	I	Runner side wall	76.3%
D	III	Runner side wall	77.6%
E	III	Runner side wall	78.5%



(1) Runner chamber I



(2) Runner chamber II



(3) Runner chamber III

図 4.15 ランナ室と吸出し管

### 4.3.2 ランナ内部への空気供給方法

ランナ室のコンパクト化を行うまえに、まず従来型ランナ室 I (Test A) 内の流れの様子を調べた。(図 4.16)。

低落差の場合、吸出し効果をも高めるためにはランナ室内圧力を低くし、水位を高くした方がよい。ランナ室内水位の最適値は  $h/d=0.9$  であり、それ以下の水位ではランナ内部にランナ室の空気が流入して空気層を形成するが、それより水位が高くなるとランナ全体が水没してランナ内部へ空気が供給されなくなるため、主軸に流れが衝突し、効率が低下する<sup>(4.7)</sup>。また、ランナ外周の圧力がランナ内部の圧力より高いため、図 4.16(a)に示すように、羽根間にはランナ室の水が再流入してエネルギー損失が起こる<sup>(4.8)</sup>。従って、低落差貫流水車のランナ室設計においては、さらに有効な空気供給方法による吸出し効果の向上と、再流入損失の低減が必要と考えられ、以下に検討する。

低落差貫流水車ランナ室のコンパクト化の試みとして、図 4.15(1) の従来型ランナ室 I の右上部にある空気室を省略し、直接ランナに空気を供給する形にしたのがランナ室 II である(図 4.15(2))。

ランナ室 II を用い、ランナ室上部の圧力を、Test A と同一値 ( $p_{cu}/\rho gH=-0.38$ ) に保ちながら行った Test B の結果を、図 4.18~4.20 に併記した。また図 4.17 には、ランナ室 II 内の流れのスケッチを示す。

図 4.17 をみると、最適回転数より低回転側では、ランナ内部を貫流する流れは主軸に当たって分岐し、軸の下側を通過してランナから出る流れはランナ室ケーシングの上壁にあたって衝突損失を起こす。同時にランナ軸の上側を通る流れは、ランナ室ケーシングの上壁に衝突してからノズル水切り部付近よりランナ内に再流入し、再流入損失を起こす。

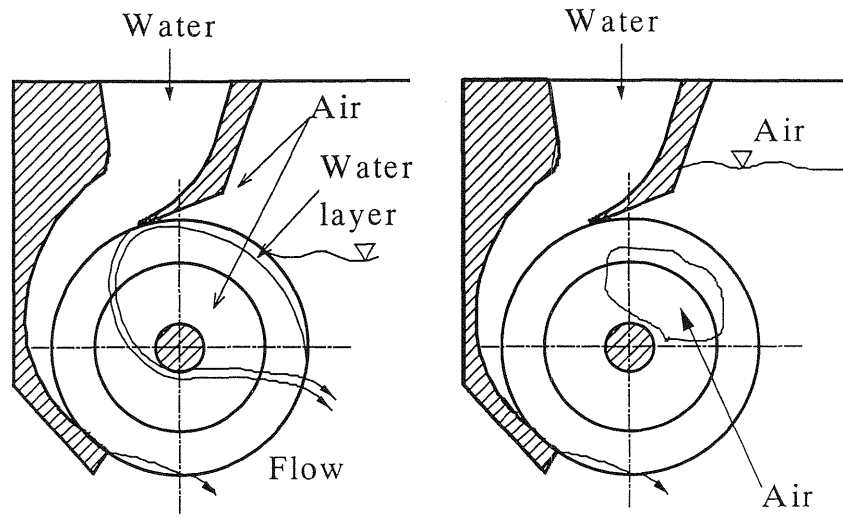
一方最適回転数より高回転側では、回転数が高くなると、流れはランナ軸の下方に離れるためにケーシング壁には衝突しないが、ランナからの噴流とケーシング壁の間にはノズル水切り部に向かう逆流が発生する。この流れはランナに再流入して損失を起こすが、ランナ全体が水中で回転するランナ室 I の場合と比べて損失は小さいものと考えられる。

一方、ランナ室ケーシングの上壁に設けた空気バルブより流入した空気は、ランナ内に再流入する水と混合し、混相流となってランナ内に吸込まれるので、ランナ内部に明確な空気層が形成されにくい。そのため図 4.18 に示されるように、Test A と比べて広い範囲で効率がわずかに低下した。また図 4.19 に見られるように、無拘束状態に近い高回転側では、遠心力による圧力上昇のために空気流量が急減少して、ランナ内部は水で充満され、流れがランナ軸にあたって振動を起こすようになる。

Test B の結果より、効率を低下させずにランナ室をコンパクト化するには、適切な空気供給方法の検討が必要なが判明した。

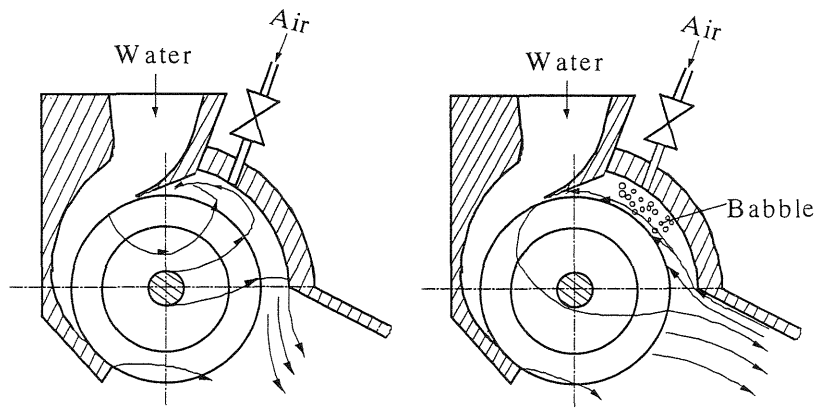
そこで図 4.21 に示すように、ランナ内部へ直接空気を供給する方法を考案した。ランナ室ケーシングの側板上に1つの空気供給孔を設け、更にランナ側板上にも軸まわりに4つの空気供給孔を設けて、ランナ中心の低圧を利用して自然吸気できるような構造とした。

この方法と従来の吸気法を比較するため、従来型ランナ室Ⅰを用いて Test C を行い、その結果を図 4.22、23 に Test A と比較して示す。Test C の場合、ランナ室内水位がランナの高さを超えてもランナ内部へ吸気可能なので、吸出し効果をより高めることが出来、最適水位は  $h/d=1.0$  となった(図 4.22)。この最適水位におけるランナ内部圧力は、 $p_{ri} / \rho gH = -0.45$  である。またランナ内部の圧力をこの値に保った速度特性をみると(図 4.23)、効率は全回転域にわたり、わずかながら向上した。

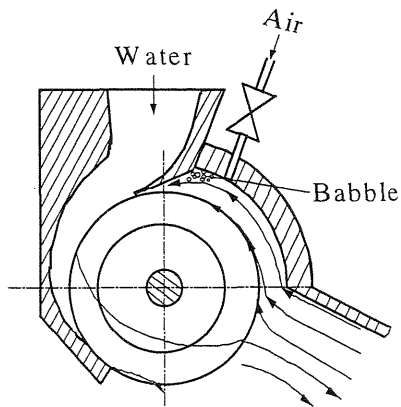


(a) Optimal water level      (b) High water level

図 4.16 ランナ室 I 内の流れ



(a) Low rotational speed      (b) Optimal rotational speed



(c) High rotational speed

図 4.17 ランナ室 II 内の流れ

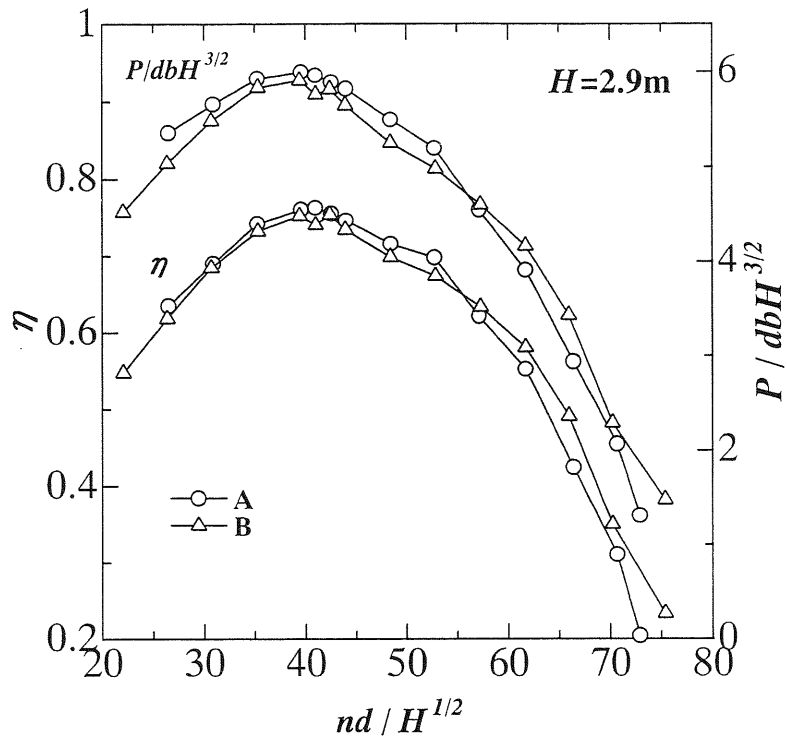


図 4.18 効率と軸出力 (Test A, B)

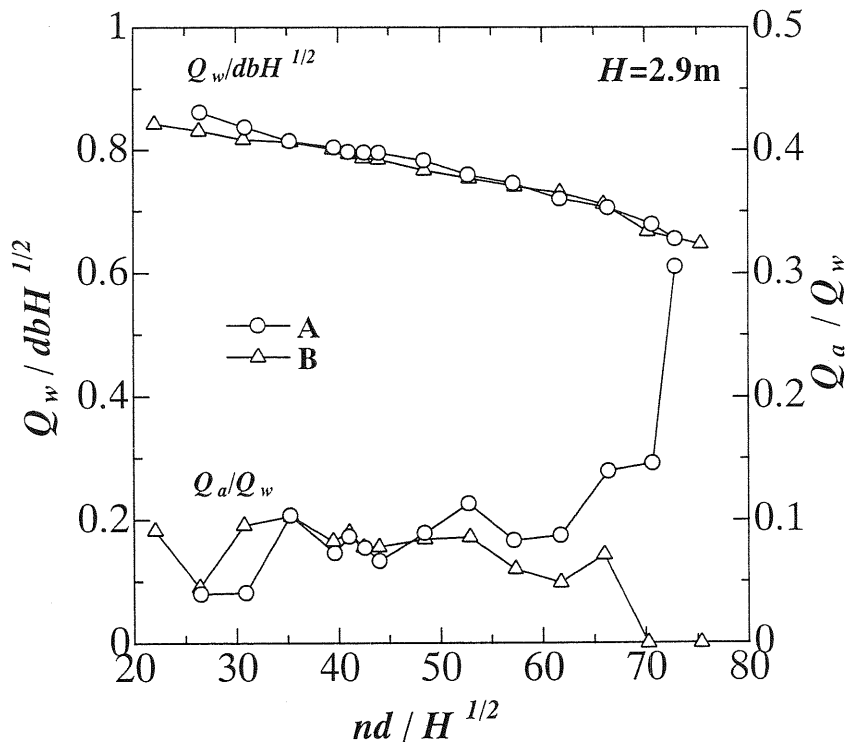


図 4.19 水と空気流量 (Test A, B)



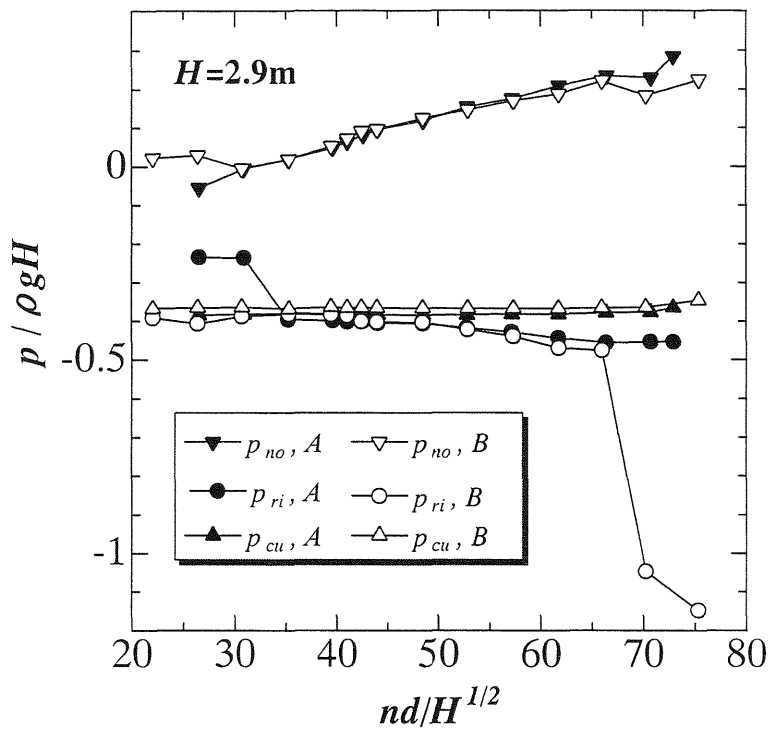


図 4.20 静圧 (Test A, B)

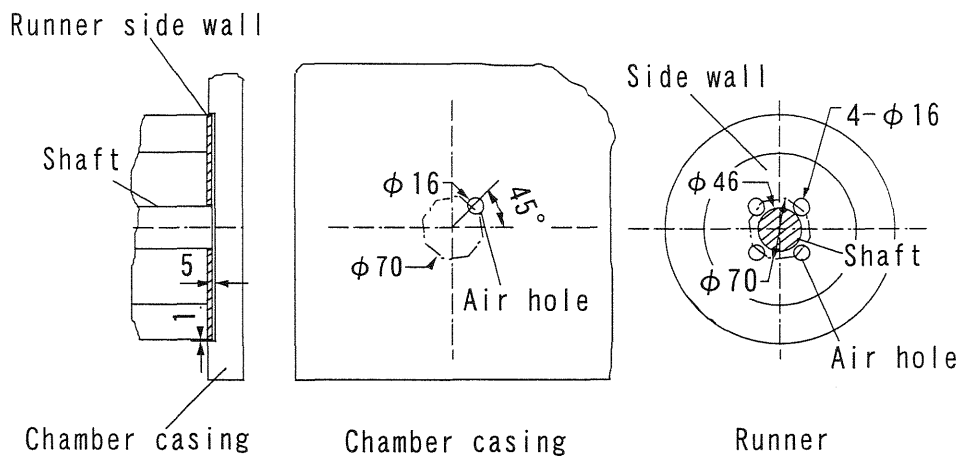


図 4.21 ランナ内部への直接空気供給

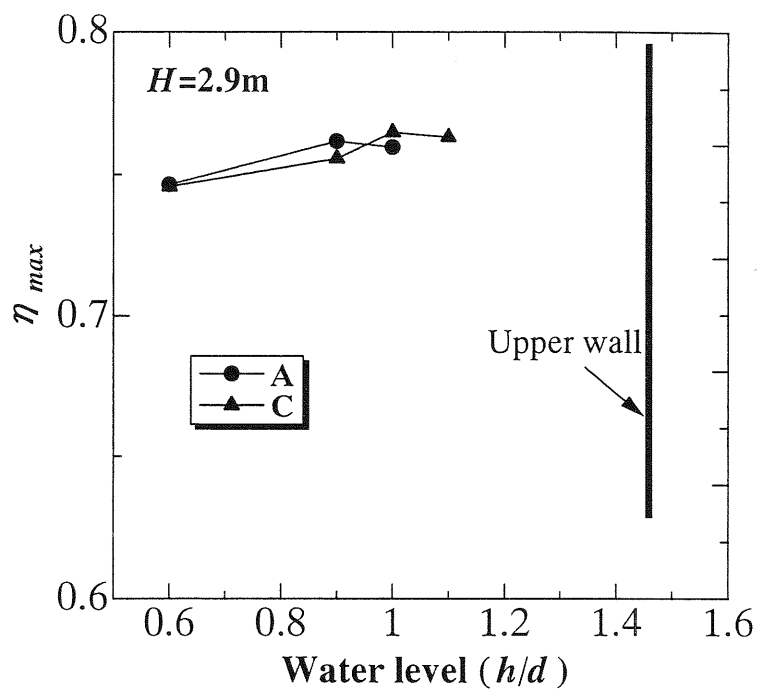


図 4.22 ランナ室内水位の影響 (Test A, C)

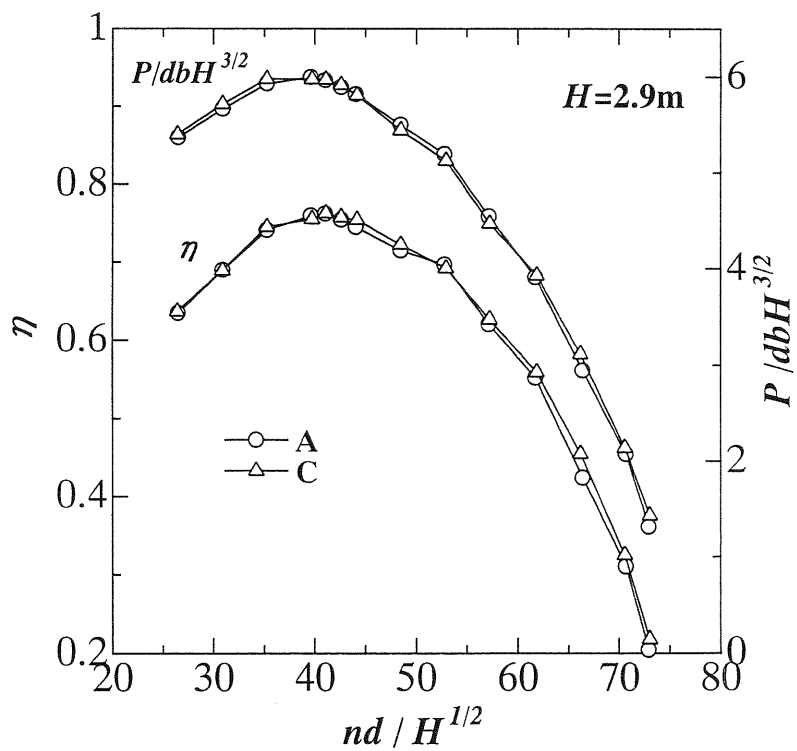


図 4.23 効率と軸出力 (A, C)

### 4.3.3 ランナ室形状の最適化

4.3.2 節の Test B の結果から、ランナとランナ室ケーシングの上壁との隙間は、逆流を誘起させ性能を低下させることが判明した。そこでこの隙間をなくし、更に図 4.15(3) においてランナ室ケーシングの上壁の下端 a 点を、最適回転数においてランナからの噴流上部境界に一致するようにした。また吸出し管との接続は、簡素化のために直線で結び、空気供給方法は、4.3.2 節で良好な性能を示した側板空気供給方法のみを使うこととした。

ランナ室Ⅲを用い、ランナ内部の圧力を Test C と同じ値 ( $p_{ri} / \rho gH = -0.45$ ) に保って Test D を行い、その結果を図 4.24、4.25 に Test C と比較して示す。効率は、最適回転数より低回転側では幾分低下するが、高回転側で全体的に高くなり (最大 9%)、最高効率は 1.3% 向上した。Test C と D ではランナ内部の圧力を同一に保っているため、この効率向上はランナ室形状の差異による、再流入損失の低減効果と見なすことが出来る。この場合、ランナ室形状が改善されたため、同一落差において水流量は増加し、空気流量も多少増える。

Test D は、ランナ内部の圧力を従来型ランナ室 I での最適値にして行ったが、ランナ内部の圧力を最適化することにより、吸出し効果をより高められる可能性がある。そこで最適回転数において、流れがランナ軸に衝突しないようにランナ軸の直下を通る程度まで空気量を絞った。この時のランナ内部圧力は  $p_{ri} / \rho gH = -0.50$  であった。

ランナ内部の圧力をこの値に保って Test E を行い、その結果を Test C、D と比較して示した (図 4.24、4.25)。効率は全体的に Test D より更に向上し、最高効率は 0.9% 向上して 78.5% となった。

この吸出し効果による向上分 0.9% (Test E と D の差) と、再流入損失の減少による向上分 1.3% (Test D と C の差) をあわせると、従来型ランナ室 I と比べ最高効率は 2.2% 向上した。

図 4.26 に、目視観察した Test E の最適回転数における流れのスケッチを示す。流れはランナ軸直下を通過してランナ内部を貫流し、ランナから流出した後にもランナ室ケーシングの上壁と衝突せず、スムーズに吸出し管の方へ流出することがわかる。

図 4.27 にランナ室のコンパクト化のために行われた、すべての実験の効率を比較して示す。

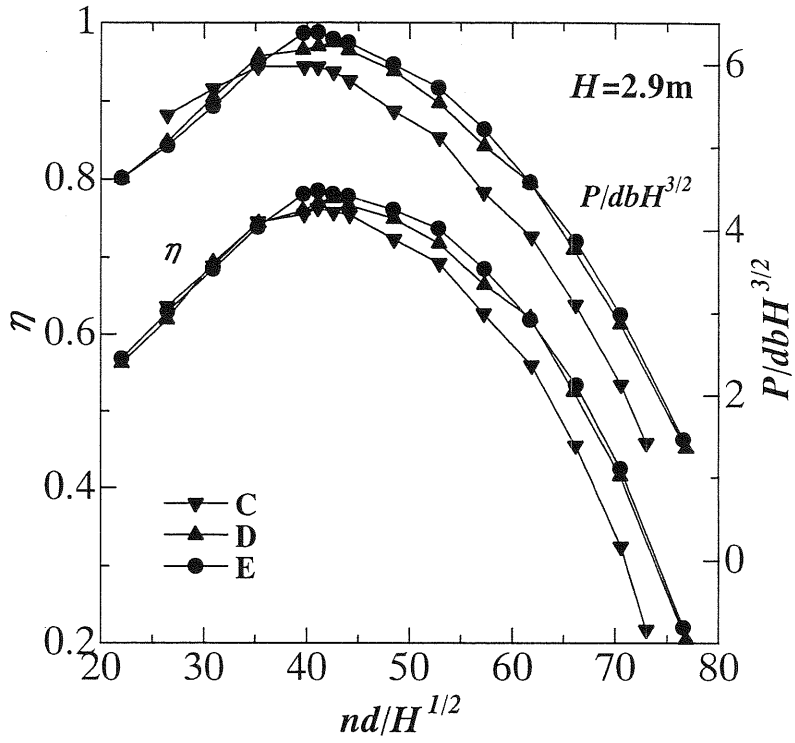


図 4.24 効率と軸出力 (Test C, D,E)

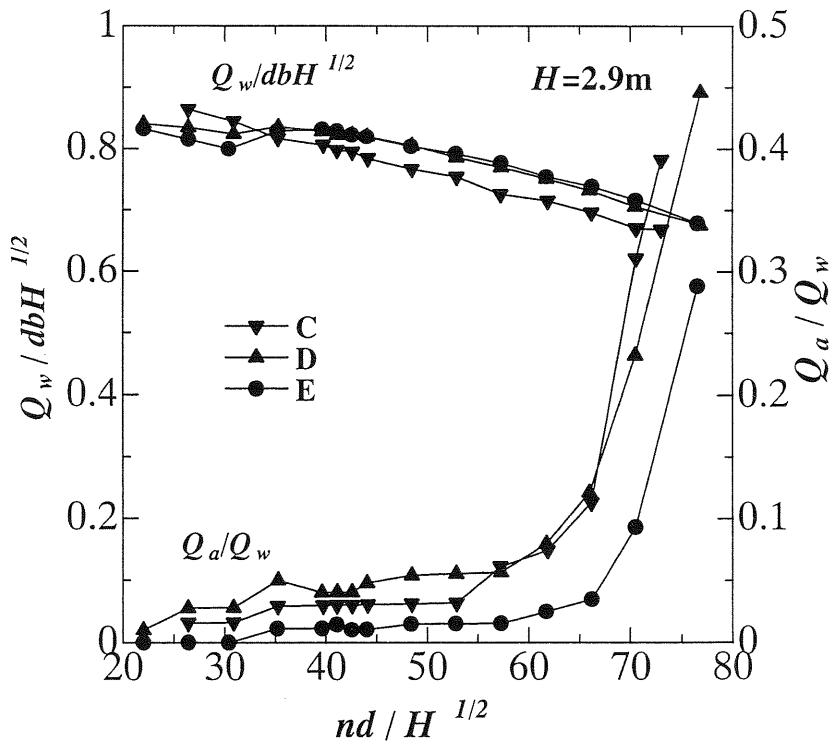


図 4.25 水と空気流量 (Test C, D, E)

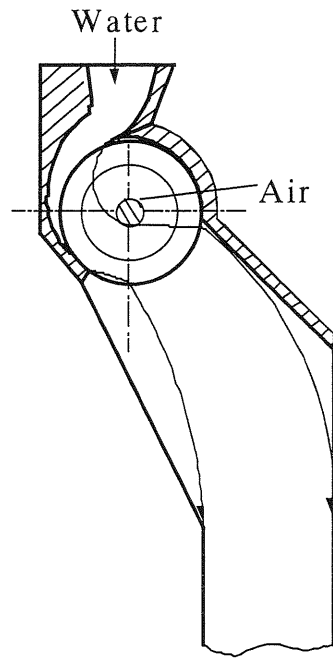


図 4.26 ランナ室 III 内の流れ

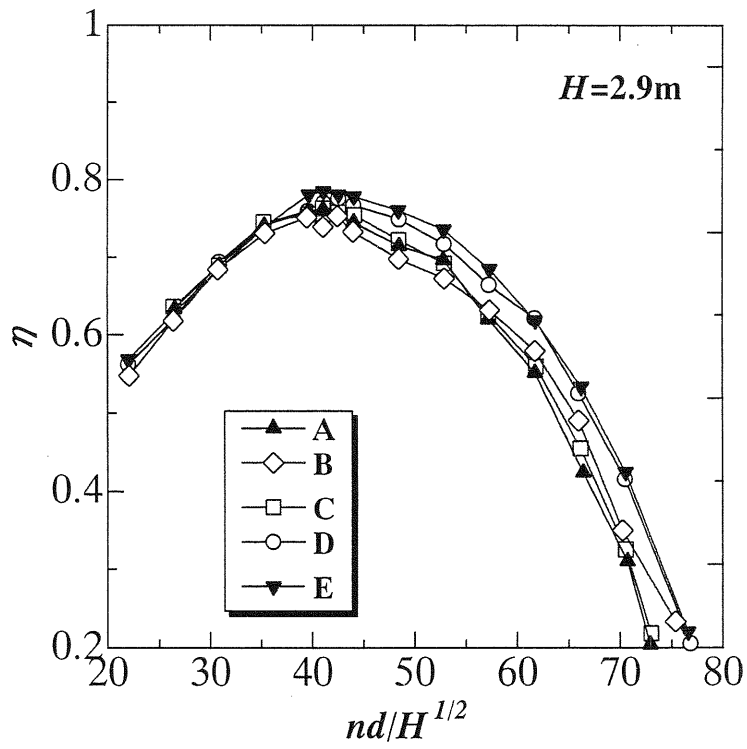


図 4.27 効率の総比較

#### 4.4 マイクロ水力用低落差貫流水車の変落差特性

マイクロ水力用に簡素化された低落差貫流水車は、ガイドベーンを省略しているためにガイドベーン操作による流量調整は行うことができず、したがって従来の水車におけるガイドベーン開度の変化による変流量特性（第3章）は持たない。しかし、有効落差が変化した場合の性能変化については検討する必要があるため、ここで簡素化された低落差貫流水車の変落差特性について調べる。

##### 4.4.1 最適ランナ内部圧力の変化

低落差貫流水車の効率は、一定落差において回転速度  $n$  のほかに、ランナ中心部空気層の圧力  $p_{ri}$  の影響を強く受ける。吸出し効果を高め、ランナの貫流を増やすためには、ランナ中心部の圧力を低くした方が良いが、低すぎると流れがランナ軸に衝突し、効率は低下する。

そこで  $p_{ri}$  が効率に及ぼす影響を調べ、本研究の基準有効落差  $H_n=3.35\text{m}$  における実験結果を図 4.28 に示す ( $H_s$  は放水面からランナ中心までの高さ)。この図より効率が最大となる最適ランナ内部圧力  $(p_{ri})_{opt}$  が存在することがわかる。

この時の流れの様子を目視観察すると、流れは図 4.26 に示す流線のようにランナ軸の直下を通してランナ内部を貫流していた。

この  $(p_{ri})_{opt}$  を有効落差に対してプロットしたものが図 4.29 であり、落差の増加とともにほぼ直線的に低下することがわかる。これは有効落差の増加とともに、ランナ内を通る水の流速が増加するためであると考えられる。

##### 4.4.2 変落差における速度特性

各有効落差において、ランナ内部圧力を最適値に保ち、回転速度を変化させた時の速度特性を図 4.30 に示す。横軸に単位回転速度  $nd/H^{1/2}$  を取ると、有効落差の変化によらず効率曲線はほぼ一致し、最高効率となる単位回転速度  $(nd/H^{1/2})_{opt}$  は 42 前後である。これより有効落差  $H$  が変化する場合でも、ランナ中心部圧力  $p_{ri}$  を最適値に保てば、水車の最高効率  $(\eta)_{max}$  は変化しないことがわかる。

図 4.31 に、有効落差が変化するときのマイクロ水力用貫流水車と従来の水車との性能を比較する。有効落差の変化によらず最高効率は従来型より一様に約 2% 向上するのがわかり、変落差においても有効であることがわかる。

定速度運転 ( $n=\text{const.}$ ) を行った時、有効落差の変化による流れの様子は図 4.32 のように変化する。低落差側では流れが軸から離れ、貫流が減少して効率は低下する。高落差側では逆に貫流は増えるが、流れが軸に衝突して効率が低下し、振動を起す。また、落差が最適落差から離れすぎると、ランナベーンの前縁でキャビテーションが発生するので、実際に運転可能な落差範囲は制限される<sup>(4.17)</sup>。

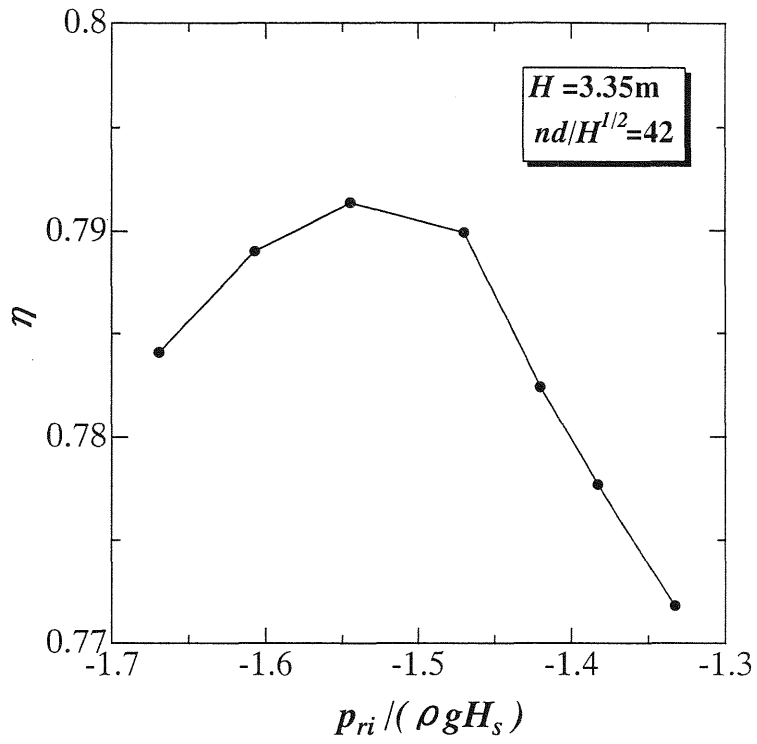


図 4.28 ランナ内部圧力の影響

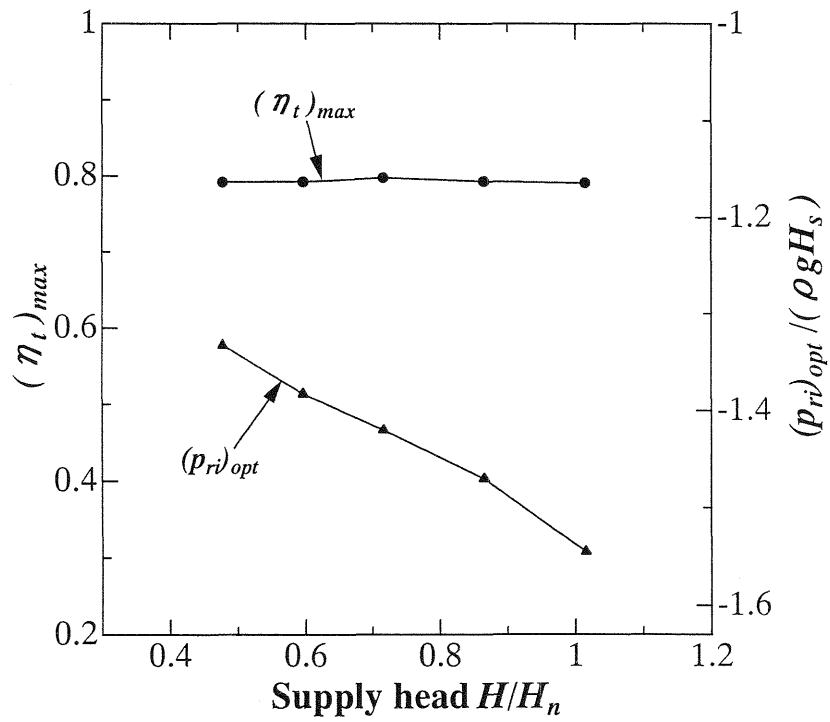


図 4.29 有効落差の影響

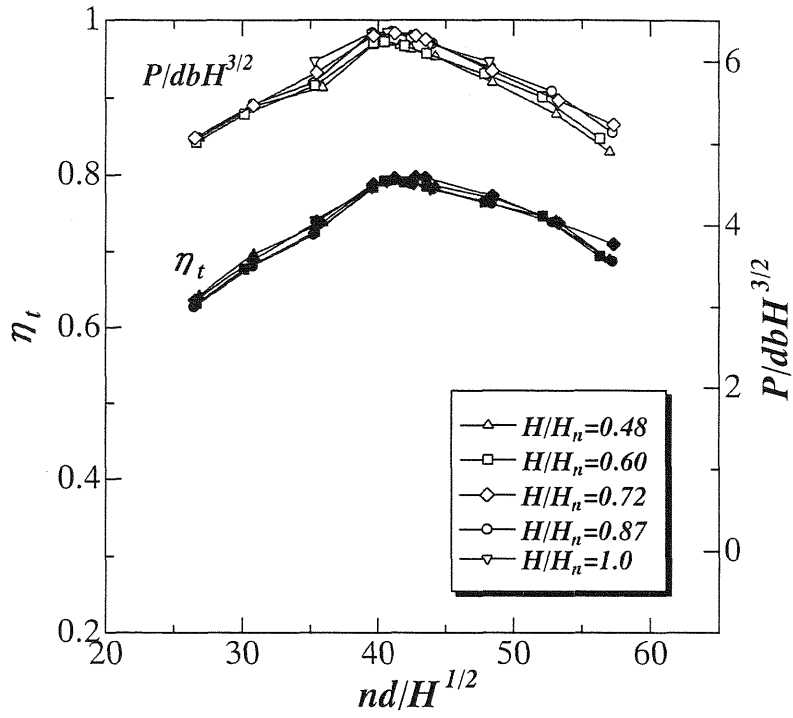


図 4.30 変落差における速度特性

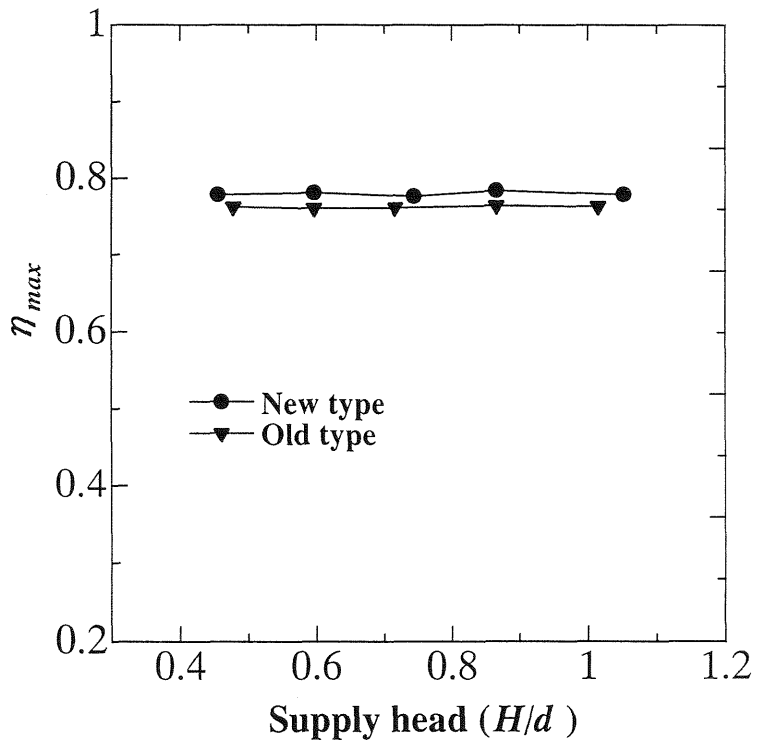


図 4.31 変落差における効率比較



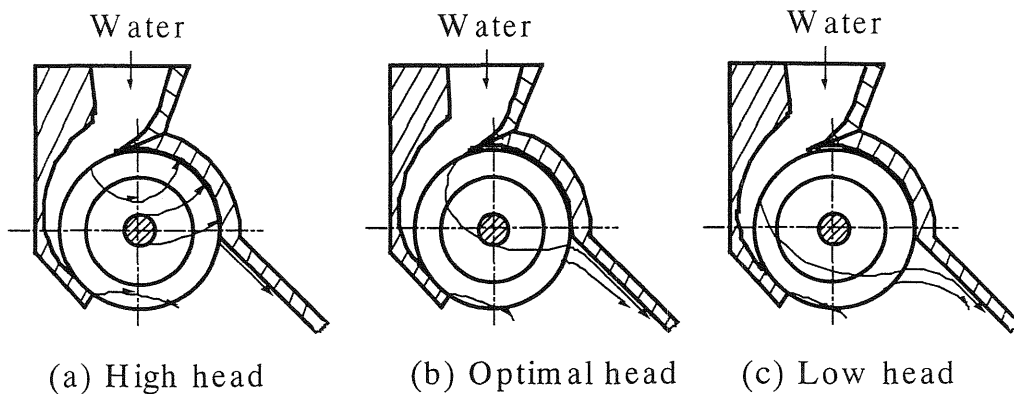


図 4.32 変落差における流れの変化

#### 4.5 結言

本章では、低落差貫流水車のマイクロ水力発電への実用化を目指して、水車の基本性能解析に基づいて構造の簡素化を行い、以下の主な結果を得た。

(1) コンパクト化したランナ室において、再流入損失の低減と吸出し効果の増加により、広い回転数範囲で効率が向上し、最高効率は有効落差にかかわらず、従来型ランナ室を用いた場合より約2%向上した。

(2) 本研究で提案するランナ内部への空気供給方法は、ランナ室をコンパクト化でき、しかもランナ室の形状によらず従来の給気方法より効果が大きい。

(3) ノズル内部のガイドベーンを省略しても、流路形状を適切に設計すれば、全体性能に影響は見られない。ノズルスロット幅がノズル性能に与える影響は極めて大きい、ノズル外壁形状による影響はほとんどみられない。

(4) ガイドベーンを持たないマイクロ水力用低落差貫流水車において、有効落差によらず無拘束速度は最適回転速度の1.8~1.9倍を示した。

(5) マイクロ水力用低落差貫流水車の効率は、ランナ中心部の圧力により強く影響され、効率を最大にする最適圧力が存在する。有効落差の増加とともにこの最適圧力は直線的に低下するが、水車最高効率は一定値に保たれる。

## 参考文献

- (4.1) Allen R. Inversin, Micro-Hydropower Sourcebook, NRECA International Foundation, (1986).
- (4.2) V. R. Desai and et al., An Experimental Investigation of Cross-Flow Turbine Efficiency, ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.116 (1994), pp. 545-550.
- (4.3) C. B. Joshi and et al., Parametric Study on Performance of Cross-Flow Turbine, ASCE Journal of Energy Engineering, Vol. 121, No.1 (1995), pp. 28-44.
- (4.4) 豊倉・他 3 名, 貫流水車に関する研究, 日本機械学会論文集 B, 51-461 (1985), pp. 143-151
- (4.5) 福富, マイクロ水力発電用クロスフロー水車の特性と内部流れ, ターボ機械, 28-3 (2000), pp. 28-35.
- (4.6) 北洞, 貫流水車の低落差への適用, ターボ機械, 25-4 (1997-4), pp. 8-12.
- (4.7) 豊倉・他 3 名, 貫流水車に関する研究 (低落差への適用), 日本機械学会論文集 B, 53-491 (1987), pp. 2078-2084
- (4.8) 北洞, 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), 日本機械学会論文集 B, 61-585 (1995-5), pp. 156-161.
- (4.9) 豊倉・他 3 名, 気液混相流の鉛直ディフューザ性能, 日本機械学会論文集 B, 51-470 (1985), pp. 3376-3380.
- (4.10) 北洞・ほか 4 名, 低落差貫流水車の性能向上への一寄与, ターボ機械, 18-2(1990),pp. 7-12.
- (4.11) 福富, “クロスフロー水車のノズルからの噴流に関する研究”, 日本機械学会論文集 B, 50-459 (1984), pp. 2790-2794
- (4.12) 落合, クロスフロー水車の性能に関する研究, 横浜国立大学大学院工学研究科生産工学専攻修士論文 (1991-2).
- (4.13) 北洞, 低落差小水力水車に関する研究, 横浜国立大学大学院工学研究科生産工学専攻博士論文 (1996-2).
- (4.14) 大橋, 流体力学(1) (1982), コロナ社.
- (4.15) Katz J. and Plotkin A., Low-speed aerodynamics (1991), McGraw-Hill, Inc.
- (4.16) 中瀬・他 3 名, クロスフロータービンに関する研究 (性能に及ぼすノズルの影響), 徳島大学工学部研究報告 pp.87-94 (1980 - 10).
- (4.17) ターボ機械協会, ハイδροタービン (1991), 日本工業出版.
- (4.18) 勢井, マイクロ水力用水車の開発研究, 横浜国立大学工学部生産工学科学士論文 (2001-2).

### 5.1 緒言

マイクロ水力資源に恵まれている発展途上国には、電力系統の配電網が整備されていない地域が多い<sup>(5.1)(5.2)</sup>。また先進国においても、マイクロ水力地点は送電線を利用するには採算性が悪い山間部や離島などの遠隔僻地に位置する場合が多いし、電力系統に連係するにしても系統連系の制御および保護の面から規制を課される場合が多い(1例として、日本電気協会では「分散型電源系統連系技術指針」を発行している<sup>(5.3)(5.4)</sup>)。

そのため、マイクロ水力発電システムを分散型独立電源として単独運転を行う必要があるが、設備容量が小さいために従来の発電システムをそのまま使うと採算性が合わなくなり実用性に乏しい。特に従来の水力発電システムにおける调速機(回転速度制御装置)は値段的に同レベルの発電機より高く<sup>(5.5)</sup>、またメンテナンスの面においてもコストが高く付くので、マイクロ水力発電に適用するには不適切である。

本章では、マイクロ水力発電システムを分散型独立電源として単独運転する場合を想定して、従来の制御法と異なる安価なバラスト負荷制御による制御法<sup>(5.5)</sup>を用いて、実際に定速度マイクロ水力発電システムを構築して検討を行う。また、落差変動の大きいマイクロ水力地点における定速度システムの限界を明らかにし、これを改善するために安価な汎用整流器とインバータを組み合わせることにより、落差変動に対して効率良く発電しうる実用的な可変速マイクロ水力発電システムの開発を行う。

### 5.2 定速度マイクロ水力発電システム

分散型独立電源として単独運転を行うためには、発電機は励磁電源を必要としない同期発電機を用いるべきである。

この場合、同期発電機により発生される交流電気の周波数  $F$  は次式により決まる<sup>(5.6)</sup>。

$$F = NP/120 \quad (5.1)$$

ここで、 $N$  は同期発電機の回転速度(同期速度ともいう)で、 $P$  は発電機の極数である。

4極の同期発電機を例にとってみると、標準周波数 50Hz の交流を発生させるには、水車・発電機の回転軸は 1500rpm の回転速度で回転しなければならない。

したがって水車・発電機の回転速度が変動すると、発生電力の周波数も不安定となる。

周波数の他に、発生電力の電圧も回転速度に影響される。発電機の磁束が一定であると仮定すると、電圧は回転速度に比例して変化する。もちろん自動電圧調整装置を用いて、回転速度の変化に対して電圧が一定となるように磁束を調整することができるが、後述するようにその調整範囲には限界があり、回転速度が低下しすぎた場合には一定電圧を保てなくなる。

実際の応用において、販売されているほとんどの電化製品は一定電圧と一定周波数の電気を使うように規定されているので、マイクロ水力発電システムの水車・発電機の回転速度も一定値となるように制御しなければならない。

第 2 章で述べたように、调速機を用いて負荷変動に対して水車の流量を調整する従来の水力発電システム（図 2.10）は、マイクロ水力発電に適用するにはコスト高となり採算性が合わなくなる。その代替システムとして最近のマイクロ水力発電によく使われているのが、図 5.1 に示すバラスト電気負荷調整による定速度マイクロ水力発電システムである。

同図で、AVR は自動電圧調整装置、ELG は電子負荷調整装置を示す。このシステムにおいて、発電機の端子電圧は従来のシステムと同じく AVR により励磁電流を調整することによって一定値を保つ。しかし、従来のシステムのような水車の流量調整は行わないので、一定落差において水車の入力および発電機の発生電力は一定である。そのため、発電機の発生電力と実負荷とのアンバランス部分は、ELG によりバラスト負荷に消耗させることによって発生電力の周波数を一定に保つ。

いま現在、設備容量が 100kW 以下までの市販 ELG が入手可能であり、またこの範囲においては、ELG にかかる全体コストは従来の制御装置の 10% 程度に過ぎないので、安価にマイクロ水力発電システムを構築するが可能となる<sup>(5.5)</sup>。

以下、このシステムの構成、制御方法、および実験結果について検討を行う。

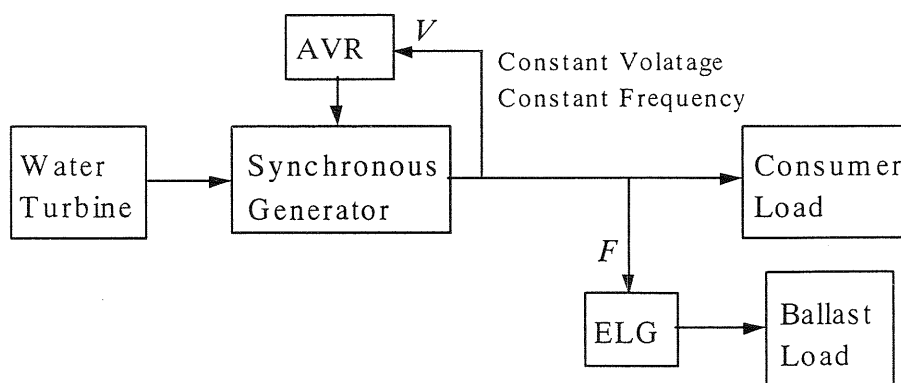


図 5.1 定速度マイクロ水力発電システム（独立運転の場合）

### 5.2.1 システムの構成

本研究で実際に構築した、定速度マイクロ水力発電システムの構成要素の諸元を以下に記す。

- 水車：第4章で示した、簡素化されたマイクロ水力用低落差貫流水車
- 同期発電機：大阪電力機（株）、型式 K2-22L、定格出力 2.5kVA、三相 200V、7.2A、極数 4P、定格回転数 1500rpm (第3章の発電機と同じものである)
- 自動電圧調整装置：根岸製作所（有限）、型式 NBP-15SA-2T、電圧設定範囲 0~230V、電圧変動率±1%
- 電気負荷調整装置：根岸製作所（有限）、制御方式トライアックによる位相制御三相△方式、周波数設定範囲 60Hz 以下、制御精度±1Hz 以内
- 実負荷：容量が 10W~100Wの白熱電球を、必要な容量に合わせて三相△結線して用いた。
- バラスト負荷：三相水中ヒーター、八光商争（株）、型式 PAB3010、容量 1kW、200V

図 5.2 に、システムの実際の結線図を示す。但し、この図において SG は同期発電機の略字である。

### 5.2.2 システムの制御法

以下、同期発電機の特性から上記システムの発電電圧および周波数制御の方法について述べる。

#### (1) 電圧制御方法

$$\dot{V} = \dot{E}_0 - \dot{Z}_S \dot{I} , \quad E_0 = k_1 \Phi N \quad (5.2)$$

ここで、 $\dot{V}$  は発電機の端子出力電圧(V)、 $\dot{E}_0$  は電機子起電力(V)、 $\dot{Z}_S$  は同期インピーダンス、 $\dot{I}$  は負荷電流、 $k_1$  は発電機により決まる定数である。

上式より、回転速度  $N$  が一定の定速度運転において負荷電流が変化する時に、発電機の端子電圧を一定に保つためには、磁束  $\Phi$  を調整しなければならないことがわかる。また磁束  $\Phi$  は自動電圧調整装置 AVR により励磁電流  $I_f$  を調整することによって調整する。

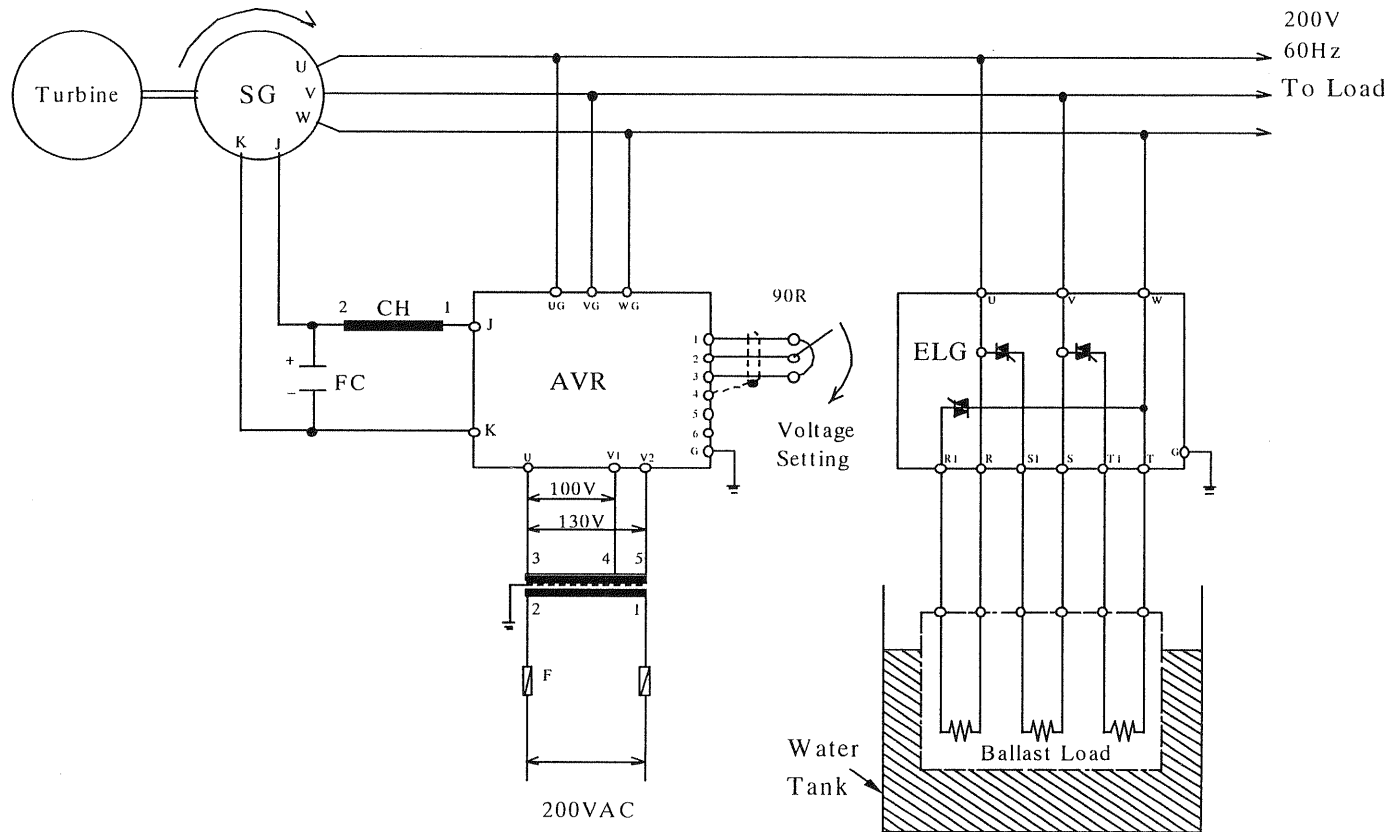


図5.2 発電システム全体結線図

図 5.3 に、本研究で用いた同期発電機の負荷特性を示す。この図は、定格回転速度（定格周波数）と定格電圧において、負荷電流と励磁電流との関係を示すが、負荷電流  $I$  が増加すると発電機内部インピーダンスによる電圧降下が大きくなるために、発電機の端子電圧を一定に保つには、励磁電流  $I_f$  を増やさなければならないことがわかる。

図 5.4 に AVR の回路構成図を示すが、この回路は次のように動作する。

- 発電機出力電圧を検出用変圧器 TG で受け、その二次電圧を整流平滑して検出電圧  $V_g$  とする。
- 内部の基準電圧をもとに電圧設定器 90R で設定した設定電圧  $V_s$  と検出電圧  $V_g$  を比較し、その誤差電圧  $V_e$  を制御増幅部に加える。
- 誤差電圧  $V_e$  を制御増幅部で P、I、D 増幅して位相制御部の指令電圧  $V_c$  とする。
- 指令電圧  $V_c$  にしたがって位相制御部でサイリスタ Th の点弧位相を決め、アイソレータ PHT を通してサイリスタ Th のゲートに点弧パルスを加える。
- サイリスタ Th は点弧位相により出力電圧を変化させ、発電機の励磁電流を制御する。
- 安定した状態では誤差信号  $V_e$  がゼロとなり、発電機出力電圧は設定電圧  $V_s$  に等しくなる。
- 外部の接点信号で端子 5-6 間を短絡するとホットカプラ PC が動作して、位相制御部に点弧パルス禁止信号を与え AVR の出力電圧をゼロとする。
- 制御電源は零次電源と同相の電圧を変圧器 T で受け、位相制御部の同期信号および安定化された電源(+V,-V)とし、制御増幅部の電源および電圧設定器 90R の基準電源とする。

## (2) 周波数の制御方法

同期発電機の入力トルク  $T_g$ (N m) は次式により決まる。

$$T_g = k_2 \Phi I \quad (5.3)$$

ここで、 $k_2$  は発電機により決まる定数である。簡単化のために、発電機の内  
部インピーダンスによる電圧降下を無視して  $E_0$   $V$  ( $V$  は発電機の端子電圧)  
とすると、式(5.2)および(5.3)より

$$T_g N = \frac{k_1}{k_2} V I \quad (5.4)$$

となり、AVR により  $V$  を一定に保つことが出来れば、発電機の入力トルクと回  
転速度の関係は負荷電流  $I$  のみにより決まることが分かる。

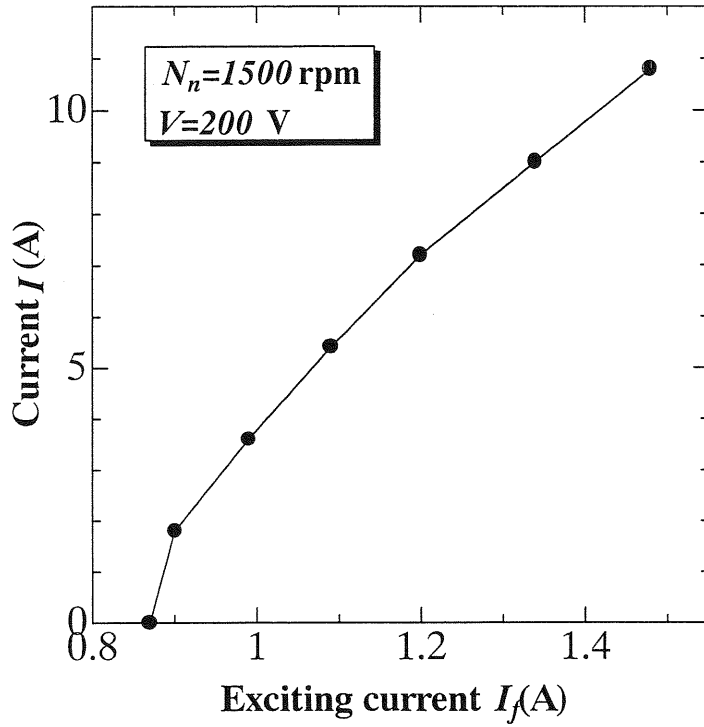


図 5.3 同期発電機の負荷曲線

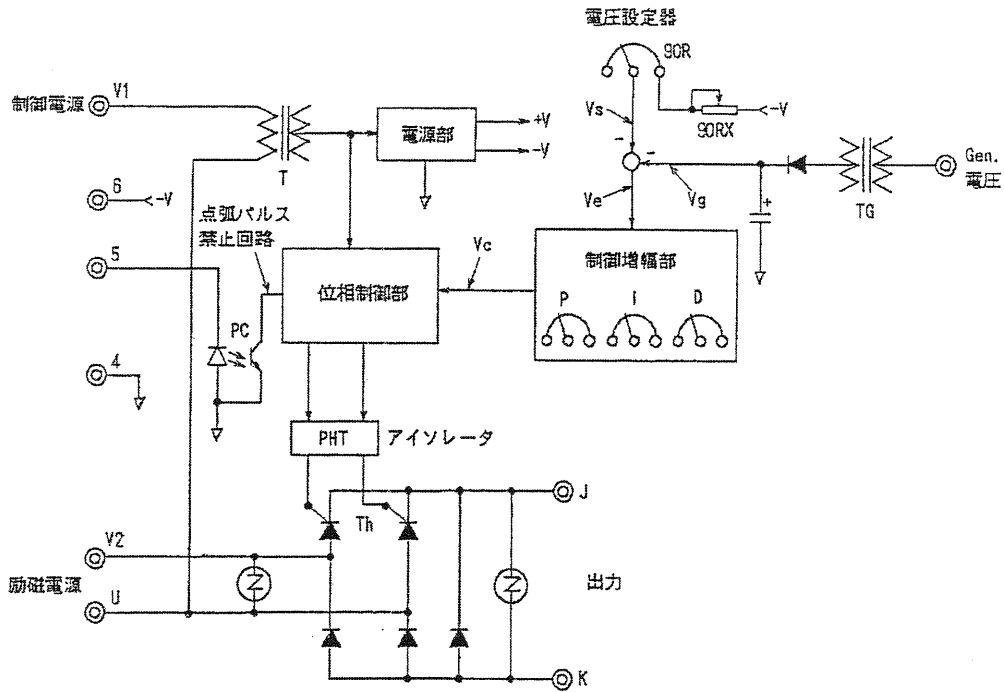


図 5.4 自動電圧調整装置の回路構成図



同じく簡単化のために、水車と発電機間の伝達損失を無視すると、水車・発電機回転軸の回転速度は、 $\alpha T_g$  ( $\alpha$ は増速ギヤ比) と水車出力トルク  $T_t$  が釣合う点で落ち着く。図 5.5 はこの関係を示したもので、 $\alpha T_g$  と  $T_t$  が定格回転数  $N_n$  で釣合うように、負荷電流  $I$  を ( $I_1, I_2, \dots, I_3$ ) と調整して発電機の入力トルク・回転速度曲線を変えれば、一定周波数の定速度運転が可能となることがわかる。

実際の応用においては、負荷電流の調整はバラスト負荷調整により行われる。図 5.6 に電子負荷調整装置 ELG の回路構成図を示すが、この回路は次のように動作する。

- 発電機の周波数を  $F/V$  変換器によってその周波数に比例した直流電圧に変換する。
- $F/V$  変換器の出力と周波数設定器による設定電圧を比較して、その偏差電圧を P、I、D 増幅器によって信号増幅する。
- パルス信号発生部は P、I、D 増幅器の出力電圧によって、電力制御用トライアックの点弧パルスの点弧位相を制御する。
- トライアックの点弧位相を制御することによって、発電機のバラスト負荷の電力を調整して、その周波数が設定値と一致するように制御する。

### 5.2.3 実験結果および考察

本研究ではギヤ比  $\alpha=5$  の増速機を使っているため、発電機側の定格回転速度  $N_n=1500$  は水車側にとっては定格回転速度  $n_n=300\text{rpm}$  に相当し、その時の単位回転速度  $(nd/H^{1/2})_{\text{opt}}$  が最適値となる有効落差は  $3.35\text{m}$  であり、これを以って基準有効落差  $H_n$  とした。

上記の発電システムを用い、水車の有効落差を  $(0.48 \sim 1.0)H_n$  の範囲で変化させて定格回転速度  $N_n$  で実験を行ったところ、各有効落差において安定した運転を行うことができ、定格電圧と定格周波数の電気が発生することを確認した。

図 5.7 に、その実験結果を示す。ここで  $\eta_t$ 、 $\eta_g$ 、 $\eta$  はそれぞれ水車、発電機、そしてシステム全体の効率である。同図より定速度運転の場合、有効落差が基準値から低下すると安定運転はできるものの、水車、発電機および全体効率は著しく低下することがわかる。また図 5.8 には、有効落差の変化による水流量  $Q_w$  と水車軸出力  $P_t$ 、発電機の発電量  $P_g$  の変化を示す。

落差が低下するにつれて効率が低下する原因を調べてみると、水車においては単位回転速度  $nd/H^{1/2}$  が最適値から離れて行くためであり(4.4 節)、発電機においては発電量に対する機械損失の割合が大きくなるためである。

そのため、次節では落差変化が大きいマイクロ水力地点に適した可変速発電システムの開発を行う。

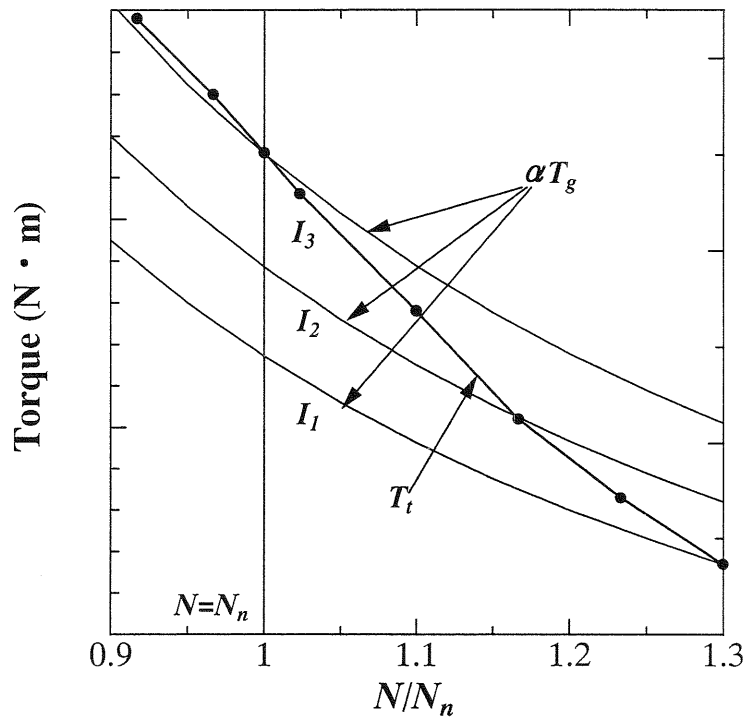
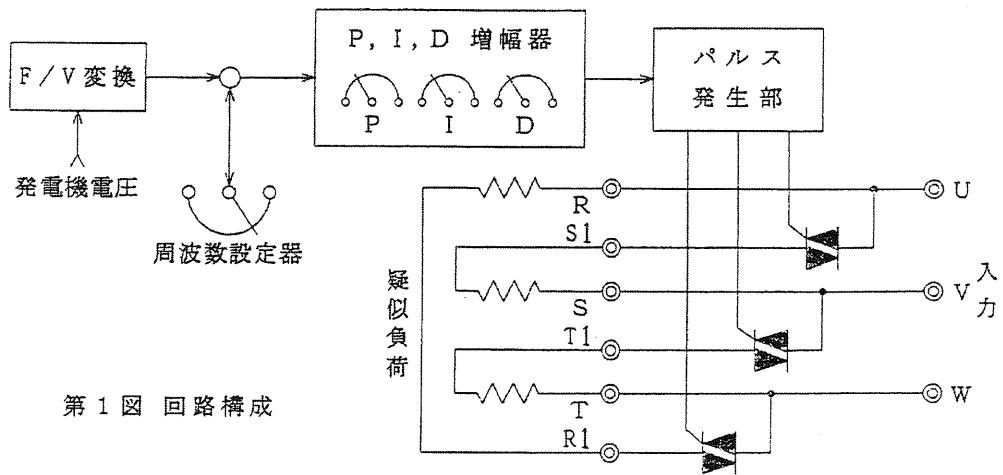


図 5.5 同期発電機の周波数制御



第 1 図 回路構成

図 5.6 ELG の回路構成図

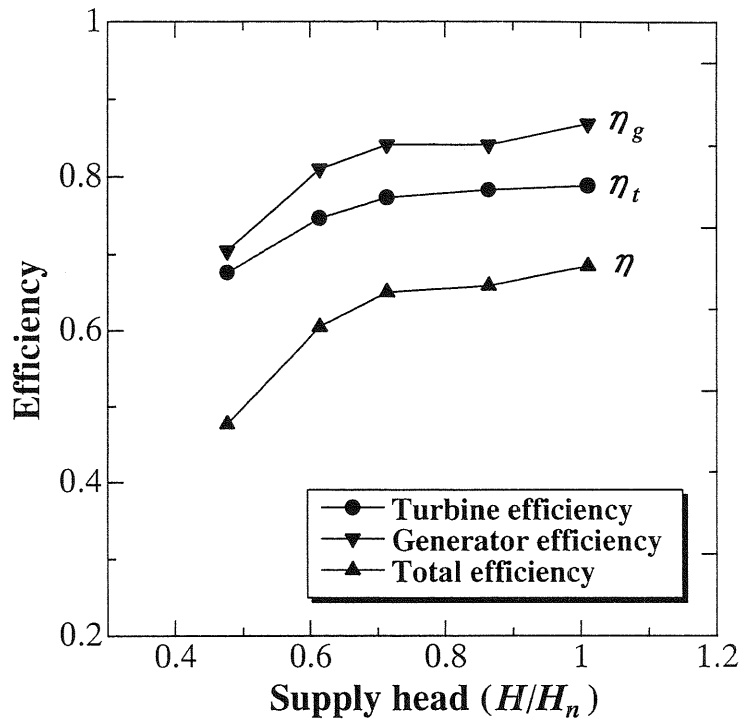


図 5.7 変落差における定速度発電システムの効率

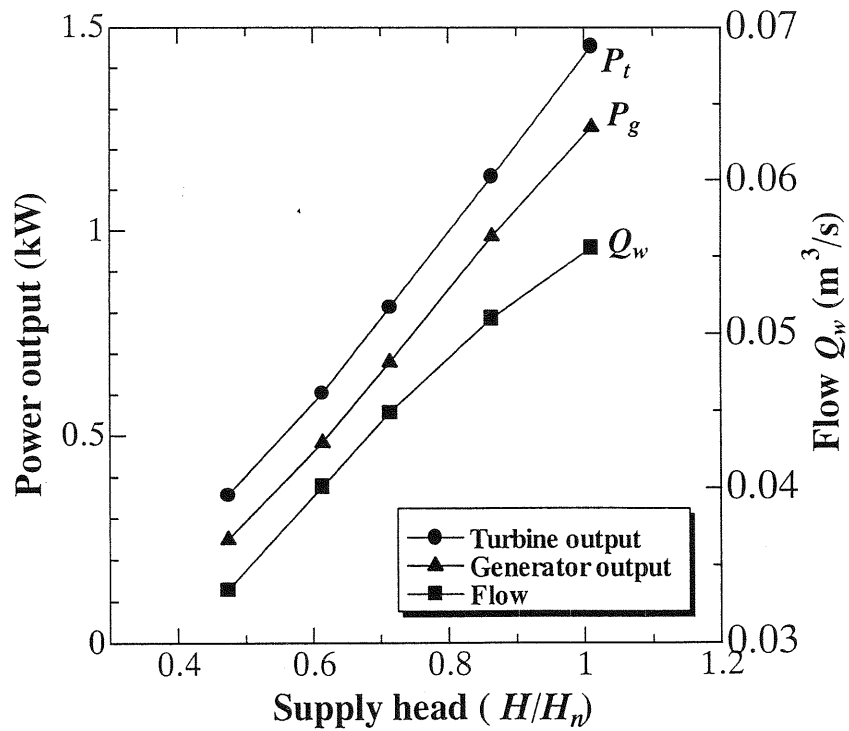


図 5.8 変落差における定速度発電システムの出力和水流量

### 5.3 可変速マイクロ水力発電システム

前節で定速度マイクロ水力発電システムの効率は、水車の有効落差が基準値から離れると著しく低下することがわかった。

しかし、マイクロ水力資源には落差変動が大きいものが多い。低落差地点においては、落差の変化量はそれほど大きくなくても、基準落差に対する割合が大きくなる。既設多目的ダムの放流水を利用する場合にも、季節によるダム水位の変動のために水車に利用可能な落差の変動が大きい。全国の多目的ダムにおいて、ダム水位の変動幅がダム高さの 35%以上ある地点は全地点の 68%にも達する<sup>(5.7)</sup>。また、長い管路をもつ浄水場では、静落差は一定でも、水量変化による管摩擦損失の変化のために、水車に利用できる有効落差は大きく変化する<sup>(5.9) (5.10)</sup>。

変落差対策としては、これまで可動羽根機構の採用、巻線型誘導発電機の二次側励磁制御による可変速技術<sup>(5.8)</sup>などが実用化されたが、これらの方法は水車や電力変換装置の特殊設計を必要とするため、発生電力が少ないマイクロ水力に対してはコストが高く、採算性が悪い。

一方、空気機械や一部の汎用ポンプなどにおいて可変速制御による省エネルギー化が進み、汎用のインバータやコンバータ技術の進歩が目覚しく、400kWクラスまでの汎用品が安価に入手できるようになってきた。

そこで本節では、落差変動が大きいマイクロ水力資源の有効利用を目指して、汎用の整流器とインバータを用いた実用的な可変速マイクロ水力発電システムの開発を行う。

#### 5.3.1 システムの構成

本研究の 4.4 節の変落差性能実験結果（図 4.30）をみると、有効落差の変化によらず単位回転速度  $nd/H^{1/2}$  に対して効率曲線はほぼ一致し、最高効率となる単位回転速度 $(nd/H^{1/2})_{opt}$  は 42 前後である。

これより有効落差  $H$  が変化する時に、 $nd/H^{1/2}$  が最適値となるように水車の回転速度  $n$  を調整すれば、有効落差の変化に拘らずつねに最適運転が可能であることがわかる。

そこで図 5.9 に示すような、落差が変動しても可変速運転を行うことにより水車が効率よく運転出来る、可変速マイクロ水力発電システムを提案する。このシステムは、前節の定速度システムに、市販の整流器と汎用三ポンプ駆動用三相 PWM(Pulse Width Modulation)インバータを加えて構築したものである。

本システムにおいて、発電電圧は同じく AVR により定格電圧に調整するが、ELG は回転速度を、落差変動に応じた最適回転速度となるように、バラスト負

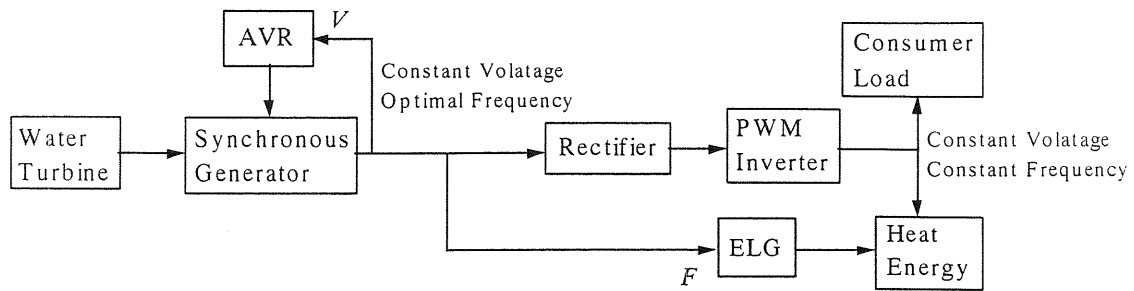


図 5.9 可変速マイクロ水力発電システム（独立運転の場合）

荷を調整する。そのため発電機が発生した電力は、電圧は定格電圧であるものの、周波数が定格周波数でないために、いったん整流器により直流に整流し、その後インバータにより定格電圧、定格周波数に変換して負荷に供給する。このシステムをコージェネレーション型として、バラスト負荷を捨てるのではなく熱エネルギーとして回収すれば、運転可能な落差の範囲が広がるだけでなく、システム全体の効率も向上する。

整流器とインバータの諸元を次に示す。

- 整流器： 富士電機（株）、型式 SIE01-12-16/1C
- インバータ： 富士電機（株）、FRN5.5P11S-2、定格容量 5.5kW、定格出力電圧三相 200V、定格出力周波数 50Hz

### 5.3.2 システムの最適制御法

以下、同期発電機の特徴から可変速システムの最適制御法について検討を行う。

#### (1) 周波数の最適制御

前節の定速度制御(図 5.5)では、水車・発電機の回転速度を定格回転となるように制御したが、このシステムにおいては回転速度を与えられた落差において最適回転速度となるように調整する。

図 5.10 はこの関係を示したもので、水車効率  $\eta_t$  も破線で示している。 $\alpha T_g$  と  $T_t$  が  $N_{opt}$  で釣合うように、負荷電流  $I$  を  $(I_1, I_2, \dots, I_3)$  と調整して発電機の入力

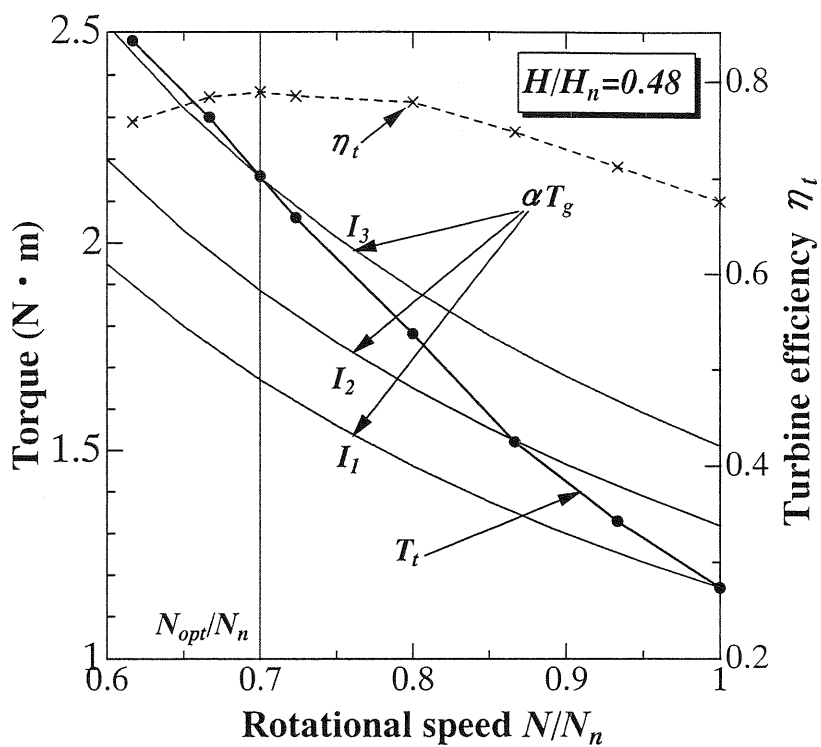


図 5.10 可変速システムの最適回転速度制御

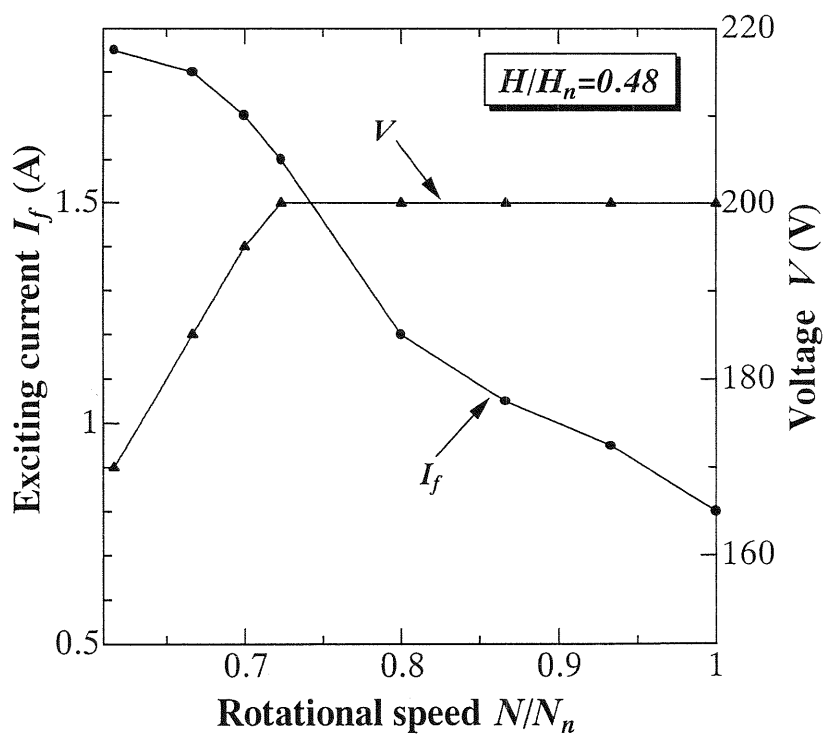


図 5.11 可変速運転における飽和曲線

トルク 回転速度曲線を変えれば、 $\eta_f$ を最大にする最適回転速度制御が可能であることがわかる。図 5.10 は落差が基準落差より低い  $0.48H_n$  の場合であるので、 $N_{opt}$  は定格回転速度  $N_n$  より低い。

## (2) 磁気飽和現象

前節と同じく簡単化のために、発電機の内部インピーダンスによる電圧降下を無視して  $E_0 = V$  とすると、(5.2)式より次の式が得られる

$$\Phi = \frac{V}{k_2 N} \quad (5.5)$$

上式からわかるように、可変速運転を行う時に発電機端子電圧  $V$  を一定に保つためには、回転速度  $N$  に応じて励磁電流  $I_f$  の調整により磁束  $\Phi$  を調整しなければならない。回転速度が定格速度  $N_n$  を上回る時には問題ないが、 $N_n$  より低下しすぎると励磁電流  $I_f$  を増やしても磁束  $\Phi$  が増えない、いわゆる磁気飽和現象が起こり、 $V$  を一定に保つことが出来なくなる。

図 5.11 に  $H=0.48H_n$  の場合の、可変速実験の飽和曲線を示す。発電機の回転速度が  $0.7N_n$  までは定格電圧 200V を保てたが、さらに回転速度を下げると定格電圧を保てなくなる。また回転速度が  $0.6N_n$  までさがると、出力電圧がインバータの許容入力値の下限である 170V までさがり、自動運転停止となる。

### 5.3.3 実験結果および考察

水車の有効落差を  $(0.48 \sim 1.0)H_n$  の範囲で変化させて可変速運転を行い、その結果を図 5.12 に定速度運転時と比較する。ここでいう可変速運転とは、各落差において最適回転速度で運転を行った場合をいう。この図において  $\eta_{ys}$  は発電機の直後の出力をもって計算した効率であり、定速度システムの場合にはシステム全体効率  $\eta$  と等しいが、可変速運転の場合はこの効率と全体効率の差が電力変換装置で発生する損失を表す。

同図より回転速度は  $0.7N_n$  まで、有効落差は  $0.5H_n$  まで可変速運転が可能であることがわかる。また整流器とインバータにおいてある程度の電力損失が発生するが、定速度運転時と比べて水車効率、システム全体効率ともに向上することがわかる。

また図 5.13 は、可変速システムと定速度システムの発生電力量の比較を示すが、可変速システムの導入により安定に運転できる落差範囲が広まっただけでなく、基準落差からはなれた有効落差における発電量も増加する。

上記は、有効落差が低下する場合について調べたが、有効落差が高くなる場合には低回転運転時のような磁気飽和現象は起こらず、機械的強度と電気的容量をオーバーしない限り、理論的にはまったく問題ない。

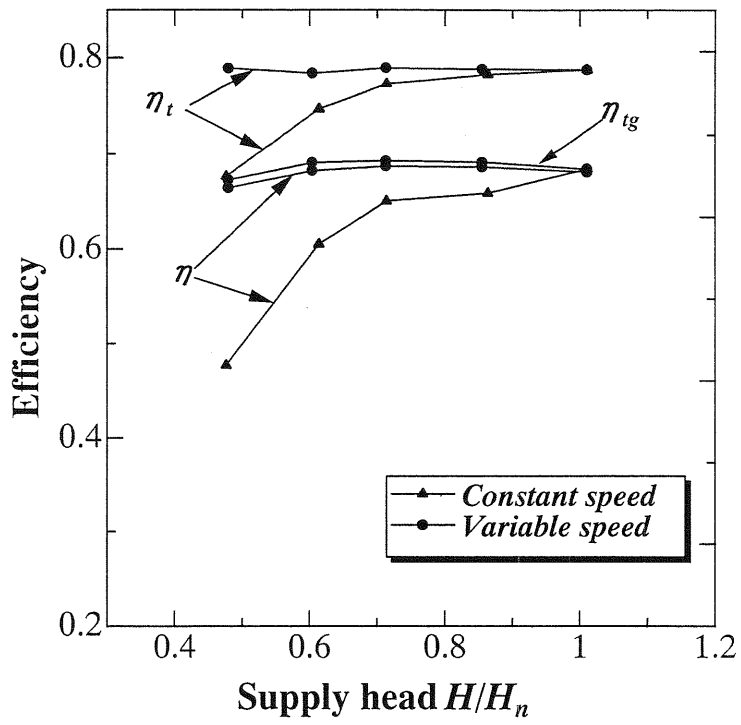


図 5.12 可変速システムの効果(効率)

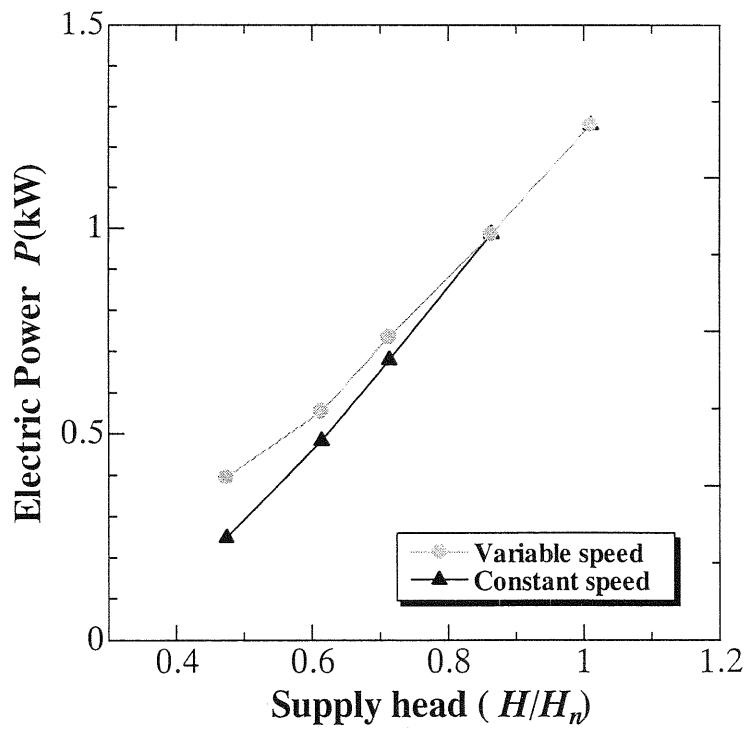


図 5.13 可変速システムの効果(発電量)



## 5.4 結言

本章では、分散型独立電源として単独運転を行うマイクロ水力発電システムについて検討を行い、主に以下の結果を得た。

(1) 電気負荷調整装置による周波数制御方式を用いることにより、安価な定速度マイクロ水力発電システムを構築することができた。このシステムは、各有効落差において安定した運転を行うことができるが、有効落差が基準落差よりはなれると、システム全体の効率が著しく低下する。

(2) 定速度マイクロ水力発電システムに、安価かつ入手容易な汎用整流器とインバータを組合せることにより、可変速マイクロ水力発電システムを開発することができた。このシステムの導入により、水車効率は有効落差の変化に拘らずつねに最高効率を保ち、定速度システムと比べて安定に運転できる落差範囲が広まるだけでなく、発電量も増加する。

(3) 可変速マイクロ水力発電システムにおいて可変速運転可能な範囲は、低回転域で同期発電機の磁気飽和現象により制限される。本研究では、定格回転の70%、基準落差の50%まで可変速運転が可能であった。

## 参考文献

- (5.1) Allen R. Inversin, Micro-Hydropower Sourcebook (1986), NRECA International Foundation.
- (5.2) Tong Jiandong ・ 他4名, Mini Hydropower (1997), John Wiley & Sons.
- (5.3) (株)電力テック, 分散型電源技術と系統連系の制御・保護, 第2回電力技術セミナー資料 (2001).
- (5.4) (社)電気共同研究会, 分散型電源技術と電力システムの将来展望, 電気協同研究 56-4 (2001).
- (5.5) Henderson, D.S., An Advanced Electronic Load Governor for Control of Micro Hydroelectric Generation, IEEE Trans. on Energy Conversion, 13-3 (1998-9), 300.
- (5.6) (社)電気学会, 電気機械工学 (1979), オーム社.
- (5.7) 新エネルギー財団, 多目的ダム変落差調査結果概要 (1999-3).
- (5.8) 新エネルギー財団, 可変速システム導入マニュアル(案)概成 (1999-3).
- (5.9) 大和, 自然と共存する小水力発電, 自然エネルギー利用総合セミナー資料(足利工業大学) (2001) .
- (5.10) 佐々木, 菅原, 札幌市水道局藻岩浄水場水力発電所について, 札幌市水道局内部資料.
- (5.11) 野中・他3名, パワーエレクトロニクス入門 (1999), 朝倉書店.
- (5.12) 藤堂, 制御工学基礎理論 (1991), 森北出版.

### 6.1 緒言

マイクロ水力利用可能な地点の周辺に、電力系統の送電線が整備されていて電力系統に連系可能な場合、発電機として誘導発電機を使うと、電力系統自身が発電電圧と周波数調整の役割を果してくれるため、複雑な電圧および周波数の調整装置を省略することができる。また、発電機の発生電力と実負荷とのアンバランス部分は電力系統が吸収してくれるために、前章の同期発電機を用いた単独運転の場合のようなバラスト負荷は別途に設ける必要がなくなる。そのため、単独運転の場合より少ない構成要素で、簡単にマイクロ水力発電システムを構築することができる<sup>(6.1)(6.2)</sup>。

また、誘導発電機には巻線形とかご形の2種類があるが、そのなかでかご形誘導発電機は構造が簡単で安価であり、堅牢で保守上有利なので、近年風力発電の分野ではかご形誘導発電機とパワー・エレクトロニクス装置を用いた可変速システムの研究が進んでいる<sup>(6.3)-(6.6)</sup>。またこのようなシステムのマイクロ水力発電への適用例<sup>(6.7)</sup>も報告されているが、安価な汎用インバータやコンバータを用いた可変速マイクロ水力発電システムは未だ実用化されていない。

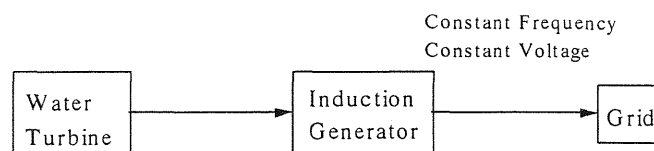
本章では、汎用の三相誘導モータを誘導発電機として使い、電力系統連系へのマイクロ水力発電システムを実際に構築して検討を行う。また、落差変動の大きいマイクロ水力地点における定速度システムの限界を明らかにし、これを改善するために安価な市販のインバータとコンバータなどの汎用パワー・エレクトロニクス装置を用いることにより、落差変動に対して効率良く発電する実用的な可変速マイクロ水力発電システムの開発を行う。

### 6.2 定速度マイクロ水力発電システム

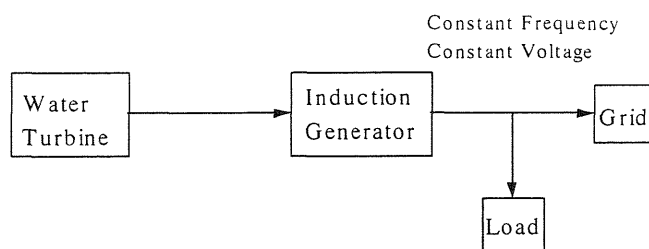
この節では、汎用のかご形誘導モータを発電機として使い、その発生電力を直接電力系統に送出する、もっとも単純なマイクロ水力発電システムについて検討を行う。

#### 6.2.1 システムの構成

図 6.1(a)に、電力系統に直接連系した定速度マイクロ水力発電システムの構成を示す。発生電力の全てを電力系統に送出せず、マイクロ水力地点周辺負荷



(a) Without local load



(b) With local load

図 6.1 定速度マイクロ水力発電システム(電力系統連系の場合)

に部分的に供給する場合には、図 6.1(b)に示すように負荷を連結して使うことも可能である。

本研究では、実験中電力系統に与える影響を最小限に減らすために、図 6.1(b)のシステムを用い、負荷として三相水中ヒーターを用いた。

本研究で用いた汎用かご形誘導モータの諸元は、次の通りである。

- 東芝(株)、型式 1、定格出力 3.7kW、定格電圧三相 200V、定格電流 15.2AMP、定格回転数 1430rpm

誘導発電機を直接電力系統に連系して発電を行う場合、発電機の回転子は同期回転速度  $N_s$ (rpm)よりやや高い回転速度  $N$ (rpm)で回転し、次のような関係が成り立つ。

$$N = (1-s) N_s, \quad N_s = \frac{60}{p} F \quad (6.1)$$

ここで、 $F$  は一次(電源)側励磁周波数、 $p$  は極対数、 $s$  はすべりで発電領域では負の値をもつ。電力系統に連系する場合  $F=50\text{Hz}$  一定であり、与えられた一定の水車入力に対してすべり  $s$  も一定の値をもつので、このシステムにおいてある一定の落差に対して水車・発電機の回転速度も一定となる。

### 6.2.2 実験結果および考察

上記の発電システムを用い、水車の有効落差を $(0.48 \sim 1.0)H_n$ の範囲で変化させて実験を行ったところ、各有効落差において安定した運転ができ、定格電圧 200V と定格周波数 50Hz の電気の発生を確認した。

図 6.2 にその効率曲線を示すが、ここで  $\eta_t$ 、 $\eta_g$ 、 $\eta$  はそれぞれ水車、発電機及

びシステム全体の効率である。同図より定速度運転の場合、有効落差が基準値から低下すると、水車、発電機及びシステム全体の効率が大きく低下することがわかる。特に発電機効率の低下が著しく、基準落差の約 50%の有効落差においては発電不能となる。

有効落差の低下につれて効率が低下する原因は、水車に関しては前章の同期機の場合と同じく、単位回転速度  $nd/H^{1/2}$  が最適値から離れるためである。

一方、発電機の効率が低下する原因を調べるために発電機の回転速度  $N$  とすべり  $s$  の変化を調べてみると（図 6.3）、落差が低下するにつれてすべり  $s$  はほぼゼロに等しくなり、発電機の回転速度は同期速度に接近する。

本研究では実験装置の制約上、水車の最大出力が 1.5kW 程度であるのに対して、発電機は定格出力 3.7kW の三相誘導モータを使った。そのため、有効落差が低下するに従い水車出力が減り、すべり  $s$  も著しく低下し、発電機は最適運転状態を大きく離れた状態で運転するようになる。これが、発電機の効率低下の主原因であると思われる。

以上の結果より、定速度システムにおいて容量が大きい誘導発電機を用いると幅広い有効落差範囲をカバーできる反面、低落差においては効率の著しい低下が生じることがわかる。

そのため、次節では落差変化が大きいマイクロ水力地点に適した可変速発電システムの開発を行う。

### 6.3 可変速マイクロ水力発電システム

前節の(6.1)式より、水車の落差が変動する際に可変速運転を行うためには、一次励磁周波数  $F$ 、極対数  $p$ 、すべり  $s$  を変えてやればよいことがわかる。

本研究では、水車・発電機回転軸の速度制御方法として、一次励磁周波数  $F$  を制御する方法を使うこととした。この方法は、近年の可変速風力発電システム<sup>(6.3)-(6.6)</sup>に使われ、またマイクロ水力発電への適用例も報告されている<sup>(6.7)</sup>が、変落差対応の実用的な可変速マイクロ水力発電システムは未だに実現されていない。

そこで本研究では、汎用のパワー・エレクトロニクス装置を用いることでコスト低減を図った実用的な可変速マイクロ水力発電システムの開発を行う。

#### 6.3.1 システムの構成

図 6.4 に、本研究で構築した可変速マイクロ水力発電システムの構成を示す。このシステムは、定速度システムに汎用の三相誘導モータ駆動用 PWM インバータを誘導発電機の励磁用コンバータとし、また汎用の電力回生用 PWM コンバータを出力用インバータとして組合せたものである。

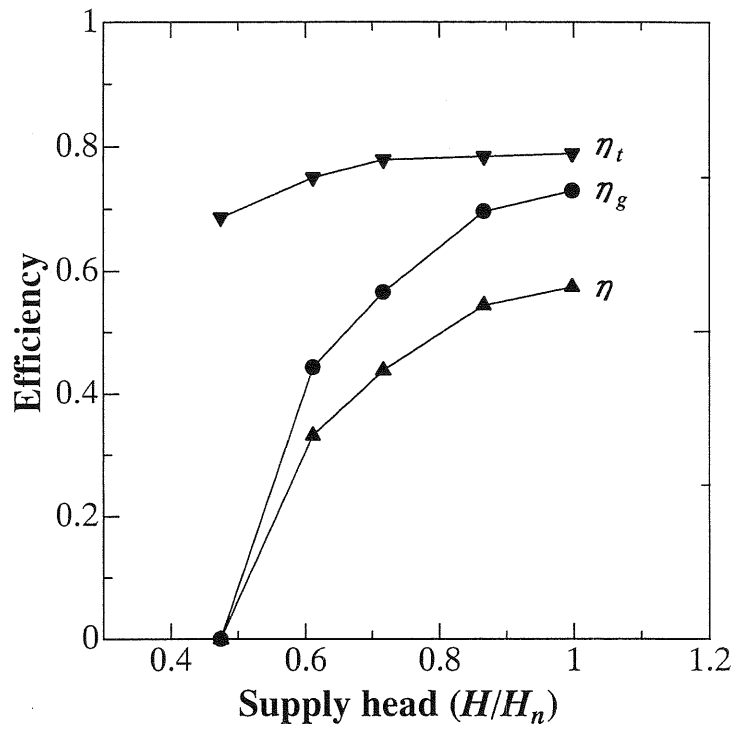


図 6.2 変落差における効率変化

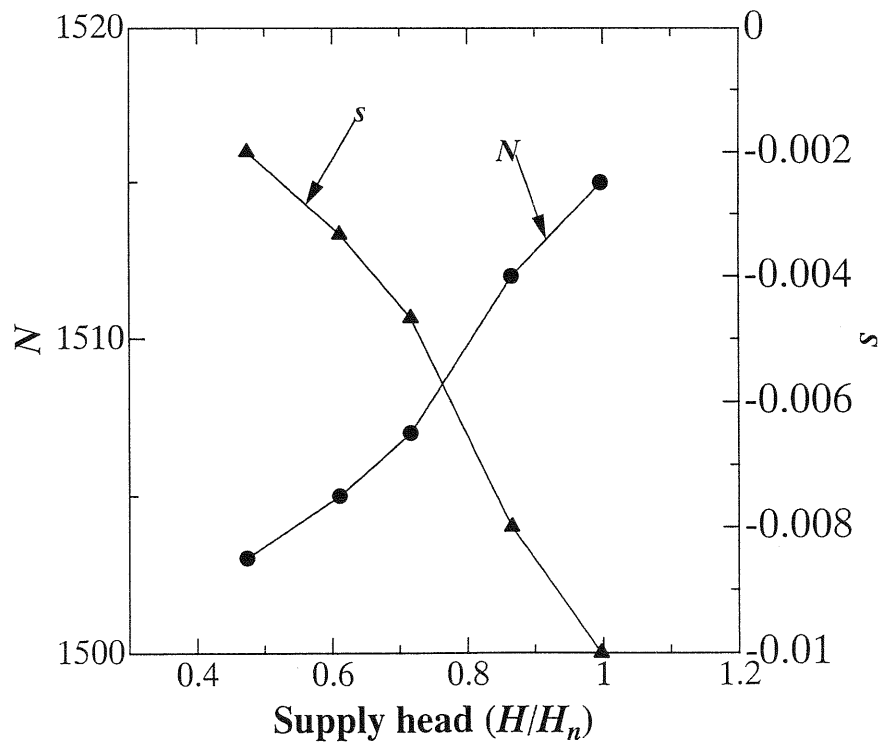


図 6.3 変落差における回転速度とすべりの変化

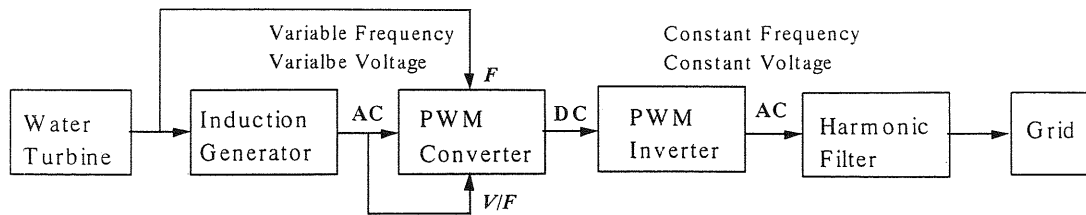


図 6.4 可変速マイクロ水力発電システム（電力系統連系の場合）

このシステムにおいて、励磁用コンバータは誘導発電機の一次側励磁を行うと同時に、後段の DC（直流）リンクに発電機出力を中継する。出力用インバータは DC リンクからの出力を、汎用の力率改善用高調波フィルタを介して電力系統に送出する。

本研究で用いた、コンバータとインバータの諸元を以下に記す。

- 励磁用コンバータ：低騒音・高性能多機能形 PWM インバータ、富士電機（株）、FRN5.5P11S-2、定格容量 5.5kW、定格出力電圧三相 200V、定格出力周波数 50Hz
- 出力用インバータ：高効率・電源回生用 PWM コンバータ、富士電機（株）、定格容量 7.5kW、定格入力電圧三相 200V、定格入力電源周波数 50Hz

### 6.3.2 システムの最適制御法

誘導発電機の可変速制御も同期発電機の場合と同じく、実質上入力トルク  $T_g$  の制御である。

一般的に誘導発電機のトルクは次式で表される。

$$T_g = f_1(s) F \left( \frac{V}{F} \right)^2 \quad (6.2)$$

ここで、 $f_1(s)$  は発電機により決まるすべり  $s$  の関数、 $V$  は一次励磁電圧である。

また、発電機の特長上磁気飽和防止のために、 $F$  を制御する場合には  $V/F$  = 一定となるよう  $V$  も同時に制御する必要がある ( $V/F$  一定制御)。上式より、 $V/F$  比を一定に保ちながら  $F$  を調整することにより  $T_g$  を制御できることがわかる。

本研究で用いたコンバータは  $V/F$  一定制御が可能で、また  $V/F$  比を容易に変えることも出来る。簡単のために最大電圧  $V_{max}$  を定格電圧の 200V に、最大周波数  $F_{max}$  を定格周波数の 50Hz に設定した時の  $V/F$  比を 1.0 と表示し、また  $F_{max}$

を定格周波数に固定し、 $V_{max}$  を定格電圧の(0.9~0.4)倍に設定した時の  $V/F$  比をそれぞれ 0.9、0.8、…、0.4 と表示する。

図 6.5、6.6 に、水車の有効落差を低落差である  $H=0.6H_n$  に、 $V/F$  比を 1.0 に設定して、 $F$  を変えることにより回転速度を変えて行った実験結果を示す。水車の効率は、 $0.78 N_n$  で最大となり、すべりは小さく、回転速度と  $F$  はほぼ直線的な関係となることがわかる。

図 6.7、6.8 には  $V/F$  比を 1.0 に設定し、水車の有効落差  $H$  を(0.48~1.0) $H_n$  の範囲で変化させて行った可変速運転の結果を示す。ここで可変速運転とは、各有効落差において最適回転速度で運転を行う場合をいう。またこの図において、 $\eta_{ig}$  は発電機の直後の出力をもって計算した効率を示す。

図 6.7 によると、可変速運転を行うことにより落差変化に拘らず水車効率  $\eta$  はつねに最高効率を維持するが、 $\eta_{ig}$  と  $\eta$  は大変低いことがわかる。本研究では、水車の最大出力が 1.5kW 程度であるのに対して、実験装置の制約上誘導発電機、励磁用コンバータ、出力用インバータはそれぞれ定格容量が 3.7kW、5.5kW、7.5kW と大変大きいものを用いたので、すべりおよび力率ともに図 6.8 に示すように大変低く、誘導発電機は設計点から大きく離れた点で運転を行っている。またこれら電力変換装置における損失も、発生電力に比べて過大であることが低効率の原因である。

誘導発電機の運転を最適状態に保つためには、 $V/F$  比を最適値に保つ必要がある。そこで  $V/F$  比を 0.4 (最小許容電圧) ~1.0 の範囲で変化させて可変速運転を行い、 $V/F$  比一定運転における  $V/F$  比の影響を調べた。図 6.9~6.11 に、その実験結果を示す。

$V/F$  比を 1.0 から 0.7 まで下げると、全落差範囲にわたってすべり、力率ともに回復され (図 6.9、6.10)、発電機及びシステム全体効率の大幅な改善が見られる (図 6.11)。 $V/F$  比をさらに下げると、低落差域では更なる効率改善が見られるが、基準落差においては効率が逆に低下する。

各有効落差における最適な  $V/F$  比を求めたものが図 6.12 であるが、落差が低下するにつれて、最適  $V/F$  比と最適回転速度ともに低下する。また図 6.13、6.14 には最適運転を行った時のシステム効率、一次励磁周波数  $F$  およびすべりを示すが、 $V/F$  比を変えることによって誘導発電機の運転効率は大幅に改善され、落差の変化に拘わらずつねに高効率を保てることがわかる。

比較のため図 6.15 に、最適  $V/F$  比運転と  $V/F=1.0$  一定運転の結果を併記する。

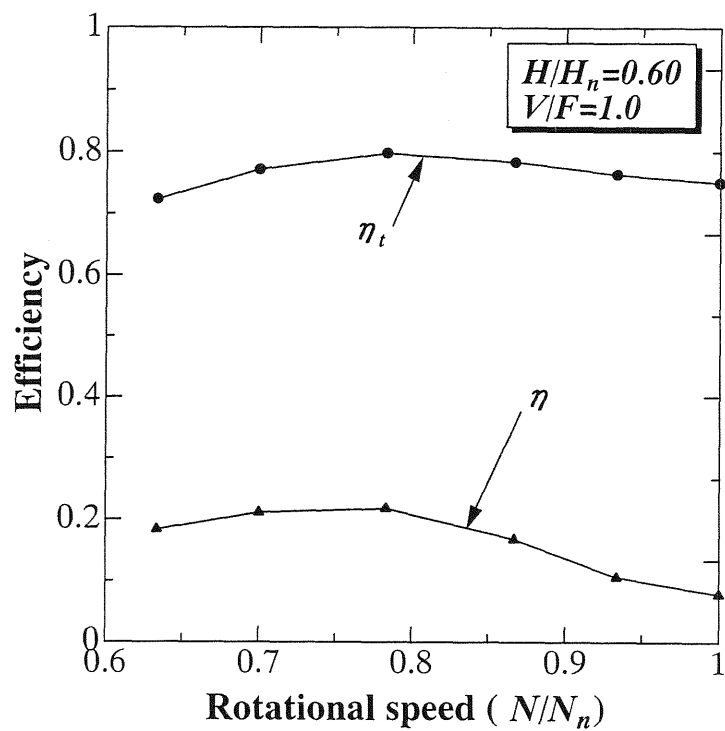


图 6.5 効率

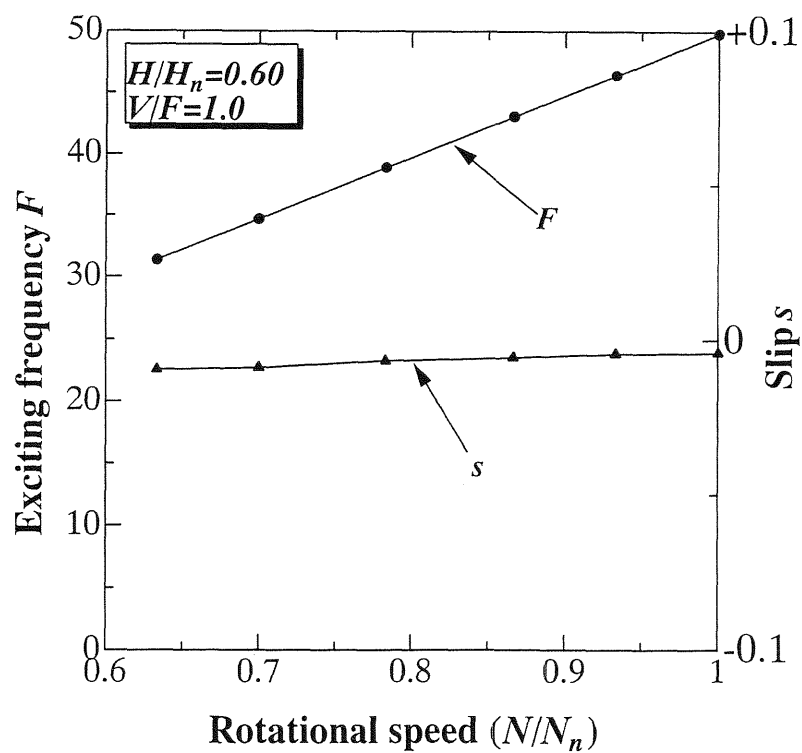


图 6.6 励磁周波数とすべり



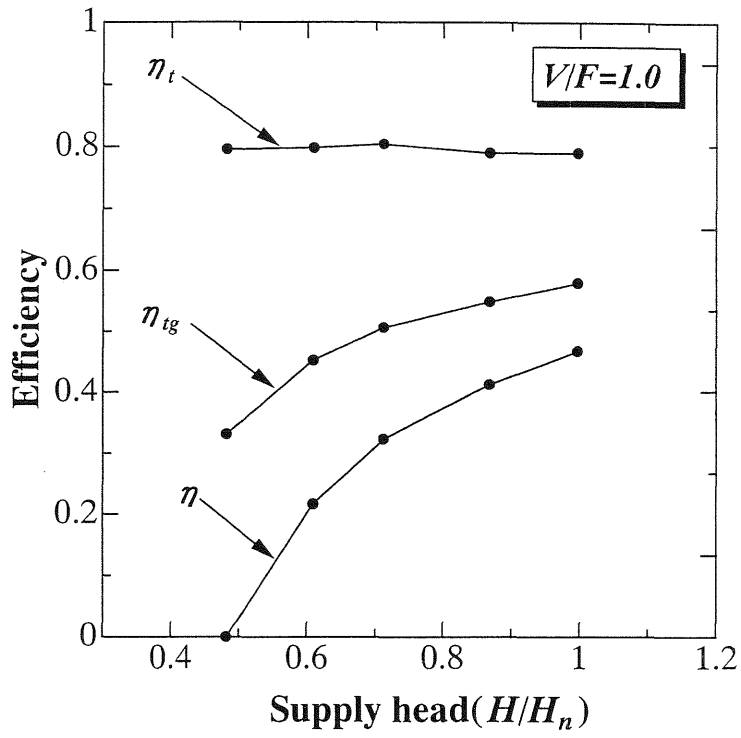


図 6.7 変落差における効率 (一定  $V/F$ 比)

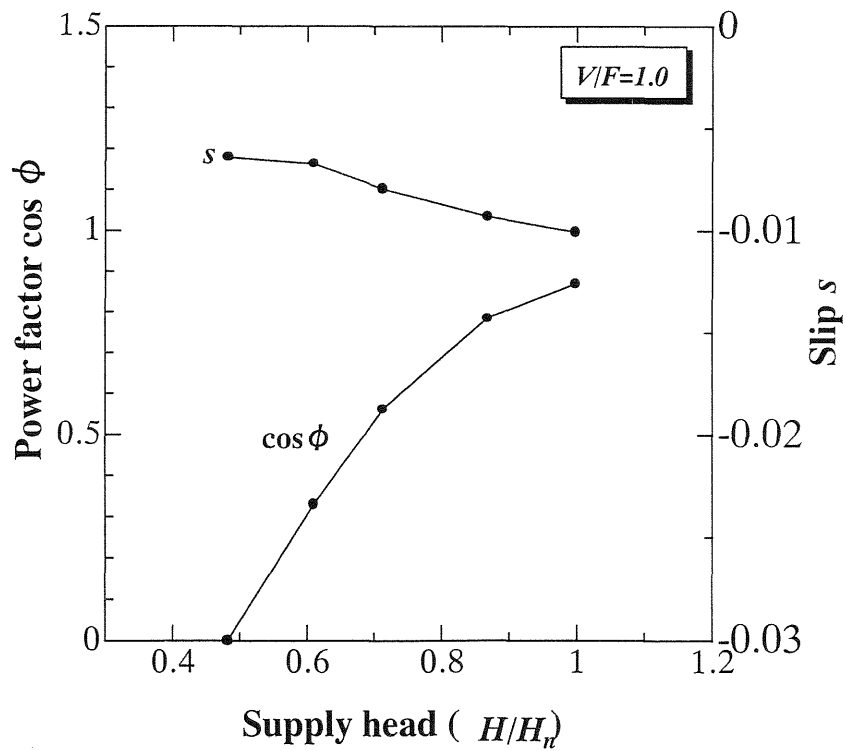


図 6.8 変落差におけるすべりと力率 (一定  $V/F$ 比)

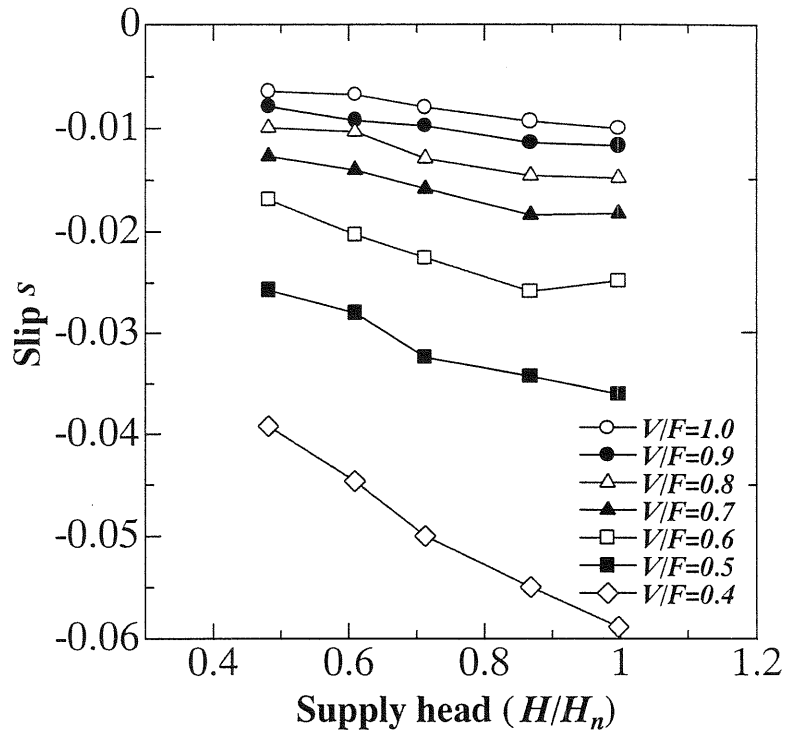


図 6.9  $V/F$ 比の影響 (すべり)

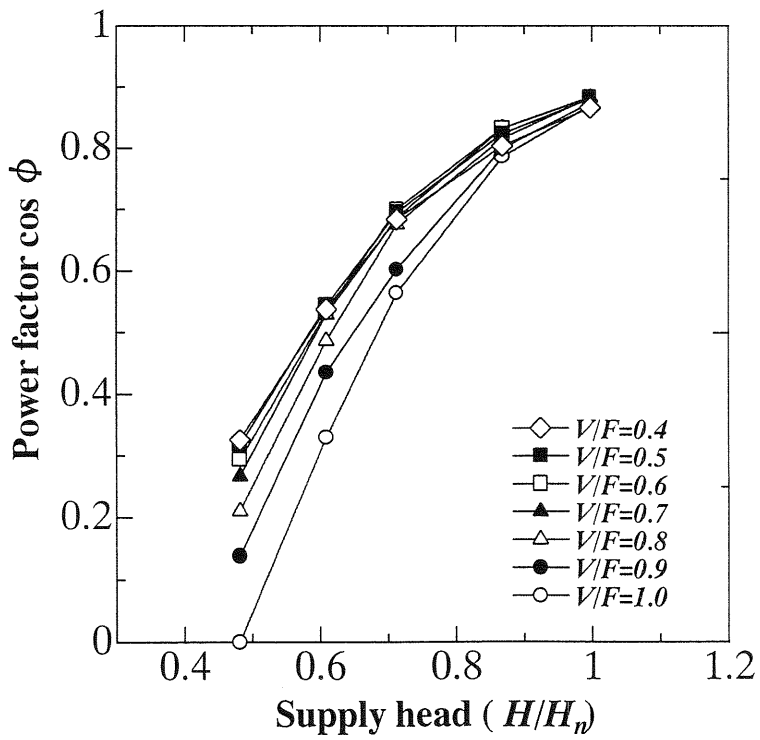


図 6.10  $V/F$ 比の影響 (力率)

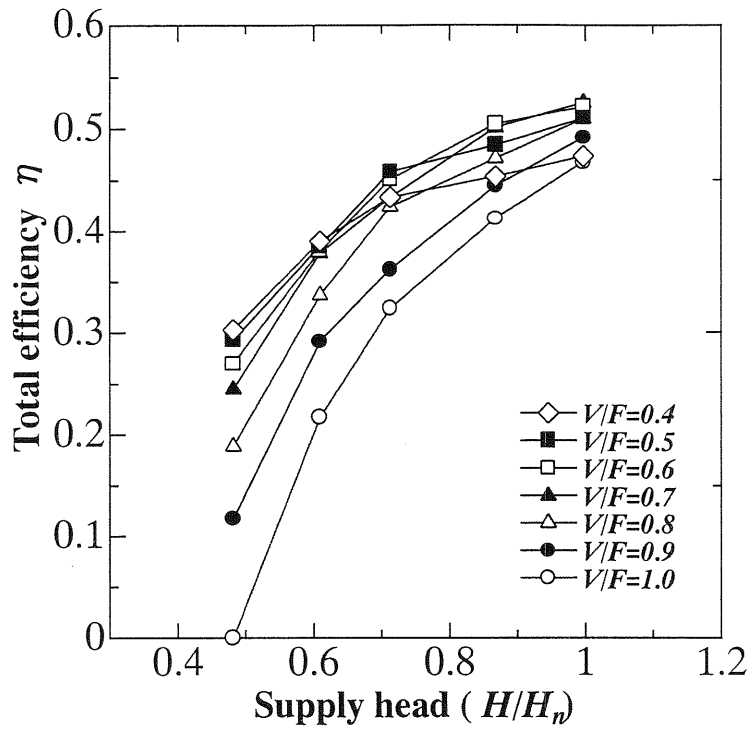


図 6.11  $V/F$ 比の影響 (効率)

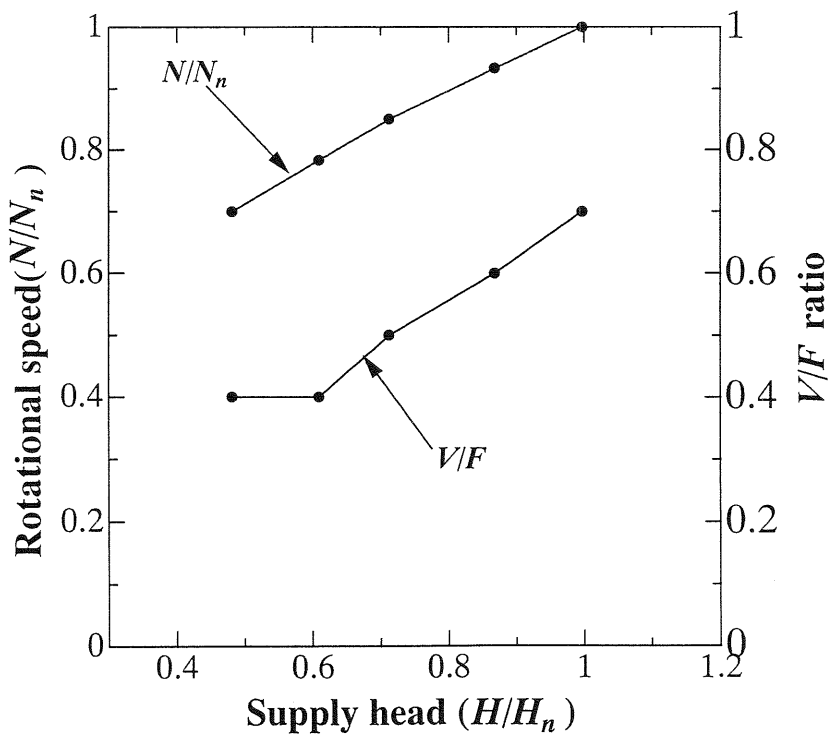


図 6.12 最適回転速度と最適  $V/F$ 比

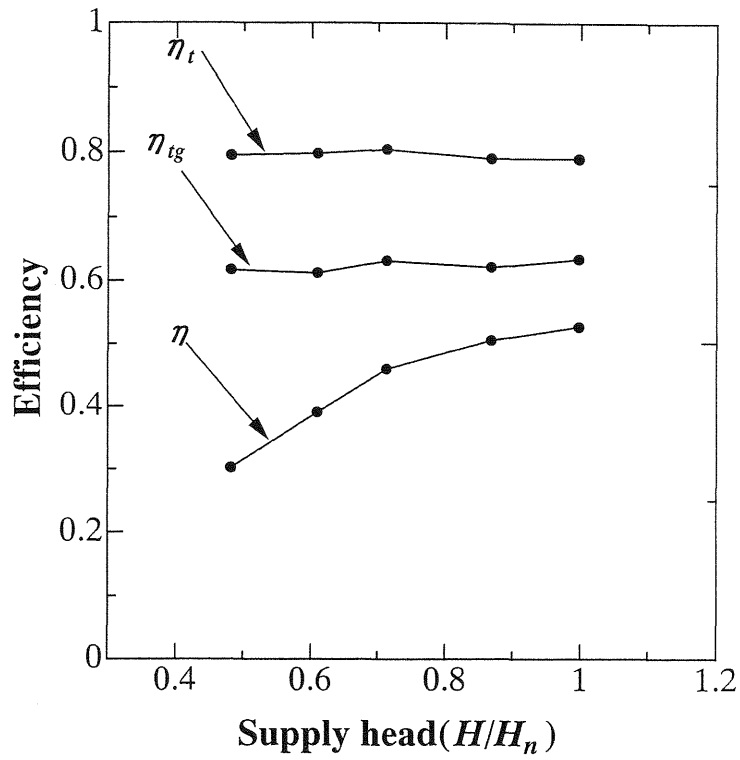


図 6.13 効率 (最適回転速度と最適  $V/F$  比)

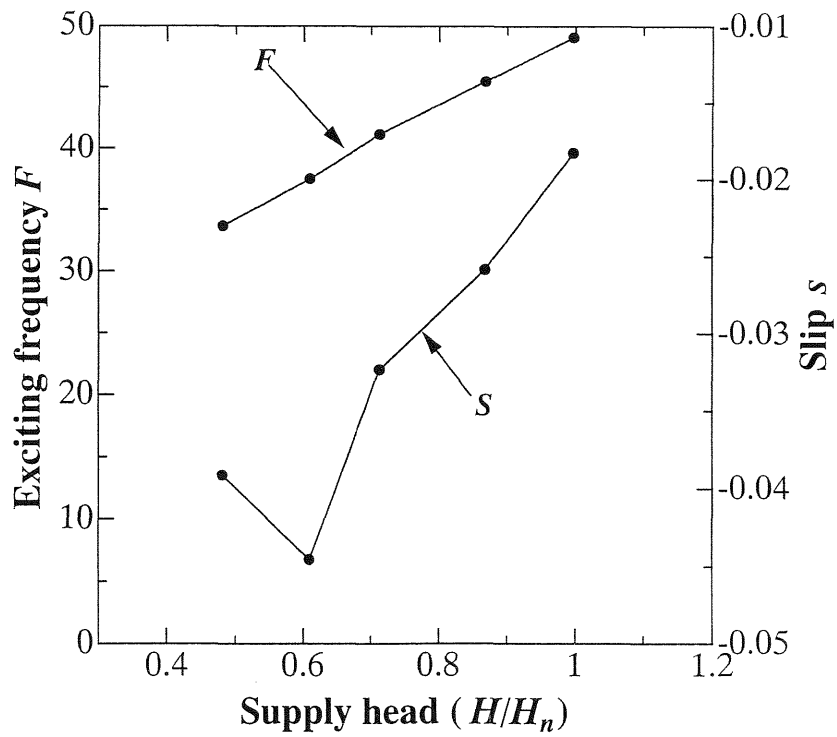


図 6.14 励磁周波数とすべり (最適回転速度と最適  $V/F$  比)

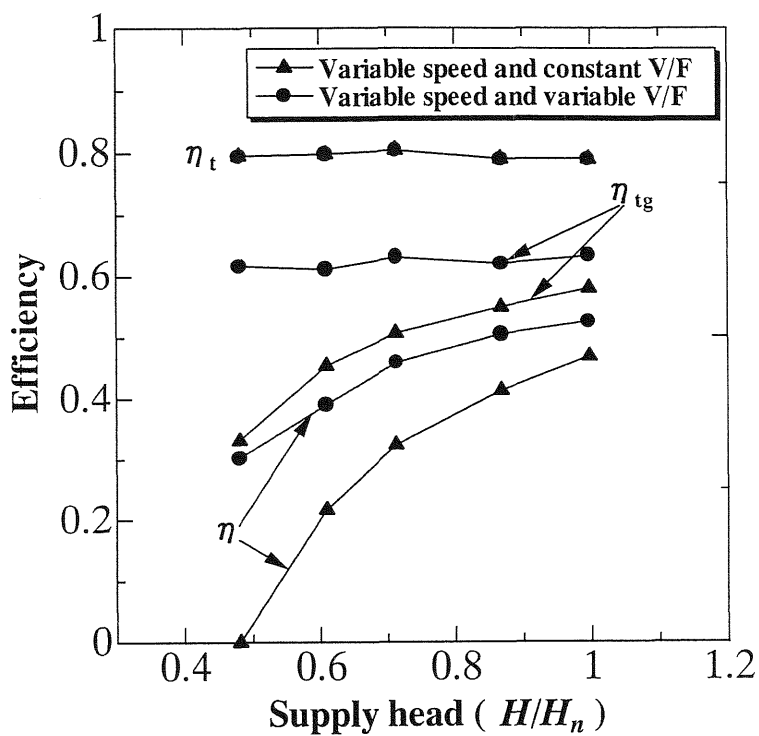


図 6.15 最適  $V/F$  比運転の効果

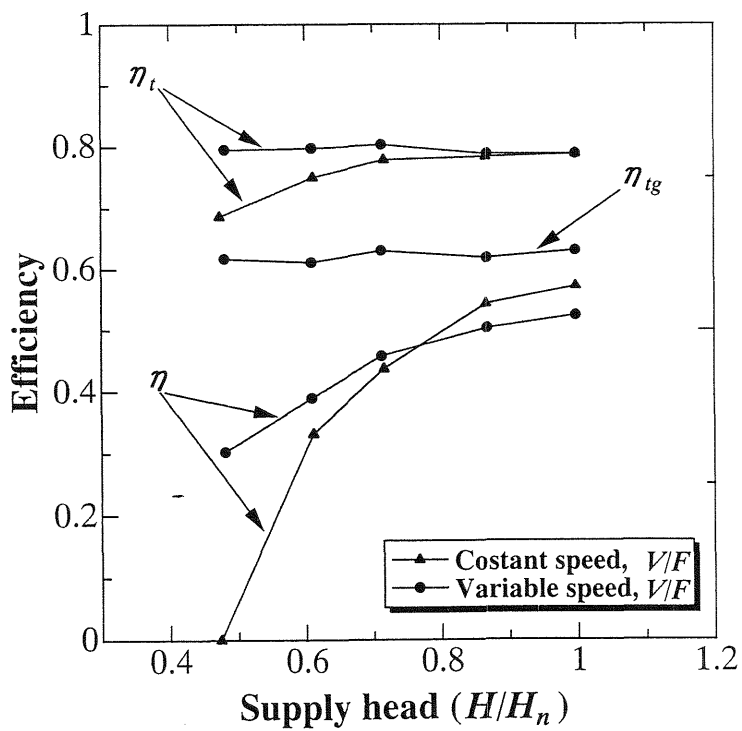


図 6.16 可変速システムの総効果 (効率)

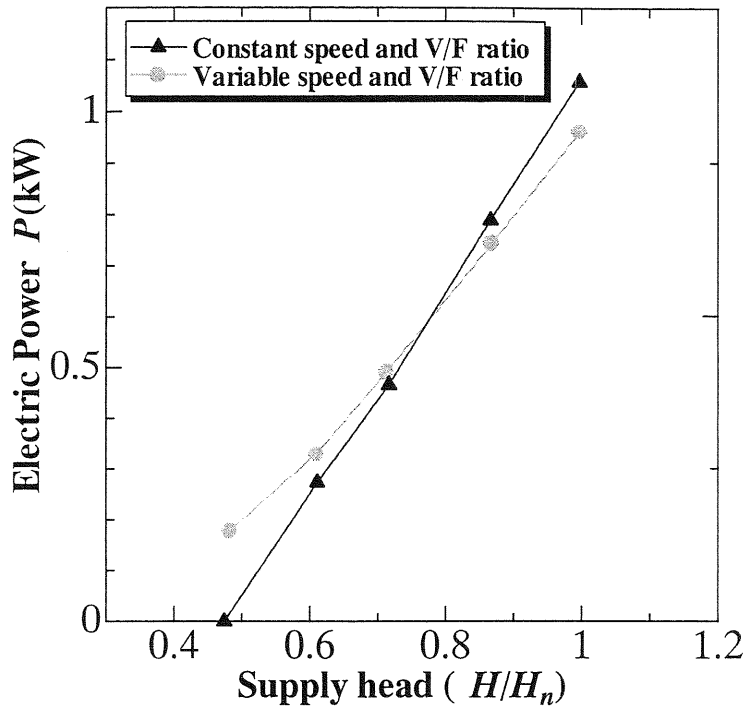


図 6.17 可変速システムの総効果 (発電量)

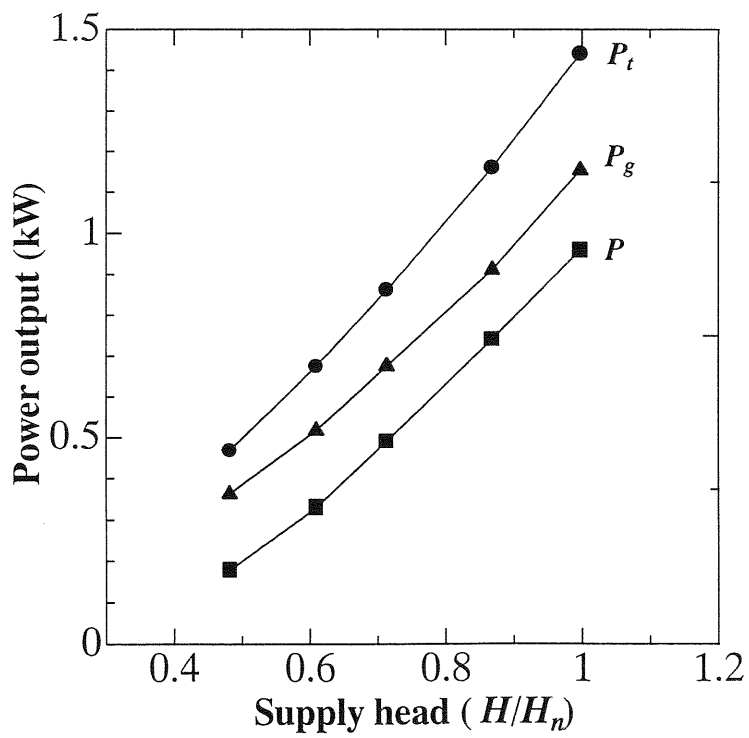


図 6.18 可変速システムの出力

### 6.3.3 実験結果および考察

図 6.16 に、誘導発電機を直接電力系統に連系した定速度運転の場合と、本システムを用いた可変速、可変  $V/F$  比運転の場合の効率を比較する。定速度運転の場合は電力変換装置を使わないため、 $\eta_g$  と  $\eta$  は等しいが、落差が  $0.5H_n$  の低落差において効率はほぼ 0 であり、発電不能となる。これに対し可変速、可変  $V/F$  比運転の場合は、落差の変化に拘らず水車と発電機の効率は最高効率を保つことが判明した。

図 6.17 に、可変速システムと定速度システムの発電量を比較するが、可変速システムの導入により安定運転可能な有効落差範囲が広まっただけでなく、基準落差から離れた落差における発電量も増加する。

なお、本研究において、電力変換装置における損失は落差によらず  $0.18\text{kW}$  程度でほぼ一定であった（図 6.18 における  $(P_g - P)$  の値）。そのため出力が小さい低落差域においては、可変速、可変  $V/F$  比運転により水車と発電機の効率は高効率を保てたものの、発電機出力に対する電力変換装置損失の割合が大きくなるため、システム全体効率は大きく低下してしまった。この損失は、発電電力に対して適切な容量の装置を用いることより著しく改善されるものと考えられる。

### 6.3.4 システムの適用範囲と関連トピック

本研究では、主にマイクロ水力用に開発された貫流水車を用いて実験を行ったが、本研究で検討、開発した発電システムは貫流水車のみならず、実用的マイクロ水力発電システムとしてあらゆる形式の水車に適用可能であることを明記する。

本研究で開発した可変速発電システムの場合、増速ギア比は一定であり ( $\alpha = 5$ )、落差変化に応じて水車と発電機の回転速度ともに変化する。そのため、インバータ等の電力変換装置を用いることにより発電周波数を標準周波数に変換する必要がある。

これに対し、水車の可変速運転に応じて発電機の回転速度はつねに一定に保ち、増速ギア比を連続的に調整する方式による可変速発電システムの開発も考えられる。特に最近の技術の進展により、無断変速装置である CVT (Continuously Variable Power Transmission) のコストダウンが図られているので<sup>(6.11)</sup>、CVT の導入が可能であれば、インバータ等の電力変換装置は一切使わずに可変速マイクロ水力発電システムを開発することが可能となる。

## 6.4 結言

本章では、電力系統に連系するマイクロ水力発電システムについて検討を行い、主に以下の結果を得た。

(1) 汎用のかご形誘導電動機を発電機として用いて直接電力系統に連系することにより、最も簡単な定速度マイクロ水力発電システムを構築することができた。このシステムは、各有効落差において安定した運転を行うことができるが、有効落差が基準落差よりはなれるとシステム全体の効率が著しく低下する。

(2) 定速度マイクロ水力発電システムに、安価かつ入手容易な汎用インバータやコンバータを組合せることにより、落差の変動に対して効率よく運転できる実用的な可変速マイクロ水力発電システムを開発することができた。このシステムにおいて、水車の効率は有効落差の変化に拘らずつねに最高効率を保つ。

(3) 可変速マイクロ水力発電システムの場合、 $V/F$  比一定運転において最適な  $V/F$  比は有効落差の低下につれて低下する。各落差において、最適  $V/F$  比で運転することにより発電機の効率は最高効率を保つことが出来る。

## 参考文献

- (6.1) 沖, 農業用水から電気を得る, イームル工業(株)資料, (2000).
- (6.2) 佐々木、菅原, 札幌市水道局藻岩浄水場水力発電所について. 札幌市水道局内部資料.
- (6.3) 力石・他 2 名, 風力発電用誘導発電機の世界速度センサレス可変速制御, 電気学会論文集 D, 110-6 (1990), pp. 664-678.
- (6.4) 堀内・他 2 名, 可変速風力発電システム用誘導発電機の  $V/F$  制御による出力制御, 電気学会論文集 B, 118—10 (1998-10), pp. 1170-1176.
- (6.5) A. Miler・他 2 名, A Variable Speed Wind Turbine Power Control, IEEE Trans. on Energy Conversion, 12-2 (1997-6), pp. 181-186.
- (6.6) S. P. Singh・他 2 名, Performance Characteristics and Optimum Utilization of a Cage Machine as Capacitor Excited Induction Generator, IEEE Trans. on Energy Conversion, 5-4 (1990), pp. 679-685.
- (6.7) 清水・他 4 名, 新インバータシステムによるマイクロ水力発電システムの高性能化に関する研究, 日本機械学会論文集 B, 61 - 591 (1995 - 11), pp. 226-232.
- (6.8) (社)電気学会, 電気機械工学 (1979), オーム社.
- (6.9) 野中・他 3 名, パワーエレクトロニクス入門 (1999), 朝倉書店.
- (6.10) 藤堂, 制御工学基礎理論 (1991), 森北出版.
- (6.11) 田中, トロイダル CVT(2000), コロナ社.



本研究では、21世紀に逼迫が予想されるエネルギー問題に対し、環境に優しい小規模水力資源の有効利用を目指して、マイクロ水力を用いた実用的な環境融和型発電システムを提案し、その実現性と性能向上について実験的に検討を行い、以下の結論を得た。

### (1) 実用的なマイクロ水力の有効利用法に関して

分散型エネルギーとしてのマイクロ水力は、スケール・メリットがないために、従来の水力発電システムの延長線上で開発すると、建設単価が高くつき採算性が合わなくなる。マイクロ水力は、これまで各電力会社や水車メーカーの視野の外となっていて、その有効利用法に関して殆ど検討が進んでおらず、学問的にも体系化されていない。そこで本論文の第2章では、実用的なマイクロ水力の有効利用法について検討を行い、主に次のような結果を得た。

- 流れこみ式による河川水利用の他に、既設多目的ダムの維持放流水や農業用水の利用、水道施設における圧力差の利用、工業プラントにおける動力回収などの、既存施設の活用によるマイクロ水力資源は未だに豊富に存在する。流れ込み式による河川水利用の場合、ダムを持たないために流量調整を行うことは出来ない。また、既存施設の活用の場合においても、発電が主目的でないために水車に利用可能な落差と流量は調整することができない。
- マイクロ水力において、水車の回転エネルギーは発電に利用される他に、機械エネルギー、または熱エネルギーとしての利用も可能である。マイクロ水力がもたらす利益を最大限に活用するためには、エネルギーの輸送と貯蔵、経済性、変換性と効率の面から総合的に検討して、最も適切な多目的利用システムを構築すべきである。
- マイクロ水力発電システムには、使用目的および規模により様々な形態が存在し、また形態によりシステムの構築に必要な発電機および電力変換装置の種類も異なる。マイクロ水力発電用水車としては、衝動型水車がコスト的に優位であり、そのなかで貫流水車が最も構造が簡単で安価である。
- マイクロ水力発電システムの運転制御に関しては、発電電力の周波数制御は電気負荷制御により行い、実用化のためには、水資源が豊富または流量変動が少ない場合はガイドベーンレス水車を用い、そうでない場合はガイドベーン操作を手動で行うべきである。また落差変動が大きい場合には、安価な可変速発電システムを導入することにより変落差性能を高める必要がある。

## (2) 低落差貫流水車のマイクロ水力発電への適用に関して

マイクロ水力の有効利用をはかるには、最適な水車形式の探求と同時に、コントロールフリー・メンテナンスフリーを探求することが重要である。そこで本論文の第4章では、小水力に最も適した低落差貫流水車をマイクロ水力発電に適用するために、その実用化に不可欠のコントロールフリー・メンテナンスフリーを目指して低落差貫流水車の基本性能実験を行い、その結果に基づいてノズル内部の可動ガイドベーンを省略し、ランナ内部への空気供給方法の工夫によりランナ室をコンパクトにする等、可能な限り水車構造の小形簡素化を図るとともに水車性能の向上を図り、主に次のような結果を得た。

- コンパクト化したランナ室において、再流入損失の低減と吸出し効果の増加により、広い回転数範囲で効率が向上し、最高効率是有効落差にかかわらず、従来型ランナ室を用いた場合より約2%向上した。
- 本研究で提案するランナ内部への空気供給方法は、ランナ室をコンパクト化でき、しかもランナ室の形状によらず従来の給気方法より効果が大きい。
- ノズル内部のガイドベーンを除去しても、流路形状を適切に設計すれば、全体性能に影響は見られない。ノズルスロット幅がノズル性能に与える影響は極めて大きい、ノズル外壁形状による影響はほとんどみられない。
- ガイドベーンを持たないマイクロ水力用低落差貫流水車において、有効落差によらず無拘束速度は最適回転速度の1.8~1.9倍を示した。
- マイクロ水力用低落差貫流水車の効率は、ランナ中心部の圧力により強く影響され、効率を最大にする最適圧力が存在する。有効落差の増加とともにこの最適圧力は直線的に低下するが、水車最高効率は一定値を保つ。

## (3) 分散型独立電源としてのマイクロ水力発電システムの制御法に関して

マイクロ水力資源に恵まれている発展途上国には、電力系統の配電網が整備されていない国が多い。また先進国においても、マイクロ水力地点は送電線を利用するには採算性が悪い山間部や離島などの遠隔僻地に位置する 경우가多く、また電力系統に連係するにしても系統連系の制御および保護の面から規制を課される場合が多い。そこで本論文の第5章では、分散型独立電源として電力系統に連係せず単独運転を行うマイクロ水力発電システムの制御法について検討を行い、主に次のような結果を得た。

- 電気負荷調整装置による周波数制御方式を用いることにより、安価な定速度マイクロ水力発電システムを構築することができた。このシステムは、各有効落差において安定した運転を行うことができるが、有効落差が基準落差よりはなれると、システム全体の効率が著しく低下する。

- 定速度マイクロ水力発電システムに、安価かつ入手容易な汎用整流器とインバータを組合せることにより、可変速マイクロ水力発電システムを開発することができた。このシステムの導入により、水車効率は有効落差の変化に拘らずつねに最高効率を保ち、定速度システムと比べて安定に運転できる落差範囲が広まるだけでなく、発電量も増加する。
- 可変速マイクロ水力発電システムにおいて可変速運転可能な範囲は、低回転域で同期発電機の磁気飽和現象により制限される。本研究では、定格回転の70%、基準落差の50%まで可変速運転が可能であった。

#### (4) 電力系統連系のマイクロ水力発電システムの制御法に関して

マイクロ水力利用可能な地点の周辺に、電力系統の送電線が整備されていて電力系統に連系可能な場合、発電機として誘導発電機を使うと、電力系統自身が発電電圧と周波数調整の役割を果すため、複雑な電圧および周波数の調整装置を省略することができる。また発電機の発生電力と実負荷とのアンバランス部分は電力系統が吸収するため、単独運転の場合より少ない構成要素で簡単にマイクロ水力発電システムを構築することができる。そこで本論文の第6章では、電力系統に連系するマイクロ水力発電システムの制御法について検討を行い、主に次のような結果を得た。

- 汎用のかご形誘導電動機を発電機として用いて直接電力系統に連系することにより、最も簡単な定速度マイクロ水力発電システムを構築することができた。このシステムは、各有効落差において安定した運転を行うことができるが、有効落差が基準落差よりはなれるとシステム全体の効率が著しく低下する。
- 定速度マイクロ水力発電システムに、安価かつ入手容易な汎用インバータやコンバータを組合せることにより、落差の変動に対して効率よく運転できる実用的な可変速マイクロ水力発電システムを開発することができた。このシステムにおいて、水車の効率は有効落差の変化に拘らずつねに最高効率を保つ。
- 可変速マイクロ水力発電システムの場合、 $V/F$  比一定運転において最適な  $V/F$  比は有効落差の低下につれて低下する。各有効落差において、最適  $V/F$  比で運転することにより発電機の効率は最高効率を保つことが出来る。

最後に、本研究の第5、6章で検討、開発した発電システムは貫流水車のみならず、実用的なマイクロ水力発電システムとしてあらゆる形式の水車に適用可能であることを明記する。特に可変速発電システムの開発により、水車の安定運転可能領域が拡大され、変落差における水車効率が増加し、したがって発電システムの年間総発電量が増加する。

本論文は、著者が横浜国立大学大学院工学研究科生産工学専攻博士後期課程に在籍期間中（1997年10月～2002年3月）に、横浜国立大学工学部生産工学科黒川研究室において行った研究を中心にまとめたものです。この期間中数多くの方々からのご指導、ご助言およびご声援を頂きました。

まず、転学生である著者を指導教官として受容れて頂き、長年にわたり終始懇切丁寧なご指導とご鞭撻を賜りました黒川淳一教授に対し、ここに謹んで感謝の意を表します。黒川研究室で培った（未熟ながらも）創造性、自主性、そして忍耐力は、これからの人生の大きな原動力となるものと確信しております。

本論文をまとめるに際し、貴重なご教示とご検討を頂きました横浜国立大学の山口惇教授、田中裕久教授、松本裕昭助教授、松井純助教授に深く感謝申し上げます。

黒川研究室の助手今村博博士には、もっとも身近なところでいつも積極的に協力して頂き、学問のほかにも日本人の心の暖かさと他人に対する思いやりを教えて頂きました。ここに心からお礼申し上げます。

横浜国立大学在学当初より、貫流水車および小水力の先輩研究者として数々のご指導とご助言を頂きました、湘南工科大学の北洞貴也助教授に謹んで感謝の意を表します。

貴重なるご助言とともに、実験装置の設計および製作にあたり多大なるご援助を頂きました富士電機（株）の大和昌一氏、富士・フォイトハイドロ（株）の相場茂氏ならびに塚本直史氏に深く感謝の意を表します。

横浜国立大学の黒川・松井研究室の卒業生、在校生諸氏には研究および日本文化の学習においてご協力、ご助言を頂きました。特に実験においては、当時の学部生の神戸秀方、鈴木哲也、勢井賢太郎君の多大なるご協力を頂きました。皆様に感謝致します。

留學生活中に知り合い、助け合ってきた祝宝山博士、陳善忠博士、崔永都氏を含む留学生の友人皆様に感謝の意を表します。また、外国人留学生である著者を様々な面から面倒をみて頂きました、渡辺一寿氏、西村雅秀氏、岩崎節雄氏、山田晃嘉氏のご家族の皆様と、神奈川国際交流協会およびロータリー横浜瀬谷クラブの関係者の皆様にも深く謝意を表します。

本研究を続けるにあたり、費用の面でご援助頂きましたロータリー米山記念奨学会、東亜育友会、日本国際教育協会および日機装株式会社に厚くお礼申し上げます。

最後に、長年の留學生活を辛抱強く励まし支えてくれた母国の両親と、弟夫婦に感謝の心を込めてこの論文を捧げます。