

# 博士論文

## 論文題目

### 軸流水車発電装置のセンサレス 流量制御とその機械出力最大化 に関する研究

(On a sensorless flow rate control and mechanical output  
maximization of an axial flow water turbine generator)

横浜国立大学 大学院  
工学府 物理情報工学専攻  
指導教官：藤本 康孝 教授

電気電子ネットワークコース

学籍番号：11SD103

氏名：成田 浩昭

2017年3月24日

# 要約

昨今の地球温暖化による平均温度の上昇により、大型台風などの自然災害が増大している。このような自然災害を減少させるために、省エネルギー対策と再生可能エネルギーの利用技術は、地球温暖化防止に向けた持続可能な社会の実現に向け強く求められている。再生可能エネルギーとしての太陽光や風力の活用は、すみやかに普及させるために国策として動いている。日本のビジネス環境では、オフィスの空調温度を下げられるようなクールビズの活動を通して省エネルギーを推進している。

環境負荷低減を運用時でのエネルギーの観点からみると、ビル等の空調制御システムや化学プラント等では、各種流体の流量を制御するために流量制御バルブを用いて、流路内に弁体として設けられたプラグの開口面積を変化させ、圧力損失を生じさせることで流量制御を実現している。そして、この時に発生する圧力損失に相当する熱エネルギーを外部に無駄に捨てている。

環境負荷低減を施工材料の生産時のエネルギーおよび現地施工調整時のエネルギーの観点からみると、流量制御バルブやセンサなどのフィールド機器は遠隔に設置されることが多いため、制御盤などに設置されるコントローラなどと比較すると多くの施工材料および現地施工調整工数を必要とする。流量制御バルブは、アクチュエータを駆動させるために比較的、多くの電力を必要とするために完全ワイヤレス化は、まだ、実現されていない。しかし、センサにおいては、制御回路、通信回路などの低消費電力化、通信頻度の低周期化、バッテリーの高密度蓄電、ワイヤレス通信による完全ワイヤレス化により、配線材料の撤廃および現地施工調整工数の削減を実現している。

また、完全ワイヤレス化は、日本の労働人口構成の高齢化に伴う高所、閉塞感のある流量制御バルブの設置場所での労働のリスク回避や、既設設備での従来機器から省エネルギー機器の置換えの推進、および災害時における現場配線確認工数の削減など、いろいろな派生効果を生むと考える。

本研究の目的は、空調制御システムにおいて、冷温水の供給通路に設けられた流量制御バルブの流量制御の時に発生する圧力損失に相当する熱エネルギーを電気エネルギーに変換し、その時のポンプの吐出圧力における動作点において機械出力が最大になる手法と、その動作点において管路系の変化に対応できる流量制御の手法を提案することである。さらに、流量制御のためには流量センサが必要となるが、流量制御バルブは、環境条件の厳しい環境での設置となる。よって、システムの信頼性の向上およびコストダウンのために、流量センサを必要としない流量推定の手法も提案する。

本研究の成果を適用し、製品化を実現した際には、流量計測制御機能付バルブの置換えを考慮しているので、流量推定値での流量制御における流量精度および応答時間は、現行の流量計測制御機能付バルブと同等以上とし、動作点において無給電で運用ができる機械出力が得られることを目標とする。その目標が達成できれば、ゼロエミッションでの運用および完全ワイヤレス化による配線資材の撤廃、現場設置調整工数に関わるエネルギーの削減により環境負荷低減を実現し、地球温暖化防止に向けた持続可能な社会の構築に貢献できると考える。

# 目次

<b>第 1 章 序論</b>	<b>8</b>
1.1 研究背景	8
1.2 関連研究	10
1.3 研究目的	12
<b>第 2 章 空調システム</b>	<b>14</b>
2.1 空調の定義	14
2.2 空調システムの構成	15
2.2 空調システムの運用方法	17
<b>第 3 章 原理試作品</b>	<b>20</b>
3.1 基本仕様	20
3.2 軸流水車仕様	22
3.3 発電機仕様	26
3.4 静翼駆動部仕様	30
<b>第 4 章 実験設備</b>	<b>33</b>
4.1 実験設備の構成	33
4.2 流量設備	34
4.3 流量制御コントローラ	36

<b>第 5 章</b>	<b>流量制御システム</b>	<b>39</b>
5.1	流量制御システムの構成	39
5.2	流量推定手法	41
5.2.1	流量推定手法 1	42
5.2.2	流量推定手法 2	46
5.3	機械出力最大化制御手法	52
5.3.1	機械出力最大化関数	53
5.3.2	機械出力最大化制御シーケンス	54
5.4	流量制御手法	60
<b>第 6 章</b>	<b>実験結果</b>	<b>61</b>
6.1	流量推定結果	61
6.2	機械出力最大化制御結果	65
6.3.1	機械出力最大化関数結果	65
6.3.2	機械出力最大化制御シーケンス結果	67
6.3	機械出力結果	68
<b>第 7 章</b>	<b>結論</b>	<b>71</b>
7.1	流量推定手法	71
7.2	機械出力最大化制御手法	73
7.3	発電電力	74

# 目次

1.1	将来構想図	13
2.1	空調の4要素	14
2.2	空調システム図	16
2.3	全空気方式構成図	17
2.4	水-空気式構成図	18
2.5	ファンコイルユニット構成図	19
3.1	原理試作品全体構成図	21
3.2	CFD解析モデル	24
3.3	CFD解析結果	25
3.4	発電機解析結果	27
3.5	静翼概要図	32
4.1	実験設備構成図	33
4.2	流量設備構成図	35
4.3	電磁流量計・差圧計設置場所	35
4.4	流量制御コントローラ構成図	38
5.1	流量制御システムフローチャート	39
5.2	流量制御システムブロック図	40
5.3	無次元トルク-無次元流量特性図	42
5.4	3次元曲面グラフ	43
5.5	流量推定手法1ブロック図	45
5.6	速度係数-流量係数特性図	46
5.7	ピッチ角度-一次係数・定数係数特性図	47
5.8	速度係数-機械出力係数特性図	48
5.9	ピッチ角度-2次係数・1次係数特性図	48
5.10	流量推定手法2ブロック図	51
5.11	機械出力最大化制御シーケンスブロック図	54

5.12	逐次制御シーケンスブロック図	55
5.13	逐次制御フローチャート	57
5.14	線形補完制御シーケンスブロック図	58
5.15	線形補完制御フローチャート	59
5.16	流量制御ブロック図	60
6.1	角速度－実流量特性図	62
6.2	流量－流量推定誤差特性図	64
6.3	流量－機械出力特性図（機械出力最大化関数）	65
6.4	流量－機械出力特性図	69
6.5	流量－効率特性図	70

# 表目次

3.1	原理試作品基本仕様表	20
3.2	軸流水車仕様表	23
3.3	発電機仕様表	26
3.4	静翼駆動部仕様表	31
4.1	ポンプ・電磁流量計・差圧計仕様表	34
4.2	流量制御コントローラ仕様表	37
5.1	近似3次元曲面関数選定理由	44
5.2	3次元曲面関数係数表	44
5.3	速度係数関数係数表	47
5.4	機械出力数関数係数表	49
5.5	フローチャートパラメータ表	56
6.1	流量推定誤差比較表	61
6.2	機械出力最大化関数機械出力偏差表	66
6.3	線形補完制御機械出力偏差表	67
6.4	機械出力表	68
7.1	流量誤差比較表	71
7.2	温度－トルク定数特性表	72
7.3	温度－密度特性表	72
7.4	発電電力表	74



# 第 1 章 序論

## 1.1 研究背景

昨今の地球温暖化による平均温度の上昇により、大型台風などの自然災害が増大している。このような自然災害を減少させるために、省エネルギー対策と再生可能エネルギーの利用技術は、地球温暖化防止に向けた持続可能な社会の実現に向け強く求められている。再生可能エネルギーとしての太陽光や風力の活用は、すみやかに普及させるために国策として動いている。日本のビジネス環境では、オフィスの空調温度を下げられるようなクールビズの活動を通して省エネルギーを推進している。また、工場やビルなどの身近なところで活用されているマイクロ水力発電利用についても利用促進のための規制緩和が進み、電気エネルギーとしての活用の具体的な検討が進められている。

環境負荷低減を省エネルギーの観点からみると、ビル等の空調制御システムや化学プラント等では、各種流体の流量を制御する流量制御装置として使用している流量制御バルブが対象となる。例えば、空調制御システムでは、空調機の熱交換器への冷温水の供給通路に流量制御バルブが設けられており、この流量制御バルブの開度を空調制御装置によって制御することにより、空調機の熱交換器への冷温水の供給量が制御され、空調機からの制御対象空間への調和空気の温度が調節される。上述した空調制御システムにおいて、冷温水の供給通路に設けられた流量制御バルブは、流路内に弁体として設けられたプラグの開口面積を変化させ、圧力損失を生じさせることで流量制御を実現している。この時に発生する圧力損失に相当するエネルギーが熱として無駄に捨てられている。

環境負荷低減を施工材料の生産時のエネルギーおよび現地施工調整時のエネルギーの観点からみると、流量制御バルブやセンサなどのフィールド機器は遠隔に設置されることが多いため、制御盤などに設置されるコントローラなどと比較すると多くの施工材料および現地施工調整工数を必要とする。流量制御バ

バルブは、アクチュエータを駆動させるために比較的、多くの電力を必要とするために完全ワイヤレス化は、まだ、実現されていない、しかし、センサにおいては、制御回路、通信回路などの低消費電力化、通信頻度の低周期化、バッテリーの高密度蓄電、ワイヤレス通信による完全ワイヤレス化により、配線材料の撤廃および現地施工調整工数の削減を実現している。

しかし、流量制御バルブも流体が流れている運用時には、マイクロ水力発電を利用し、流体が流れていない非運用時からの起動については、高密度蓄電が可能なバッテリーを利用すれば、完全ワイヤレス化も見えてきている

また、完全ワイヤレス化は、日本の労働人口構成の高齢化に伴う高所、閉塞感のある流量制御バルブの設置場所での労働のリスク回避や、既設設備での従来機器から省エネルギー機器の置換えの推進、および災害時における現場配線確認工数の削減など、いろいろな派生効果を生むと考える。

## 1.2 関連研究

一般的に水力発電は、化石燃料を燃焼させる火力発電や放射能のリスクのある原子力発電と比較すると、クリーンで安全な発電手段といえる<sup>[1]</sup>。

現在、冷温水における未利用水力エネルギー回収のためのマイクロ水力発電の適用が検討されていて、マイクロ水力発電は、新エネルギーに分類され革新的な再生可能エネルギーの利用技術として注目され、活用ニーズが高まってきている。ビルの関係でも雨水の利用や上水の流入口での利用等が研究されており、小型機の開発も求められるようになってきた<sup>[2] [3] [4]</sup>。また、工場や自治体等では 10kW 以上の大型機も求められている<sup>[5]</sup>。その中においても小型でインライン設置が可能な水車が見直され普及拡大の条件が整いつつある。マイクロ水力発電は、ほかの新エネルギーの利用技術と比較すると回収エネルギー比率も高く実用化が容易に行える環境になってきているので今後の普及拡大に期待するものである<sup>[6] [7] [8]</sup>。今後の技術開発の方向性としてさらに小型への対応が急がれている<sup>[9]</sup>。

マイクロ水力発電では水車を利用するが、水車の形式についても提案されていて、お互いに逆方向に回転する 2 段の軸流ランナーの構造を持つ 2 重反転型水車<sup>[10]</sup>、らせん水車<sup>[11]</sup>およびクロスフロー水車<sup>[12]</sup>などが提案されている。

また、マイクロ水力発電では発電機により機械出力を電気エネルギーに変換するが、発電機の形式についても提案されていて、誘導発電機<sup>[13] [14] [15]</sup>、同期発電機<sup>[16] [17]</sup>およびリラクタンس発電機<sup>[18]</sup>などが提案されている。

流量推定手法については、バルブの一次側圧力と 2 次側圧力の圧力差とプラグの開度から流量を推定する手法<sup>[19]</sup>、水車発電機のトルクと角速度から流量を推定する手法<sup>[20] [21]</sup>、および管路上の 2 点の圧力測定値を用い、その 2 点間の圧力流量間の動特性を利用して非定常流量を実時間で求める手法<sup>[22]</sup>が報告されている。

流量制御手法については、水車発電機のトルクを操作量とする PI 制御則<sup>[20]</sup><sup>[21]</sup>や、ARMA モデルの最小二乗法による同定、同定結果の周波数伝達関数への変換と部分的モデルマッチング原理を周波数領域へ拡張した方法を組

合わせて構成したオートチューニング方式およびこの方式をベースに開発した 2 自由度 PID オートチューニングコントローラ<sup>[23]</sup>や、干渉とむだ時間のある流量系に評価関数を導入し評価関数を最小にする操作量を求める最適レギュレータ<sup>[24]</sup>が提案されている。

現在は、MATLAB/SIMULINK などの数値計算ソフトウェアの普及とパーソナルコンピュータの演算速度の向上により、モデルベースドデザイン環境が整ってきたので、マイクロ水力発電システムのシミュレータの開発も進んでいる<sup>[25] [26] [27]</sup>。

## 1.3 研究目的

空調制御システムにおいて、冷温水の供給通路に設けられた流量制御バルブは、流路内に弁体として設けられたプラグの開口面積を変化させ、圧力損失を生じさせることで流量制御を実現している。この時に発生する圧力損失に相当するエネルギーが熱として無駄に捨てられている。

本研究の目的は、無駄に捨てられている圧力損失に相当する熱エネルギーをなるべく多く電気エネルギーに変換することであり、ポンプの吐出圧力の動作点において機械出力を最大にできる手法および、その動作点において管路系の変化に対応できる流量制御手法を提案することである。さらに、流量制御をするためには流量センサが必要となるが、一般に、流量センサは精密機器であり、高温多湿な環境や大きな振動が発生するような環境での使用には適さないが、流量制御バルブは配管等に直接設置されるため、流量センサにとっては劣悪な使用環境となる。よって、流量センサの信頼性を長期的に保つことは容易ではないので、システムの信頼性を向上させる流量センサレス化のための流量推定手法も提案する。

本研究の成果を適用し、製品化を実現した際には、流量計測制御機能付バルブの置換えを考慮しているので、流量推定値での流量制御における流量精度および応答時間は、現行の流量計測制御機能付バルブと同等以上とし、動作点において無給電で運用ができる機械出力が得られることを目標とする。その目標が達成できればゼロエミッションでの運用および完全ワイヤレス化による配線資材の撤廃、現場設置調整工数に関わるエネルギーの削減により環境負荷低減を実現し、地球温暖化防止に向けた持続可能な社会の構築に貢献できると考える。

また、上記のような完全ワイヤレス化は、日本の労働人口構成の高齢化に伴う高所、閉塞感のある流量制御バルブの設置場所での労働のリスク回避や、既設設備での従来機器から省エネルギー機器の置換えの推進、および災害時における現場配線確認工数の削減など、いろいろな派生効果を生むと考える。Fig 1.1に、将来構想図を示す。

フィールド機器のゼロエミッションでの運用の可能性がある → <b>究極の省エネルギー</b> ・軸流水車で発電した電力により無給電で運用 ・余剰電力は、周辺の計測ユニットに供給	フィールド機器の完全ワイヤレス化により配線材料撤廃の可能性がある → <b>究極の省資源</b> ・外部コントローラとは、ワイヤレス通信 ・電源供給は、フィールドエリア内で完結
---	---

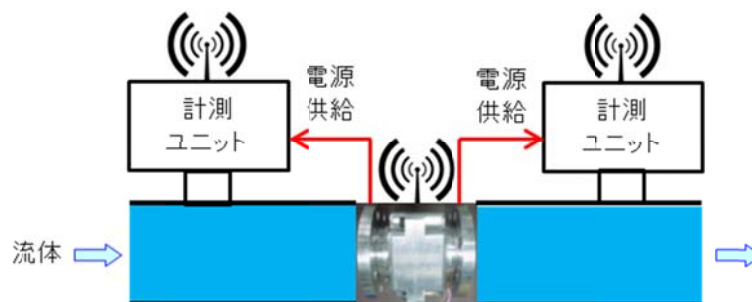


Fig 1.1 : 将来構想図

本研究の要素技術開発のポイントとしては、流量推定手法および機械出力最大化手法などが揚げられる。

本研究での流量推定手法のポイントは、従来の軸流水車発電機のトルク、角速度での流量推定に、静翼のピッチ角度を追加して流量推定範囲を拡大できることであり、機械出力最大化手法のポイントは、流量目標値の動作点において、機械出力が最大になる、軸流水車発電機の角周波数および静翼のピッチ角度に移行できることである。

本論文において、第 2 章では、空調の定義および大規模建物に適用されている空調システムの構成および運用方法を説明し、第 3 章では原理試作品の設計方法および仕様を説明し、第 4 章では実験設備の構成および仕様を説明し、第 5 章では流量制御システムを構成する、流量推定手法、機械出力最大化手法および流量制御手法を説明し、第 6 章では、原理試作品における流量推定手法および機械出力の実験結果を示し、第 7 章において、本論文の結論を示す。

## 第2章 空調システム

### 2.1 空調の定義<sup>[28]</sup>

空調とは、空気調和のことであり、特定の空間における空気の温度、湿度、清浄度、気流分布を要求される目標値に制御することである。よって、空調される空間は、建物や部屋の中だけでなく製品や製造装置の中および屋外も含まれる。

空間の空気の温度および湿度は明確であるが、清浄度とは空気中に存在する人体に有害な物質や微生物および製品の品質および性能に影響がある物質の濃度を要求された値に制御することである。また、気流分布とは、人体に快適感を提供し製品の製造速度や品質を維持するために、人体や製品に吹き付ける空気の速度や方向を制御することである。Fig 2.1 に空調の4要素を示す。

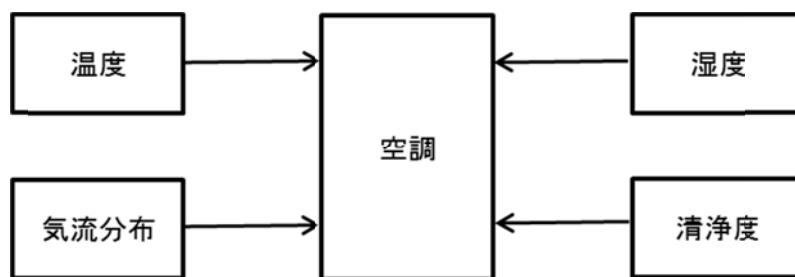


Fig 2.1 : 空調の4要素

空調は、制御する空間により、快適空調、作業空調および工業工程空調に分類される。快適空調とは、住宅、事務所、商店、病院などの住空間にいる人が、快適で健康的な空間と感じるように制御する空調であり、作業空調とは、工場や作業所などの労働空間、体育館などのスポーツ空間にいる人の健康と安全を確保するように制御する空調であり、工業工程空調とは、工場や作業所などの製造空間において、製品の品質維持、生産速度の制御およびコスト低減など、生産の合理化を制御する空調である。

## 2.2 空調システムの構成<sup>[28]</sup>

空調システムは、特定の空間における空気の温度、湿度、清浄度、気流分布を制御するシステムであり、熱源設備、空調機設備、熱搬送設備および自動制御設備から構成されている。熱源設備は、空調システム全体の熱負荷を制御する設備で、冷水を生成する冷凍機、温水および蒸気を生成するボイラを主設備とし、冷却塔、冷却水ポンプ、給水設備、配管などの付属設備から構成される。空調機設備は、特定の空間に送るための、温度および湿度などが調整された空気を生成する設備で、空気の冷却、減湿器、加湿器、エアフィルタおよび送風機を1体にケーシングした、エアハンドリングユニットおよびファンコイルユニットなどから構成される。熱搬送設備は、熱源設備と空調機設備の間で冷温水、蒸気、冷媒などを搬送・循環させるための設備で、ポンプ、送風機および配管系から構成される。自動制御設備は、空調の4要素を要求される目標値になるように上記の3設備を制御する設備で、空調システム全体の運転、監視などをする中央監視装置からなる。

一般に、空調システムでは、空調機を備え、この空調機の熱交換器へ冷温水を供給している。空調機の熱交換器への冷温水の供給通路には流量制御バルブが設けられており、この流量制御バルブの開度を制御する装置として空調制御装置が設けられている。

空調制御装置は、空調機からの調和空気の供給を受ける制御対象空間の室内温度の計測値と目標値との偏差を零とするように、流量制御バルブの開度を制御する。これにより、空調機の熱交換器への冷温水の供給量が制御され、空調機からの制御対象空間への調和空気の温度が調節される。Fig 2.2 に空調システムを示す。



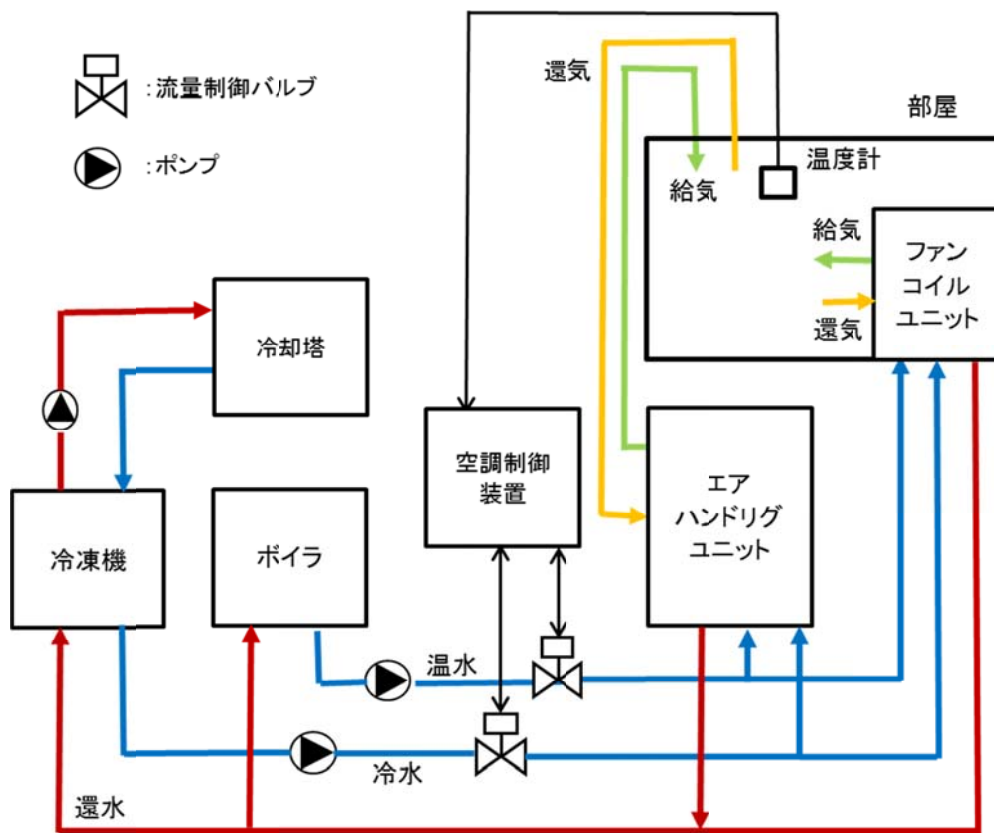


Fig 2.2 : 空調システム図

## 2.3 空調システムの運用方法<sup>[28]</sup>

空調システムを空調空間に熱を搬送する熱媒体の種類によって分類すると、大型の空間の空調を必要とするビルや工場では、全空気式と水-空気方式がよく採用されている。全空気式とは、空調空間に熱を運ぶ媒体として空気のみを利用するもので、エアハンドリングユニットを中央の機械室に配置しダクトによって空気を各室に搬送、分配する方式である。水-空気式とは、熱搬送媒体として水と空気を併用するもので、空気に比べて水の単位体積あたりの熱搬送能力が大きいという特徴を生かすとともに、換気に必要な取り入れ外気量も確保するようにした方式であり、一般には外気処理用の中央式のエアハンドリングユニットを機械室に設置し、さらに各室の窓際などに冷温水が供給されるファンコイルユニットを設置する方式で負荷変動の大きいペリメータ部に制御性が良く、搬送に有利な水を利用し、除じん、加湿などはエアハンドリングユニットが行うなど、総合的に効率の良い方式が組めるのが特徴である。ファンコイルユニットは、熱源からの冷水または、温水をコイルに流し、ファンで室内空気を循環させて冷却または過熱を行う機器である。Fig 2.3 に全空気方式の構成を示し、Fig 2.4 に水-空気式の構成を示す。

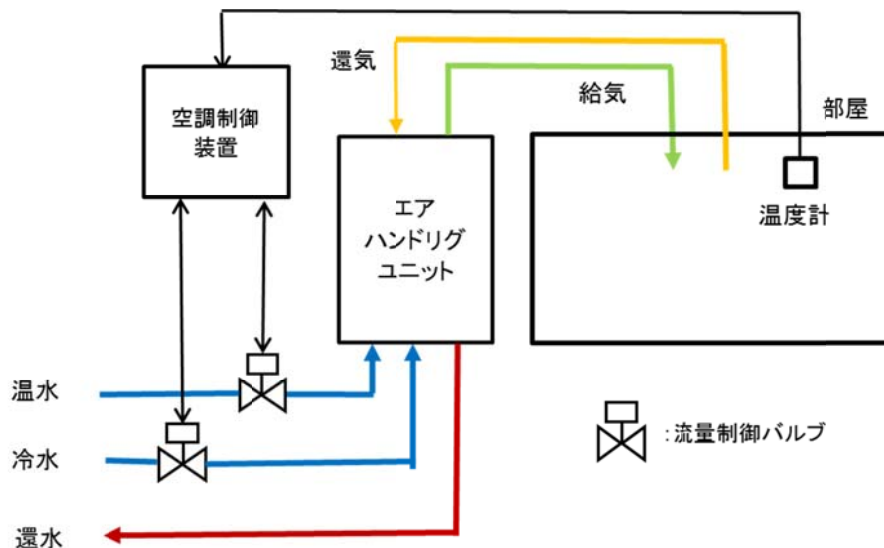


Fig 2.3 : 全空気方式構成図

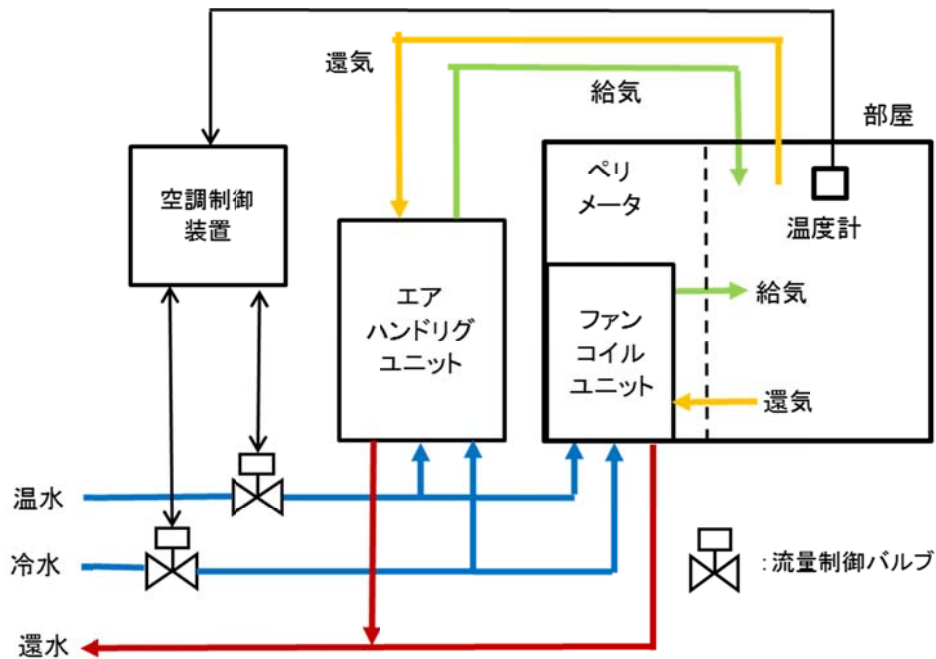


Fig 2.4 : 水一空気式構成図

ファンコイルユニットは、一般的にケーシング内に小形の送風機（ファン）、熱交換器（コイル）、エアフィルタを内蔵した構造になっている。エアハンドリングユニットと同様に熱源装置を持たずに外部から冷水、温水の供給を受けて空気調和を行い、空気吹出し口には気流方向の調整が可能な吹き出しグリルを装着している。小形で個別制御が可能のため用途は幅広く、ホテルの客室、病院、学校などの比較的室数の多い建物やオフィスビルなどのペリメータゾーン処理用として使用されている。送風機は両吸込み型の多翼送風機（シロッコファン）を各ユニットに1台または複数台並列配置して電動機（モータ）で回している。熱交換器（コイル）の種類には冷水コイル、温水コイル、蒸気コイルがある。コイルは熱媒を通す主管と空気を通す伝熱フィンで構成され、主管をフィンに圧着したプレートフィン形式として形成し、外部熱源→熱媒（冷水、温水、蒸気）→主管→伝熱フィン→空調対象空気という経路にて熱変換される。Fig 2.5 にファンコイルユニットの構成を示す。

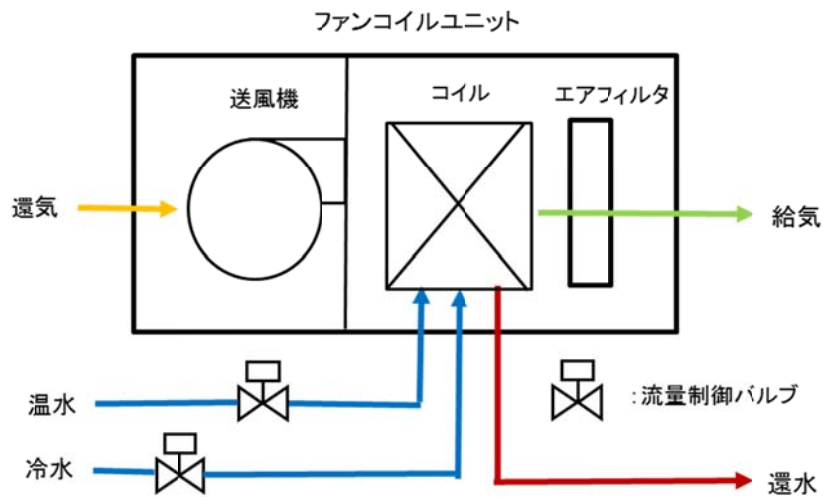


Fig 2.5 : ファンコイルユニット構成図

一般に、エアハンドリングユニットと比較してファンコイルユニットの構成が簡易なので、Fig 2.5 にファンコイルユニットの構成を示したが、エアハンドリングユニットも同様に熱交換器を備えていて、冷温水を供給している。この熱交換器への冷温水の供給通路には流量制御バルブが設けられており、この流量制御バルブの開度を制御する装置として空調制御装置が設けられている。

空調制御装置は、エアハンドリングユニットおよびファンコイルユニットからの調和空気の供給を受ける、制御対象空間の室内温度の計測値と目標値との偏差を零とするように、流量制御バルブの開度を制御する。これにより、空調機の熱交換器への冷温水の供給量が制御される。

## 第 3 章 原理試作品

### 3.1 基本仕様

本研究の成果を適用し、製品化を実現した際には、流量計測制御機能付バルブの置換えを考慮しているため、原理試作品の基本仕様としては、現行の流量計測制御機能付バルブシリーズの仕様が基本になる。

流量計測制御機能付バルブシリーズは、配管内に流れる最大流量によって、いくつかの口径がラインアップされているが、流量および機械出力が最大限とれるように口径としては、最大口径である 80A とした。

水車方式選定に必要な基本仕様である、流量、落差および機械出力を求める。設計流量  $Q$  としては、最大流量の 30%程度が常用流量になると想定し、80A のバルブの最大流量 1250 [L/min]なので(3.1)式より求める。

$$Q = 1250 \times 0.3 = 375 \text{ [L/min]} \quad (3.1)$$

落差  $H$  はバルブの常用差圧が 30 [kPa]であるとして、(3.2)式より求める。

$$H = \Delta P / \rho g = 30000 / (1000 \times 9.8) = 3.06 \text{ [m]} \quad (3.2)$$

ここに、 $\rho$  は流体の密度（水の密度）とする。

以上より、設計機械出力  $P$  は、(3.3)式より求まる。

$$P = \rho g Q H = 1000 \times 9.8 \times 0.00375 \times 3.06 = 113.5 \text{ [W]} \quad (3.3)$$

Table 3.1 に原理試作品の基本仕様を示し、Fig 3.1 には原理試作品の全体構成を示す。

Table 3.1 : 原理試作品基本仕様表

項目	単位	仕様	備考
口径	A	80	
常用流量	L/min	375	最大流量の30%と想定
常用差圧	kPa	30	
常用落差	m	3.06	
常用機械出力	W	113.5	

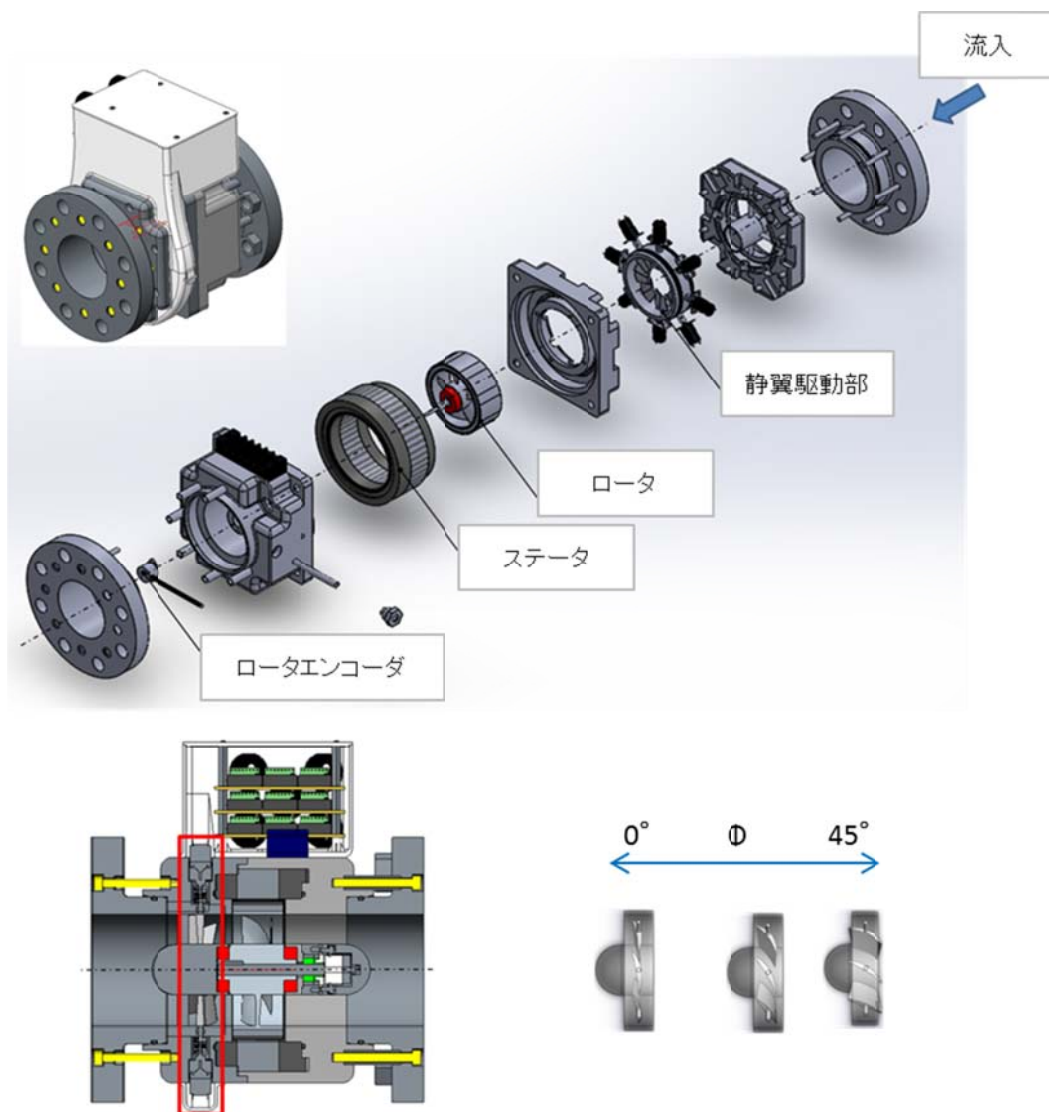


Fig 3.1 : 原理試作品全体構成図

## 3.2 軸流水車仕様

一般的な水力発電機は前述の設計機械出力 187.5 [W]と比べ、MW 級の発電量を得られるものを指しているため、一般的なターボ機械での水車方式選定方式は適用できない。本研究のような発電機は、一般的にはマイクロ水力発電機と称され、オフィスビルやホテル、病院、工場の空調設備、工業用水の配管設備に適用するための機器が対象となる。これらは捨てていたエネルギーを回収し、有効活用するというコンセプトであるため、発電効率を重視した水車方式の選定となっている。

本研究における、流量制御装置のコンセプトは『流量を制御する』ためのデバイスであり、流量計測制御機能付バルブシリーズの置き換えを考慮している。

また、将来構想としての完全ワイヤレス化のためには、軸流水車発電機の制御ができるだけの発電量が確保できれば良いと考える。原理試作品の設計落差と設計機械出力から効率・実現性重視で水車方式を選定すると、遠心水車に分類されるフランシス水車が適しているが、流体を羽根の遠心方向に広げる必要があり、大型となるため、流量計測制御機能付バルブシリーズの置き換えを考慮すると、最もコンパクトにできる軸流水車とし、動翼後流の整流部は筐体と一体構造とした。

水車は慣用的に比速度によって、適用範囲が決まっている。比速度は(3.4)次式により求められる。

$$n_s = n_0 \times \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (3.4)$$

ここで、 $n_s$ :比速度 [m-kW 基準],  $n_0$ :定格回転速度 [rpm]である。

今回は逆に適用比速度  $n_s$ より、定格回転速度  $n_0$ を得る。なお、軸流水車の適用比速度範囲は 200~900 である。今、適用比速度が 200 であるとする、定格回転速度は、(3.5)式より求められる。

$$n_0 = n_s \times \frac{H^{5/4}}{P^{1/2}} = 200 \times \frac{3.06^{3/4}}{0.1875^{1/2}} = 1869 \text{ [rpm]} \quad (3.5)$$

計算を簡易にするため、 $n_0 = 2000$  [rpm]としたときの  $n_s$ は、(3.6)式より求め

られる

$$n_s = n_0 \times \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} = 2000 \times \frac{0.1875^{1/2}}{3.06^{5/4}} = 213.8 \text{ [m-kW 基準]} \quad (3.6)$$

となり、適用比速度範囲内であることが確認できた。

以上より、水車方式は軸流水車で定格回転速度は 2000 [rpm]となる。

ただし、定格出力および定格回転数の仕様は、最大流量を満足するように決めている。

Table 3.2 に軸流水車の仕様を示す。

Table 3.2 : 軸流水車仕様表

項目	単位	諸元	備考
口径	A	80	
定格流量	L/min	375	最大流量の30%と想定
最大流量	L/min	1250	
定格差圧	kPa	30	
最大差圧	kPa	60	
定格出力	kW	1.25	
比速度	m/kW	213	
定格回転数	rpm	5000	
水車方式		プロペラ水車	
動翼	材質	SUS303	
	羽枚枚数	5	
静翼	材質	A5052	
	羽枚枚数	8	

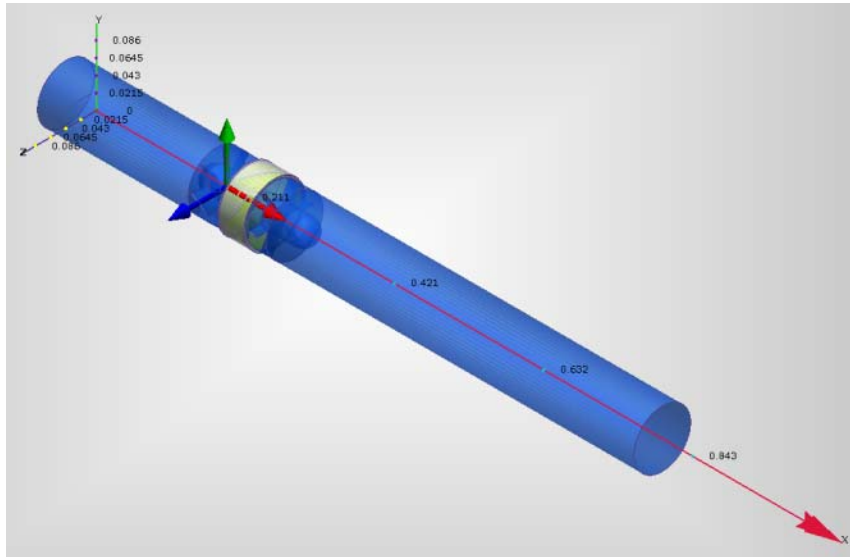
原理試作品では、流量を制御するために、連続的に静翼のピッチ角度を変えるので、静翼のピッチ角度と流量の関係に連続性があるか CFD を実施した。

CFD の条件として、流体は水、流入口圧力（静圧） $P_1$  は 30000, 15000, 5000 [Pa]、流出口圧力（静圧） $P_2$  は 0 [Pa]とした。

Fig 3.2 に CFD 解析モデル、Fig 3.3 に CFD 解析結果を示す。Fig 3.3 より、静翼のピッチ角度を大きくすると、流量や羽根車で取り出せる機械出力が上昇し、連続的に静翼のピッチ角度を変化させることによって、流量を連続的に変えることができる可能性があることがわかる。

(ソフトウェア：Simulation CFD 360 2014(米・Autodesk 社、解法：有限要素法)





(1) 全体



(2) ピッチ角度 : 45deg



(3) ピッチ角度 : 20deg



(4) ピッチ角度 : 8.5deg

Fig 3.2 : CFD 解析モデル.

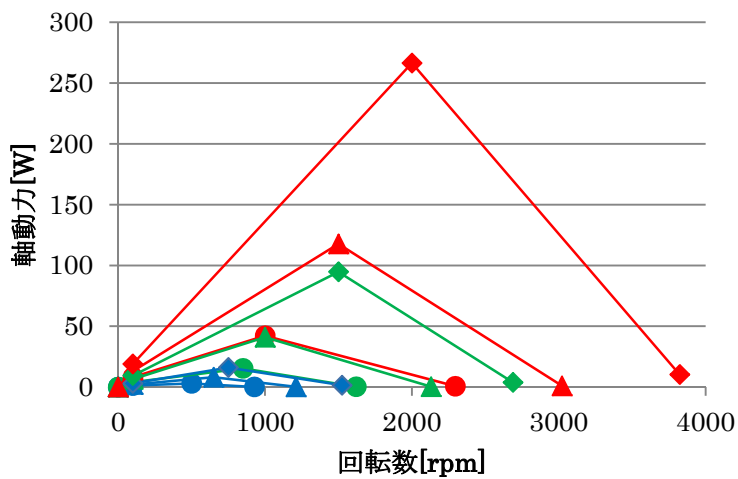
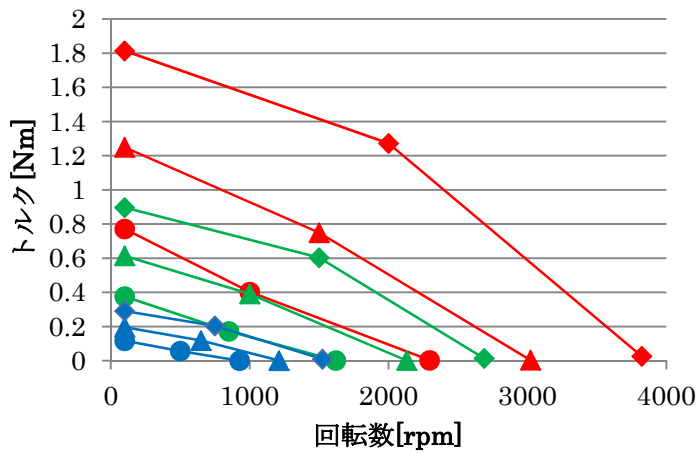
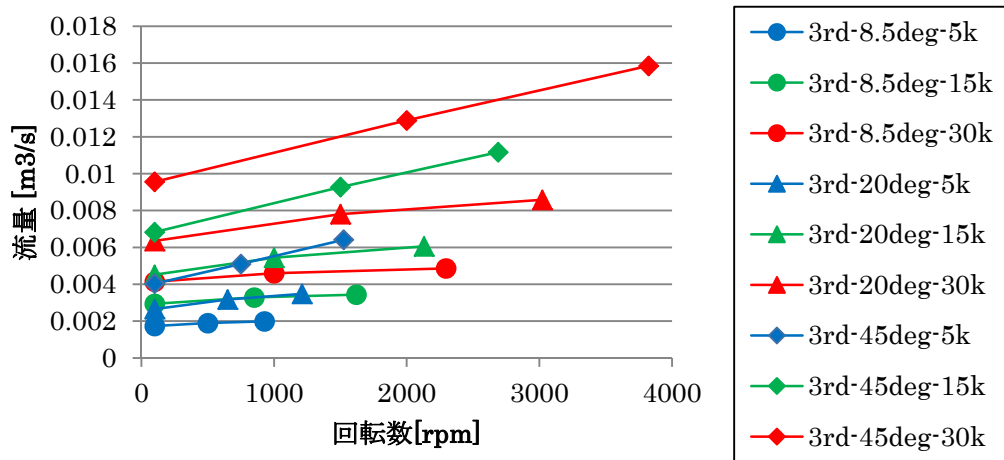


Fig 3.3 : CFD 解析結果

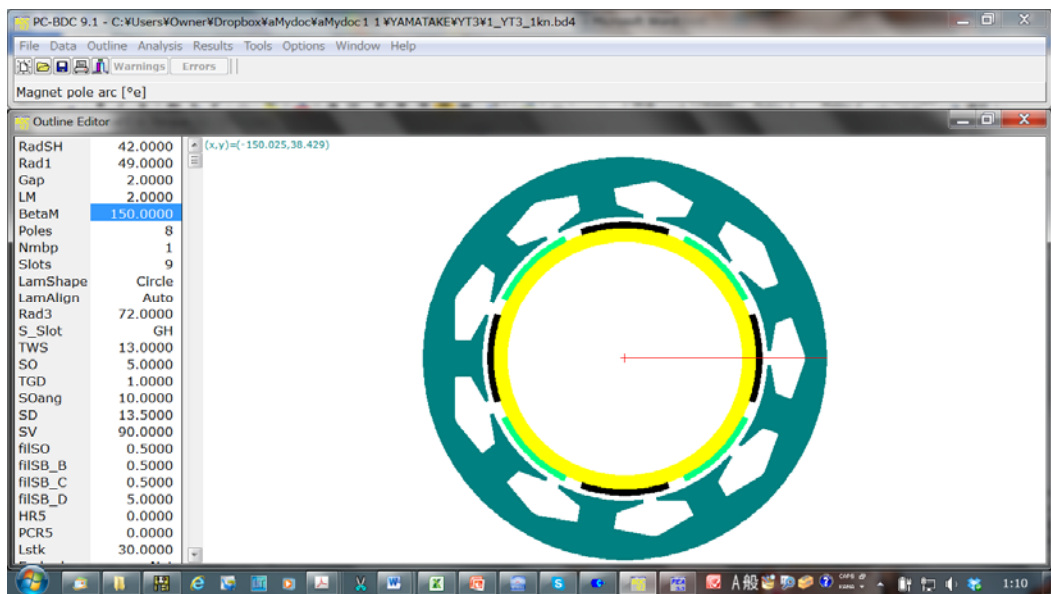
### 3.3 発電機仕様

発電機の仕様としては、軸流水車の外形寸法、設計機械出力および定格回転数を満足すること、コギングトルクを少なくし、EMF波形を正弦波にすることである。なお、モータ極数を、8極にした理由として、比較的ステータを小型に出来ること、回転速度がインバータ周波数にてコントロール可能なこと、コギングトルクが少なくできることがあげられる。

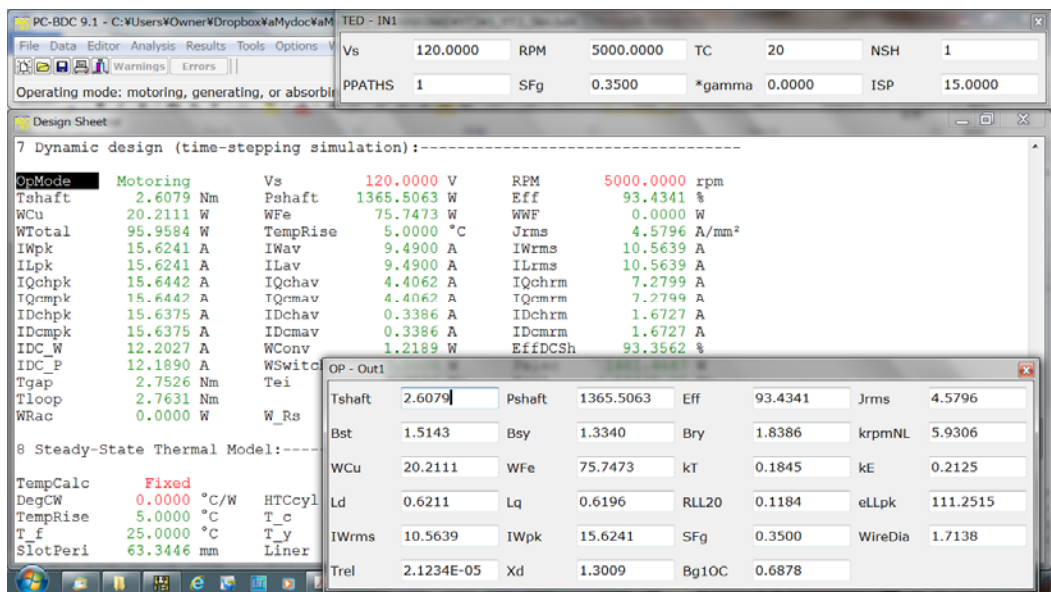
Table 3.3 に発電機の仕様、Fig 3.4 に発電機の解析結果を示す。

Table 3.3 : 発電機仕様表

項目	単位	諸元	備考
電源電圧	V	DC 120	
相間抵抗	$\Omega$	0.11	U-V間(周囲温度 20°C)
インダクタンス	mH	0.38	d軸、q軸 換算
定格電流	A	4.1	
定格出力	kW	1.25	
定格回転数	rpm	5000	
定格トルク	N·m	2.5	
トルク定数	(N·m)/A	0.18	
逆起電圧定数	V/ω	0.21	
極数		8	
位置センサ	P/R		インクリメンタルエンコーダ



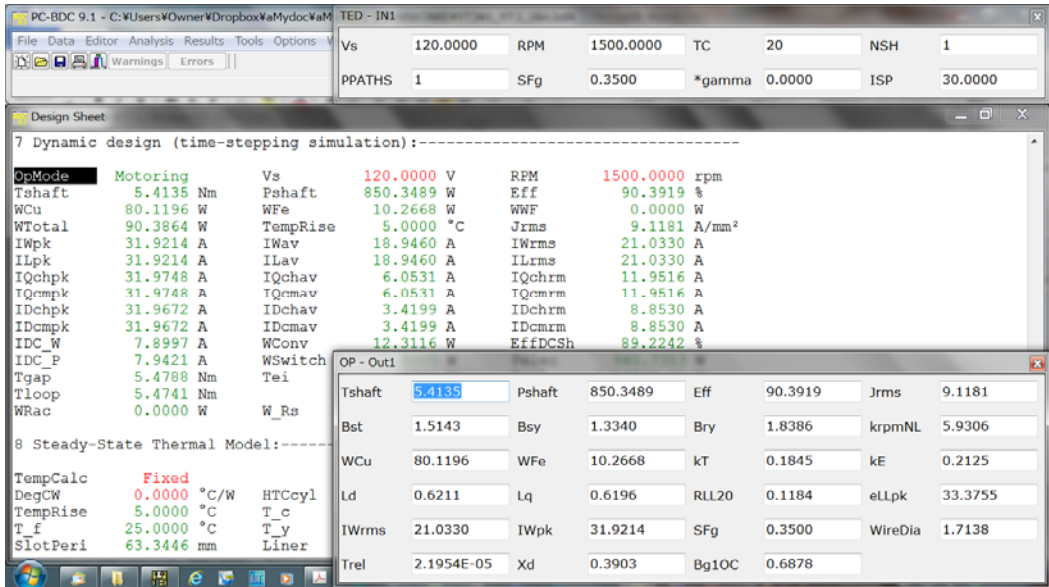
(1) 寸法形状



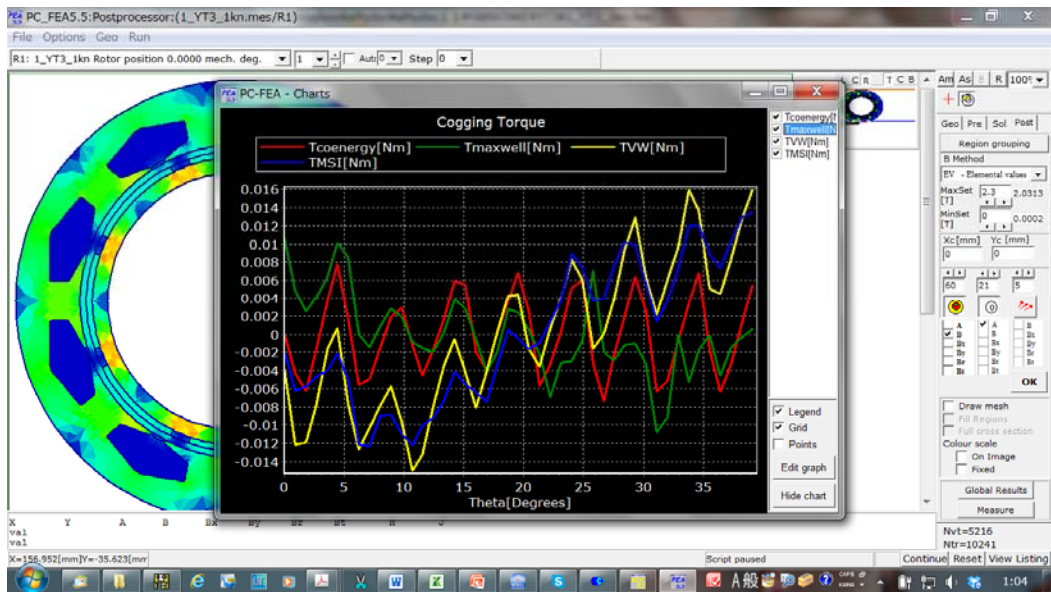
(2) モータ特性



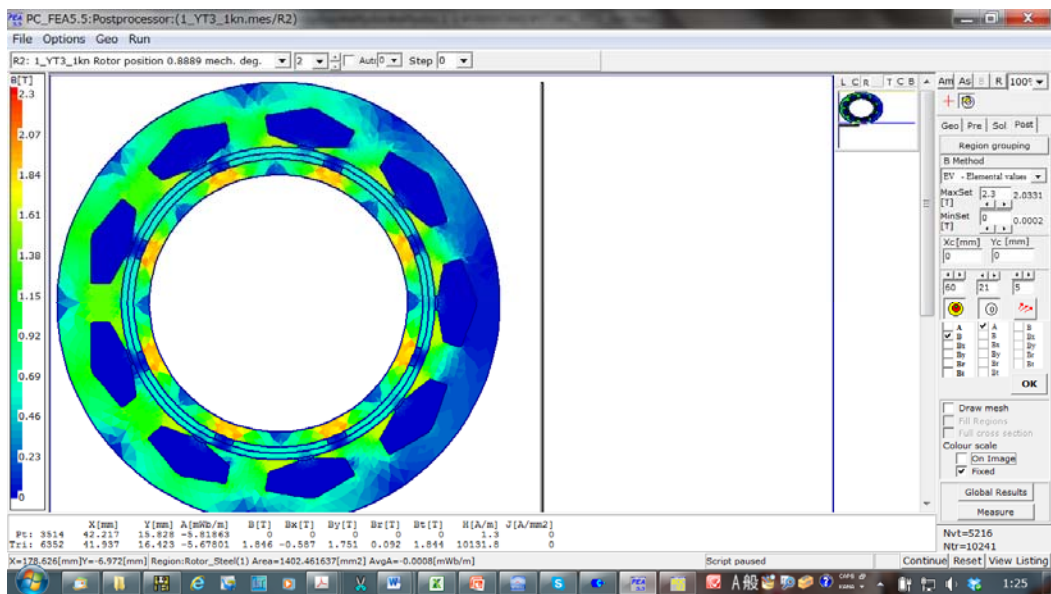
( 3 ) EMF 波形



( 4 ) 出力特性



(5) コギングトルク



(6) 電磁場解析

Fig 3.4 : 発電機解析結果

### 3.4 静翼駆動部仕様

流量を制御する範囲を拡大するために、連続的に静翼のピッチ角を変える機構がある、各静翼についてモータをそれぞれ配置して動かしている。その理由としては、本来、製品化の時は製品コストを抑えるため、1個のモータでリンク機構により全静翼を駆動させるが、今回は、理論検証が主目的なため、リンク機構による誤差を排除するため、この方式を採用した。

静翼駆動部は、モータとモーションコントローラで構成され、モータには、減速機およびインクメンタルエンコーダが搭載されている。モーションコントローラは、流量制御コントローラの DSP ボードからの位置指令を通信 (RS-232C) で受信し、モータを位置制御をするとともに、DSP ボードに対して、現在位置を送信する。

静翼を駆動するモータを選定するために最大トルクを求める。

まずは、静翼前後にかかる圧力による開度維持に必要なトルクを求める。静翼の回転軸は翼のほぼ中央となるため、静翼前後にかかる圧力差による回転軸周りのトルクは 0 となるはずであるが、今回は翼の片側にかかる圧力差によってトルクを算出する。なお、算出に当たっては翼断面を平板として取り扱う。平板翼とみた静翼にかかるトルクは(3.7)式により算出される。

$$T = \int_0^{R_1} r (\Delta P dA) \quad (3.7)$$

ここに、 $r$  は静翼におけるハブの端面から径方向の距離、 $\Delta P$  は差圧 (常用差圧として 30kPa を想定)、 $dA$  は微小面積を表す。さらに、微小面積  $dA$  はハブの端面から流路までの距離 22mm を  $a$  とすると、(3.7)式は、(3.8)式にて表される。

$$T = \int_0^{R_1} \Delta P a r^2 dr = \frac{a \Delta P R_1^3}{3} \quad (3.8)$$

ここに、 $R_1$  は翼弦の長さの半分 (15mm) とする。以上より、開度維持に必要なトルクは、(3.9)式にて表される。

$$T = 7.425 \text{E-}05 \text{ [Nm]} = 0.07425 \text{ [mNm]} \quad (3.9)$$

また、静翼回転軸シール用 O リングの摺動抵抗は、データシートより 27.0743 [mNm] となり、流体からかかるトルクと O リングの摺動抵抗を合計すると、27.14855 [mNm] と算出できる。

モータ+減速機による出力トルクは、データシートより、(3.10)式となる。

$$T_M = 0.8 * 141 = 112.8 \text{ [mNm]} \quad (3.10)$$

必要トルクからはより小さな減速比のギアヘッドを選択できるが、モータドライバが安定的に速度制御できる回転数が 250 [rpm] 以上であるため、あまり大型にならない 141:1 ギアヘッドを採択した。

Table 3.4 に静翼駆動部の仕様を示し、Fig 3.5 に静翼の概要図を示す。

Table 3.4 : 静翼駆動部仕様表

項目		単位	諸元	備考
モータ	最大トルク	mN·m	0.8	
ギアヘッド	減速比		141:1	
位置センサ	分解能	P/R	4096	インクリメンタルエンコーダ



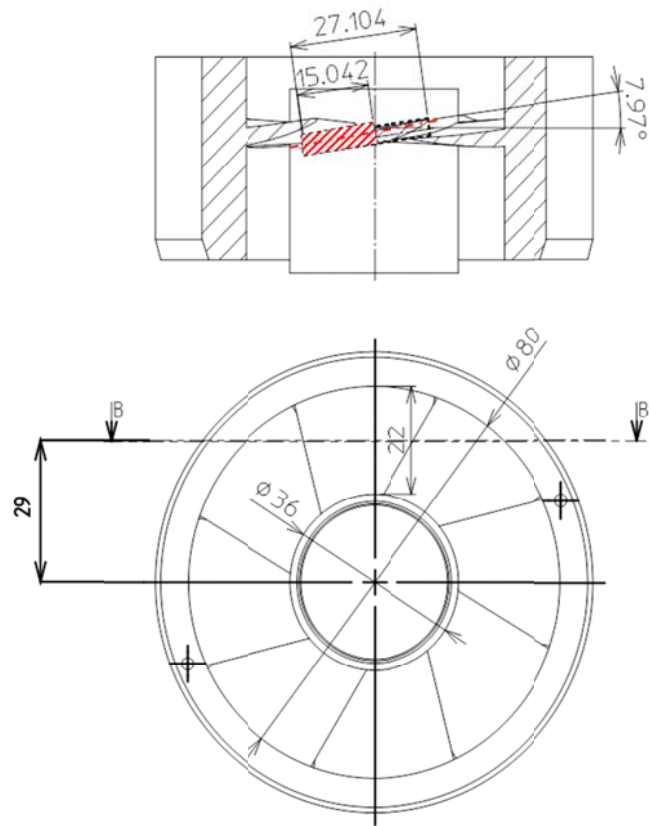


Fig 3.5 : 静翼概要図

## 第4章 実験設備

### 4.1 実験設備の構成

実験設備では、原理試作品を無次元化するための予備実験および各種手法の検証実験を実施する。

実験設備は、流量設備と流量制御コントローラから構成される。流量設備は、タンク、ポンプ、バイパス制御バルブ、2次制御バルブなど、流体を流すための設備と電磁流量計、差圧計など計測をする設備から構成される。流量制御コントローラは、流量推定演算、機械出力最大化制御演算、流量制御演算、軸流水車発電機制御およびシーケンス制御などの各種制御をするコントローラ装置と軸流水車発電機を駆動するインバータから構成される。Fig4.1 に実験設備の構成を示す。

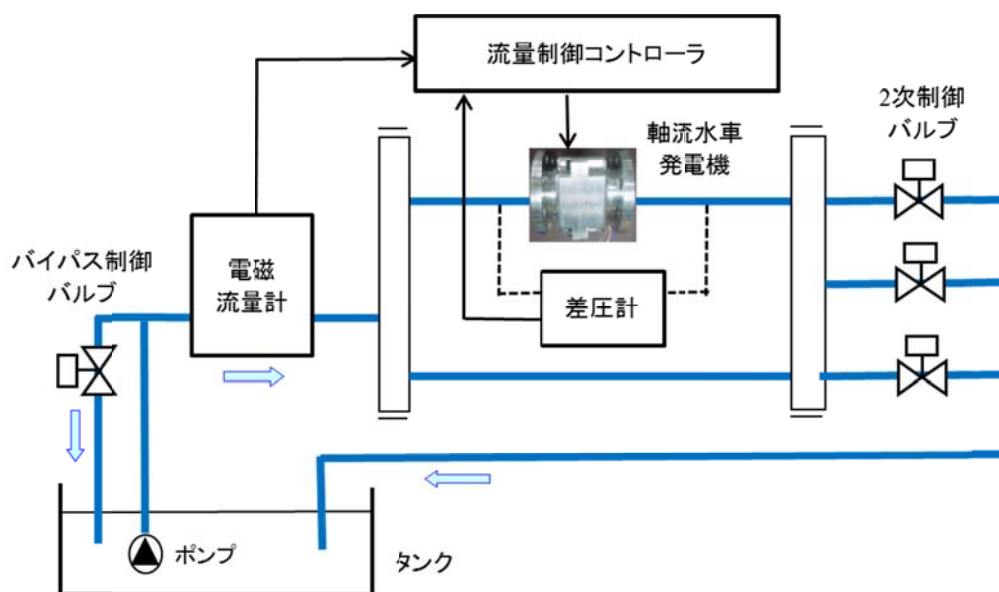


Fig 4.1 : 実験設備構成図

## 4.2 流量設備

流量設備は、タンク、ポンプ、バイパス制御バルブ、2次制御バルブなどの流体を流すための設備と、電磁流量計、差圧計など計測をするための設備から構成される。

流体を流すための設備において、タンクは循環水を蓄え、ポンプは全動力でタンクにある循環水を原理試作品が設置されている管路までくみ上げ、バイパス制御バルブは流用設備配管系に故障ができたときに循環水をバイパスさせるために使用される。2次制御バルブは、無次元化のための予備実験の時に開度を調整して、原理試作品にかかる差圧を調整するために使用される。

計測をする設備において、電磁流量計は原理試作品に流れる実流量を計測し、予備実験における軸流水車特性の無次元化と流量推定手法の流量推定誤差を検証するために使用される。差圧計は、原理試作品にかかる差圧を計測し、予備実験における軸流水車特性の無次元化と原理試作品のフェールセーフとして許容差圧を監視するために使用される。Table4.1 にポンプ、電磁流量計、差圧計の仕様を示し、Fig4.2 に流量設備の構成を示す。

Table4.1 ; ポンプ・電磁流量計・差圧計仕様表

項目	単位	仕様
ポンプ	定格ヘッド	m 82
	定格流量	L/min 3000
電磁流量計	定格流量	m <sup>3</sup> /h 282.7
	定格精度	%FS ±0.5
差圧計	定格差圧	kPa 100
	定格精度	%FS ±0.1

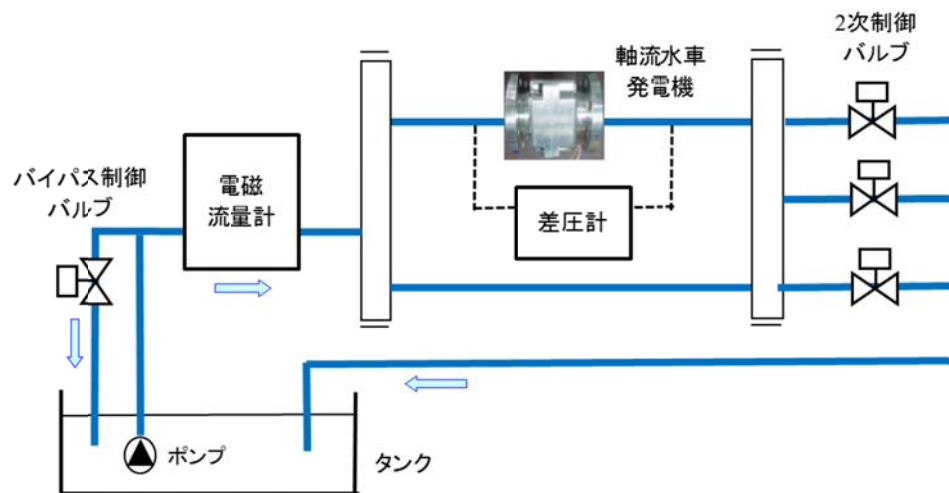


Fig4.2 : 流量設備構成図

電磁流量計および差圧計の測定値は、設置場所により異なってくるので、実験の再現性のために、Fig4.3に電磁流量計および差圧計の設置場所を示す。

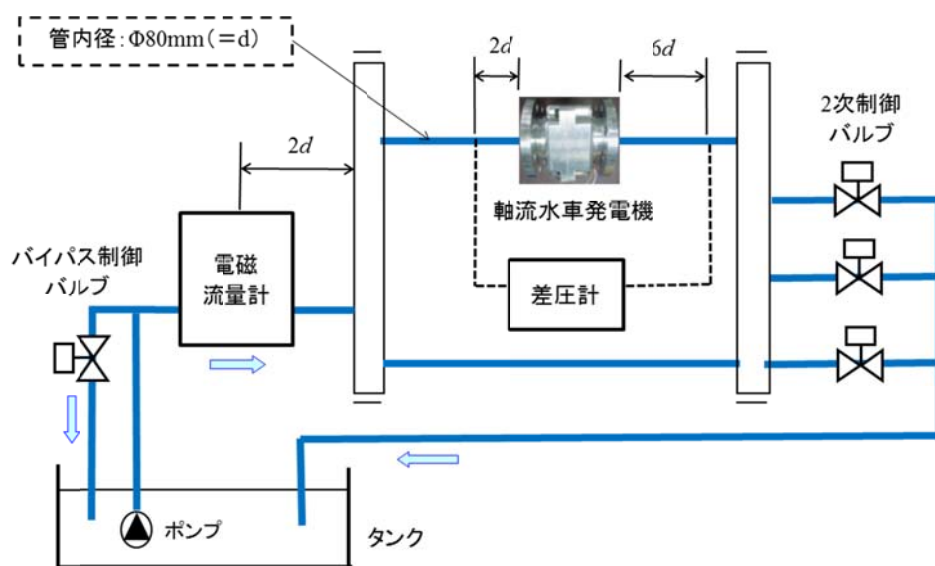


Fig4.3 : 電磁流量計・差圧計設置場所

## 4.3 流量制御コントローラ

流量制御コントローラは、DSP ボード、PE ボード、AD ボード、設定・表示ボードなどによる制御のために使用されるコントローラ装置と軸流水車発電機を駆動するインバータから構成される。

コントローラ装置において、DSP ボードは流量推定演算、機械出力最大化制御演算、流量制御演算、軸流水車発電機のベクトル制御によるトルク制御・速度制御、静翼のピッチ角度制御、流量制御コントローラ全体のシーケンス制御およびインバータの制御をしている。PE ボードは、DSP ボードからの指令に従い、インクリメンタルエンコーダからロータの磁極位置を検出して、インバータを制御する。AD ボードは、電磁流量計、差圧計の信号および設定・表示ボードからのアナログ信号を入力して AD 変換をして、デジタル値を DSP ボードに送る。設定・表示ボードは、ボリュームで各種パラメータを設定し、スイッチでシーケンスを設定し、LED でシーケンスを表示する。

インバータは、PE ボードからの指令従い、軸流水車発電機に 3 相電力を供給し駆動させる。本研究において軸流水車発電機は、常に回生状態で駆動されているため、回生運転が可能なインバータを用いて、回生電力は、抵抗器で外部に熱として逃がしている。

Table4.2 に流量制御コントローラの仕様を示し、Fig4.4 に流量制御コントローラの構成を示す。

Table4.2 : 流量制御コントローラ仕様表

ボード名	仕様			
CPU ボード	CPU			TMS320C6713-225
	更新周期	トルク制御	kHz	15
		速度制御	kHz	1
		流量推定演算	kHz	1
		機械出力最大化制御	kHz	1
		流量制御	kHz	1
	通信	機能		RS-232C モーションコントローラの制御
LED	機能		ドライバーエラー発生 モーションコントローラ通信エラー 発電機速度・トルクエラー	
PE ボード	PWM出力	変調方式		電圧形空間ベクトル変調
		デッドタイム	$\mu s$	4
		キャリア周波数	kHz	15
		分解能	bit	12
	AD入力	分解能	bit	12
		入力フィルタ カットオフ周波数	kHz	54
		入力インピーダンス	k $\Omega$	10
	入力信号		U相電流・V相電流 UV間電圧・WV間電圧 各アナログ入力設定	
ABZカウンタ	分解能	P/R	4096	
	エンコーダ		インクリメンタルエンコーダ	
	入力信号		ベクトル制御のための磁極位置検出	
AD ボード	AD入力	分解能	bit	14
		入力フィルタ カットオフ周波数	kHz	95
		入力インピーダンス	k $\Omega$	10.2
		入力信号		流量 差圧
設定・表示 ボード	ボリューム			パラメータ設定
	スイッチ			動作モード・シーケンス設定
	LED			シーケンス表示
インバータ	入力	定格電圧	V	AC 200
		定格電流	A	AC 3.2
	出力	定格容量	kVA	1
		定格電流	A	AC 2.88rms
	センサ	U相電流・W相電流	A	$\pm 6.25$
		UV間電圧・WV間電圧	V	$\pm 500$

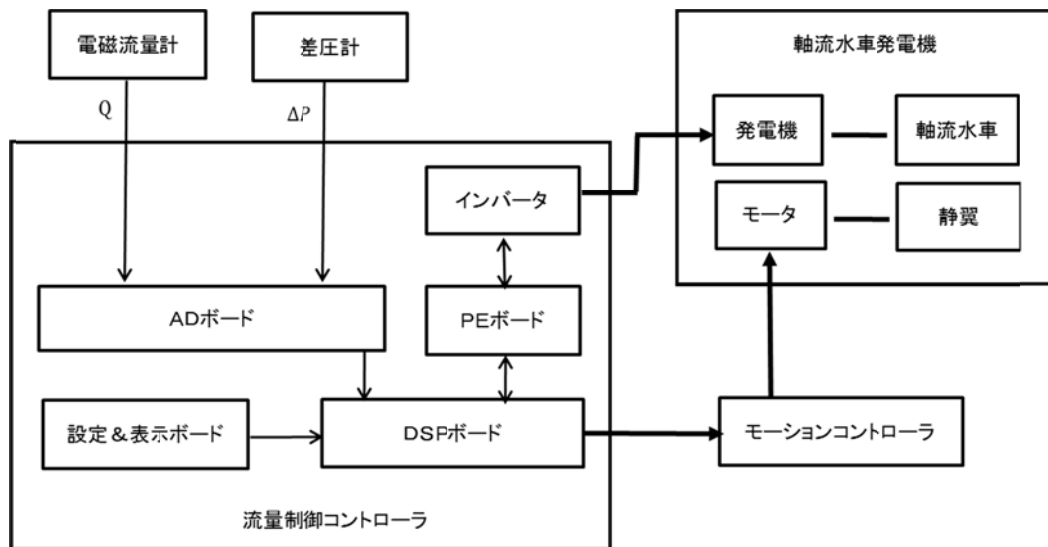


Fig4.4 : 流量制御コントローラ構成図

# 第5章 流量制御システム

## 5.1 流量制御システムの構成

流量制御システムは、システムのコストダウンおよび信頼性向上のために流量センサを不要とする軸流水車発電機のトルク、角速度および静翼のピッチ角度から流量をリアルタイムに推定する流量推定部、無給電化を考えると少しでも多くの機械出力を得るために、流量目標値におけるポンプの吐出圧力との動作点において、機械出力が最大になる軸流水車発電機の角速度、静翼のピッチ角度に制御する機械出力最大化制御部、そして、その後にポンプの吐出圧力や管路の状況が変化しても、流量目標値に追従させるための流量制御部から構成される。Fig5.1に流量制御システムのフローチャートを示し、Fig5.2に流量制御システムのブロック図を示す。

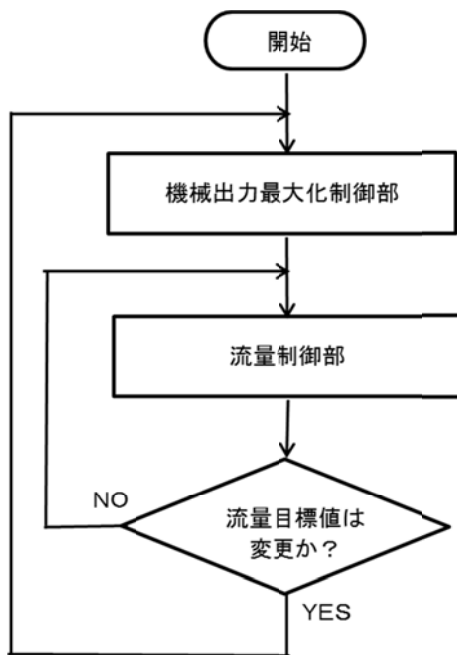


Fig5.1 : 流量制御システムフローチャート



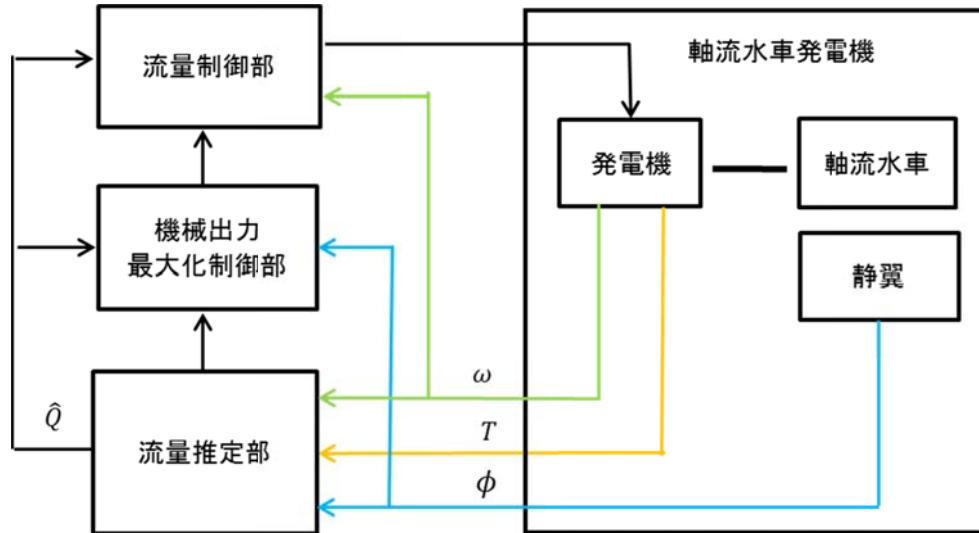


Fig5.2 : 流量制御システムブロック図

## 5.2 流量推定手法

流量推定手法については、軸流水車発電機のトルクと角速度から流量を推定する方法<sup>[20] [21]</sup>は提案されているが、課題として流量推定及び流量制御の範囲の向上の必要性が報告されている。そこで、本研究では、流量推定範囲を向上させるために、軸流水車発電機の上流側に設置している静翼のピッチ角度を変化させることで実現する。

静翼のピッチ角度を変化させると流路の開口面積が変わり軸流水車での圧力損失が変化するため、その結果として流量を変えることができる。静翼のピッチ角度を変化させると、静翼を含めた軸流水車の全体の特性が変化するため、本章では、軸流水車発電機のトルクと角速度に静翼のピッチ角度のパラメータを追加した流量推定手法について提案し、さらなるメリットを下記に述べる。

一般的に流量は、管路の差圧を利用することや、管路に電熱線を置いて流体によって奪われる熱量を利用することや、管路内の障害物の後方に生じるカルマン渦を利用することや、管路外から超音波を加えドップラー効果を利用することや、導電性の流体に限られるが電磁誘導を利用することおよび管路を一定振動数で振動させると発生するコリオリ力を利用することで測定できるが、どの方式も、流量を測定（推定）ための専用のセンサが必要となる。

しかし、本研究で提案する流量推定手法は、流量を制御するために必要となる、静翼のピッチ角度、軸流水車発電機のトルクおよび角速度を利用して、流量の推定ができるため、流量を測定（推定）ための専用のセンサが不要なく、システムのコストダウン、信頼性向上に貢献できるメリットがある。

## 5.2.1 流量推定手法 1

無次元された変数の導出であるが、引用文献[20] [21]において説明されているような、 Buckingham の  $\pi$  定理<sup>[29] [30]</sup>を適用し次元解析を行う。流量、トルク目標値、角速度に注目し次元解析を行うと(5.1)式および(5.2)式のような無次元パラメータを定義することができる。 $\pi_q$  は無次元流量、 $\pi_t$  は無次元トルク、 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] は流体の密度、 $d$  [m] は軸流水車の直径、 $T$  [Nm] はトルクを表す。

$$\pi_q = \frac{Q}{d^3\omega} \quad (5.1)$$

$$\pi_t = \frac{T}{\rho d^5\omega^2} \quad (5.2)$$

無次元化解析のための予備実験として、各ピッチ角度ごとに、無次元トルクと無次元流量の関係が均等になるように軸流水車発電機の回転数および2次バイパス弁の開度を操作して、配管に設置されている電磁流量計で流量を、差圧計で差圧を計測する

Fig5.3 に(5.1)式および(5.2)式により算出した、ピッチ角度ごとの無次元トルクと無次元流量の関係を示す。

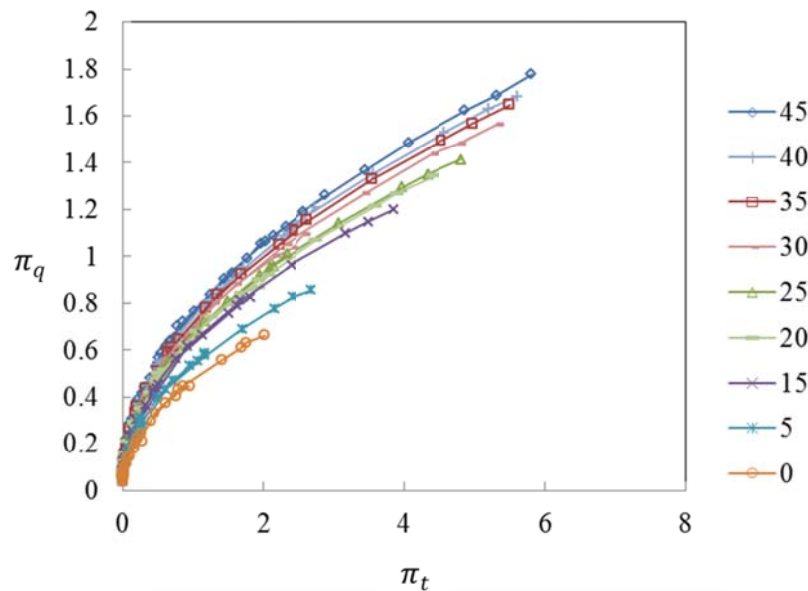


Fig5.3 : 無次元トルク－無次元流量特性図

無次元化された変数の間には角速度によらず成り立つ関係があり，一つの変数が既知のとき，他の変数を求めることができるので軸流水車発電機のトルクを既知の変数として流量を推定する。一般的な軸流水車発電機の性能は1本の曲線になるのが普通であるが，原理試作品においては低  $Re$  数の領域の流れとなっているため，Fig5.3 に示す通り，静翼のピッチ角度に依存性がある。無次元トルク，無次元流量と静翼のピッチ角度の関係を一つのモデルで表現するために，3次元曲面で表現したグラフを Fig5.4 に示す。

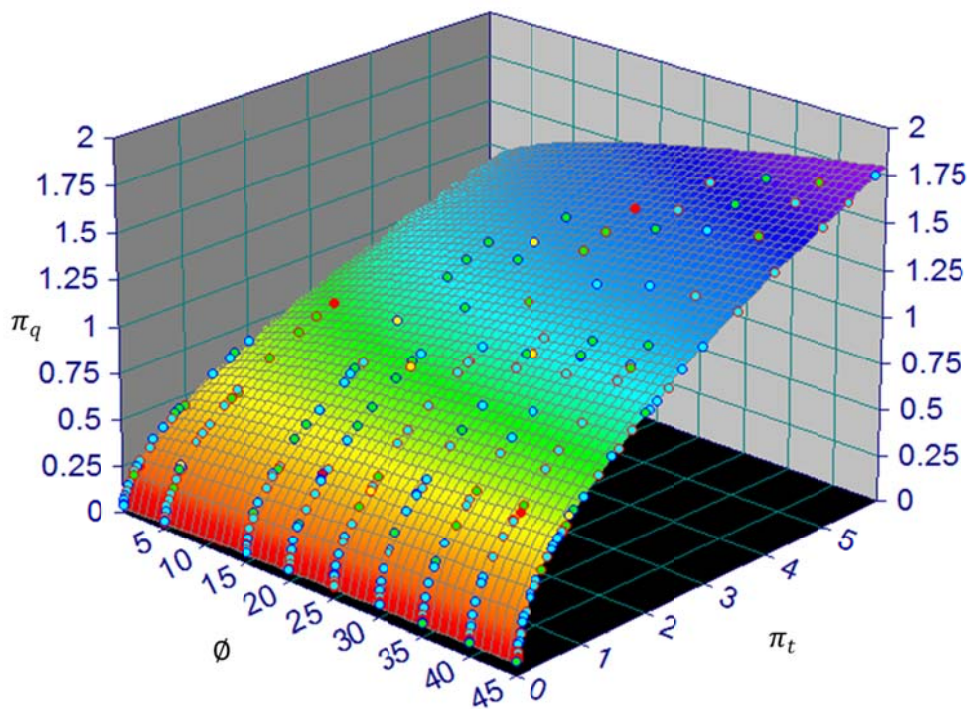


Fig5.4 : 3次元曲面グラフ

Fig5.4 のグラフは、最適なフィッティング関数及び係数を求めることができる 3D フィッティング専用ソフトウェア Tablecurve3D により与えられる、近似 3 次元曲面関数の集合の中で、実験結果の各動作点を最も良くフィッティングする関数として(5.3)式を選定した。Table5.1 に近似 3 次元曲面関数の選定理由を示し、Table5.2 に (5.3)式の係数を示す。

Table5.1 : 近似 3 次元曲面関数選定理由

統計指標		選定理由	
名称	略称	数値	理由
決定係数	$r^2$	0.99959861	関数の集合の中で、1に最も近い値
自由度調整済み決定係数	DF Adj $r^2$	0.99958998	関数の集合の中で、1に最も近い値
平均二乗誤差	FitStdErr	0.008839406	関数の集合の中で、0に最も近い値
F統計量	Fstat	139460.43	関数の集合の中で、最も大きい値

(5.3) 式を用いることで無次元トルク  $\pi_t$  と静翼のピッチ角度から無次元流量  $\pi_q$  を演算することができる。

$$\pi_q = a + b\phi^c + d\pi_t^e + f\phi^c\pi_t^e \quad (5.3)$$

Table5.2 : 3 次元曲面関数係数表

係数	フィッティング結果	係数	フィッティング結果
a	0.021508943	d	0.444723652
b	0.004608494	e	0.511361722
c	0.586426781	f	0.026720881

そして、演算した無次元流量  $\pi_q$  から、(5.4)式の逆変換により流量推定値  $\hat{Q}$  を求めることができる。Fig5.5 に流量推定手法 1 のブロック図を示す。

$$\hat{Q} = d^3 \omega \pi_q \quad (5.4)$$

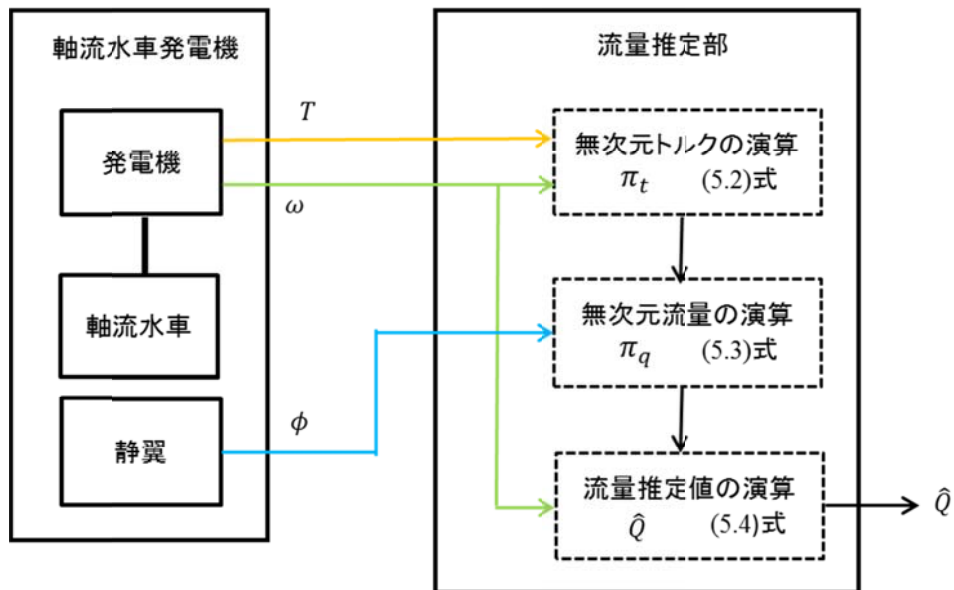


Fig5.5 : 流量推定手法 1 ブロック図

## 5.2.2 流量推定手法2

無次元された変数の導出として、 Buckinghamの $\pi$ 定理<sup>[29] [30]</sup>を適用し次元解析を行う。軸流水車発電機の角速度、流量、機械出力に注目し次元解析を行うと(5.5)式、(5.6)式および(5.7)式のような無次元パラメータを定義することができる。 $n_{ed}$ は速度係数、 $q_{ed}$ は流量係数、 $p_{ed}$ は機械出力係数、 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>]は流体の密度、 $d$  [m]は軸流水車の直径、 $\Delta P$  [Pa]は差圧、 $E$ は比エネルギーで(5.8)式となり、 $n$  [1/s]は速度周波数で(5.9)式となる。

$$n_{ed} = \frac{nd}{\sqrt{E}} \quad (5.5)$$

$$q_{ed} = \frac{Q}{d^2\sqrt{E}} \quad (5.6)$$

$$p_{ed} = \frac{P}{\rho d^2(\sqrt{E})^3} \quad (5.7)$$

$$E = \frac{\Delta P}{\rho} \quad (5.8)$$

$$n = \frac{\omega}{2\pi} \quad (5.9)$$

Fig5.6に(5.5)式および(5.6)式により算出した、ピッチ角度ごとの速度係数と流量係数の関係を示す。

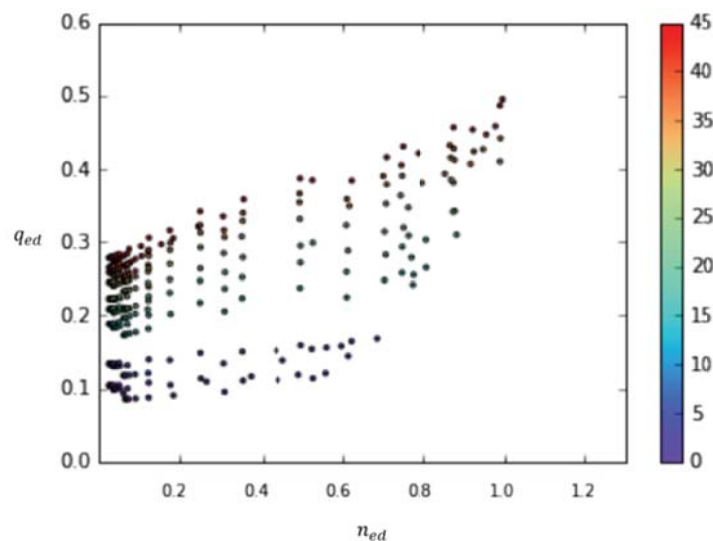
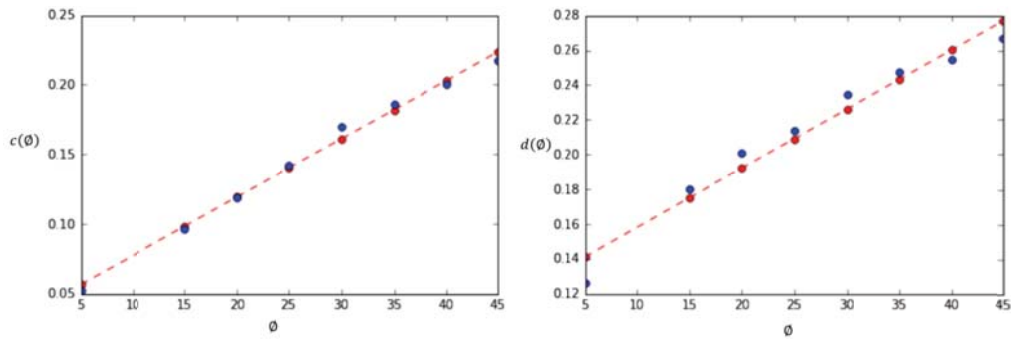


Fig5.6:速度係数－流量係数特性図

また、速度係数と流量係数特性を一次関数と考えた場合の、一次係数とピッチ角度および定数係数とピッチ角度の関係をFig5.7に示す。この場合も、原理試作品においては低Re数の領域の流れとなっているため、Fig5.7に示す通り、静翼のピッチ角度に依存性がある。



(1) ピッチ角度—一次係数特性      (2) ピッチ角度—定数係数特性

Fig5.7 : ピッチ角度—一次係数・定数係数特性図

実験結果から  $q_{ed}$  を近似してみると流量係数関数は(5.10)式になり、流量係数関数の一次係数関数は(5.11)式になり、定数関数は(5.12)式になる。(5.11)式および(5.12)式の係数をTable5.3に示す。

$$q_{ed} = c(\phi)n_{ed} + d(\phi) \quad (5.10)$$

$$c(\phi) = c_1\phi + c_0 \quad (5.11)$$

$$d(\phi) = d_1\phi + d_0 \quad (5.12)$$

Table5.3 : 速度係数関数係数表

係数	フィティング結果	係数	フィティング結果
c1	0.00417769	d1	0.003394986
c0	0.035724712	d0	0.124218033



Fig5.8に(5.5)式および(5.7)式により算出した、ピッチ角度ごとの速度係数と機械出力係数の関係を示す。

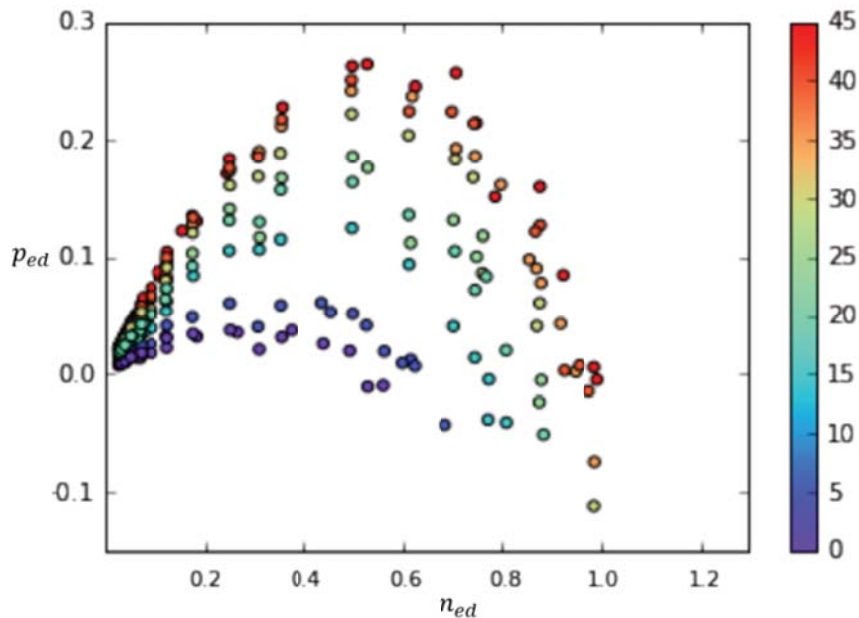
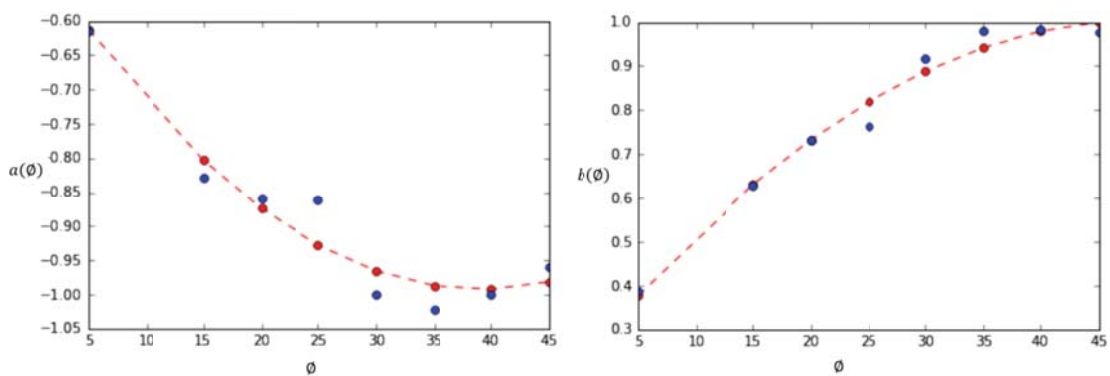


Fig5.8 : 速度係数-機械出力係数特性図

また、速度係数と流量係数特性を2次関数と考えた場合の、2次係数、1次係数とピッチ角度の関係を図5.9に示す。この場合も、原理試作品においては低Re数の領域の流れとなっているため、Fig5.9に示す通り、静翼のピッチ角度に依存性がある。



(1)ピッチ角度-2次係数特性

(2)ピッチ角度-1次係数特性

Fig5.9 : ピッチ角度-2次係数・1次係数特性図

実験結果から  $P_{ed}$  を近似してみると機械出力係数関数は(5.13)式になり、機械出力係数関数の2次係数関数は(5.14)式になり、1次係数関数は(5.15)式になる。

(5.14)式および(5.15)式の係数をTable5.4に示す。

$$p_{ed} = a(\varnothing)n_{ed}^2 + b(\varnothing)n_{ed} \quad (5.13)$$

$$a(\varnothing) = a_2\varnothing^2 + a_1\varnothing + a_0 \quad (5.14)$$

$$b(\varnothing) = b_2\varnothing^2 + b_1\varnothing + b_0 \quad (5.15)$$

Table5.4 : 機械出力数関数係数表

係数	フィティング結果	係数	フィティング結果
a2	0.000326504	b2	-0.000325762
a1	-0.025540621	b1	0.031855288
a0	-0.493204077	b0	0.225932717

(5.5)式を比エネルギーEについて解くと(5.16)式となる

$$E = \left(\frac{nd}{n_{ed}}\right)^2 \quad (5.16)$$

機械出力PをトルクTと速度周波数nで表すと(5.17)式となる

$$P = T\omega = T(2\pi n) \quad (5.17)$$

(5.7)式を機械出力Pについて解くと(5.18)式となる

$$P = \rho d^2 p_{ed} (\sqrt{E})^3 \quad (5.18)$$

(5.17)式と(5.18)式を結合すると(5.19)式になり機械出力係数  $P_{ed}$  について解くと(5.20)式となる

$$\rho d^2 p_{ed} (\sqrt{E})^3 = T(2\pi n) \quad (5.19)$$

$$p_{ed} = n_{ed}^3 \left(\frac{2\pi T}{\rho d^5 n^2}\right) \quad (5.20)$$

(5.20)式のかっこをKと置くと(5.21)式になる

$$K = \frac{2\pi T}{\rho d^5 n^2} \quad (5.21)$$

(5.20)式と(5.21)式を(5.13)式に代入して速度係数 $n_{ed}$ について整理すると(5.22)式になる

$$Kn_{ed}^3 - a(\phi)n_{ed}^2 - b(\phi)n_{ed} = 0 \quad (5.22)$$

速度係数 $n_{ed}$ は、0でないので、(5.22)式を速度係数 $n_{ed}$ で割ると(5.23)式のような2次方程式となり、速度係数 $n_{ed} > 0$ となるのは、 $a(\phi) < 0$ 、 $b(\phi) > 0$ 、 $K > 0$ であることから(5.24)式になる

$$Kn_{ed}^2 - a(\phi)n_{ed} - b(\phi) = 0 \quad (5.23)$$

$$n_{ed} = \frac{a(\phi) + \sqrt{a(\phi)^2 + 4Kb(\phi)}}{2K} \quad (5.24)$$

速度係数 $n_{ed}$ が求まるので、(5.16)式から比エネルギー $E$ を求め、(5.13)式、(5.14)式(5.15)式から流量係数 $q_{ed}$ を求める。

そして、演算した流量係数 $q_{ed}$ から、(5.6)式の逆変換により求められた(5.25)式より流量推定値 $\hat{Q}$ を求めることができる。Fig5.10に流量推定手法2のブロック図を示す。

$$\hat{Q} = d^2 \sqrt{E} q_{ed} \quad (5.25)$$

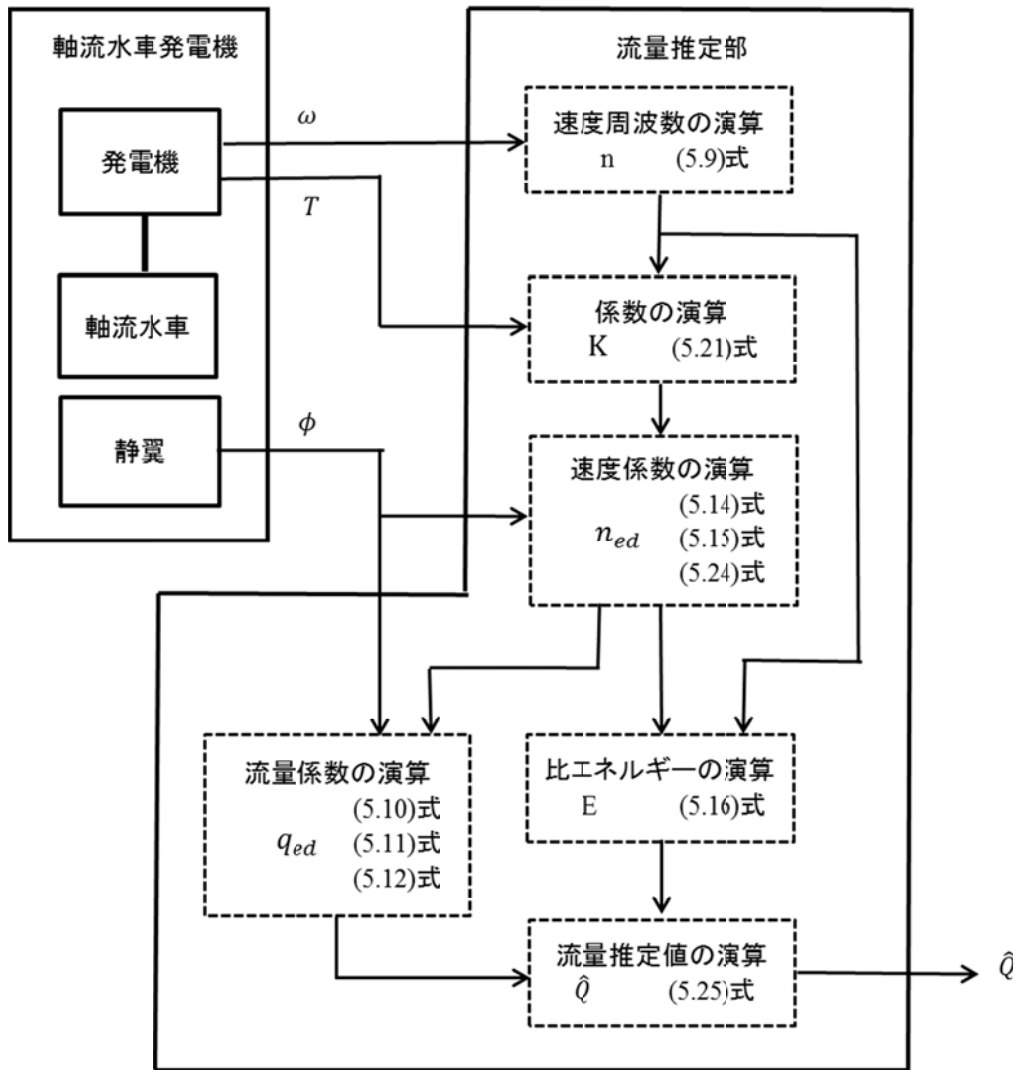


Fig5.10 : 流量推定手法2ブロック図

## 5.3 機械出力最大化制御手法

機械出力最大化制御手法は、流量目標値におけるポンプの吐出圧力との動作点において、機械出力が最大になる軸流水車発電機の角速度、静翼のピッチ角度に制御する手法である。

本研究で提案する機械出力最大化制御手法は、流量推定手法 2 と同様に、軸流水車発電機の角速度、流量、機械出力に注目し次元解析を行い、速度係数、流量係数、機械出力係数を定義することで、機械出力最大化関数が決まり、この関数に静翼の静翼のピッチ角度と流量目標値を入力することで、機械出力が最大になる軸流水車発電機の角速度が計算できるのでこの方式を採用した

### 5.3.1 機械出力最大化関数

機械出力最大化関数とは、ポンプの吐出圧力と流量目標値の動作点において、差圧に関係なく、流量目標値と静翼のピッチ角度より機械出力が最大となる角速度を演算する関数である。

(5.5)式を比エネルギーについて置き換えると(5.26)式となる

$$\frac{n_{ed}}{nd} = \frac{1}{\sqrt{E}} \quad (5.26)$$

(5.6)式を比エネルギーについて置き換えると(5.27)式となる

$$\frac{q_{ed}d^2}{Q} = \frac{1}{\sqrt{E}} \quad (5.27)$$

(5.26)式と(5.27)式を結合すると(5.28)式となり、 $n$ について解くと(5.29)式となる

$$\frac{n_{ed}}{nd} = \frac{q_{ed}d^2}{Q} \quad (5.28)$$

$$n = \frac{n_{ed}Q}{q_{ed}d^3} \quad (5.29)$$

機械出力が最大になる条件としては、機械出力係数関数の極大値であり(5.30)式となり、それを  $n_{ed}$  について解くと(5.31)式となる。

$$\frac{dP_{ed}}{dn_{ed}} = 2a(\Phi)n_{ed} + b(\Phi) = 0 \quad (5.30)$$

$$n_{ed} = -\frac{b(\Phi)}{2a(\Phi)} \quad (5.31)$$

(5.10)式、(5.31)式、 $Q$  を流量目標値  $Q_{ref}$  として、(5.29)式に代入して  $n$  について解くと(5.32)式となり、角速度  $\omega$  は(5.33)式となる。

$$n = \frac{b(\Phi)Q_{ref}}{d^3(b(\Phi)c(\Phi) - 2a(\Phi)d(\Phi))} \quad (5.32)$$

$$\omega = 2\pi n \quad (5.33)$$

### 5.3.2 機械出力最大化制御シーケンス

機械出力最大化制御シーケンスとは、現状の動作点から、次の動作点に移行するときに機械出力が最大となる動作点に移行させるための制御シーケンスである。機械出力最大化制御シーケンスは、逐次制御および線形補完制御から構成される。Fig5.11 に機械出力最大化制御シーケンスのブロック図を示す。

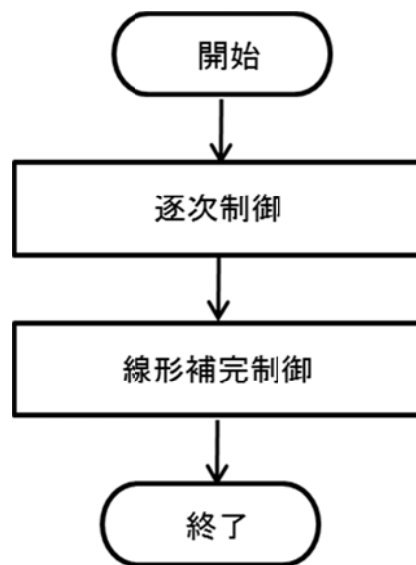


Fig5.11 : 機械出力最大化制御シーケンスブロック図

逐次制御とは、次の動作点のあるピッチ角度の範囲を検索する制御である。STEP1 として、現状のピッチ角度と最大ピッチ角度あるいは最小ピッチ角度の間を分割する。次に STEP2 として分割したピッチ角度と流量目標値を機械出力最大化関数に代入して、そのピッチ角度において機械出力が最大となる角速度を演算する。さらに STEP3 として、静翼をそのピッチ角度に制御し、軸流水車発電機を演算した角速度で制御した時の流量推定値と流量目標値と比較することにより、次の動作点のあるピッチ角度を検出する。次の動作点のあるピッチ角度を検出するまで STEP2 と STEP3 を実行する。Fig5.12 に逐次制御のシーケンスブロック図を示す。

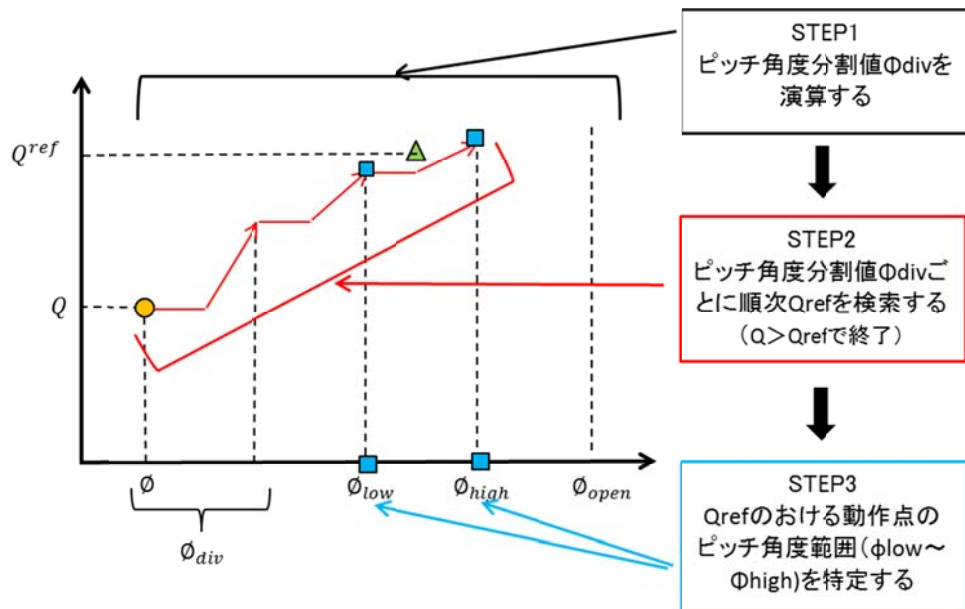


Fig5.12 : 逐次制御シーケンスブロック図



Table5.5 にフローチャートのパラメータ, Fig5.13 に逐次制御のフローチャートを示すが、フローチャート内の初期状態 A とは、流量目標値  $Q_{ref}$  が、移行前の動作点の流量よりも大きい条件であり、初期状態 B とは、流量目標値  $Q_{ref}$  が、移行前の動作点の流量よりも小さい条件を意味する。

Table5.5 : フローチャートパラメータ表

パラメータ	内容	パラメータ	内容
$\Phi_{ref}$	ピッチ角度目標値	$Q_{ref}$	流量目標値
$\Phi$	ピッチ角度現在値	$Q$	流量現在値
$\Phi_{back}$	ピッチ角度過去値	$Q_{back}$	流量過去値
$\Phi_{low}$	ピッチ角度下側値	$Q_{low}$	流量下側値
$\Phi_{high}$	ピッチ角度上側値	$Q_{high}$	流量上側値
$\phi_{close}$	ピッチ角度最小値	$\omega$	角速度現在値
$\Phi_{open}$	ピッチ角度最大値		
$\Phi_{div}$	ピッチ角度分割値		
$\Phi_{div\_n}$	ピッチ角度分割数		

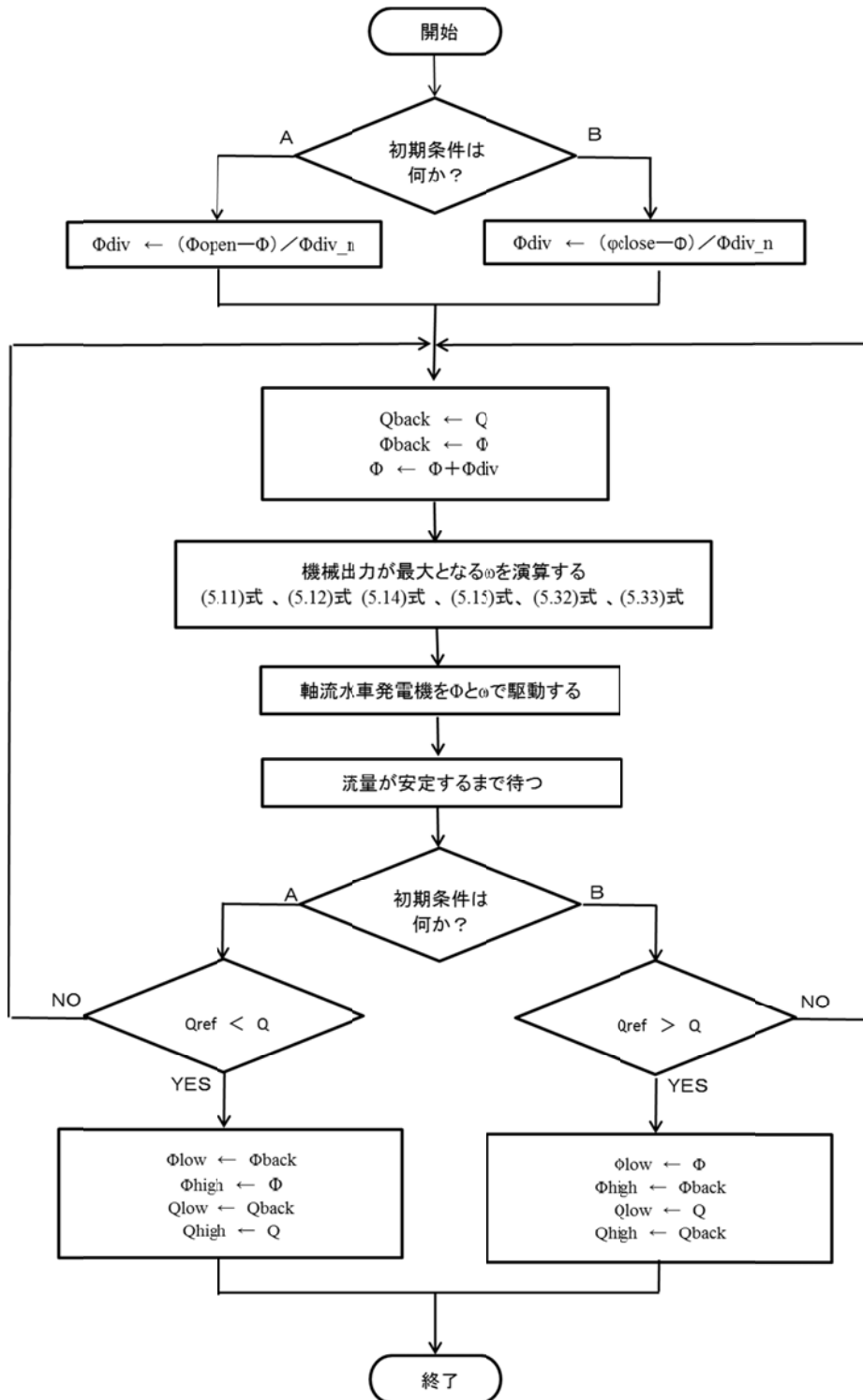


Fig5.13 : 逐次制御フローチャート

線形補完制御とは、逐次制御で動作点あるピッチ角度の範囲が特定された条件で、流量目標値に対して、機械出力が最大になるピッチ角度および角速度を一意に決める制御である。特定された範囲のピッチ角度と流量の関係を線形であるとみなして、(5.34)式に流量目標値  $Q_{ref}$  を代入してピッチ角度目標値  $\Phi_{ref}$  を演算する。そして、流量目標値  $Q_{ref}$  とピッチ角度目標値  $\Phi_{ref}$  を機械出力最大化関数に代入して、ピッチ角度目標値  $\Phi_{ref}$  において機械出力が最大となる角速度目標値  $\omega_{ref}$  を演算し、静翼をピッチ角度目標値  $\Phi_{ref}$  で制御し、軸流水車発電機を角速度目標値  $\omega_{ref}$  で制御する。 Fig5.14 に線形補完制御のシーケンスブロック図を示し、Fig5.15 に線形補完制御のフローチャートを示す。

$$\Phi^{ref} = \left( \frac{\Phi_{high} - \Phi_{low}}{Q_{high} - Q_{low}} \right) (Q^{ref} - Q_{low}) + \Phi_{low} \quad (5.34)$$

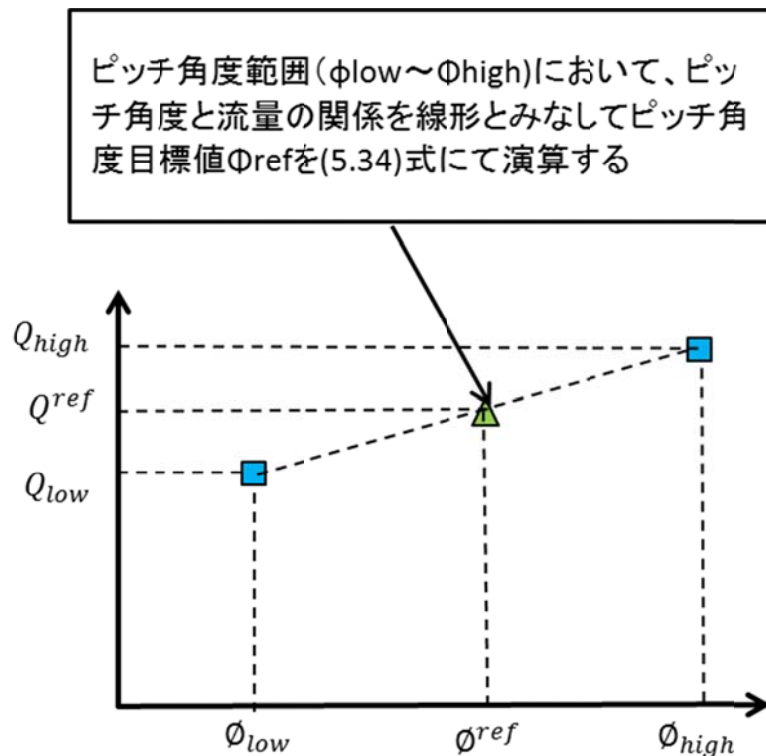


Fig5.14 : 線形補完制御シーケンスブロック図

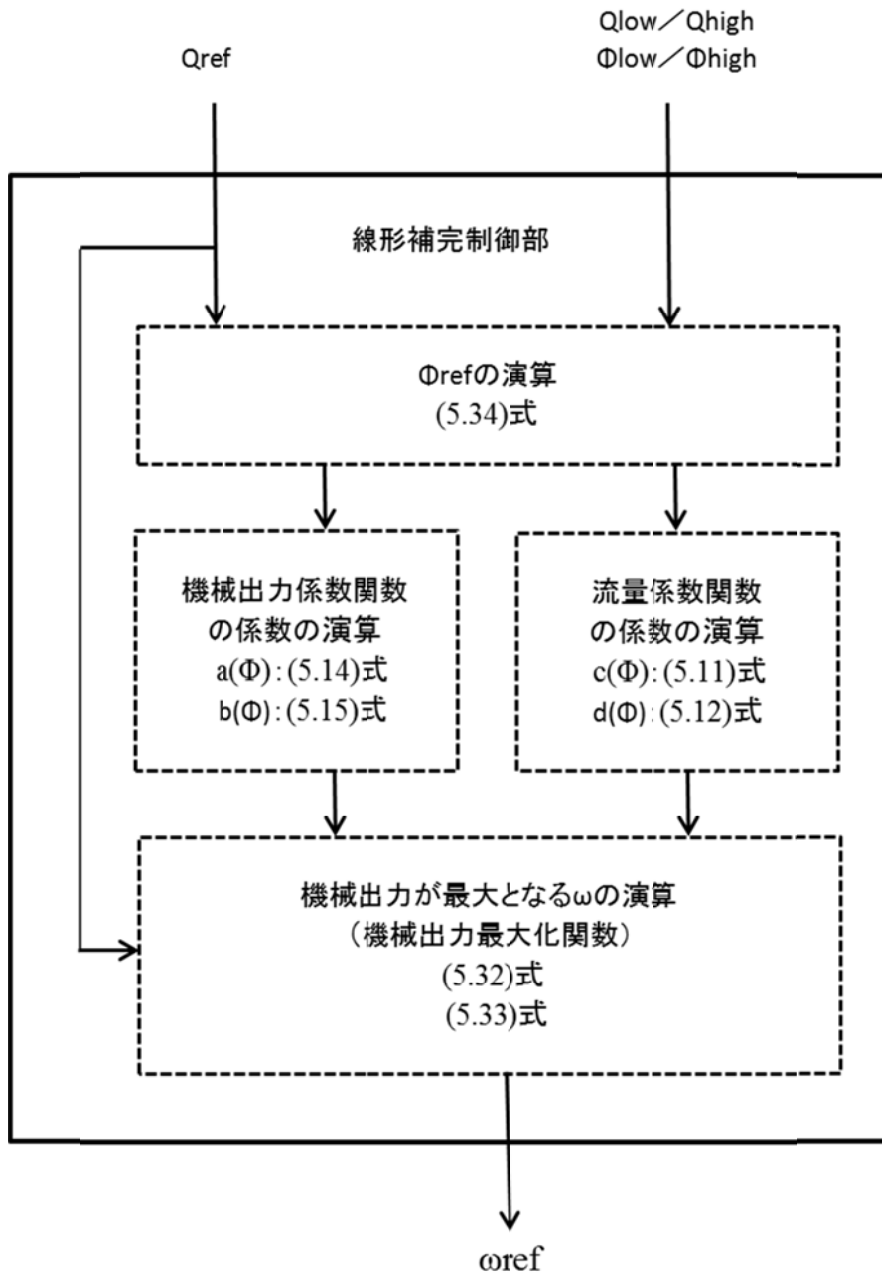


Fig5.15 : 線形補完制御フローチャート

## 5.4 流量制御手法

流量制御手法は、機械出力最大化制御により、ポンプの吐出圧力における流量目標値の動作点において、機械出力が最大となるピッチ角度と角速度で動作された状態の後に、ポンプの吐出圧力や管路の状況が変化しても、流量目標値に追従させるための制御である。

制御方式は、入出力関係が1対1なのでPI制御とし、操作量については、機械出力最大化制御から流量制御をスムーズに移行させるため、機械出力最大化制御での軸流水車発電機の速度制御を継続することが最適と考え、角速度を操作量とした。

流量目標値と流量推定値から(5.35)式のPI制御則により軸流水車発電機の角速度目標値を生成し操作量を角速度として流量を制御する。 $Q^{ref}$  [m<sup>3</sup>/s]は流量目標値、 $\hat{Q}$ は流量推定値、 $\omega^{ref}$  [rad/s]は角速度目標値である。Fig5.16に流量制御のブロック図を示す

$$\omega^{ref} = \left( K_{pi} + \frac{K_i}{s} \right) (Q^{ref} - \hat{Q}) \quad (5.35)$$

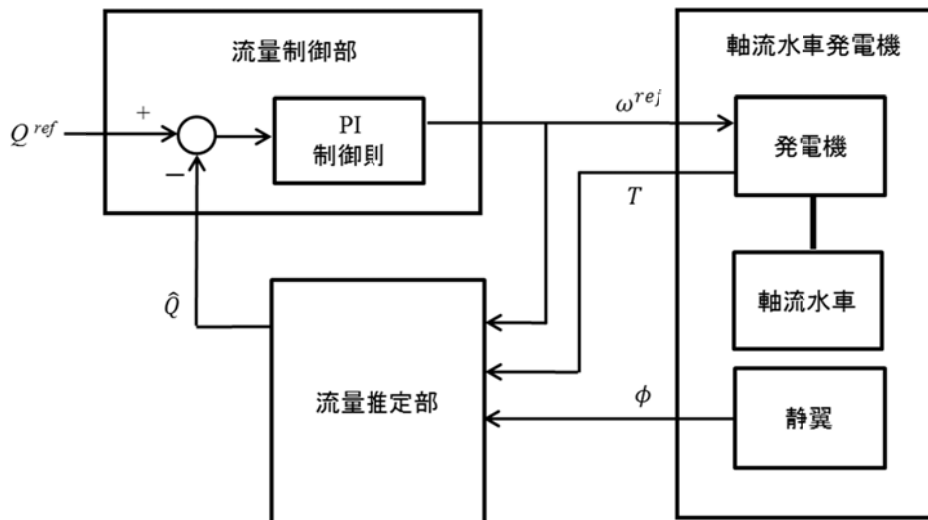


Fig5.16 : 流量制御ブロック図

## 第 6 章 実験結果

### 6.1 流量推定結果

軸流水車発電機のトルク、角速度および流量に注目し次元解析を行った流量推定手法1、軸流水車発電機の角速度、流量および機械出力に注目し次元解析を行った流量推定手法2について実験を実施した。

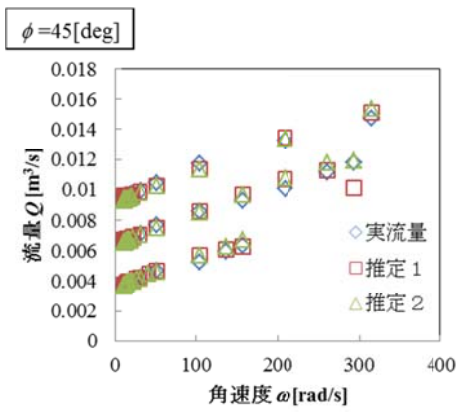
流量推定手法1および流量推定手法2において、流量推定範囲のフルスケールを $0.021\text{m}^3/\text{s}$ として、Table6.1に流量推定誤差の平均値、標準偏差と最大値を比較した結果を示し、Fig6.1にピッチ角度ごとの角速度と実流量値と流量推定値の特性を示し、Fig6.2に流量推定精度と流量の関係を示す。

機械出力最大化制御手法および流量制御手法で適用する流量推定手法は、流量推定誤差の平均値が小さく、標準偏差も小さい流量推定手法1とする。

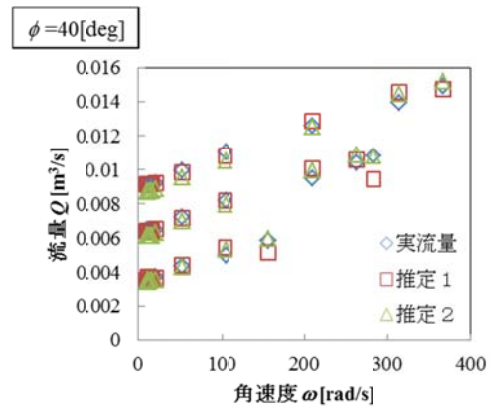
流量推定手法1で、流量推定誤差が大きいところがあるが、トルクが $0.01\text{N}\cdot\text{m}$ 以下と非常に小さく、実験における軸流水車発電機のトルクは $0.1\text{N}\cdot\text{m}$ 以上なので流量制御手法1を適用することに問題ない。

Table6.1：流量推定誤差比較表

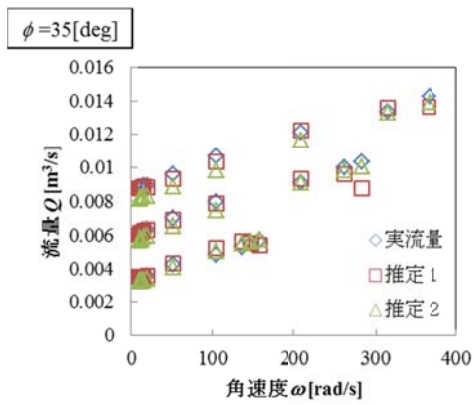
	流量推定手法1	流量推定手法2
平均値(%FS)	0.68	1.62
標準偏差(%FS)	1.05	1.55
最大値(%FS)	7.87	6.53



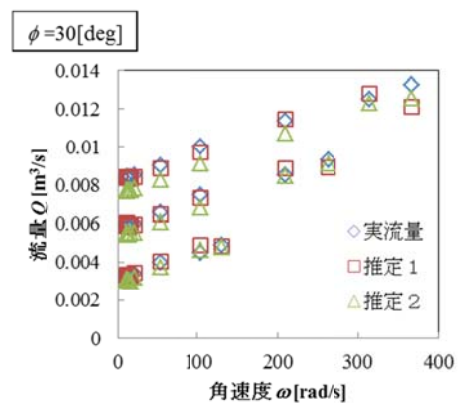
(1) ピッチ角度 :  $45^\circ$



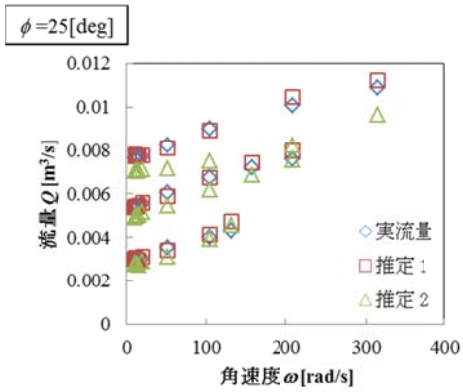
(2) ピッチ角度 :  $40^\circ$



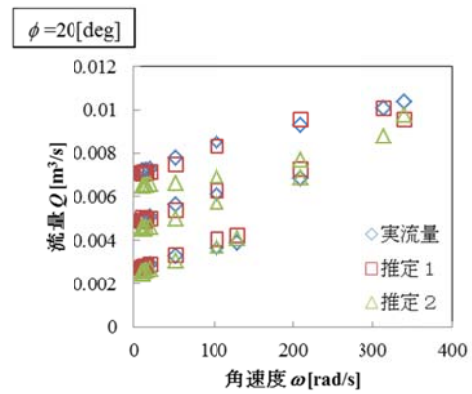
(3) ピッチ角度 :  $35^\circ$



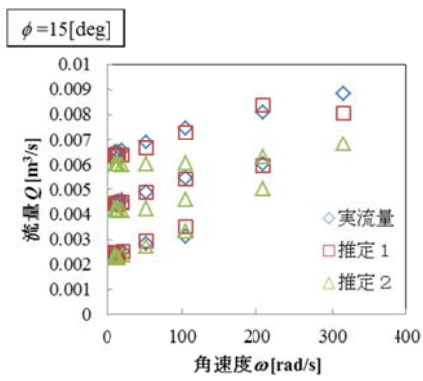
(4) ピッチ角度 :  $30^\circ$



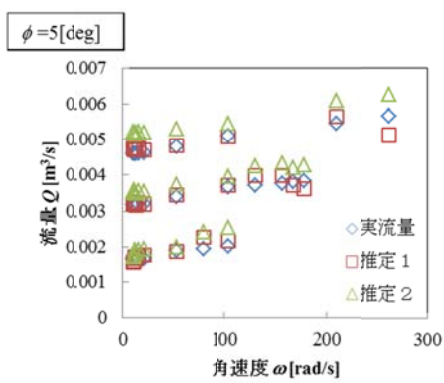
(5)ピッチ角度：25°



(6)ピッチ角度：20°



(7)ピッチ角度：15°

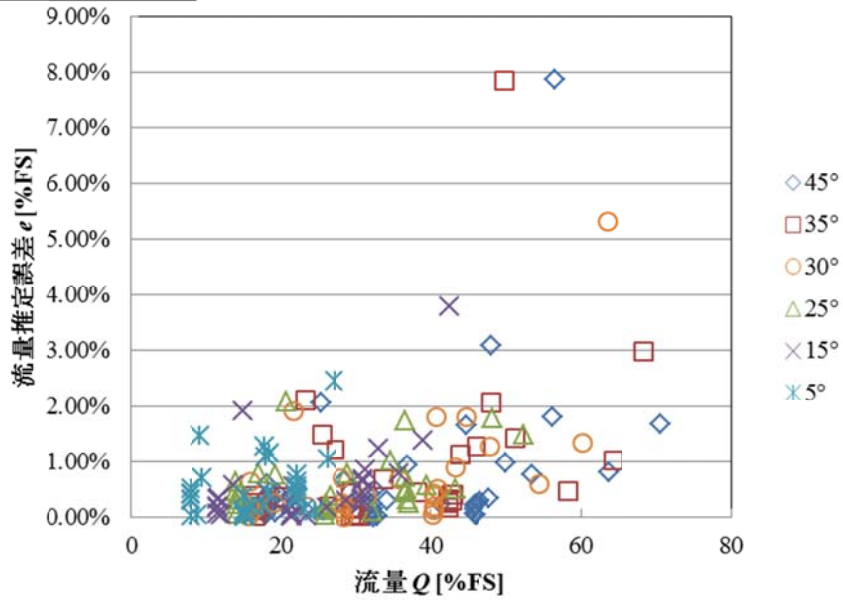


(8)ピッチ角度：5°

Fig6.1：角速度－実流量特性図

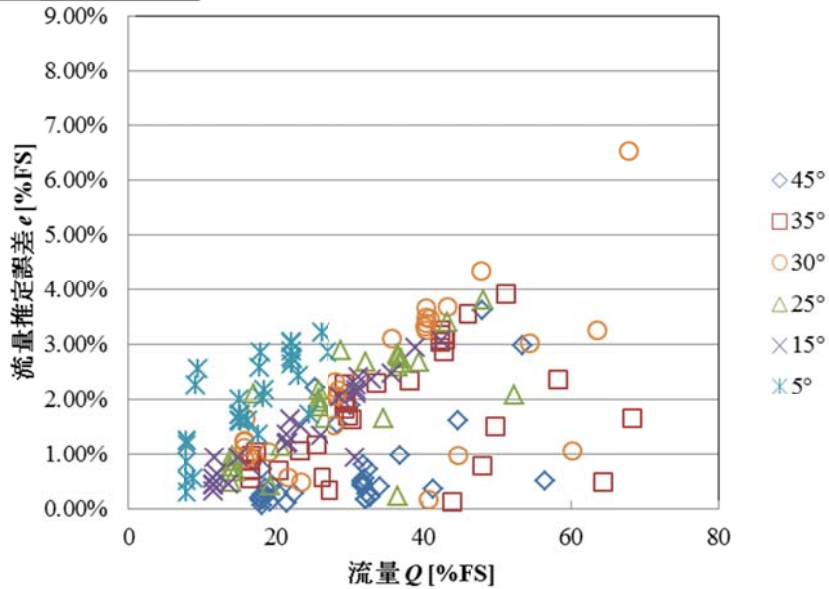


流量推定手法1



(1) 流量推定手法 1

流量推定手法2



(2) 流量推定手法 2

Fig6.2 : 流量 - 流量推定誤差特性図

## 6.2 機械出力最大化制御結果

### 6.2.1 機械出力最大化関数結果

機械出力最大化関数の結果については、実測値の中で機械出力が最大になるデータを選定する必要があるが、本研究でのデータは、無次元トルク  $\pi_t$  が均等になるように収集したので機械出力が最大値のデータとなっていない。

ただし、その中でも、Fig6.3に示すように、差圧  $\Delta P$  が 30kPa で、ピッチ角  $\Phi$  が 30°、35°、40°、45° のデータを2次関数とみれば極大値の近傍のデータがあり、機械出力が最大なる近傍のデータとみなせるので適用する。Fig6.3に機械出力最大化関数を適用する、流量と機械出力の関係を示す。

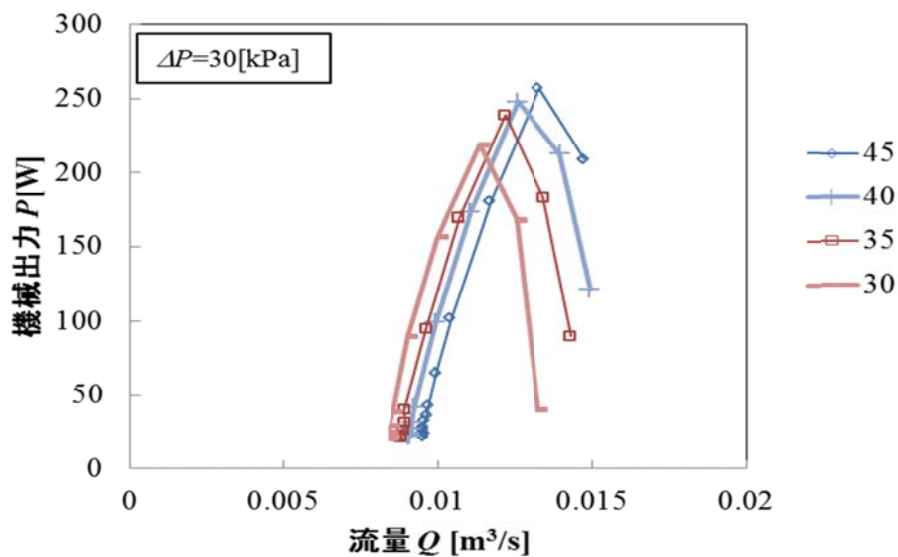


Fig6.3 : 流量—機械出力特性図（機械出力最大化関数）

機械出力最大化関数の機械出力偏差は、流量  $Q$  が  $0.001326 \text{ m}^3/\text{s}$ 、ピッチ角度  $\Phi$  が  $45^\circ$  の場合に、最大値として  $9.5 \text{ W}$  となる。

すべてのデータにおいて、実測値の機械出力よりも機械出力最大化関数で演算した機械出力が大きくなっているため、流量目標値の動作点において、流量目標値と静翼のピッチ角度から、機械出力最大化関数により、機械出力が最大になる角速度が演算できることが確認できた。Table6.2 に機械出力最大化関数の機械出力偏差を示す。

Table6.2 : 機械出力最大化関数機械出力偏差表

実測値					機械出力最大化関数			
流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	ピッチ 角度( $^\circ$ )	トルク ( $\text{N}\cdot\text{m}$ )	角速度 ( $\text{rad}/\text{s}$ )	機械出力 ( $\text{W}$ )	トルク ( $\text{N}\cdot\text{m}$ ) 注1)	角速度 ( $\text{rad}/\text{s}$ ) 注2)	機械出力 ( $\text{W}$ )	機械出力 偏差( $\text{W}$ )
0.01136	30	1.045	209.5	219	1.045	211.0	221	1.6
0.01215	35	1.142	209.4	239	1.142	215.6	246	7.1
0.01256	40	1.183	209.4	248	1.183	213.6	253	4.9
0.01326	45	1.228	209.4	257	1.228	217.1	267	9.5

注 1) 実測値を適用

注 2) 流量とピッチ角度の実測値を、(5.32)式に代入して速度周波数を演算し、その値を(5.33)式に代入して機械出力が最大になる角速度を演算

## 6.2.2 機械出力最大化制御シーケンス結果

逐次制御については、Fig6.3に示したように、ピッチ角度に比例して流量が増加するため流量下側値 $Q_{low}$ と流量上側値 $Q_{high}$ の間に流量目標値 $Q_{ref}$ を設定すれば、流量下側値 $Q_{low}$ および流量上側値 $Q_{high}$ が検出できることは確認できる。

線形補完制御の機械出力偏差は、流量下側値 $Q_{low}$ を $0.1136 \text{ m}^3/\text{s}$ 、流量上側値 $Q_{high}$ を $0.01326 \text{ m}^3/\text{s}$ 、ピッチ角度下側値 $\Phi_{low}$ を $30^\circ$ 、ピッチ角度上側値 $\Phi_{high}$ を $45^\circ$ に設定した場合、 $5.9\text{W}$ となる。

Table6.3に線形補完制御の機械出力偏差を示す。

Table6.3：線形補完制御機械出力偏差表

	実測値			線形補完制御	
	low	high	ref	ref	備考
流量( $\text{m}^3/\text{s}$ )	0.01136	0.01326	0.01256	0.01256	実測値が存在する流量目標値とした
ピッチ角度( $^\circ$ )	30.0	45.0	40.0	39.5	(5.34)式で計算
トルク( $\text{N}\cdot\text{m}$ )	1.045	1.228	1.183	1.183	実測値を適用
角速度( $\text{rad}/\text{s}$ )	209.5	209.4	209.4	214.5	(5.32)式、(5.33)式で計算
機械出力(W)	219	257	248	254	
機械出力誤差(W)				5.9	

### 6.3 機械出力結果

配管に流れる流体を軸流水車発電機に通水し、その回転を利用して発電を行う。流体が軸流水車発電機に作用するパワー $P_w$  [W]は、(6.1)式で表すことができる。 $Q$  [m<sup>3</sup>/s]は、軸流水車発電機を通る流量、 $\Delta P$  [Pa]は、差圧となる。軸流水車発電機に作用する水力パワー $P_w$  [W]と機械出力 $P_m$  [W]との関係は(6.2)式で表される。 $\eta_w$ は、軸流水車発電機の効率、 $T$  [Nm]は、軸流水車発電機のトルク、 $\omega$  [rad/s]は軸流水車発電機の角速度を表している。

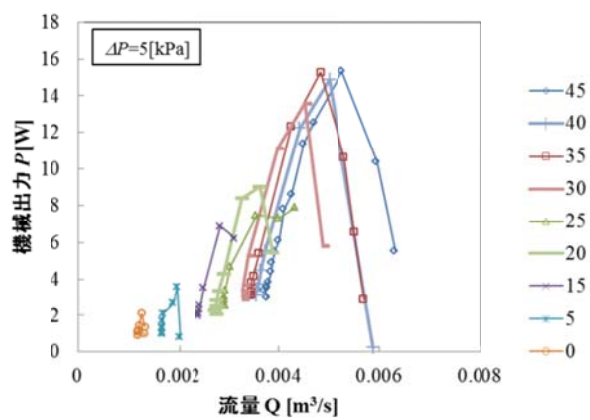
$$P_w = Q\Delta P \quad (6.1)$$

$$P_m = \eta_w P_w = T\omega \quad (6.2)$$

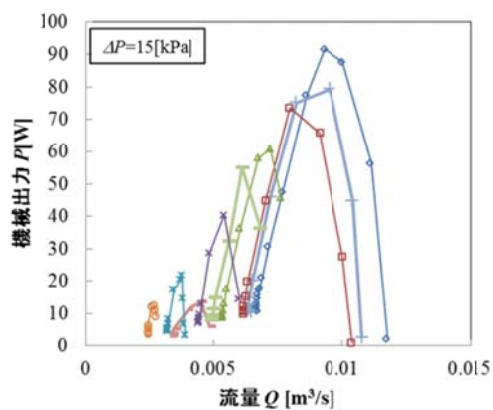
Table6.4 に機械出力を示し、Fig6.4 に差圧ごとの流量と機械出力の関係を示し、Fig6.5 には、差圧ごとの流量と軸流水車の効率の関係を示す。Fig6.4 および Fig6.5 の中のデータ点は、静翼のピッチ角度ごとの結果となっている。軸流水車に作用する水力パワーは、電磁流量計と差圧計からの測定値で演算している。

Table6.4：機械出力表

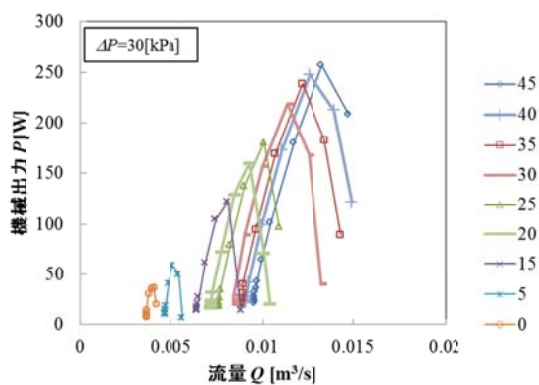
流量 (m <sup>3</sup> /s)	差圧 (kPa)	水車効率 (%)	機械出力 (W)
0.0048	5	63	15
0.0093	15	66	92
0.013	30	66	259



( 1 )  $\Delta P : 5\text{kPa}$

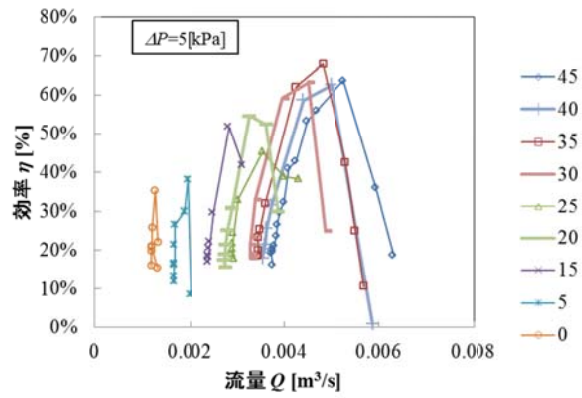


( 2 )  $\Delta P : 15\text{kPa}$

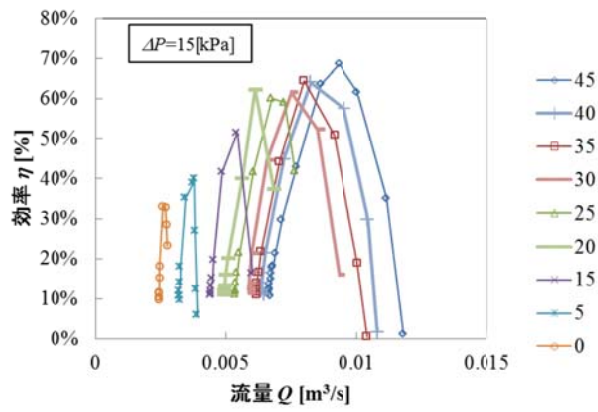


( 3 )  $\Delta P : 30\text{kPa}$

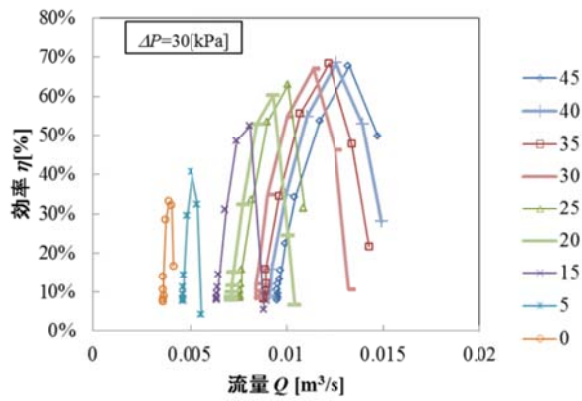
Fig6.4 : 流量－機械出力特性図



( 1 )  $\Delta P : 5\text{kPa}$



( 2 )  $\Delta P : 15\text{kPa}$



( 3 )  $\Delta P : 30\text{kPa}$

Fig6.5 : 流量－効率特性図

## 第 7 章 結論

### 7.1 流量推定手法

軸流水車発電機のトルク、角速度および流量に注目し次元解析を行った流量推定手法1、軸流水車発電機の角速度、流量および機械出力に注目し次元解析を行った流量推定手法2について実験を実施した。

Table6.1 に示したように、流量推定手法 1 と流量推定手法 2 の流量推定誤差を比較すると、最大値は、流量推定手法 2 の方が 1%FS 小さいが、平均値では流量推定手法 1 の方が 1%FS 小さく、標準偏差も流量推定手法 1 の方が 0.5%FS 小さい。

流量推定手法 1 の流量誤差は、電磁流量計の誤差および  $3\sigma$  までを考慮しても 4.33%FS であり、本研究の成果を適用し、製品化を実現した際には、流量計測制御機能付バルブの置換えを考えており、流量計測制御機能付バルブの流量誤差は、 $\pm 5\%$ FS なので目標値を満たしている。Table7.1 に流量推定手法 1 と流量推定手法 2 の流量誤差を示す。

Table7.1 : 流量誤差比較表

		流量推定手法 1	流量推定手法 2
流量推定 誤差	平均値(%FS)	0.68	1.62
	標準偏差(%FS)	1.05	1.55
	$3\sigma$	3.83	6.27
電磁流量計誤差(%FS)		0.5	0.5
流量誤差(%FS)		4.33	6.77

流量推定手法 1 の平均値および標準偏差が良いのは、流量推定手法 2 における流量係数を 1 次関数で近似し、機械出力係数を 2 次関数で近似しているに対して、流量推定手法 1 は、近似 3 次元曲面関数の集合の中で、実験結果を最も良くフィッティングする関数を選定しているためと考えられる。

流量推定手法 1 と流量推定手法 2 において、流量推定誤差の大きいところは、トルクが  $0.01\text{N}\cdot\text{m}$  以下であり、無給電化を考えると使用しない領域なので、実用上問題ない。



また、空調制御システムに用いられる冷温水は、冷水で 7℃、温水は 40℃から 60℃でありこの水温の違いにより、軸流水車発電機の固定子巻線の抵抗値変化、トルク定数変化および水の密度変化などが考えられる。

軸流水車発電機の固定子巻線の抵抗値が変化しても、電流センサーで計測した実発電機電流値をフィードバックして、軸流水車発電機を制御しているので影響はない。

発電機のトルク定数については 0.145 [Nm/A]として、流量推定を行っているが、トルク定数は温度により変化し、流量推定範囲のフルスケールを 0.021m<sup>3</sup>/s とした場合のトルク定数の変化を Table7.2 に示す。

Table7.2：温度－トルク定数特性表

温度 (°C)	トルク定数 (Nm/A)	流量推定誤差 (%FS)
7	0.148	-0.39
25	0.145	0
40	0.143	0.33
60	0.14	0.77

水の密度は 1000 [kg/m<sup>3</sup>]として、流量推定を行っているが、水の密度は温度により変化し、流量推定範囲のフルスケールを 0.021m<sup>3</sup>/s とした場合の水の密度の変化を Table7.3 に示す。

Table7.3：温度－密度特性表

温度 (°C)	密度 (kg/m <sup>3</sup> )	流量推定誤差 (%FS)
7	1000	0
40	992	-0.17
60	983	-0.36

水温の違いにおける、トルク定数および水の密度の変化による流量推定誤差は 1%FS 以下となり実用上問題ないレベルといえる。

## 7.2 機械出力最大化制御手法

機械出力最大化関数の機械出力偏差は、Table6.2に示したように、流量  $Q$  が  $0.001326 \text{ m}^3/\text{s}$ 、ピッチ角度  $\Phi$  が  $45^\circ$  の場合に、最大値として  $9.5\text{W}$  となる。

すべてのデータにおいて、実測値の機械出力よりも機械出力最大化関数で演算した機械出力が大きくなっているため、流量目標値の動作点において、流量目標値と静翼のピッチ角度から、機械出力最大化関数により、機械出力が最大になる角速度が演算できることが確認できた。

逐次制御については、Fig6.3に示したように、ピッチ角度に比例して流量が増加するため流量下側値  $Q_{\text{low}}$  と流量上側値  $Q_{\text{high}}$  の間に流量目標値  $Q_{\text{ref}}$  を設定すれば、流量下側値  $Q_{\text{low}}$  および流量上側値  $Q_{\text{high}}$  が検出できることは確認できた。

線形補完制御の機械出力偏差は、Table6.3に示したように、流量下側値  $Q_{\text{low}}$  を  $0.1136 \text{ m}^3/\text{s}$ 、流量上側値  $Q_{\text{high}}$  を  $0.01326 \text{ m}^3/\text{s}$ 、ピッチ角度下側値  $\Phi_{\text{low}}$  を  $30^\circ$ 、ピッチ角度上側値  $\Phi_{\text{high}}$  を  $45^\circ$  に設定した場合、 $5.9\text{W}$  となる。

軸流水車発電機で発電した電力の供給先は、自身であり無給電化を目標としている。軸流水車発電機は、回生状態で動作しているため、電力消費は、軸流発電機制御回路および静翼のピッチ角制御回路など、十数  $\text{W}$  程度であり、常用差圧  $30\text{kPa}$ 、常用流量  $0.013\text{m}^3/\text{s}$ 、静翼のピッチ角度  $40^\circ$  において、Table6.3に示したように、機械出力最大化制御手法を適用した、機械出力が  $254\text{W}$  なので目標値を満たしている。

### 7.3 発電電力

軸流水車発電機の発電電力  $P_p$  [W]は、(7.1)式で表すことができ、 $\eta_p$  は、SW電源の効率を表している。軸流水車発電機で発電した電力の供給先は、自身であり無給電化を目標としている。軸流水車発電機は、回生状態で動作しているため、電力消費は、軸流発電機制御回路および静翼のピッチ角制御回路など、十数 W 程度であり、Table6.2 に示したように、常用差圧 30kPa、常用流量  $0.013\text{m}^3/\text{s}$ 、静翼のピッチ角度  $45^\circ$  で 259W であり、SW 電源効率を 80%と仮定すると 207W の発電をしているので目標値を満たしている。Table7.4 に発電電力を示す。

$$P_p = \eta_p P_m \quad (7.1)$$

Table7.4 ; 発電電力表

流量 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	差圧 (kPa)	水車効率 (%)	機械出力 (W)	SW電源効率 (%)	発電電力 (W)
0.0048	5	63	15	80	12
0.0093	15	66	92	80	74
0.013	30	66	259	80	207

## 参考文献

- [1] Dominique Egre, Joseph C milewski : "The diversity of hydropower projects", Energy Policy, Vol.30, No.14, pp.1225-1230(2002)
- [2] 須田隆二 : ビルの中の小水力発電—空調用冷却水を利用した取組み, 資源環境対策, 46-48 (2007) : 東京・環境コミュニケーションズ
- [3] 酒井孝寿 : マイクロ水力発電(ビル・工場向け)の現状と動向, 設備と管理 12月号, 16-23 (2009) : オーム社
- [4] 酒井孝寿 : マイクロ水力発電の事務所ビル等への適用, 電気設備学会誌, 614-617 (2011) : 電気設備学会
- [5] 東上卓二 : 工業用水を利用した水力発電, 紙パ技協誌, Vol.59, No.5, 627-632 (2005) : 紙パ技術協会
- [6] Oliver Paish : "Small hydro power : technology and current status", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vo6, No.6, pp.537-556(2002)
- [7] Tasneem Abbasi, S.A. Oliver Paish Abbasi : "Small hydro and the environmental implications of its extensive utilization", Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vo15, No.4, pp2134-2143(2011)
- [8] 伊藤康 : 小水力電力発電の現状・意義と普及のための制度面での課題, 科学技術動向 5・6月号, 10-20 (2012) : 科学技術動向研究センター
- [9] 菊池友和、逸見次郎 : マイクロ水力発電の研究, 電気学会全国大会論文集 Vol.91, No.7, 3099 (2001) : 電気学会
- [10] 重光 亨 : 二重反転形小型 hidro タービンの非設計流量点における内部流れ, ターボ機械, 42-12 (2014) : ターボ機械協会
- [11] 松井 純 : らせん水車の内部流れと性能, ターボ機械, 38-6 (2010) : ターボ機械協会

- [12]楠原良人、推保幸、瀬濤嘉信、島名賢治、永田亮一、清水勇喜、原田正和、山田孝行、及川斉史、市来浩一：農業用水を活用したクロスフロー水車発電システムの開発、基礎・材料・共通部門 教育フロンティア研究会、FIE14001,5 (2014)：電気学会
- [13]RC Bansal,TS Bhatti,DP Kothari : "Bibliography on the application of induction generator in nonconventional energy systems",IEEE Transactions on Energy Conversion,Vol.8,No.3,pp.433-439(2003)：IEEE
- [14]Bhim Singh : "INDACTION GENERATORS-A PROSPECTIVE",Electric Machines & Power Systems,Vol.23,No.2,pp.163-177(2007)
- [15]津田敏宏、深見正、金丸保典、宮本紀男：PM 誘導発電機の突入電流に関する実験的考察、電気学会全国大会論文集 Vol.140,No.5,207 (2013)：電気学会
- [16]窪田真二、小笠原悟司、竹本真紹、船渡寛人：可変速マイクロ水力発電用 IPM 発電機制御システム、産業応用部会 半導体電力変換研究会、SPC11030,6 (2011)：電気学会
- [17]安田善紀、大澤康彦、丸山要：マイクロ水力発電用永久磁石同期発電機の開発、産業応用部会 回転機研究会、RM15086,6 (2015)：電気学会
- [18]中村健二、一ノ倉理：小型風力・マイクロ水力発電用多極永久磁石リラクタンスジェネレータの開発、産業応用部会 モータドライブ研究会、MD12039,6 (2012)：電気学会
- [19]大谷秀雄。古谷元洋：流量計測・制御機能付きバルブの開発、azbil Technical Review12月発行号,42-49 (2009)：アズビル株式会社
- [20]美濃部隆博、山口達也、藤本康孝：マイクロ水力発電システムによる上下送系の流量制御および減圧量制御、産業応用部会 産業計測制御研究会、IIC12050,6 (2012)：電気学会
- [21]S.Umemura and Y.Fujimoto : "Sensorless Control of Flow and Pressure by Using Micro Hydropower Generator", IEEJ Transaction on Industry Applications, Vol.134, No.3, pp.338-343 (2013)
- [22]横田 眞一，金 道泰，中野 和夫：管路の圧力流量の動特性を利用した非定常流量計測手法，日本機械学会論文集(C 編) 88-92 (1991)：ターボ機械協会

- [23]重政 隆, 飯野 穰, 神田 雅江: 2 自由度 PID コントローラのオートチューニング方法, 計測と制御, 23-29 (1989): 計測自動制御学会
- [24]中本 政志, 小久保 隆, 中井 昭祐, 田辺 仁志: 干渉ある流量制御系の最適レギュレータの応用, 計測自動制御学会論文集, Vol.33, No.6, 494-501 (1997): 計測制御学会
- [25]窪田真二, 小笠原悟司, 竹本真紹, 船渡寛人: マイクロ水力発電試験用 I 水車シミュレータの開発, 電気学会全国大会論文集 Vol.87, No.4, 159-160 (2011): 電気学会
- [26]竹原純平, 竹本泰敏, 平野祐樹, 真田正藤田吾郎: 誘導発電機を用いた小水力発電システムのモデル構築と実測比較, 電気学会電力・エネルギー部門大会誌, Vol.57, 2 (2015): 電気学会
- [27]桑野友樹: 可変速小水力発電システムシミュレータの開発, 電気学会全国大会論文集 Vol.65, No.7, 1 (2015): 電気学会
- [28]空調・給排水の大百科, 空気調和・衛生工学会: オーム社(1998)
- [29]小林大作: ハイドロタービン, ターボ機械協会: 日本工業出版 (2005)
- [30]小林大作: ターボ機械ー入門編ー, ターボ機械協会: 日本工業出版 (2005)

# 謝辞

本研究を進めるにあたり、日頃から親切かつ丁寧な御指導、御助言を頂いた、横浜国立大学藤本康孝教授、横浜国立大学松井純教授に深く感謝いたします。また、本研究について共同で研究をして頂いた、アズビル株式会社バルブ商品開発部開発1グループ猿渡亮さんに深く感謝いたします。

## 発表文献

- [1]成田浩昭、猿渡亮、松井純、藤本康孝、“軸流水車発電装置を用いた流量推定範囲向上技術” 電気学会論文誌 D(産業応用部門誌)、Vol.137、No.1、pp.30-35(2017)
- [2]成田浩昭、猿渡亮、松井純、藤本康孝、“軸流水車発電装置のセンサレス流量制御とその機械出力最大化” 電気学会論文誌 D(産業応用部門誌)、(2017投稿予定)