

博士論文

離島系統における送水システム及び海水 淡水化装置の消費電力制御による再生可能 エネルギー電源出力変動補償手法の研究

平成 27 年 2 月 13 日提出

指導教員 馬場旬平准教授

新領域創成科学研究科
47117012 今中 政輝

内容梗概

現在世界的にも日本においても、再生可能エネルギー電源の導入に大きな注目が集まっている。特に独立離島系統では既存の内燃機発電機の燃料費が高いため、太陽光発電 (PV) や風力発電 (WT) などの変動性再生可能エネルギー電源 (VRP) 導入が発電による二酸化炭素排出とともに費用も削減する可能性がある。再生可能エネルギー固定価格買取制度の施行も重なり、特に PV は急速に導入が進められている。しかし電力の需給バランスの観点からは、周波数変動および内燃機発電機の下げ代問題が懸念され、VRP の新規導入が制限される離島系統が増加している。

本論文は、離島での VRP 導入時の需給バランス問題への対処の手段の 1 つとして、既存の海水淡水化装置および送水システムの消費電力制御への活用を提案する。これらは貯水槽に水が十分貯蔵されている状態において消費電力変動が水利用者に悪影響を及ぼさない点で、消費電力制御に適している。本研究の大きな目的は、可变速制御された淡水化装置と送水システムの可制御負荷としての可能性と課題を把握し、実際の消費電力制御に向けた技術的課題を解決することである。

本論文ではまず、淡水化装置及び送水システムの可制御負荷としての要件を、消費電力制御の対象となる機器の保有者と負荷の制御者のそれぞれの観点から整理する。機器保有者の観点からは、水の供給信頼性と、水生成ないし送水の経済性の確保が重要である。供給信頼性の確保には各貯水槽の水位の維持と水質の管理が求められる。経済性の維持には、単位電力量あたりの水生成量ないし送水量で示される効率性と、消費電力制御によって機器が劣化しないことが求められる。本論文では機器保有者の要件として、供給信頼性、効率性の確保、および劣化を防ぐことの 3 点に着目する。

一方、負荷制御者の観点からは、4 点の要件を考える。第一は負荷制御者からの信号により消費電力が制御可能であるという意味での、可制御性である。本論文ではより細かな消費電力の可制御性を実現するため、可变速制御を前提とする。第二は、指令値の変化に実際の消費電力が十分な速度で応答するという意味での応答性である。第三は、容量適合性である。これは対象とする機器の消費電力の制御可能幅 (可制御幅) が補償したい変動に対して無視できない程度に大きいことと定義される。第四は、VRP の変動に対処したいタイミングで負荷が制御可能であるという意味での機会適合性である。

このうち容量適合性に関しては、kW 容量、電力消費量および消費電力制御持続時間に関わる貯水槽について整理を行った。kW 容量に着目すると、淡水化装置は中小規模の離島で系統ピーク負荷の 10% 以上の kW 容量を持ち、有力な可制御負荷候補である。送水ポンプの原動機出力は日本全体で 2786MW と、2013 年度末の日本の風力発電設備容量に匹敵する設備容量を持つ。消費電力量では、例えば宮古島市では上水道施設は市全体の消費電力量の 2.7% を占めており、少なくない部分が送水ポンプで消費されていると考えられる。これらのことから、容量適合性の観点からは、淡水化装置や送水ポンプは VRP の変動補償の有力な対象といえる。

次に消費電力可制御幅や効率の議論の前提となる、静特性モデルの提案を行う。淡水化装置と送水ポンプは構成要素や使用目的に共通部分が多いため、まず共通部分に関する整理を行う。提案する静特性モデルは水力学的な解析モデルと各機器の効率モデルが中心であり、外部条件および制御量から圧力・流量・消費電力を解析するものである。水力学的な解析モデルは流量の連続の式およびベルヌーイの式を基礎とし、そこに電力変換装置の出力周波数に対する圧力や流量の特性、および弁・管路・逆浸透膜などの圧力損失要素の流量-圧力特性を入れて解析する。

次に淡水化装置と送水ポンプのそれぞれの静特性および動特性に関して、試験装置も用いたより具体的な議論を行う。淡水化装置の静特性モデルでは、逆浸透膜のモデル化が重要となる。本論文では膜透過の簡便式をもとに、純水透過係数を温度と圧力の関数とした逆浸透膜のモデルを提案する。このモデルを加えた淡水化装置の静特性モデルは、入力変数から系の圧力・流量および消費電力を代数方程式によって解析的に解くことができる簡便なモデルである。小規模な試験装置を用いてモデルの各係数の同定を行い、モデルの再現性の確認を行う。

さらに逆浸透膜の各種制約を考慮するため、安全動作領域の考え方を適用する。制約条件下での逆浸透膜の消費電力制御可能範囲を、複数の原水塩分濃度および温度において試験及びモデルによる解析で示す。解析結果から、消費電力可制御幅はその上限も下限も原水塩分濃度とは正の相関があり、温度と消費電力可制御幅の上限に

負の相関があることを示す。さらに、制約条件下での効率的な水生成に関する検討も行い、流量比制約限界時ないし濃縮水流量制約限界時に水生成効率が最大になることを示す。水生成効率は消費電力が消費電力可制御幅内の上限である時よりも部分負荷の時の方が高くなる傾向があり、流量比制約限界と濃縮水流量制約限界の交点において最大となる。

淡水化装置の過渡特性に関する検討では、ステップ応答試験において、試験装置は消費電力指令値に対して1秒程度で追従することを示す。また正弦波応答試験を様々な周波数で行って水生成効率比較し、消費電力制御に伴う過渡現象による水生成効率の低下は見られないことを示す。PV変動補償試験では、可制御幅内の変動に対してはRMS値で評価して95%の抑制効果を実現している。さらに、電力変換装置出力周波数と濃縮水バルブ開度の協調制御により、変動補償と効率的な水生成を両立する制御法を提案し、試験によりその有効性を確認する。

その後送水システムに関する検討について述べる。送水システムの静特性モデルにおいては、まずポンプ1台と管路からなるポンプシステムの静特性モデルを作成する。モデルはポンプの全揚程曲線と管路抵抗曲線から、ポンプの吐出圧力と流量を求め、そこから機器の効率を用いて消費電力を計算するものである。実際の送水管路を用いた試験を行い、モデルの各係数を同定してその有効性を確認する。試験結果および解析結果から、試験装置では定格消費電力の20%の消費電力でも送水が可能であり、部分負荷時の方が送水効率が高いことを示す。さらに送水効率の下限値と消費電力可制御幅の間のトレードオフ関係を整理する。

モデルをさらに多数台のポンプが長距離送水管路に並列接続されている系に拡張する。ここでは複数のポンプサイトが一つの長距離送水管路に並列に接続され、各ポンプは固定速回転で、流量調整弁で固定流量を吐出している系を想定する。そのうち1台のポンプに電力変換装置を導入し可変速制御する場合の、周波数と圧力・流量・消費電力の関係をモデルを用いて検討する。この場合、可変速制御されるポンプの吐出圧力が他のポンプの起動停止状態によって変化する。その時の消費電力や送水効率の検討を行い、可変速制御によって大幅な送水効率の向上と消費電力可制御幅の確保を両立できることを示す。

送水システムの過渡特性に関しては、圧力サージに起因する消費電力の二段応答現象が発生することを示す。圧力サージをジューコフスキーの式に基づいてモデル化し、それを静特性モデルに組み込むことで過渡時の圧力・流量・消費電力を再現可能であることを示す。次に圧力サージへの対処法としてデッドビート制御法およびそれを簡易化したデッドビート制御法を提案し、ステップ応答試験において消費電力の二段応答現象を緩和できることを示す。

さらに圧力サージに上限がある場合を想定した時の消費電力制御について、圧力サージの持続時間より短い時間の高速な消費電力制御の場合とより低速な制御の場合について考察する。高速な制御の場合には、圧力サージの最大値の大きさは持続時間内の流量変化量の合計で決まるため、消費電力の変化量に制約を設ける必要が生じる。一方、低速な制御の場合には消費電力変化率に制約を設けることが合理的である。

送水システムに関しては、貯水槽の貯水量制約を考慮した運用法の検討を、PV出力変動補償を例に行う。その際、貯水量水位から消費電力へのフィードバック制御法として、PI制御法と送水量計算制御法を提案する。シミュレーションにより両者を比較し、どちらも貯水量制約を満たしながらPV出力変動補償が可能であることを確認する。

最後に、系統規模ごとに淡水化装置と送水システムの運用法について整理し、検討した方法の有効性を示唆する。小規模・大規模離島系統のそれぞれについてVRPの変動、内燃機発電機・エネルギー貯蔵装置およびこれまで提案されてきた可制御負荷と送水システムの応答性と容量を大まかに比較する。結果として、淡水化装置と送水システムは、ともに独立離島系統で内燃機発電機の起動停止が困難な数十秒から数分周期のVRP変動抑制手段として、有効な対策手段となりうることを示す。

目次

第1章	序論	1
1.1	世界の再生可能エネルギー電源導入の現状	1
1.2	離島系統と再生可能エネルギー電源導入の現状	3
1.3	離島での VRP(変動性再生可能エネルギー電源) 導入の課題 [16]	5
1.4	離島での VRP 導入への対策	7
1.5	負荷制御の研究の現状	8
1.6	水道用負荷を VRP で駆動させる研究	10
1.7	ここまでの議論のまとめ	11
1.8	本研究の目的	12
1.9	本論文の構成	13
第2章	水道システムの概要と消費電力制御の可能性	16
2.1	可制御負荷の定義と要件	16
2.2	水道システムの概要	18
2.3	本研究の検討対象	19
2.4	機器保有者の視点からの可制御負荷としての特徴	20
2.5	負荷制御者の視点からの可制御負荷としての特徴	21
2.6	各要件の関連性の考え方	22
2.7	水道システムの容量適合性・機会適合性に関する検討	22
2.8	第二章のまとめ	25
第3章	淡水化装置と送水ポンプの共通部分のモデル化	28
3.1	共通する機器構成とモデル化の方針	28
3.2	水力学の基礎事項と各構成要素のモデル化の方針	29
3.3	電氣的・機械的モデル	34
3.4	全体の静特性モデル	35
3.5	淡水化装置と送水システムの相違点	36
3.6	第三章のまとめ	37
第4章	淡水化装置の静特性と制約条件下での消費電力可制御幅・効率	38
4.1	逆浸透法淡水化の原理と技術	38
4.2	先行研究とモデル化の問題意識	41
4.3	淡水化装置の静特性モデル	42
4.4	静特性モデルの係数決定法とその評価	46
4.5	流量・導電率制約下の消費電力可制御範囲と効率的水生成	49
4.6	第四章のまとめ	53
第5章	淡水化装置の過渡特性と再生可能エネルギー変動補償手法	55
5.1	淡水化装置の制御法	55
5.2	ステップ・ランプ応答特性	56
5.3	正弦波応答特性と消費電力制御による効率・導電率への影響	57
5.4	PV 出力変動補償効果の検証	60
5.5	周波数とバルブ開度の協調制御法	63

5.6	本章のまとめ	64
第 6 章	送水システムの静特性モデルと消費電力可制御幅・効率	66
6.1	送水システム消費電力制御の先行研究と課題	66
6.2	ポンプ 1 台の送水システムの静特性モデル	67
6.3	静特性試験結果と可制御幅・効率	68
6.4	複数台ポンプシステムの静特性モデル	71
6.5	静特性モデルによる解析例	74
6.6	本章のまとめ	80
第 7 章	送水システムの過渡特性と再生可能エネルギー変動補償手法	82
7.1	送水システムの過渡特性	82
7.2	消費電力二段応答を抑制するデッドビート制御	86
7.3	圧力変動制限と消費電力応答性の関係	88
7.4	正弦波応答試験と送水効率	91
7.5	貯水量制約を考慮した PV 出力変動補償手法	92
7.6	本章のまとめ	98
第 8 章	結論	100
8.1	各章のまとめ	100
8.2	可制御負荷としての特徴とその検討法のまとめ	102
8.3	離島系統の規模を考慮した淡水化装置と送水ポンプの制御法	104
8.4	おわりに	106

第1章 序論

本章では、再生可能エネルギー電源導入が急速に進む離島系統の現状と課題を整理し、その補償手段の1つである可制御負荷について説明する。さらに、離島の大規模負荷であり、近年再生可能エネルギーとの組み合わせに注目が集まる淡水化装置および送水ポンプについて概説した上で、本研究の目的を述べる。

本章の章構成について説明する。1.1 節世界の再生可能エネルギー電源導入の現状では、近年の世界と再生可能エネルギー電源への注目の高まりについて概説する。1.2 節離島系統と再生可能エネルギー電源導入の現状では、まず離島系統の規模と既存の発電方法および発電機の特徴について述べる。次いで離島における再生可能エネルギー電源の導入状況についてふれる。続いて1.3 節離島での VRP(変動性再生可能エネルギー電源) 導入の課題では、大量導入時の課題として本論文で対象とする周波数変動問題および下げ代問題について、太陽光発電と風力発電の出力変化速度との関係で整理する。1.4 節離島での VRP 導入への対策では、離島で再生可能エネルギー電源を大量導入する上での課題への対策手法について、現在既の実施されているか、先行研究で検討されている方法およびその課題について概説する。1.5 節負荷制御研究の現状では、電力需給バランス維持手段として研究が進む負荷の消費電力制御について、代表的な機器である電気自動車、ヒートポンプ給湯機、エアコンを中心にそれらの特徴を述べる。その上で、これらの機器を離島系統の需給バランス維持手段として用いる場合の課題についても述べる。1.6 節水道用負荷を VRP で駆動させる研究では、現在世界的に注目されつつある海水淡水化装置や送水ポンプの再生可能エネルギー電源駆動の研究についての歴史や現状を概観する。1.8 節本研究の目的では、ここまでの議論を整理した上で、本研究の目的を説明する。1.9 節本論文の構成では、第二章以降の本論文の構成について述べる。

1.1 世界の再生可能エネルギー電源導入の現状

近年、世界的に再生可能エネルギー電源、特に太陽光発電 (Photovoltaics; PV) と風力発電 (Wind Turbines; WT) の導入量が急激に増加している。本論文では、自然界の状況によって絶えず発電量が変化する太陽光発電と風力発電の総称として、変動性再生可能エネルギー電源 (Variable Renewable Power sources; VRP) を用いる。図 1.1 に PV と WT の導入量推移を示す [1][2]。2000 年から 2013 年の変化で見ると、WT は 5 年連続で毎年 35 ~ 45GW[1] が導入されている。また、既に 4 か国では発電電力量導入率で 14%を超えている [3]。PV は 3 年連続で約 30GW 以上増加された [2]。2013 年には中国が世界で最も多くの PV および WT を導入し、インドも 2013 年末時点で WT 累積導入量が 20.1GW で世界第五位など、新興国でも WT と PV の急速な導入が始まっている。

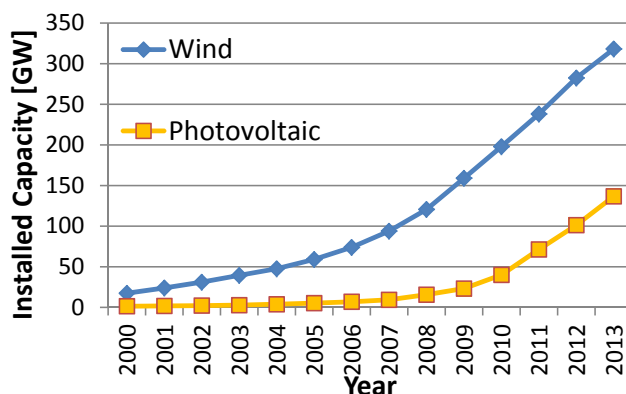


図 1.1: 世界の風力発電と太陽光発電の導入量の推移 [1][2]

次に電力量で見た場合の、各国の総発電量に占める水力発電以外の再生可能エネルギー電源割合の推移をグラフにしたものが図 1.2 である [4] ¹。風力発電で先行したデンマークを除くと、OECD 各国は概ね 2000 年以降再生可能エネルギー電源比率を急速に増加させている。2013 年時点では、電力量で 45%を超えるデンマークを筆頭に、ポルトガル・スペイン・ドイツが 20%を超え、アイルランドとイタリアも 20%近い割合になっている。OECD の欧州全体では、水力発電を除いた再生可能エネルギー電源の電力量比率は 13%となっている。

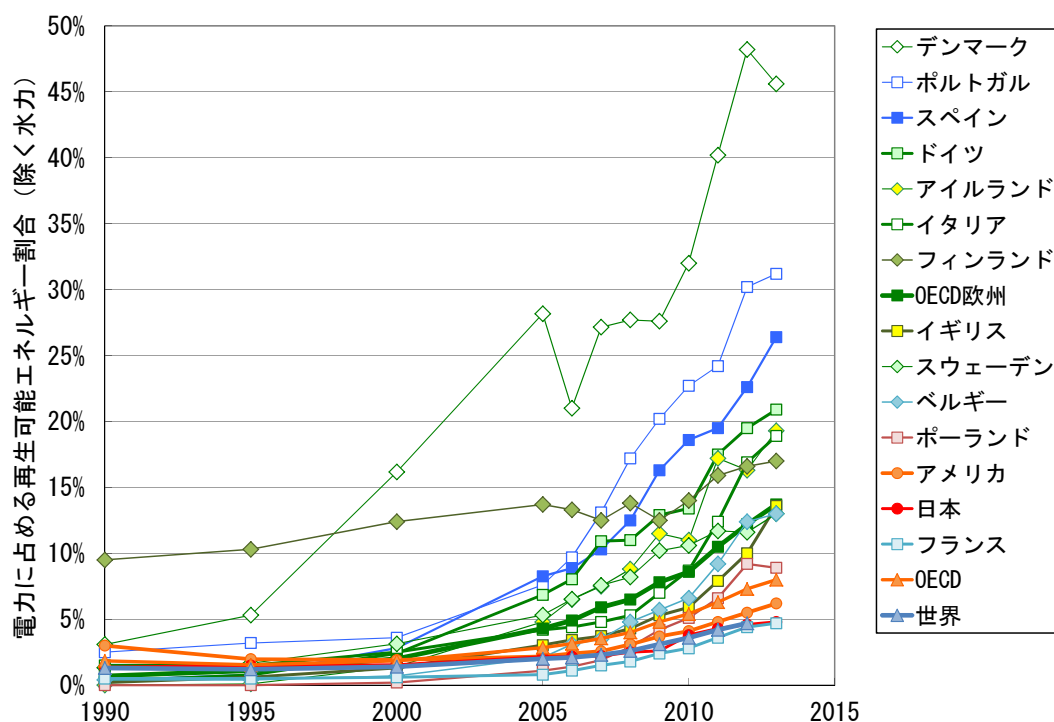


図 1.2: 各国の水力発電を除いた再生可能エネルギー電源の電力量比率の推移 [4]

今後の導入に関しても、いくつかの国が非常に高い導入目標を掲げている。例えばデンマークは 2050 年までに輸送部門を含むすべてのエネルギーを再生可能エネルギーで供給すること、2035 年までには電力と熱を 100%再生可能エネルギーで供給することを目標としている [5]。これらの目標はその実現可能性にもちろん議論の余地があるが、多くの国は将来的に再生可能エネルギー電源を国の中心的な電源の 1 つと考え、再生可能エネルギー電源を中心とした電力システムの構築を志向している。

世界が再生可能エネルギー電源の導入を加速度的に進めようとする要因には、国毎に様々なものがあるが、ここではその主要なもののいくつかについて概観する。

● 気候変動対策

気候変動への対策は、国際社会の対処すべき最重要の課題の一つになっている²。その背景には、気候変動のリスクの深刻さへの危機感がある³。国際社会は日本を含め気候変動による世界平均気温の上昇を二度未満に抑止することで合意している。そのためには、2100 年時点での温室効果ガス濃度を二酸化炭素換算で 450 から 500ppm 程度に抑制する必要があるが、これには世界全体で見て、世界全体の排出量を 2050 年までに 50%程度削減し、2100 年までにほぼゼロにすることが求められている⁴。気候変動の緩和の柱として、消費エネルギーの節約 (省エネ) と再生可能エネルギーに大きな注目が集まっている。

● 原子力発電の導入の限定性

¹日本と異なり欧州の系統は国境を超えて連系しており、ここでの比率は 1 系統内の再生可能エネルギー電源比率を示したものではない。再生可能エネルギー電源導入の条件は国によって異なる。

²2014 年 9 月 23 日には、パン国連事務総長のイニシアティブで気候変動サミットが開催され、100 カ国以上の首脳が参加した [6]。

³国際的な気候変動の影響と適応、そして脆弱性に関しては、[7] にまとめられている。国内の気候変動の影響に関しては、[8] にまとめられている。なお、気候変動に対する様々な懐疑的・否定的意見があるが、その主要な論点と反論は [9] にまとめられている。

⁴RCP(Representative Concentration Pathways)2.6 シナリオでの中央値 [10]

1979 年のスリーマイル、1986 年のチェルノブイリの原子力発電所の事故以降、国際社会の原子力発電所の建設は鈍化していた。2011 年の福島第一原子力発電所の事故を受け、いくつかの国では原子力発電を廃止する方針が示された。原子力発電を廃止する、ないし依存度を低減する手段として、VRP の導入が進められている。VRP は発電において重大なリスクを生じる可能性が少ないエネルギー源と考えられている [11]。

- 再生可能エネルギー電源価格の急激な低下

VRP 価格は、長期的に低下してきている。特に PV は、2005 年に価値換算して 1976 年の 1kW あたり 65000 米ドルから、2010 年は 1400 ドルまで低下している [11]⁵。固定価格買取単価も急激に低下している⁶。

- 再生可能エネルギー産業による経済効果・雇用創出効果

同額の投資でも化石燃料への投資は海外に流出してしまうのに対し、再生可能エネルギーへの投資は多くが国内で循環するため、経済の脆弱性を弱めるとされている [11]。また、再生可能エネルギー産業は少なくとも世界で 649 万人を雇用しており [13]、そのうち 227 万人は PV 関連である。その数は年々増加している。

以上のように、再生可能エネルギーの導入は気候変動・大気汚染対策、経済と産業の発展、雇用の創出など各国の根幹に関わる様々な部分に便益をもたらすと考えられており、各国の積極的な導入目標につながっている。

1.2 離島系統と再生可能エネルギー電源導入の現状

1.2.1 離島系統の概要 [16]

離島での電力系統の特徴について概説する。日本は 6852 の島より構成される島国であるが、そのうち本州・北海道・九州・四国・沖縄本島を除く 6847 島が離島と定義されている。そのうち 418 島が有人島であり、合計約 38 万 7000 人が居住している [17]。

まず電力供給側に着目すると、有人島への給電方式としては、近隣のより大規模な島からの送電線による給電と、島内の発電所による給電の二種類に大別される。本論文では、後者を独立離島系統と定義し、主な研究対象として想定する。

独立離島系統での発電は、現在主に内燃機関発電機によってまかなわれている。小規模離島系統ではディーゼル発電機が主流であり、大規模離島の場合にはガスタービン発電機も用いられている [18]。

離島系統の規模毎の数を図 1.3 に示す [19]。横軸が離島系統の認可出力の合計、縦軸がその範囲内の離島系統の数である。図 1.3 から、日本では離島系統の規模に偏在傾向は見られず、数百 kW から数万 kW まで様々な規模の離島系統が混在している [19]。本論文では、便宜的に定格数百 kW 程度までの系統を小規模離島系統、定格数千 kW 程度の離島を中規模離島、定格数万 kW 程度の離島を大規模離島系統と定義して、必要に応じてこれらを区別して議論を行う⁷。

また具体的な数値の例を示す時には、小規模離島系統の例として波照間島を、大規模離島系統の例として宮古島を取り扱う。これらの離島はそれぞれ大規模な太陽光発電や風力発電の導入プロジェクトが進められており、関連して系統に関する情報も豊富に取得できるためである。波照間島では年間のピーク負荷 620kW 前後の離島であるが、定格 245kW の風力発電機が 2 基導入されている [20]。また宮古島については詳しくは後述するが、FIT の施行前から 4200kW の風力発電と 4000kW の太陽光発電が導入されており、さらに FIT の施工後急激な太陽光発電の導入が進んでいる。

次に負荷の特徴について述べる。離島は本土と比較して大規模な工場が少なく、住宅需要の比率が高い傾向にある。急激な電力変動を及ぼす需要家は少ない。電力品質に厳しい負荷としては、病院設備、空港関係設備、自衛隊設備、旧式の旋盤等の工作機械を有する作業場等が挙げられる。

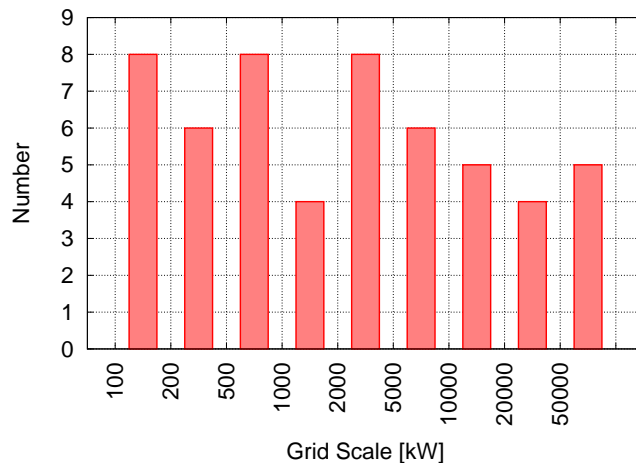


図 1.3: 離島系統の規模別の数 [19]

1.2.2 離島での内燃機関発電機の特徴

小規模離島系統の内燃機関発電機には、主にディーゼル発電機が用いられている。これらは離島内の既存の変動に全て対応できるように、高速な応答性が付与されている。例として、波照間島での内燃機関発電機の応答特性例を図 1.4 に示す [20]。波照間島には発電機 6(G6)、発電機 7(G7)、発電機 8(G8)、発電機 9(G9) の 4 基の発電機があり、G6 と G7 はそれぞれ定格 150kW、G8 と G9 はそれぞれ定格 300kW である。図 1.4 は波照間島において内燃機関発電機の特徴測定のため、系統内の発電機遮断試験を行った際の波形例であり、“Measured Value” と “Simulated Value” はそれぞれ試験による実測値と山下らの提案したモデルによる再現結果を示す。図 1.4 の Case3 は G6、Case6 は G7 にそれぞれ定格である 150kW の負荷がかかった状態で時刻 0 においてその発電機を遮断した場合の他の発電機の出力時系列波形である。G6 以外の発電機では、他の発電機の遮断後概ね 1 秒以内に発電機の出力をその後の安定値付近まで上昇させていることがわかる。このように、小規模離島のディーゼル発電機は非常に高速な出力変化が出力の下限から上限までの振幅において可能な場合が少なくない。

一方、これらの内燃機関発電機は定格の 50%程度を下限出力として運転している。そのため起動されている内燃機関発電機の組み合わせによってその合計上限出力とともに合計下限出力が存在する。またその起動と同期投入には小規模離島でも数分の時間を要する場合が少なくない。したがって、VRP の急激な出力変化により内燃機関発電機の出力上下限範囲を逸脱することが懸念される⁸。

大規模離島系統に目を向けると、ディーゼル発電機に加えてガスタービン発電機も導入されている場合も少なくない⁹。しかし、ガスタービン発電機は発電効率が低いため、常時は使用されていない場合も少なくない。

1.2.3 離島での再生可能エネルギーの現状

離島の再生可能エネルギー資源は、VRP が主力になる場合が多い。これはその他の再生可能エネルギー資源の利用が地理的条件に制約され限定的な場合が多いためである¹⁰。

⁵2008 年以降の急激な価格低下の要因には、市場の急激な拡大や中国の本格的参入と過剰な生産がある。

⁶例えばドイツの PV 買取単価はこの 10 年で約 5 分の 1 になり、2014 年 1 月時点で 1MW ~ 10MW の規模では 9.47 ユーロセント/kWh まで低下 [12]。

⁷沖縄本島は離島ではないが、北海道・本州・四国・九州の系統よりも規模が小さくこれらの系統との連系もないため、独立離島系統に類似した課題を抱えている部分もある。そのため本論文では一部沖縄本島系統についても触れる。

⁸また、VRP への調整余力を内燃機関発電機が確保するため、内燃機関発電機が部分負荷で運転する時間が長くなり、平均効率が低下することも懸念されている。

⁹具体的な例をみると、宮古島の系統構成は 2012 年度の最大電力 52538kW に対し [21]、ガスタービン発電機が定格 5000kW × 3 基で合計 15000kW ある。ディーゼル発電機が宮古第一発電所で 2500kW が 2 基、4000kW、4500kW、5500kW が各 1 基の計 5 基で合計 19000kW、第二発電所が定格 10000kW が 4 基と 15000kW が 1 基で合計 55000kW である [18][21]。なお負荷に関しては、2013 年の年間消費電力量は 258487MWh であり、そのほぼ 100%が電灯負荷である [18]。

¹⁰離島の中には屋久島のように豊富な水力発電資源を有し、島内の大きな電力を供給しているケースもあるが、多くの離島では落差の大きい河川が少ない場合が多く、その場合水力発電の使用ポテンシャルは小さい。地熱発電については八丈島など資源が豊富な場所では中心的な電源として機能しているが、多くの離島は少なくとも従来型の地熱資源は乏しい。バイオマス発電に関しては、サトウキビで製糖後に副生成物として生じるバガスを用いた発電について検討されているが、バガスは現在熱供給手段として利用されているので、発電に用いるのが有効かどうかの検討が必要となる。バイオマス燃料を外部から輸送することもありうるが、その場合燃料輸送費用が高くなる。

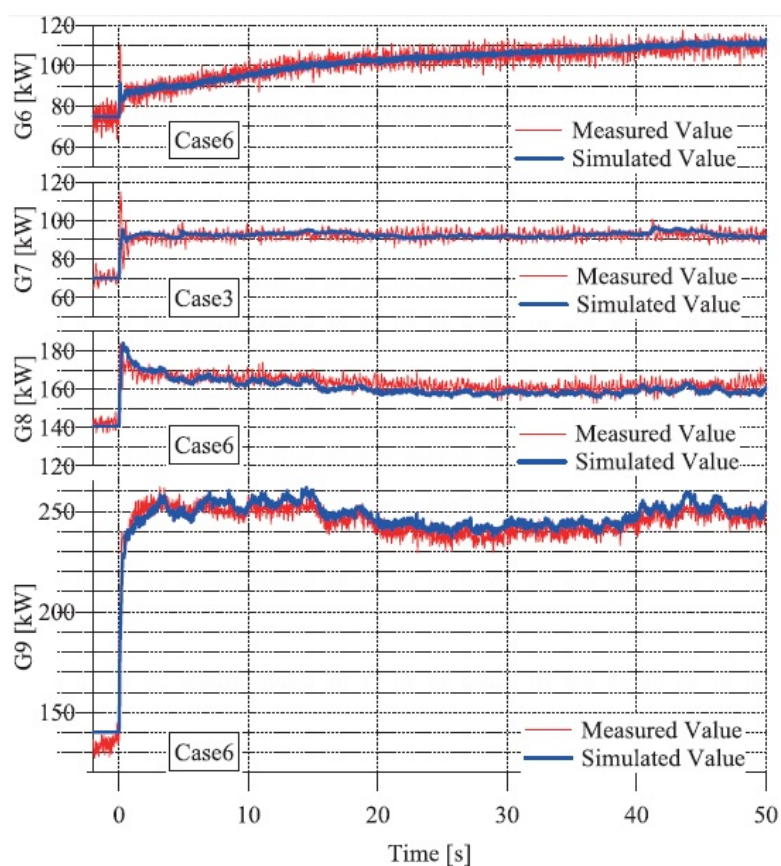


図 1.4: 発電機遮断試験時のディーゼル発電機の応答例 [20]

離島では震災以前から主に内燃機関発電機の燃料費削減を目的として VRP の導入が進められてきたが [16]、FIT の施行後、離島での太陽光発電の導入は急速に進んでいる。例えば宮古島では、FIT の施行前から 4200kW の WT と 4000kW の PV が導入されていたが、FIT の施工後急激な PV の導入が進んでいる。2014 年 3 月時点での容量を図 1.5 に示す [22]。PV の設備容量は既設・認定でそれぞれ 10000kW を超え、WT と合わせると設備容量は 25000kW に達している。これは宮古島系統の中間期の昼間の負荷を超えている¹¹。

1.3 離島での VRP(変動性再生可能エネルギー電源) 導入の課題 [16]

離島系統では VRP 導入を進める上でいくつかの課題がある。そこには例えば南西諸島の風力発電が台風に遭遇しやすく、かつ破損時に修理が困難といった発電そのものに関わる問題もあるが、本節では電力系統運用に関わる、周波数問題と発電機の下げ代問題に絞ってまとめる。その際、VRP の出力変動の周波数成分にも着目する。

1.3.1 VRP の出力変動と周波数問題

そもそも離島系統は小規模であるため、VRP の比率が高くなりやすい。例えば波照間島では定格 245kW の中型 WT2 基の導入でも、WT の kW 容量がピーク負荷の 80%になっている。

加えて離島系統では以下の二つの理由から、VRP による短周期の変動の影響を受けやすくなる。第一に、離島系統では VRP の平滑化効果が働きにくい。離島系統に導入される VRP はその小規模性から台数が少なく、その地理的分散も小さいため、平滑化効果が働きにくくなる。また離島系統の単位慣性定数は大規模系統と比較すると 1 桁程度小さいため、より短周期の変動成分でも系統の周波数に影響を及ぼしやすい。

実際に、波照間島に WT を 2 基導入しての検討では、WT の回転数およびその二倍に相当する周期 0.7 秒、1.4 秒の短周期変動が周波数変動に影響を及ぼすことが懸念され、フライホイールが導入されている [20]。図 1.6 に高

¹¹ 沖縄本島でも 2013 年のうちに 300kW 以上の PV の接続に関して注意喚起が行われている [25]。

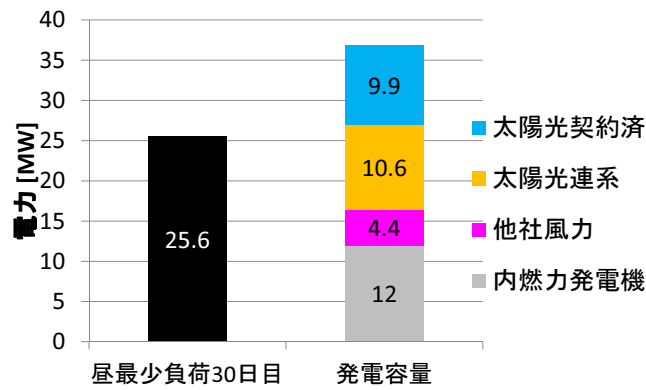


図 1.5: 宮古島の低負荷時の昼需要と PV・WT の設備容量 [22]

速発電機運転時で 100kW の出力制約のかかった時の WT の出力変動のスペクトル解析結果を示す。風力発電の回転数に相当するようなく短周期変動にはフライホイールで対処されるが、時定数で 3 秒以上より長い変動成分も幅広く存在する。なお、このデータは定格 245kW の WT の一例である。より大型の発電機の場合には慣性が大きくなり、短周期の変動成分はより緩和されやすくなる可能性もある。

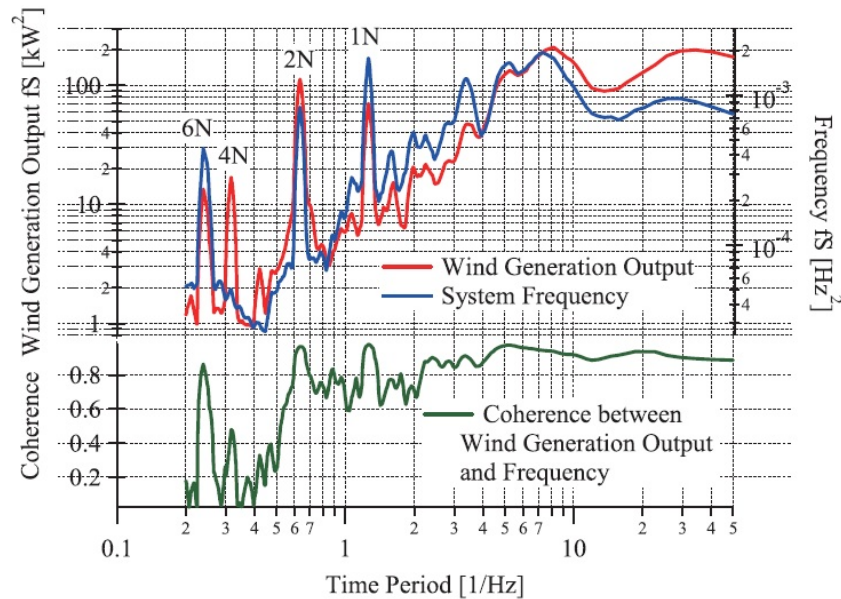


図 1.6: 出力制約がかかった WT の出力変動のスペクトル解析結果 [20]

大規模離島に関しては、WT はウインドファーム程度には平滑化効果が働くと考えられる。ウインドファームスケールでは本州での研究結果に基づけば、風力発電の出力は変動周期 1 分以下の変動は独立であるが、変動周期 10 分以上の変動についてはかなり相関が大きくなるとの知見がえられている [23]。ただし、大規模離島における WT の導入台数は数基 (例えば宮古島の場合は計 5 基) であるため、独立であっても 1 分以下の変動も系統から見て無視できない大きさを持つ。

太陽光発電の平滑化に関しては、電力中央研究所の赤城試験センターで行われた全天日射強度のスペクトル解析をもとにした研究において、「太陽電池が距離スケールが 100m オーダの場所に集中設置された場合には 10 秒～数分程度で、距離スケールが 1km オーダの場所に集中設置された場合には数分から 20 分程度の変動周期については平滑化効果が効くと推察される。」との結果が示されている [24]。したがって、小規模の PV が分散設置された場合には、少なくとも数分程度までの変動には平滑化効果が期待できる。

1.3.2 内燃機発電機の下げ代問題

既存の内燃機発電機は現在出力を定格の 40%ないし 50%程度までしか低下させないようにして運用されている。これはこれより低い出力において、燃料の未燃焼によるバックファイア等が懸念されることや、発電効率が著しく低下することに起因する。その時点で起動している内燃機発電機の下限制約の合計値と VRP の出力の合計が負荷を上回った際に、電力の余剰が発生する問題を、「下げ代問題」と呼ぶ。

電力の需給バランス維持のためには、内燃機発電機の停止が求められるが、内燃機発電機を停止した場合、その後 VRP が出力を急減すると電力供給が不足する可能性が出てくる。内燃機発電機の起動および同期投入には、数百 kW 程度までの小規模なものでも数分、1 万 kW といった大規模なものでは数十分を要する場合もあり、その間に電力の供給不足が発生する可能性がある。

1.4 離島での VRP 導入への対策

離島系統での VRP 大量導入に向けては、様々な対策が考えられる。本論文では主な対策として、以下の 4 種類に注目する。

- エネルギー貯蔵装置の導入
- VRP の出力抑制
- 内燃機発電機の運用改善・リプレイス
- 既存の負荷の消費電力制御

本節ではこれらのうち最初の 3 項目について概説し、負荷の消費電力制御に関しては次節で取り上げる。

1.4.1 エネルギー貯蔵装置の導入

離島の系統対策のためのエネルギー貯蔵装置の導入は国内外で広く用いられている対策である。エネルギー貯蔵装置の中でもいくつかの蓄電池やフライホイール、電気二重層キャパシタの応答性は非常に早く、数百ミリ秒程度の短時間の出力変動にも容易に対応が可能である。離島系統の安定化のためにエネルギー貯蔵装置を用いる研究は、国内外で多く行われている [26]。

国際再生可能エネルギー機関 (IRENA) は、離島系統へのエネルギー貯蔵装置と再生可能エネルギーの導入に関する意思決定者向けのマニュアルを発表しており [27]、様々なエネルギー貯蔵装置の特性と導入にあたっての試算例を示している。国内でも VRP を導入した多くの離島でエネルギー貯蔵装置が導入されている。

エネルギー貯蔵装置の課題は、その寿命の割に導入費用が高いこと、そして離島ではエネルギー貯蔵装置の種類によってはそのメンテナンスも容易でないことが挙げられる。また、充放電により十～数十%の損失も発生する。また NaS 電池やフライホイールをはじめ、いくつかのエネルギー貯蔵装置では、定常的な損失も発生する。したがって、エネルギー貯蔵装置を導入するにしてもできるだけ容量や使用頻度を少なくしたいという要求がある¹²。

1.4.2 VRP の出力抑制

VRP の出力抑制も、出力変動対策として主要な方法の一つである。風力発電も太陽光発電も出力の抑制自体は、技術的に可能である。出力抑制の問題点は、出力抑制により本来発電できたはずの電力が得られなくなってしまう点である。したがって、出力抑制を頻発すると VRP の設備利用率が低下し、系統としても内燃機発電機の燃料削減効果が低下する恐れがある。そのため、出力抑制もできるだけ頻度を抑えたいという要求がある。

¹²離島での導入費用の試算例としては、周らが奥尻島に関して経済性を評価したシミュレーションがある [28]。周らは奥尻島の電力供給を VRP と燃料電池と鉛蓄電池のみで供給するシミュレーションを行ったが、その場合メンテナンス費用等も含めた費用がほとんどのケースで 100 円/kWh を超え、既存の離島の発電より高コストになった。特に燃料電池を用いないケースでは、建設コストの約半分、ランニングコストの 7 割が蓄電池という結果になっている。

1.4.3 内燃機関発電機の運用改善・リブレース

内燃機関発電機の運用改善によって、VRP の変動により対処しやすくなる可能性がある。第一に、周波数変動対策としては、発電機のガバナをより強く働かせることである。しかし、ガバナの強化は系の不安定化のリスクを伴うため、その実施には注意が必要である。第二に、発電機の下げ代制約の緩和や短時間過負荷を許容する運用を行うことである¹³。VRP の変動対応用に低負荷での持続運転を可能にした内燃機関発電機も開発されている。

1.5 負荷制御の研究の現状

負荷制御の手法としては、主に市場を通じた枠組みとして、デマンドサイドマネジメント (DSM) やデマンドレスポンス (DR) などの研究・実証試験も行われているが¹⁴、ここではその要素技術となる可制御負荷について個々の技術の現状を概観する。以下では、現在研究されている代表的な可制御負荷に関して、上記の要件に照らしながら、その特徴を概説する。その際、特に可制御性、応答性および容量に着目する。

1.5.1 電気自動車

電気自動車は走行時に二酸化炭素を排出しないという特性から、近年導入が進められている。電気自動車が環境性を発揮するためには、発電時にも温室効果ガスを出さない再生可能エネルギー電源を用いることが望ましいこともあり、さらに蓄電池を搭載しているため、VRP の変動対策手段として注目されている。他の可制御負荷と異なり技術的には放電が可能である点も大きな特徴である [31]。

応答性に関して、まず外部から制御することは搭載されているのが蓄電池なので技術的に容易である¹⁵。また応答性に関しては、蓄電池への充放電なので指令値への応答は極めて高速である [33]。

利便性の観点からは、蓄電池の寿命の劣化および出発時の十分な充電量の確保が課題となり、多くの研究が行われている [34][35]。

容量に関しては、電気自動車の単機の容量は急速充電で 50kW、低速充電でも 3kW と他の家庭用可制御負荷より多いが、導入台数が 2013 年度末時点で電気自動車が 3.9 万台、プラグインハイブリッド自動車が 1.7 万台の合計 5.6 万台であり [36]、現時点での容量はそれほど大きくない。今後大規模な規模で導入が進めば、可制御負荷としての大きな可能性がある。

1.5.2 ヒートポンプ給湯機

ヒートポンプ機器の中で可制御負荷となりうるものには給湯機とエアコンがある。これらはヒートポンプ自体の原理は同様だが特性が大きく異なるので、ここは別々の項目で論じる。

ヒートポンプ給湯機は、外気の熱を吸収することにより効率的に湯を生成し、貯湯槽に蓄える装置である。貯湯槽がエネルギー的なバッファになる。そのエネルギー貯蔵量は、例えば 370L のタンクで有効温度差が 50 の場合、1 台あたり 21kWh(熱量ベース) になる。

ヒートポンプ給湯機には効率的な湯の生成と機器保護の両立のため既に複雑な制御系が組み立てられており、それらと消費電力制御を両立させる必要がある。応答性に関しては、奥谷らの研究では正弦波状の消費電力変動指令値に対する応答特性から Bode 線図を作成している [37]。これによると、30mHz 程度の正弦波指令値に対してゲインが 3dB 程度低下している。このヒートポンプ給湯機では消費電力を正弦波状に制御した場合、COP の効率低下は最大で 10%程度となっている [38]。

利便性に関しては、機器の保護系が給湯機自体の制御系に組み込まれているので、この保護系を維持した状態で制御している限りはあまり悪影響を与えないと推測される。需要家利便性に関しては貯湯槽の蓄熱量が十分ある限り悪影響を与えないので、貯湯量を管理しながら消費電力制御を行う数々の手法が提案されている¹⁶。

¹³例えば江川らは、マイクログリッドの太陽光発電変動補償を想定して、既存のディーゼル発電機の効率特性を 4 次方程式で近似し、短時間過負荷を許容した場合の運用法について検討している [29]。

¹⁴VRP 対策として離島の DSM の活用を研究した例としては、例えばカナリア島に関する Dietrich らの論文 [30] があげられる。この論文では DSM の目的を負荷シフトとピークカットとしたケーススタディを行っている。

¹⁵電気自動車の充電に関しては、IEC61851-1 電動車両導伝充電システムの中には、4 種類の充電モードが定義され、その中には車両と充電器との双方向通信が想定されているものもある [32]。実際に、電気自動車の急速充電器 CHAdeMO の規格の中には、電気を家庭に供給する Vehicle to Home が搭載されている。

¹⁶例えばムファリスら [39]、千住ら [40] や益田ら [41]。

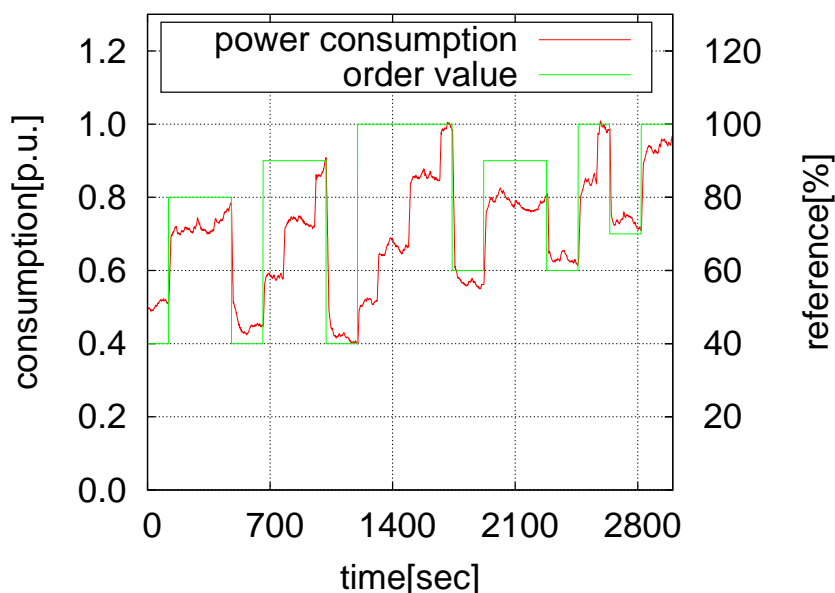


図 1.7: 業務用空調機の消費電力制御ステップ応答試験例 [46]

容量に関しては、日本全体で 400 万 kW 程度の容量と推定される¹⁷。機会に関しては貯湯槽の蓄熱量が上限になるとそれ以上の制御はできなくなるので、蓄熱量の制御によって変化する [39]。

1.5.3 エアコン・空気調和機

エアコンはヒートポンプによって室内の気温を制御する機器であり、非常に普及が進んでいる。全国の家計のルームエアコン所有台数は 12800 万台と推定される¹⁸。1 台あたりの定格消費電力を 0.5kW と仮定すると、総定格消費電力は 64GW になる。さらに業務用や工場などの空調機器も加えると、その容量はさらに増加する。機会という観点で考えると、家庭用のエアコンの場合には、実際にエアコンが室温制御のために稼働している時間はその一部である。温度制御用のエアコンの場合には、中間期にはそもそも駆動しないし、需要家によって利用時間もまちまちである。一方、業務用や工場用の空調機には、季節を問わず動作しているものも少なくない。

応答性に関しては、河内らが行った業務用空調機の試験では、定格の 20%および 60%の振幅で正弦波状に消費電力制御変化させた場合に、減衰が 3dB になる周期がそれぞれ 30 秒、130 秒であったとの結果が出ている [45]。

また島田らが行った試験では、業務用空調機を消費電力制御を受けようロジックを改良して制御した場合、大幅な消費電力指令値変更では 3 分毎に消費電力が徐々に変わる多段応答を示している [46]。図 1.7 に島田らの応答性試験の結果を示す。多段応答が起きない場合の指令値変化率は、上昇時・下降時にそれぞれ 1.5%/sec、2.7%/sec であり、河内らの試験に近い応答性を示している。

可制御負荷としての空調機の課題は、消費電力制御が室温という需要家利便性に直結する点である。室温の考慮には室内空気だけでなく周囲の躯体の熱容量および熱伝達も考慮する必要がある。業務用空調機を対象としたシミュレーションで、対象としたシステムでは短周期の変動を対象にした場合には需要家利便性を損ねずに、消費電力制御が可能との試算もある [47]。また、[47] の元の施設のように大規模な蓄熱槽を持つ空調機の場合には、需要家利便性を損ねずに長周期成分 (例えば数時間) も含めた消費電力制御が可能である。

¹⁷ 家庭用ヒートポンプ給湯機の単機容量は 1kW、ヒートポンプ給湯機は累計で 421.8 万台出荷されている [42] ので、そこからの推定。

¹⁸ 総務省の平成 21 年全国消費実態調査の結果によれば、ルームエアコンの所有台数は 1000 世帯当たり全国平均で 2478 台、主要耐久消費財の中で最も多い [43]。沖縄県は 1000 世帯当たり 1857 台であり、都道府県の中で 40 位である。これに平成 22 年の世帯数 5184 万世帯 [44] をかけて 12800 万台と推定した。

1.5.4 その他

それ以外にも可制御負荷の候補として提案されている機器は多数ある。ヒートポンプ給湯機と類似の例として、電気温水器を用いた消費電力制御の研究例がある [48]。例えば、可制御負荷の定義との関係で既存の負荷と言えるかは議論の余地があるが、水素製造機の消費電力制御による VRP の平滑化が検討されている [49]。

1.5.5 既存の可制御負荷のまとめ

電気自動車は蓄電池を搭載していることから高い可制御性・応答性を持つが、現時点での容量は限定的である。一方、ヒートポンプ給湯機やエアコンは大きな容量を持つが、ステップ状の消費電力上昇に数十秒程度の時間を要する場合も少なくない。もちろんこれらの機器の消費電力制御は独立離島系統の VRP 変動補償に一定の有効性を持つが、離島においては高速な変動も含めて大きな変動に対策をとる必要があることから、より高速でかつ容量の確保可能な可制御負荷も求められている。

1.6 水道用負荷を VRP で駆動させる研究

一方で、水道用負荷である淡水化装置¹⁹や送水ポンプを再生可能エネルギーで駆動させる研究にも注目が集まっている。ここではそれぞれについて概観する。

1.6.1 淡水化装置の再生可能エネルギーでの駆動

再エネによる淡水化の歴史 [50]

人為的な海水淡水化は少なくとも紀元前 4 世紀にはアリストテレスにより提案されている。紀元 200 年頃の壁画には船上で海水を燃焼により蒸発させ、スポンジに水をためて飲む様子が描かれている。再生可能エネルギーによる淡水化では、太陽光を熱源とする淡水化は少なくとも 15 世紀の錬金術師によって行われていた。

工業的な太陽光淡水化は、1870 年に Wheeler と Evans によって取得された一連の特許から始まる²⁰。1872 年には、スウェーデンの技術士である Carlos Wilson が最初の大規模な太陽光による蒸留装置 (太陽光蒸留装置) をチリに建設し始めた。太陽光集光器を用いた太陽光蒸留装置は、1928 年に Pasteur による報告されている。

第二次世界大戦期には、戦場での飲み水の不足を補うため、太陽光による淡水化装置の開発が進められた。戦後は 1952 年にアメリカで淡水化プロジェクトを進める Office of Saline Water(OSW) が設立され、淡水化に関する基礎的な研究が行われた。インドでも複数の国立研究機関が 60 年代から淡水化の研究を進めている。

海水淡水化の種類と消費電力制御

海水淡水化の手法は、大きく相転移を用いる方法と膜分離を用いる方法に大別される。相転移を用いる方法としては、多段フラッシュ法 (Multi-Stage Flash:MSF)、多効果蒸発法 (Multiple Effect Boiling : MEB)、蒸気圧縮法 (Vapour Compression : VC)、冷凍法 (Freezing) などがある。これらの手法の特徴は大きな熱エネルギーを必要とすることである。この熱源として、太陽熱を直接利用する研究が広く行われている。他方、減圧や圧縮などに必要な動力を再生可能エネルギーから取得する研究も多数存在し、WT、PV およびそのハイブリッドにより可変速で駆動される多段フラッシュ法の淡水化装置の開発も進められている。2013 年の世界銀行のレポートでは [51]、中東と北アフリカの水不足解消に向けた再生可能エネルギー淡水化手法として CSP が選ばれ、淡水化のポテンシャルが計算された。

一方、膜分離を用いる淡水化の手法としては、逆浸透膜法 (Reverse Osmosis membrane : RO) と電気透析法 (Electrodialysis : ED) が代表的である。逆浸透膜法は動力源として電気を、電気透析法は電気そのものを用いる

¹⁹ 本論文の題目では、分かりやすさを優先し、水道関連の文献や統計資料で多用される「海水淡水化装置 (Seawater Desalination System)」という単語を用いている。一方、後述するように本論文では海水だけでなくかん水からの淡水化も主要な検討対象としているため、本文中では単に「淡水化装置」と呼称することが多い。

²⁰ そこには現在の基本的な太陽光による蒸留の基本的な動作がほとんど含まれていた。



図 1.8: 海水淡水化装置の消費電力制御の主な組み合わせ ([50] を元に筆者作成)

ため、これらの手法は多くの電気を必要とする。そのため、再生可能エネルギーの中でも風力発電や太陽光発電と組み合わせる研究が主流である²¹。

しかしこれらの淡水化装置と VRP を組み合わせる研究は多くが系統から独立したシステムを想定しており [50] 本研究のように系統に連系し消費電力制御対象とする例は少ない。

1.6.2 送水ポンプの VRP 駆動とデマンドレスポンス

再生可能エネルギーで送水ポンプを動かす取り組みは様々な研究が行われ、すでに実用化されつつある。例えば Acakpovi らは太陽光発電に対する送水ポンプのサイズを決める手法を提案している [54]。実用例としては、インドでは既に太陽光発電駆動の送水ポンプシステムが 7000 基以上動作している [55]²²。

また、送水ポンプはピークカットの重要なターゲットとして研究がなされている。特にカリフォルニア州での研究がさかんであり、米国電力研究所もその可能性をまとめている [57]。House らはカリフォルニア州での詳細なポンプ消費電力の調査に基づいて、消費電力制御の有効性を議論している [58]。Mark と Wilcox は、カリフォルニアの農業用ポンプのデマンドレスポンスの可能性について、自動デマンドレスポンス (ADR) も含めて議論をしているが [59]、まだ統計調査に基づいた推計にとどまっており、より詳細なモデルに基づく消費電力制御可能幅の把握や制御法の検討が求められている。

一方送水ポンプの消費電力制御研究は台数制御を前提にしたシミュレーションが多いが、離島系統のように高速な変動への対応が求められる場合には、可変速制御されたポンプの実機特性に基づいた研究が求められる。可変速制御されたポンプの消費電力制御に関しては、大規模なものでは揚水発電の実用化に向けた研究があるが [60]、既存の送水システムの消費電力制御に関する研究例は少ない。

1.7 ここまでの議論のまとめ

以上の議論を主に kW 容量と応答性の観点から図でまとめる。図 1.9 に中小規模離島での VRP の変動と既存の電源、および可制御負荷の kW 容量および応答性をまとめたイメージ図を示す。図 1.9 の横軸は、各機器の特徴的なランプ応答に必要な時間の例を示す。これらはあくまでイメージであり、実際には個々の機器や条件によって特徴的な時間は大きく異なる点に注意が必要である。

離島では平滑化効果が働きにくいいため、VRP の短周期の変動は時定数が数秒の成分から顕著に表れる。それに対し既存のディーゼル発電機の出力調整は十分応答できる速度をもっている場合も少なくないが、その起動と同期投入には小規模離島系統でも数分、大規模離島系統ではそれ以上の時間がかかる。したがって、出力の上下限に抵触するとそれ以上の変動対応は困難である。対策手段として、ESS は十分な指令値追従速度を持っている場合も少なくないが、系統への導入には追加的な費用がかかることからできるだけ抑制したい。

一方可制御負荷についてみると、電気自動車は高速な応答性を持つが、現時点では容量が少ない。ヒートポンプ給湯機は大きな容量があるが、応答性の観点から VRP の高速な変動は補償しきれない可能性がある。エアコンは非常に大きな設備容量を有するが、離島の平滑化効果が弱い WT や PV の変動補償には追従が難しい可能性がある。さらに長時間の大幅な消費電力制御は室温に悪影響を及ぼす懸念がある。

²¹ 研究体制の面では、欧州では再生可能エネルギー淡水化を推進するため、産業界と大学が協力して ProDes (Promotion of renewable energy for water production through desalination) といった大規模なプロジェクトで再生可能エネルギー淡水化の課題を整理している [53]。

²² 既に太陽光発電とポンプを合わせたシステムを販売している業者も存在する。例えば [56]。

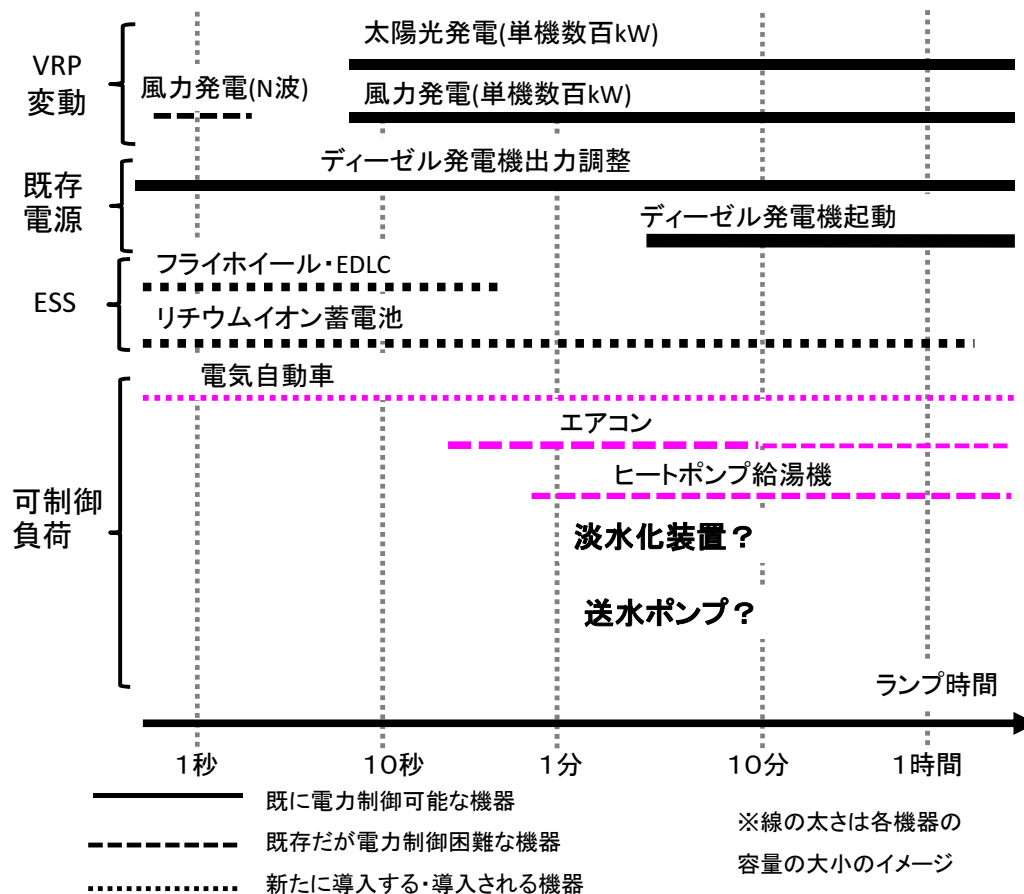


図 1.9: 離島の各機器の容量および応答性の比較

そこで、本研究では新たな可制御負荷として、淡水化装置と送水ポンプによる消費電力制御により WT や PV の変動補償を行うことを提案する。現在世界的には主に電力系統が届かない地域への淡水供給を目的として、淡水化装置と送水ポンプを再生可能エネルギーで駆動する研究および実証が進められている。現状ではこれらは再生可能エネルギーと淡水化装置ないし送水ポンプを 1 対 1 で組み合わせた独自のシステムを構成する場合が多い。また特に送水ポンプに関しては、DSM や DR のプロジェクトに組み込みピークカットや送水効率向上につなげようとする研究例が見られるが、短周期の変動に送水ポンプを活用するような実証研究は少ない。

1.8 本研究の目的

本研究は、離島での VRP 大量導入時の需給バランス問題を解決するため、電力系統に接続されている既存の海水淡水化装置および送水システムの可制御負荷としての利用を提案するものである。本研究での大きな目的は、可変速制御された淡水化装置と送水システムを可制御負荷として利用する上での可能性と論点を整理し、実際の消費電力制御に向けた技術的課題を解決することである。

この大目的を達成するための具体的な手段として、本研究では以下のより具体的な課題について検討する。

1. 淡水化装置・送水システムの可制御負荷としての要件の整理

第一の課題は、淡水化装置と送水ポンプを可制御負荷として使用する際の論点を整理することである。可制御負荷は、機器の所有者と電気事業者など負荷を制御したい主体が異なる場合が少なくない。機器保有者は機器本来の目的が確実かつ経済的に達成されることが重要だが、負荷の制御者にとっては VRP の変動対策のためできる限り広範囲に、高速に消費電力を制御することが望ましい。

本論文ではそれぞれの視点から、可制御負荷の満たすべき点を合計 7 項目の要件に整理をし、淡水化装置と送水システムが可制御負荷としてそれらの要件をどの程度満たしているかを検討する。そして各要件との関係で、以下に述べる他の課題を検討する意味を整理する。

2. 水力学に基づいた、圧力・流量・消費電力の静特性モデルの提案

第二の目的は、淡水化装置と送水システムについて、水力学に基づいた、圧力・流量・消費電力の静特性モデルを提案することである。このモデルは、消費電力の制御可能な範囲や水生成・送水の効率、さらに各種の圧力・流量などの制約に関する検討などの基礎となるものである。

淡水化装置や送水システムの消費電力モデルはこれまでもいくつか提案されているが、本モデルは既に系統接続されている既存の機器を対象に、系統内の VRP の変動補償を行うための簡便なモデルを作成する²³。

淡水化装置と送水システムに共通する要素に関する議論を行ったのちに、それぞれの試験設備での静特性試験結果に基づいたモデルの提案を行う。送水ポンプに関しては、送水ポンプ 1 台のモデルについて議論した後に、多数台が長距離管路で並列接続されたシステムに関しても、そのうちの 1 台のみ可変速制御にした場合の消費電力モデルについて提案する。

3. 制約条件を考慮した消費電力可制御幅および水生成効率・送水効率の検討

第三の目的は、淡水化装置および送水ポンプの消費電力の制御可能な上下限（可制御幅）と水生成効率・送水効率について、静特性モデルと試験結果から分析を行うことである。可制御幅は負荷の制御者がどの程度の幅で制御できるかを示すもので、容量適合性を確保する上で重要な値である。一方、淡水化装置の水生成効率および送水ポンプの送水効率は、機器所有者の経済性に直結する。その際、淡水化装置には膜保護や水生成に関する制約があるので、これらを考慮した上で消費電力の可制御幅および水生成効率を検討する手法を提案する。その上で淡水化装置および送水ポンプの可制御幅と水生成効率・送水効率のトレードオフ関係についても整理を行う。

4. 過渡特性の把握・制御法の提案および太陽光発電変動抑制効果の検証

第四の目的は、消費電力制御時の過渡特性を把握し、過渡特性に基づいた消費電力制御法を提案することである。ステップ応答試験やランプ応答試験・正弦波応答試験によって、応答速度の確認を行う。特に送水ポンプは過渡特性に圧力サージが大きく影響するので、その影響を考慮した過渡特性の解析モデルを提案する。

把握した過渡特性に基づいて、消費電力指令値に対する淡水化装置および送水ポンプの入力の決定法を提案する。淡水化装置の場合には、電力変換装置の出力周波数と濃縮水バルブ開度の 2 つの入力があるので、出力周波数のみでの制御法と、出力周波数とバルブ開度の協調制御法をそれぞれ提案する。送水ポンプに関しては、圧力サージによる消費電力二段応答を抑制する制御法としてデッドビート制御を提案する。さらに、圧力サージの大きさに制限がかかった場合の制御法についても分析と提案を行う。

VRP 変動抑制効果の検証の事例として、単機 PV 出力変動を補償する試験を行う。淡水化装置に関しては、出力周波数のみの制御による変動補償効果を検証する。送水ポンプに関しては、貯水量制約を考慮した消費電力制御法を 2 種類提案し、シミュレーションによってパラメータの最適化を図る。

図 1.10 に検討課題の関連と研究の流れを図示する。

1.9 本論文の構成

本論文の章構成を図 1.11 に示す。今後の各章での検討課題について整理する。第二章水道システムの概要と消費電力制御の可能性では、可制御負荷の要件と水道システムの概要を整理し、それに基づいて淡水化装置と送水ポンプの可制御負荷としての特性を評価する論点を整理する。その上で淡水化装置と送水ポンプの容量適合性について議論する。

第三章淡水化装置と送水ポンプの共通部分のモデル化では、海水淡水化装置と送水ポンプの可変速制御に共通する部分の基礎的なモデルを構築する。各構成要素の種類や特徴を簡単に述べた上で、消費電力や生成流量を解析する基本的な解析的なモデルを提案する。その際、劣化に関連する各構成要素の圧力による影響やそれらを考察する理論についても述べる。

第四章と第五章は海水淡水化装置、第六章と第七章は送水ポンプにそれぞれ特化し、具体的な試験やシミュレーションに基づいた考察を行う。第四章淡水化装置の静特性と制約条件下での消費電力可制御幅・効率と第六章送水

²³水道施設は施設ごとに必要な揚程に基づいてポンプなどの機器を選定するため、各サイトごとに異なる特性に即して使用できる汎用なモデルが求められる。

要件: 機器保有者 負荷制御者

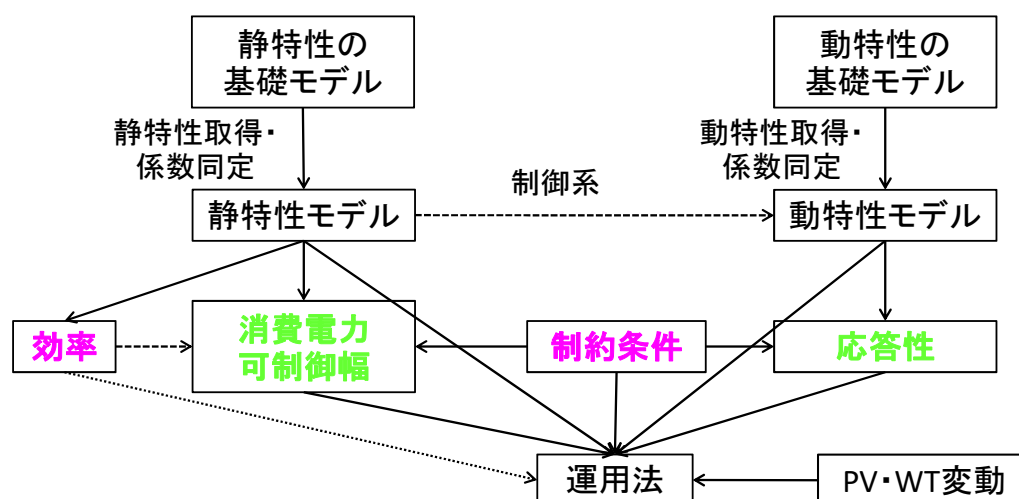


図 1.10: 本研究の目的と研究の流れ

システムの静特性と制約条件下での消費電力可制御幅・効率では各機器のまず静特性のモデル化を行う。さらに対劣化性や効率性に規定される制約条件を考慮した上で、各機器の消費電力制御幅に関する考察を行う。第六章では一台の送水ポンプに関する考察に加え、並列接続された多数台ポンプが動作する系での静特性に関する考察も行う。これらの検討により、可制御負荷としての容量性が実際の制御可能量として捉えられるとともに、効率性についてもより具体的な考察を行える。

第五章淡水化装置の過渡特性と再生可能エネルギー変動補償手法と第七章送水システムの過渡特性と再生可能エネルギー変動補償手法では、まず各機器の応答性をステップ応答試験やランプ応答試験によって確認する。次に、それぞれの応答特性に基づいた制御法を提案し、具体的な変動抑制の事例として、PV 変動抑制試験の行った結果について示す。第五章ではさらに、消費電力制御と効率的な水生成の両立のための制御法を提案し、試験装置での検証を行う。第七章ではさらに、供給性を確保しながら消費電力制御を行う方法の検討として、貯水量制約を考慮した送水ポンプの PV 変動抑制に関するシミュレーションおよび試験結果についても述べる。

第八章は結論である。本論文での議論を章ごとにまとめる。その後淡水化装置および送水ポンプが可制御負荷の 7 要件にどの程度適合するかを整理する。その上で、離島の規模と制御目的に応じた制御法について論じる。

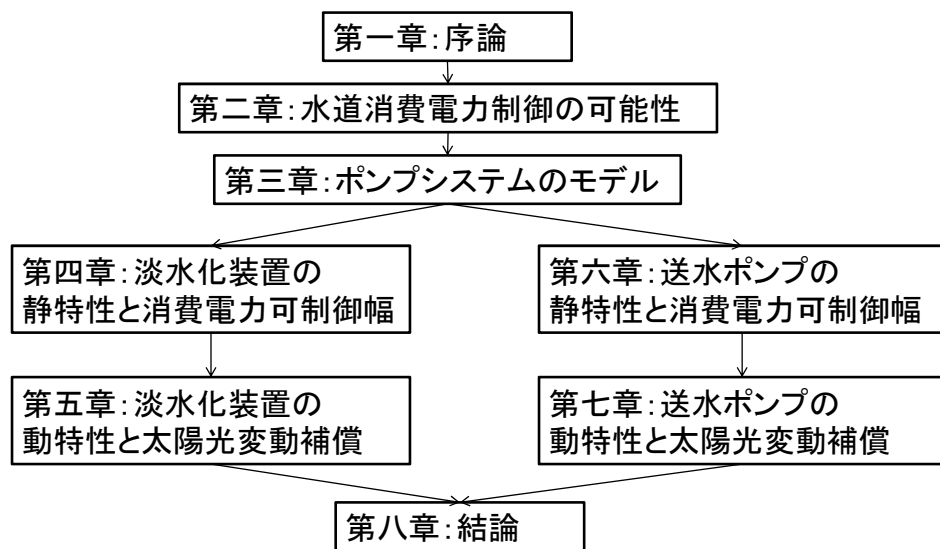


図 1.11: 本論文の章構成

第2章 水道システムの概要と消費電力制御の可能性

本章の目的は、第一に淡水化装置と送水ポンプの可制御負荷としての適性を判断する上での論点を整理することである。そのために議論の前提となる水道システムの概要を整理し、その中で検討対象の範囲および水道システムの中での役割を確認する。第二に、可制御負荷の要件の一つである容量適合性について検討することである。淡水化装置と送水ポンプそれぞれについて、統計的資料を用いながら kW 容量および消費電力制御の持続可能時間について検討する。

本章の節構成を説明する。2.1 節可制御負荷の定義と要件ではまず可制御負荷の定義と本論文で対象とする一般的な可制御負荷の要件について整理を行う。可制御負荷の場合機器の所有者と消費電力を系統安定化のために制御する主体は異なることが想定されるので、それぞれの視点からの整理を行い、合計 7 項目の要件に整理する。2.2 節水道システムの概要では、上水道を中心に水道設備の概要を述べる。その上で 2.3 節本研究の検討対象では、本論文で水道システムの中で淡水化装置と送水ポンプを選択した理由について説明し、その用語の対象とする範囲を示す。2.4 節機器所有者の視点からの可制御負荷としての特徴と 2.5 節負荷制御者の視点からの可制御負荷としての特徴では、2.1 節で定めた要件に照らして、淡水化装置と送水ポンプがどのような適性を持っているかを記述する。合わせて、各論点を実現するための研究課題も整理する。2.6 節各要件の関連性の考え方では、列挙した要件が相互にどのような関連にあるか、および本論文でのそれぞれの扱い方について述べる。2.7 節水道システムの容量適合性に関する検討では、主に統計資料に基づき、淡水化装置と送水ポンプがそれぞれどの程度の kW 容量および kWh 容量を保有しているかについて論じる。2.8 節第二章のまとめでは本章のまとめを行う。

2.1 可制御負荷の定義と要件

2.1.1 可制御負荷の定義

本論文では可制御負荷 (Controllable Load) を、「本来系統安定化以外の用途で導入されている機器で、その機器の消費電力を本来用途以外の信号によって制御可能であり、かつその制御により機器の本来の目的に悪影響を及ぼさないもの」と定義する。この定義に従えば、例えば同じ蓄電池でも、系統対策用に導入されたエネルギー貯蔵装置は可制御負荷には含まれないが、電気自動車に搭載された蓄電池は外部から消費電力制御できれば可制御負荷とみなされる。

2.1.2 可制御負荷に求められる要件

可制御負荷の特徴は、それを系統安定化のために制御する主体と、その機器を保有し機器本来の目的を実現する主体が場合が少なくない事である。もちろんそれらは同一であることもあるが、ここではそれらを区別して、前者を負荷制御者、後者を機器所有者と定義する。負荷制御者として主に想定されるのは電力会社であるが、マイクログリッドの所有者や将来的にはデマンドレスポンスのアグリゲータなども想定される。一方、機器所有者は家庭用機器の場合には効用の需要家と一致するが、産業用負荷などでは効用の直接的な需要者とは必ずしも一致しない。それぞれの主体から、本研究で考慮する可制御負荷の要件を整理する¹。

機器所有者からみた可制御負荷に求められる要件

機器所有者の視点で考えると、供給信頼性と経済性の確保が重要な課題となる。経済性の確保のためには、効率性の向上によって機器の消費電力を低減することと、消費電力を行う機器やその周辺の機器に寿命の劣化など

¹ここで述べる可制御負荷の要件は、河内ら [47][61] や千住ら [48] の先行研究を参考に筆者がまとめたものである。

の悪影響を及ぼさないことが重要になる²。以下に具体的に示す。

- 供給信頼性：必要なタイミングで対象機器が必要な量・質の物やサービス（以下、供給物）を供給できること
可制御負荷はその定義上、“系統貢献のための消費電力制御”以外の本来の用途を持っており、機器所有者の観点からはその目的を達成することへの悪影響はできるだけ抑えたい。供給信頼性には量的な問題と質的な問題がある。量的な問題としては、消費電力制御は対象機器の動作する時間や量をシフトすることになる。したがって、供給性を満足する上では、供給物の需要そのものの必要となる時間をシフト可能であるか、供給物を貯蔵できることが重要になる。例えば電気自動車であれば蓄電池が、ヒートポンプ給湯機であれば貯湯タンクが貯蔵の役割を果たすため、有力な可制御負荷となる。

また、消費電力制御によって供給物の質に影響を及ぼす可能性がある場合、その悪影響をできるだけ抑制したい。例えば工場であれば消費電力制御による製品への悪影響は避けなければならない。

- 効率性：必要とされる物やサービスの供給、できるだけ少ない消費電力で行えること

効率性は非常に多義的に使われる単語だが、本論文では特にことわりがない限り、効率性という単語を「単位消費電力量あたりの物やサービスの供給量」で定義する。

消費電力制御による効率性への影響には、通常と異なる消費電力で定常的に運転する際の静特性効率への影響と、動的な効率への影響の2種類が考えられる。静特性効率への影響は、一定の入力で通常時と異なる運転状態で機器を制御し続けることによる、効率への影響を指す。一方、動的な効率への影響は、動的に消費電力を制御することによる過渡的な効率への影響と定義される。例えば、消費電力制御に前処理が必要なプロセスでは、消費電力制御を繰り返すとその度に前処理に余計な電力が必要となり、効率が低下することが予想される。

- 劣化への影響：消費電力制御が対象機器の劣化に悪影響をおよぼさないこと

消費電力制御により可制御負荷はこれまでとは異なる動作することになる。頻繁な動作状態の変化は機器の疲労による寿命の減少をもたらすことが懸念される。この点は、消費電力の制御幅とともに、消費電力制御の頻度や変化率などに主に依存する。機器所有者からは、消費電力制御による劣化への悪影響が極力小さいことが求められる。

負荷制御者からみた可制御負荷に求められる要件

一方負荷制御者からみると、可制御負荷に求められる要素としては少なくとも以下の4点が考えられる。

- 可制御性：負荷制御者からの何らかの信号により消費電力を制御可能であること

系統安定化に寄与するためには消費電力が制御可能であることが必要不可欠である。ここで、信号は必ずしも系統運用者等からの命令である必要はない。自端で検知した系統周波数やあらかじめ設定されたタイマーによる信号などによる制御も含まれる。

消費電力制御には、直接消費電力指令値を与える場合、価格シグナル等によって消費電力制御を行う場合、電力がひっ迫しているという情報を伝えて行動を促す場合などが考えられる。系統運用者としては消費電力指令値通りに消費電力を変化できることが望ましいと考えられる。

制御の細かさという点で考えると、起動・停止のみの消費電力制御と、部分負荷などで様々な消費電力を実現できる場合とでは、後者の方が可制御性が高いと考えられる。

- 応答性：指令の変化に対して実際の消費電力が十分な速度で応答すること

負荷制御者からの信号に対し、必要な速さで機器の消費電力が変化する必要がある。応答性は効率性や劣化と密接な関係があり、機器や効率に悪影響を及ぼさない範囲で、制御目的に必要な速さを実現することが可能かどうかを判断する必要がある。この点では、機器の保護系の影響を強く受ける場合が少なくない。消費電力制御の目的によって、必要な応答性は変化する。

²デマンドレスポンスを念頭におくと、機器所有者が求める経済性は単なる消費電力量に対する効率性だけでなく、時間帯別料金やインセンティブを考慮した電気料金負担の最小化ともなりうる。負荷の消費電力制御はこれらの利益を増大させることにつながるが、本研究ではこの点について定量的検討は行わない。

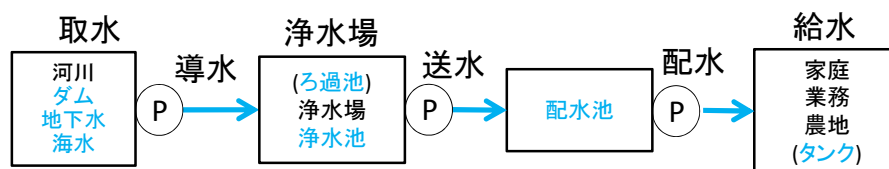


図 2.1: 上水道の概略

- 容量適合性：可制御負荷の電力および電力量が、対象とする電力系統の規模に対して無視できない程度に大きいこと

消費電力が制御可能であっても、その容量が十分でなければ制御の効果が発揮できない。例えばエアコンやヒートポンプ給湯機などは単機の容量は小さいが台数が多いため、全体として消費電力の kW 容量および電力量の適合性を満たすことになる。

- 機会適合性：対象の消費電力制御を想定する期間の中でその負荷の消費電力を制御可能な状態にある時間が十分に長いこと

VRP の変動に対処したいタイミングで負荷の制御ができる必要がある。PV 出力変動補償であれば基本的には昼間に機器が稼働している必要があり、WT 出力変動補償であれば昼夜ともに機器が稼働していることが望ましい。また、負荷が特に減少するゴールデンウィークや正月の対策への活用を考えるならば、それらの時間帯に動作可能である必要がある。機器の容量が制御可能な時間が短ければ、消費電力制御の効果を見込むことは難しい。

この 4 項目のうち、第一項目の可制御性は消費電力制御を行う上での大前提であり、何らかの形でこの点が実現しなければ可制御負荷としての活用は難しい。

容量適合性は大きいほど、応答性は速いほど可制御負荷としての利用可能性は広がることになる。この二つは相互に関連し、例えば高速の応答を期待できる制御可能幅は低速での制御可能幅より小さくなる場合が多い。

2.2 水道システムの概要

2.2.1 水道の概要

水道は必要な水の供給を行う上水道と、使用後の水を処理し自然界に戻すための下水道からなるが、本節では主に日本の上水道システムを念頭におく。上水道は、天然に存在する水の水質を飲用に適したものに改善する水質変換施設、水源施設、輸送施設、管理情報施設から構成されている [62]。上水道施設は、水源、取水施設、導水施設、浄水場、送水施設、排水施設、給水施設からなる。図 2.1 に上水道の概略を示す。図 2.1 の青文字は貯水が見込まれる設備である。以下、順に説明する。

水源となるのは、地表水、ダム、地下水および海水などである³。図 2.2 に日本の取水源の内訳を示す。図 2.2 中の単位は億 $\text{m}^3/\text{年}$ である。日本全体でみると、水源の半分弱がダムであり、残り地下水と地表水で占められている。

また、水利用の内訳に着目すると、日本の水利用はその約 3 分の 2 が農業用水であり、残りが工業用水と生活用水である [63]。⁴

導水施設は原水を、送水施設は浄水を送るための施設で、工学的には両者はほぼ同じである。管渠やポンプ施設が主たる施設である。自然流下式とポンプ圧送式があり、後者が主に電力を消費する。浄水施設はいわゆる浄水場であり、原水を飲料水にするための諸設備および発生する汚泥の処理をする排水処理施設からなる。緩速法と急速法で違いがあるが、基本的には凝集・沈殿・ろ過・殺菌のプロセスからなる。浄水場内で浄水を貯める施設を浄水池という。浄水池は配水池を兼ねる場合もある。配水施設は浄水を配水区域の公道の下まで送る施設である。配水池・配水塔・配水管などからなる。配水塔および高架水槽は自然流下を行うための設備である。配水管

³地表水には河川水・湖沼水・貯水池からの水があり、地下水には湧水・井戸水・伏流水がある。伏流水とは河川の周辺の透水層を河川と相互作用に影響しながら潜流する地下水である。

⁴少なくともこの傾向は過去 30 年間大きな変化は見られない [63] 水利用量の合計は 1997 年頃から漸減傾向にある。

は樹枝状と網目状がある。給水を考慮すると、3 階建の建物に送る想定で配水管出口で 0.2MPa 程度の圧力が必要になる。給水施設は配水管から家庭などの給水栓までの設備の総称である。

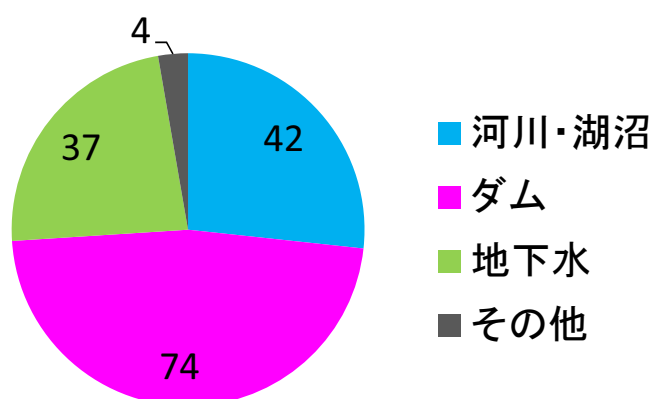


図 2.2: 日本の取水源内訳 (単位は億 m³/年)[64]

2.2.2 離島の淡水化装置

離島は長距離の河川が少なく、森林の量も少ないことが多いため、水不足になりやすい地域が多かった。安定な水供給を実現するため、中小規模の離島を中心に海水やかん水から淡水を得られる淡水化装置の導入が進んでいる。数でみると生活用水用淡水化施設の半分以上は離島に存在している [63]。

また、国内の淡水化施設は、造水量ベースで生活用水の 89%、工業用水の 78%が逆浸透法であり [63]、本研究でも逆浸透法の装置を対象とする。

2.2.3 水道網の劣化と更新

現在多くの水道システムの機器は高度成長期ないしそれ以前に作られており、耐用年数の限界を迎えている。水道施設では、法定耐用年数を超えた管路は 8.5%であり、今後更新への投資が必要な施設が増大すると想定されている [63]。更新の際に、消費電力制御に必要な通信設備や電力変換装置を合わせて導入すれば、より経済的にこれらの機器が導入できる可能性がある。

2.3 本研究の検討対象

本検討では、可制御負荷として水道内の 2 つの機器に着目する。

第一に、本検討では逆浸透膜法の淡水化施設、特にその中で大きな消費電力を消費する膜供給用高圧ポンプである。逆浸透法では、膜に浸透圧を超える圧力を供給する必要があるが、海水の浸透圧は 25 気圧前後もの高圧である。したがって、淡水化施設内でも多くの電力をこの高圧ポンプが消費している。また、単位水量あたりの消費電力が多いため、タンク容量に対して消費電力が比較的大きいのも特徴である。

淡水化施設には、水源として海水を使用する施設と、海水よりは塩分濃度が低いがそのままでは利用に適さない地下水であるかん水を用いる施設がある。本研究ではそれらを総称して淡水化施設と呼称することにする。

高圧ポンプとそれを駆動する電動機や電力変換装置、そしてそれらをつなぐ配管や弁、制御系などの全体を、ここでは淡水化装置と呼称することにする。さらに、淡水化装置に前後処理や貯水槽などを含めた全体を淡水化施設と呼称することにする。

第二は、主に上水道の導水・送水・配水などに用いられる施設間送水を主目的としたポンプである。これらは水道事業が行われる多くの離島に存在する⁵。

⁵浄水道内などにも送水ポンプが存在し、消費電力制御対象として本研究の手法が適用可能な可能性があるが、直接には想定しない。

本論文では「送水ポンプ」という用語を特に注意書きが無い限り、送水だけでなく導水や配水も含めて、「水道事業においてある施設から別の施設へ水を送るポンプおよびその駆動・制御系」を指す用語として用いる。ここにはポンプやさらに、「送水ポンプおよびその前後の貯水槽とその間に存在する管路の全体」を送水システムと呼称することにする。本論文で用いるこれらの単語について、その範囲を表 2.1 にまとめる。

表 2.1: 検討対象に関する単語の整理

	ポンプとその駆動・制御系	左+貯水槽や長距離管路
淡水化	淡水化装置	淡水化施設
送水	送水ポンプ	送水システム

上記のように、淡水化装置と送水ポンプ、淡水化施設と送水システムはその構成に共通する部分が多く存在する。ただし、上記の呼称では淡水化装置という言葉には主要な圧力損失要素である弁と逆浸透膜が含まれるのに対して、送水ポンプという言葉には主要な圧力損失要素である長距離管路が含まれない点に注意が必要である。

2.4 機器保有者の視点からの可制御負荷としての特徴

ここで淡水化装置と送水ポンプを可制御負荷として見た場合の特徴を、2.1.2 で示した可制御負荷の要件毎に整理しながら概説する。合わせて、各項目をどこで詳述するかも示す。

2.4.1 供給信頼性

水道システムにおける供給信頼性の定義は、「機器保有者が常に十分な水質の水を需要者に供給できること」となる。水は人間の生命維持と生活、そして工業や農業においても不可欠な存在であり、供給の信頼性は量的にも質的にも最優先で確保されなければならない。

送水システムの特徴は、輸送経路の様々な箇所に既にタンクや貯水槽といった貯水設備を有していることである。したがって淡水化装置や送水ポンプはこのタンクや貯水槽の水位に余裕のある範囲においては、消費電力制御により機器保有者の水供給に支障をきたさないことになる。この貯水施設の存在により、淡水化装置や送水ポンプは可制御負荷に適した存在となる。貯水量の維持は消費電力制御の制約となる。この点は節で議論する。

水質の問題では、特に淡水化装置の場合逆浸透膜を透過する塩量が問題となる。塩量は生成水の導電率として計測され、淡水化装置消費電力制御の制約条件の一つとなる。この点は他の制約と合わせて節で議論する。

2.4.2 効率性

機器保有者からみた水道システムの効率性は、送水ポンプの場合は単位消費電力量あたりの送水量、淡水化装置の場合は単位消費電力量あたりの生成水量で定義される。本論文ではこれを送水効率および水生成効率と定義する。単位はともに $[\text{m}^3/\text{kWh}]$ である⁶。送水効率ないし水生成効率が大きいほど、より少ない電力で送水ないし淡水化を行うことができ、効率的であるといえる。

水道事業は他の産業と比較しても動力費の割合が高い分野である。図 2.3 に上水道にかかる費用に占める動力費の割合の推移を示す [67]。1980 年代に上水道にかかる費用に占める動力費の割合は急激に低下し、近年は 3.0% から 3.5% を推移している。それでも、製造業の生産額に占める購入電力使用額の割合が 2010 年で平均 1.32% であること [68] と比較すると依然として高い。したがって、消費電力の削減は機器保有者にとって強い要求がある。

淡水化装置の水生成効率については、淡水化装置の静特性関連は第四章でモデルからの解析を行う。過渡特性は 5.3 節で正弦波試験下での効率を確認し、5.5 節で水生成効率を向上しながら PV 変動補償を行う二自由度制御法を提案する。

⁶この逆数はそれぞれ送水量原単位、生成水量原単位となる。単位は単位はともに $[\text{kWh}/\text{m}^3]$ である。

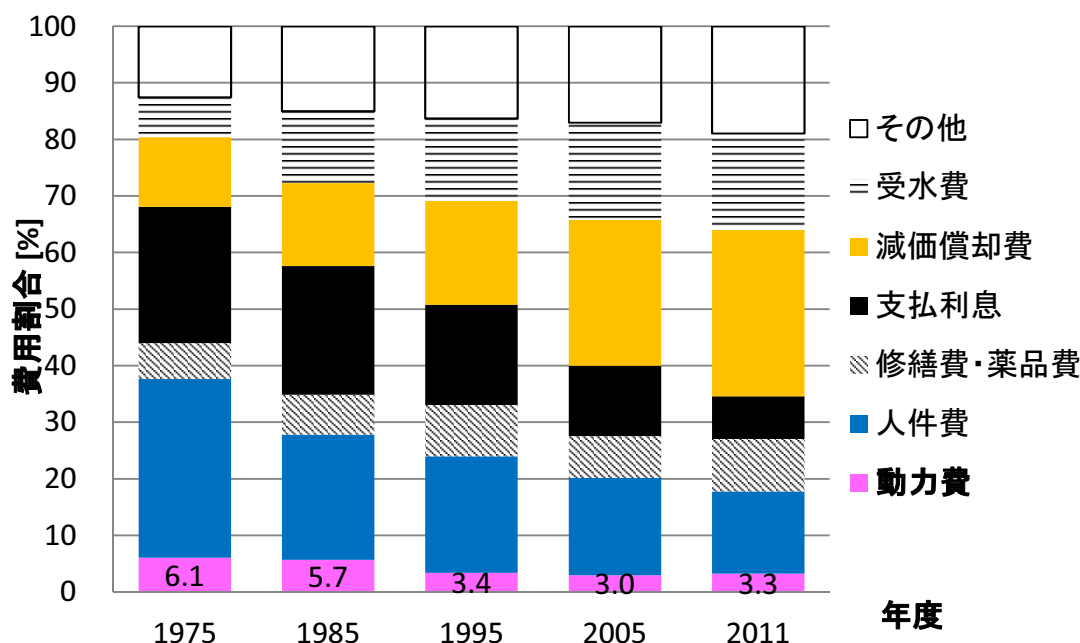


図 2.3: 上水道事業の動力費の割合の推移 [67]

2.4.3 劣化への影響

機器の劣化は経済性の悪化とともに、場合によっては供給信頼性の低下にもつながるので、機器保有者としては極力抑えたい。機器の劣化に関しては、ポンプや電動機、弁などに加えて、送水ポンプでは管路 (3.2.10 で議論)、淡水化装置では逆浸透膜の劣化可能性 (4.5 で検討) が重要な検討課題となる。

2.5 負荷制御者の視点からの可制御負荷としての特徴

負荷制御者の視点からの特徴は、当然機器保有者の要件によって制約されることになる。したがって、本節では機器保有者との関連も必要に応じて触れながら、負荷制御者の視点からの各要件について述べる。

2.5.1 可制御性

水道用送水ポンプや淡水化装置の特徴として、ポンプ・電動機・弁・配管などの規格が詳細に決まっていることがあげられる。水道用施設はそれらの要素を現場の必要性に合わせて構成し、現場においてチューニングをしながら運用することが多い。したがって、これらの機器は内部にブラックボックスになるような保護系や制御系が少なく、外部からの指令による制御が比較的容易であることが推測される。

また、ある程度以上の台数の送水ポンプ群は既に制御所から遠隔指令により起動停止などの制御が行える状態にあるため、これらの通信指令施設を利用することで比較的容易に消費電力制御ができる可能性がある。

2.5.2 応答性

淡水化装置も送水システムもその主要な負荷はポンプである。ポンプそのものは、可変速制御を行うことで数百ミリ秒から大きいものでも数秒程度の時間で消費電力制御が可能であると考えられる。したがって、内燃機関発電機の起動が間に合わないような高速な変動に対応可能な可制御負荷として期待される。これらに関する先行研究も含めたより詳細な議論は、淡水化装置については第五章で、送水ポンプについては第七章でそれぞれ論じる。

2.5.3 容量適合性

容量については、まず設備の kW 容量がどれだけあるのか、および消費電力量が kWh/年あるのかを確認する必要がある。また消費制御可能な時間がどれだけ継続するかも重要になる。これについては貯水槽の容量が課題になる。これらについては 2.7 節で統計資料に基づいて論じる。

可変速制御による消費電力制御時には、各種の制約を考慮した上で消費電力の上限値および下限値も問題になる。消費電力の上限値と下限値、および上限値と下限値の差を、本研究では消費電力可制御幅と定義する。単位は kW であり、可制御幅が大きいほど系統の変動補償に大きな寄与ができることになる。可制御幅の検討手法は、淡水化装置については第四章で、送水ポンプについては第六章でそれぞれ論じる。

2.5.4 機会適合性

水の需要は負荷率で考察できる。水の供給は導水路の場合河川の場合天候依存、ダムの場合貯水量依存、井戸水の場合は地下水源であり、比較的安定している。送水ポンプ・配水ポンプの場合は短期的には浄水場タンク、配水池タンクの容量に依存する。

共通する点としては、家庭用、工業用の水需要は年間通じて存在するが、季節間の変動などはある。一方農業用水需要は季節による変動が激しい。天候による影響も考えられる

淡水化装置の場合には取水は海水ないしかん水なので問題は少ない。ただし前処理との関係で、必要ならタンクなどが必要になる可能性がある。

送水ポンプに関しては、取水・導水ポンプでは取水源に依存する。河川なら流量に大きく依存する。バッファがあるかどうか。ダムや地下水の場合は水源枯渇時以外は安定している。送水ポンプでは調整池や配水池の容量に依存する。

2.6 各要件の関連性の考え方

本研究では VRP の変動抑制のための淡水化装置および送水ポンプの活用について議論するため、負荷制御者の視点から消費電力の可制御幅や応答性を制約の範囲内で最大化することを基本とする。その際、機器所有者の要件は制約条件として扱うことになる。

その上で各要件の関連性について整理をする。まず効率性と容量適合性に関連して、一般的に効率的な運用と消費電力可制御幅の間には、トレードオフの関係が存在する。機器の効率率は機器の消費電力によって変化するので、機器効率の高い範囲のみで運転しようとするほど消費電力可制御幅は狭くなる⁷。本研究では許容する効率に一定の基準を設け、それ以上の効率の範囲なら自由に消費電力制御可能と考える。

また、消費電力制御を急速に行うと水圧の急上昇や電動機への過電流などにより、機器に悪影響を及ぼすことが懸念される。したがって、主に応答性は機器の劣化を抑えるという観点から制約を受けることになる。

さらに、容量適合性、特に消費電力制御の持続可能時間と供給信頼性の確保とは、表裏一体の問題である。それらはともに貯水槽の水位維持の問題であり、供給信頼性に余裕を持たせようとするれば貯水槽の水位の制御可能幅がその分狭くなり、消費電力制御への制約は厳しくなる。

以上の点で、機器所有者の要件と負荷制御者の要件はそれぞれトレードオフの関係になり、自明な最適解というものは存在しない。特に機器所有者と負荷制御者が異なる主体の場合には、これらのトレードオフ関係の取り扱い、両者の間の合意に基づいて進められる必要がある。したがって、水道システムを可制御負荷として使用する場合には、これらの点における機器所有者と負荷制御者の合意形成が求められる。

2.7 水道システムの容量適合性・機会適合性に関する検討

容量適合性に関して、ここでは現時点での消費電力量、設備の kW 容量および消費電力制御持続時間を規定する貯水施設の容量の 3 つの観点に着目する。また機会適合性に関しては、

⁷最も極端な例として、最高効率動作点のみで運転することを考えると、消費電力可制御幅はゼロになることもある。

2.7.1 上水道事業全体の消費電力

まず日本の水道事業全体で消費される電力量を確認する。図 2.4 に上水道と下水道の電力使用量推移を示す [63]。上水道の電力使用量は 2000 年の 8.01TWh をピークに漸減傾向にあり、2010 年時点では 7.58TWh となっている。一方、下水道の電力使用量は漸増傾向にあり、2010 年時点では 7.22TWh となっている。合計すると 14.80TWh の電力が消費されている [63]。これは 2013 年度の日本の電力会社 10 社の発電電力量総合計 923TWh[69] の 1.6% に相当する。このうち上水道消費電力量の数%が送水ポンプによるものと考えられる。

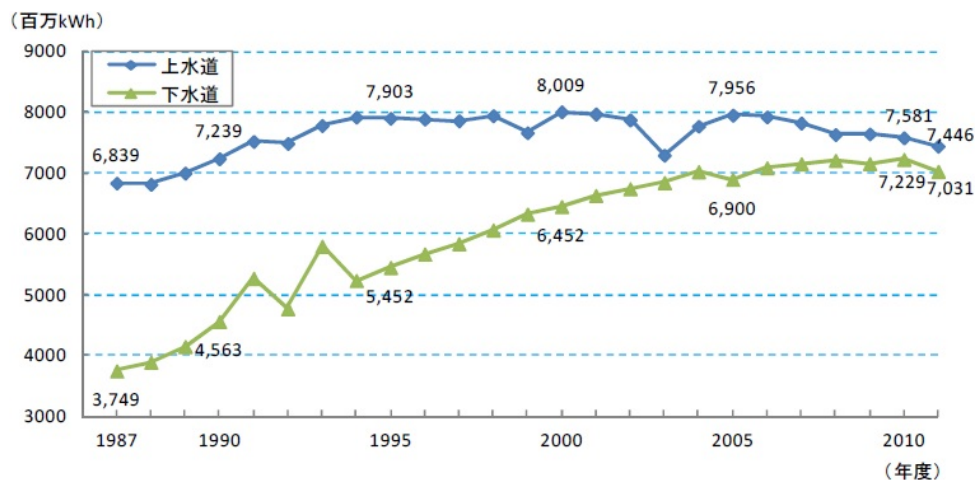


図 2.4: 上下水道の消費電力量の推移 [63]

離島はその多くが人口減少傾向にあるが、住民一人あたりの水使用量は増加傾向にあり、特に観光産業の比重が増加している離島では特に業務部門の水需要が増えている [74]。

次に離島での kWh の使用量を見てみると、宮古島市の上水道施設全体の電力消費量は 5.55GWh である [75]。そのうち浄水場が 3.29GWh、水源地・貯水池・調整池などで 2.26GWh 消費しており、後者は主に送水ポンプによるものと考えられる。沖縄電力の需要統計では宮古の電力需要は平成 25 年で 258GWh となっており [18]、統計の範囲が一致すると仮定すれば宮古島市の電力需要の 2.2% が上水道施設で消費されていることになる。これは全国平均の 3 倍に相当する⁸⁹。

2.7.2 送水ポンプの kW 容量に関する検討

水道統計によれば、日本国内の上水道の取水・導水・送水・配水用ポンプの原動機の定格出力合計は 2786MW にもなる。これは日本全体の風力発電定格容量にも匹敵する規模である。次に送水ポンプの kW 容量を確認する。表 2.2 に、水道統計に記載された上水道のポンプ設備の台数とその原動機出力の合計、および単純にその比として計算したポンプ 1 台あたりの原動機出力をまとめている [70]。原動機の効率を考慮すると、電気的な設備容量はより大きい可能性がある。内訳をみると送水用が最も多く、続いて取水・導水および配水用となっている。ポンプ 1 台あたりの原動機出力は平均で 48.0kW であり [70]、用途で比較するとやや送水用ポンプが大きい傾向がある。送水ポンプは家庭用機器や業務用空調機と比較して単機の容量が大きく、より少数の通信・制御系で大きな消費電力制御効果が期待される。

2.7.3 淡水化装置の kW 容量

世界の淡水化施設に占める逆浸透膜法の割合は年々上昇し、2013 年には世界の淡水化施設の造水能力合計日産 8100 万トンのうち 68% は膜分離によって淡水化されている [71]。2015 年には世界の淡水化施設の造水能力は合計

⁸この原因の一つは、住民一人あたりの消費電力量が全国平均より低いことである。宮古島市の人口 54704 人 [76] (平成 26 年 11 月末現在) から計算すると、宮古島市の人口 1 人当たりの電力需要は年間 4.72MWh となり、全国平均より少ない。

⁹また沖縄県全体の上水道施設では 187GWh であり、そのうち 159GWh が県が管理する施設の電気使用量である [77]。沖縄電力全体の電力需要は平成 25 年で 6914GWh であり、上水道施設の消費電力はその 2.7% に相当する。費用で見ると宮古島市では上水道費用の 6.4%、沖縄県全体では 6.1% をそれぞれ動力費が占めている [78]。

表 2.2: 上水道の送水ポンプ台数と原動機出力 [70]

	ポンプ台数 (台)	原動機出力合計 (MW)	ポンプ 1 台あたり (kW)
取水・導水	15422	724	46.9
浄水場	5233	172	32.9
送水	18356	1188	64.7
配水	18989	702	37.0
合計	58000	2786	48.0

日産 1 億トンを超えると考えられており、今後も逆浸透膜法の淡水化施設の増加が見込まれる。

技術革新と市場規模の拡大に伴って淡水化にかかる費用は急激に低下しており、平均的な逆浸透膜淡水化の営業費は 0.46 ドル / m^3 となっている [72]。その半分以上が電気代となっており、電気代の圧縮が淡水化をより経済的に進める上での重要な要素になっている。

離島における淡水化装置の kW 容量について確認する。各離島の淡水化施設内の高圧ポンプ消費電力をまとめた直接の資料は入手できなかったため、ここでは高圧ポンプ消費電力を推定することを考える。

まず国内の離島にある淡水化装置の規模について分析する。離島の日産 10m^3 以上の逆浸透法淡水化施設について、一日の造水可能量毎の施設数を図 2.5 に示す [63]。日産 $200 \sim 499\text{m}^3$ の施設が最も多く、施設数では全体の三分の一を占めることがわかる。

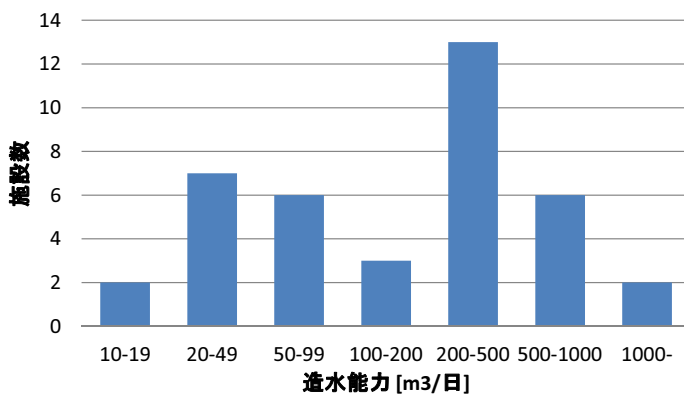


図 2.5: 淡水化装置の造水能力と施設数 [63]

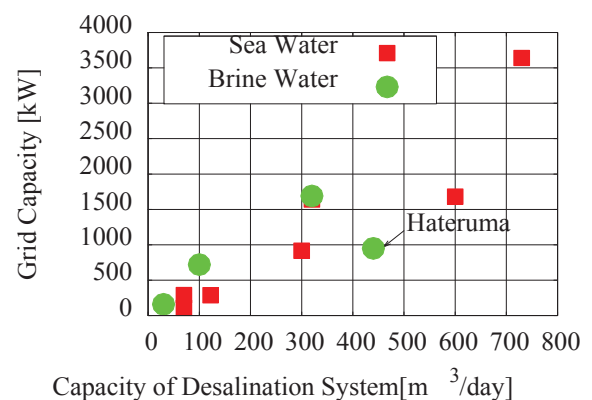


図 2.6: 系統容量と淡水化装置造水能力の関係 [19]

さらに離島系統の規模と淡水化施設の日当たりの造水能力の相関を図 2.6 に示す [19]。図 2.6 では横軸に造水能力、縦軸に系統規模を表している。原水として海水を用いている場合 () かん水を用いている場合 () について記している。図 2.6 から、系統規模と淡水化施設の造水能力には相関が見られる。従って、その消費電力と系統規模にも相関があると考えられる。

例として、波照間島の淡水化施設ではかん水を用いて淡水を得ているが、系統規模が 950kW に対し $210\text{m}^3/\text{日}$ の淡水化施設の受電設備容量が 200kVA 程度あり、系統規模に対して大きな負荷である。現地調査から波照間島の海水淡水化施設では定格出力 30kW のポンプが 3 台運転しており、3 台全て起動している時には合計定格 90kW となる。これは波照間島系統のピーク負荷 613kW [73] の 15% に相当する。

よって、海水淡水化装置の消費電力を外部指令により制御できれば、有効な可制御負荷になると考えられる。ただし消費電力制御による逆浸透膜の劣化が懸念されるので、劣化を極力避ける運用が望まれる。そのためには逆浸透膜の各種流量制約を満たすことが必要と考えられる。

2.7.4 貯水施設の容量

次に、消費電力制御の持続時間に関連して、貯水施設の容量に関する整理を行う。

淡水化装置の場合、その水源は海水からの取水ないしかん水の汲み上げによるため、装置への水供給は多くの場合問題になりにくい。また淡水化装置で生産された水は配水池等に一度貯蔵されるが、後述するように配水池は8～12時間程度水が滞留するよう設計される。

他方、送水ポンプの場合には取水・導水用のポンプの場合には河川やダムの流量および貯水量の影響を受ける。このうち河川からの取水・導水の場合には、天候や季節による流量の変化の影響を大きく受ける¹⁰。大型ダムから、ないし大型ダムへの導水の場合、その容量は渇水時を除いて無視できるほど大きい。また地下水からの取水・導水も、地下水の補給は雨水の地中への浸透によって長い年月かけて行われるので[62]、短時間の消費電力制御の影響は問題になりにくいと考えられる。図2.2に示したように日本の取水の約7割はダム及び地下水からの取水であり、これらのケースでは取水サイドの影響は受けにくいと考えられる。

送水用ポンプでは、取水サイドには浄水場の浄水池が、送水先には配水池がそれぞれ貯水池として存在する。浄水池の容量は、元々需要の変動や停電等の不足の事故に備えて計画浄水量の1時間分以上とされている[62]。配水池の容量は、一日最大供給水量の8～12時間分が標準とされている[62]。2012年度の配水池実績貯留時間は、平均18.3時間である[66]。例えば沖縄県全体の配水池滞留時間は平均で10.1時間となっており[65]、今後も沖縄本島の配水池容量は増加する計画になっている。図2.7に沖縄県の全体および各区分での配水池滞留時間の推移を示す。また、配水池滞留時間は規模が水道事業の規模が小さいほど長くなる傾向があるので、小規模な離島ではより長い配水池滞留時間になる可能性が高い[66]。

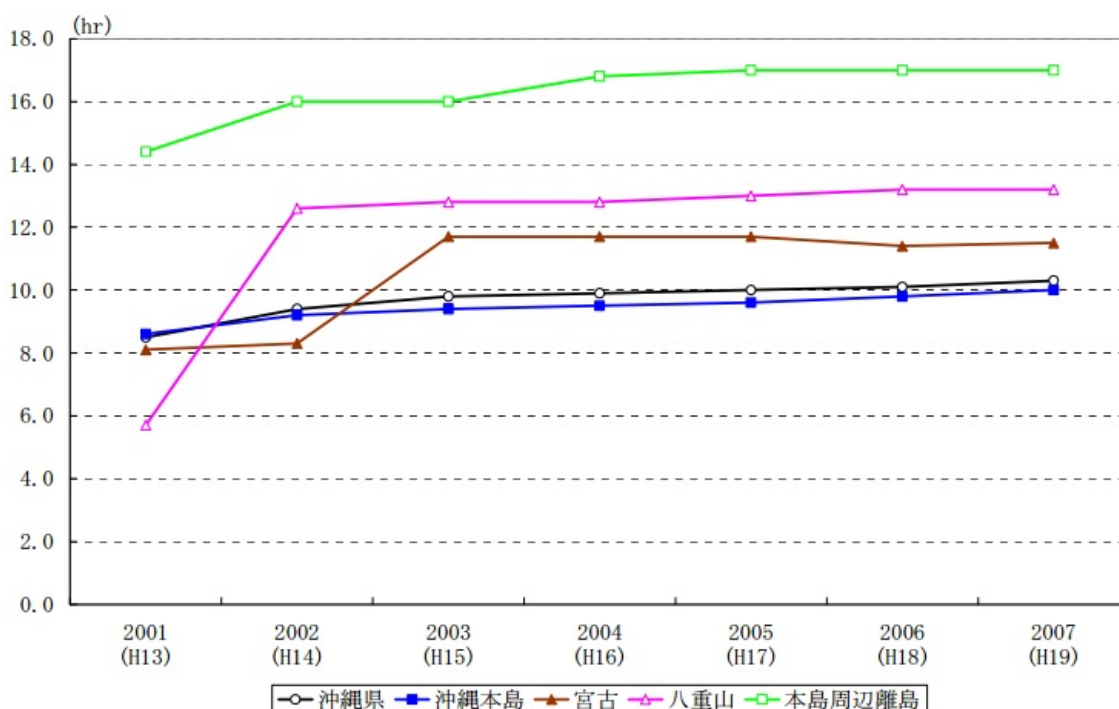


図 2.7: 沖縄県での配水池滞留時間の推移 [65]

配水用ポンプでは、取水サイドには配水池が存在するが、送水先は給水装置となるため、タンク等が無い場合にはその消費電力制御は水使用量の制御と組み合わせる必要が生じる。

以上の議論を表2.3にまとめる。

2.8 第二章のまとめ

第二章ではまず可制御負荷に求められる要件を、機器保有者と負荷制御者の視点から整理した。機器保有者の観点からは、供給信頼性と経済性が重要な要件となる。供給信頼性には量的側面と質的側面があり、経済性には

¹⁰取水施設に設置される沈砂池の容量は、計画取水量の10分～20分が標準とされているが[62]、沈砂が目的であるため、消費電力制御のバッファとして使用できるかどうかは追加的な検討が必要と思われる。

¹²一日最大供給量流量ベース

¹²一日最大供給量流量ベース

表 2.3: 貯水施設・貯水時間の整理

	設備への水供給源		設備からの供給先	
	水供給源	貯水時間	送水先	貯水時間
淡水化施設	海・地下水	非常に大	貯水槽	数～数十時間
導水システム	ダム	非常に大	沈砂池・沈澱池	浄水方式に依存
	地下水	流量依存		
	河川	ダム・非常に大		
送水システム	浄水池	計画流量 1 時間以上	配水池	8～12 時間分以上 ¹¹
配水システム	配水池	8～12 時間分以上 ¹²	住宅・工場・農地	タンクの有無による

効率性と機器劣化の問題が要件となる。負荷制御者から見た要件としては、可制御性・応答性・容量適合性・機会適合性について取り上げた。

次に水道システム、特に上水道システムの概要を述べた上で、本研究の研究対象である淡水化装置と送水システムの概略と本研究で主要な検討対象とする範囲について整理を行った。特に本論文で「送水システム」「送水ポンプ」と使う場合には、上水道内の役割として送水だけでなく導水・配水を担うポンプも検討対象と考えている点に注意が必要である。

次に淡水化装置と送水ポンプの可制御負荷としての可能性を、先に整理した要件に照らして機器保有者および電力制御者の観点から整理した。機器保有者の観点からは、供給信頼性の量的側面は各貯水槽やダムなどの水位管理を適正な範囲に維持するという問題になること、質的側面は水質の維持の問題になる。また経済性確保のために淡水化装置では単位電力量あたりの水生成量、送水ポンプでは送水量で表される効率性が重要である。

一方、電力制御者の観点から見ると、変動対策への貢献能力の指標として可制御性・機会適合性に加えて、容量適合性と関係の深い制約条件下での消費電力制御可能幅と、応答速度が重要となる。

本研究では VRP の変動抑制のための淡水化装置および送水ポンプの活用について議論するため、負荷制御者の視点から消費電力の可制御幅や応答性を制約の範囲内で最大化することを基本とし、機器保有者の要件は制約条件として扱うことを確認した。また、効率的な運用と消費電力可制御幅、機器の劣化の抑制と応答性、貯水槽の供給余裕確保と消費電力制御の持続時間など、機器保有者と負荷制御者の要件の間にはトレードオフの関係が存在する。水道システムを可制御負荷として使用する場合には、これらの点における機器保有者と負荷制御者の合意形成が求められることを確認した。

次に淡水化施設と送水システムの容量適合性に関する検討を行った。まず kW 容量に着目すると、淡水化施設は中小規模離島で大電力を消費する機器の一つであり、島のピーク負荷の 10 送水ポンプは日本中に存在し、その原動機の定格出力合計は上水道設備だけでも日本の風力発電設備容量に匹敵する 2786MW にもなる。次に上水道施設の消費電力量に注目すると、例えば宮古島市と沖縄県全体の上水道施設ではそれぞれ電力需要の 2.2%、2.7%の電力量を使用していることが判明した。したがって、淡水化施設は主に中小離島で、送水システムは様々な離島で一定の容量適合性を保有していることが明らかになった。

本章の最後に、本章で整理した可制御負荷の各要件が、今後各章でどのように扱われるかを簡単に表にまとめる。各章で主に扱う機器保有者要件を表 2.4 に、負荷制御者要件を表 2.5 にそれぞれまとめる。なお、3 章から 7 章での検討は主にモデルの提案や試験に基づくものであるため、機会適合性には触れない。そのため表 2.5 の項目からは外してある。

表 2.4: 各章での機器保有者要件の扱い方

章番号	供給信頼性	効率性	劣化影響
3:共通モデル	解析モデル	解析モデル	定性的検討
4:淡水化装置 静特性	水質影響評価	定量的評価法	膜対処法
5:淡水化装置 動特性	水質影響評価	過渡影響、効率性を考慮した制御法	
6:送水ポンプ 静特性		定量的評価法	
7:送水ポンプ 動特性	貯水量制御法検討	過渡影響評価	圧力上限考慮法

表 2.5: 各章での負荷制御者要件の扱い方

章番号	可制御性	容量適合性	応答性
3:共通モデル		基礎モデル	基礎モデル
4:淡水化装置 静特性		定量的評価法	
5:淡水化装置 動特性			定量的評価法
6:送水ポンプ 静特性	現地調査	定量的評価法	
7:送水ポンプ 動特性			定量的評価法

第3章 淡水化装置と送水ポンプの共通部分のモデル化

本章の目的は、淡水化装置と送水ポンプの可変速制御に共通する部分に関する事項を概説し、主に静特性に関する基本的なモデル化を行うことである。淡水化装置も送水ポンプも消費電力する対象は水を加圧するポンプであり、それは電力変換装置によって可変速制御された電動機によって駆動される。したがって、水力学的なモデルや使用される機器には共通する部分が多い。さらに、その目的も水需要を満たすためという点では共通しており、水需要に関する制約も類似している。そのため、本章では次章以降の淡水化装置・送水ポンプに特化した議論に入る前に、共通する事項について記述し、その基本的な水力学的モデルおよび電力損失に関するモデルについて説明する。

本章の節構成を説明する。3.1 節共通する機器構成とモデル化の方針では、まずポンプ1台が駆動する系について、淡水化装置と送水ポンプに共通する部分の機器構成について述べる。その上でモデル化の基本的な方針を示し、その入出力などについて論じる。3.2 節水力学な基礎事項とモデルでは、水力学の基礎方程式を説明した後に、本論文で対象とする水力的機器の概説および基本的なモデルについて説明する。3.3 節電気的・機械的モデルでは、電力変換装置と電動機に関して、損失を中心にモデルの概説を行う。3.4 節全体の静特性モデルでは、各要素のモデルを用いてモデルへの入力から流量・圧力・消費電力を求める方法について述べる。3.5 節淡水化装置と送水システムの相違点では、淡水化装置と送水システムの主要な相違点について説明する。3.6 節第三章のまとめでは本章のまとめを行う。

3.1 共通する機器構成とモデル化の方針

本節では、淡水化装置と送水ポンプに共通する機器構成について説明し、その上でモデル化の方針について述べる。ここでは簡単のために、ポンプが1台の系を想定して議論を進める。複数台のポンプの直並列時のモデルに関しては、3.2.9 で若干ふれる。

3.1.1 淡水化装置と送水ポンプに共通する機器構成

淡水化装置と送水ポンプを電力変換装置を用いて可変速制御する場合、ともに図 3.1 のような構成となることが多いと考えられる。システムは電力変換装置、誘導電動機、ポンプ、圧力損失要素から構成され、その前後には水源および水の供給先がある¹。淡水化装置の場合には重要な圧力損失要素として逆浸透膜が加わり、送水システムの場合には長距離送水管が主要な圧力損失要素となる。淡水化装置と送水ポンプに共通する圧力損失要素としては、弁や短距離管路が存在する。

電力変換装置で可変速駆動した電動機でポンプの回転数を制御することで、ポンプの流量と圧力、および全体の消費電力は制御される。前段の貯水設備から吸い込まれポンプによって加圧された水は、圧力損失要素によって圧力を失いながら送水先に送られる。給水施設を除けば、送水先には次の貯水設備が存在する。これらの貯水設備の水位を規定された範囲内に抑えながら、システムへの入力電力を系統側の要請通りに制御することが、本研究の目的である。

¹実際の施設には、淡水化施設の場合前処理や後処理行程、送水システムの場合にも沈砂池や処理工程などがあるが、本研究では簡単のためそれらは省略する。

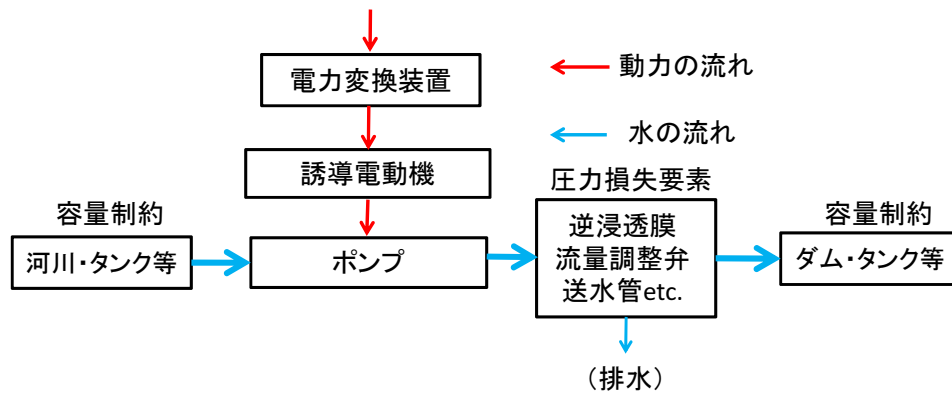


図 3.1: 対象とするシステム

3.1.2 モデル化の方針

モデルは主に水力学的な解析によって圧力と流量を求める部分と、電氣的・機械的な効率・損失を計算してポンプの仕事率から消費電力を求める部分からなる。

次に、作成するモデルの入出力データについて整理する。まず入力には、制御可能量と外部条件がある。このシステムでの制御可能量として共通するのは、電力変換装置の出力周波数である。また、圧力損失要素内に流量調整弁が存在する場合、弁の開度もシステムに影響を与える。

モデルの出力は、ポンプの吐出圧力・流量および電力変換装置の消費電力である。ポンプの吐出圧力は後述する圧力サージの考察や管路への影響を検討する際に用いる。流量は水利用の制約を解析する際に必要となる。

3.2 水力学の基礎事項と各構成要素のモデル化の方針

3.2.1 圧力関係の単位と用語

水力学²を扱う上では、圧力の計算が重要となるため、ここではまず圧力関係の単位や用語について確認する。圧力には絶対圧とゲージ圧 (gauge pressure) がある。絶対圧は真空をゼロとする圧力であり、ゲージ圧は大気圧を基準とする圧力である。よって、ゲージ圧は常に絶対圧より大気圧分だけ低い値となる。本論文では特に断りがない限り、圧力はゲージ圧で記述する。

揚程 1m は正確に 9.80665kPa である。標準気圧 1atm は 101.325kPa と定められている。1bar は 100kPa である。

3.2.2 水力学の基礎方程式

送水や海水淡水化装置で扱う流れは、基本的には乱流である。水力学の基礎となる保存則は、連続の式とベルヌーイの定理 (Bernoulli's principle) である。連続の式は、水の流れの分岐点において流入量の和と流出量の和が等しいということである。水は非圧縮性流体として扱うことができるので、体積流量も質量流量も保存される。本論文で流体機器内部の流れの解析は扱わず、流体機器の入口および出口の平均圧力について議論を行う。

ベルヌーイの定理は、水力学におけるエネルギー保存則を表すものである。流れている流体がもつ単位質量あたりのエネルギー (比エネルギー) e は、式 (3.1) で表せる。 V 、 g 、 Z 、 p 、 ρ はそれぞれ流速、重力加速度、流体の位置高さ、圧力である。

$$e = \frac{1}{2}V^2 + gZ + \frac{p}{\rho} \quad (3.1)$$

右辺第一項が速度エネルギー、第二項が位置エネルギー、第三項が圧力エネルギーをそれぞれ表している。ベルヌーイの定理は、流体が外部とのエネルギーのやり取りを行わないとき、その流体が持つ比エネルギーが保存されるというものである。

²水力学とは、「一般力学の法則を流体の運動に適用し、その圧力、速度、流量およびエネルギーなどの関係を理論的に求めると共に、これが実際の食い違いを取り持つ係数を相似側によって体系化し、流体に関する工学上の諸問題を合理的かつ実用的に扱う学問である」[79]。

式 (3.1) の両辺を g で除すると、式 (3.2) が得られる。これはベルヌーイの定理を水頭を用いて表現した式である。水頭とは単位質量の水がもつ機械的エネルギーを高次の次元で表したものである。

$$h = \frac{e}{g} = \frac{1}{2g}V^2 + Z + \frac{p}{\rho g} \quad (3.2)$$

第一項が速度水頭、第二項が位置水頭、第三項が圧力水頭である。位置水頭や圧力水頭が大きなシステムでは、速度水頭は無視できる場合が多い。

どの部分の入出力を考えるかによって、様々な効率を定義することができる。ポンプそのものの動力の効率という点では、ポンプの仕事率 P_w を軸動力 P_s で除したものと、流体効率 (hydraulic efficiency) η_h が定義される [80]。式 (3.3) にその関係を数式で記述したものを示す。流体効率は流体摩擦による発熱や目的外の水流などによって生じる損失によって決まる。

$$\eta_h \equiv \frac{P_w}{P_s} \quad (3.3)$$

また機器保有者にとって重要な効率は、淡水化装置の場合には単位電力量あたりの水生成量で定義される水生成効率、送水ポンプの場合には単位電力量あたりの送水量で定義される送水効率である。代表的な単位はどちらも $[\text{m}^3/\text{kWh}]$ ないし $[\text{m}^3/\text{MJ}]$ である。これらのモデルからの計算方法は 3.4 節において説明する。

可変速制御を想定した場合、これらの効率や損失は定数ではなく動作状態によって大きく変化することが想定される。したがって、消費電力特性の解析においてはこれらの効率ないし損失をどのようにモデル化するかが重要になる。

3.2.3 ポンプの種類

図 3.2 に、機械的な構造で分類したポンプの種類を示す。ポンプはターボポンプ、容積ポンプ、特殊ポンプに大別される。以下、ターボポンプと容積ポンプについて概説する。

ターボポンプ (turbo pump) は羽根車をケーシング内で回転させ、流体から羽根車が受ける揚力によって流体にエネルギーを与える機械である。遠心ポンプ、斜流ポンプ、軸流ポンプなどの総称である。この羽根車はインペラやロータと呼ばれる。

軸流ポンプ (axial flow pump) は、インペラから吐き出される流れが主軸と同心の円筒面内にあるポンプである。羽根車の外形が等しいほかのポンプよりも流路断面積が大きく取れるので、大流量用の機械に適している [80]。

遠心ポンプ (centrifugal pump) は、インペラから吐き出される流れが主として主軸に垂直な面内にあるポンプである。流体がほぼ回転軸に垂直な面上を旋回しながら羽根車を通過する。遠心力を利用できるので、高圧力用の用途に適している。遠心ポンプにはインペラの吐出し側に直接渦巻ケーシングをもつ渦巻ポンプ (volute pump) と、ガイドベーン型のディフューザをもつディフューザポンプがある。

斜流ポンプ (mixed flow pump) はインペラから吐き出される流れが主軸の中心線を軸とする円錐面内にあるポンプである。斜流機械の作動原理は延伸機械と同じであるが、羽根車外周の流れの方向が異なっている。軸流式と遠心式の間の特徴を有している。

一方容積ポンプ (Volume pump) は、一定の体積にある液体を往復運動または回転運動によって液体を加圧する機会である。往復運動するものを往復ポンプ、回転運動するものを回転ポンプと呼ぶ。往復ポンプにはピストンポンプ、プランジャポンプ、ダイヤフラムポンプがある。

本論文では、海水淡水化装置の試験にプランジャポンプを、1 台の送水ポンプの試験に渦巻きポンプを使用している。それぞれのイメージ図を図 3.3 と図 3.4 に示す [81][82]。

3.2.4 ターボポンプの特性

ターボポンプでは、吐出圧力によって流量が変化する。吐出圧力と流量の関係を表したものが、全揚程曲線 (Total head curve) である。流量がゼロの時の揚程を締切揚程 (shut off head)、流量が規定流量の時の揚程を規定揚程 (normal head) と呼ぶ [83]。規定流量でポンプ効率が最大になるようにポンプは設計される。ポンプの全揚程は、締切揚程が最大揚程になる特性と最高揚程が締切揚程より高い特性があり、前者を下降特性曲線、後者を山高曲線という。

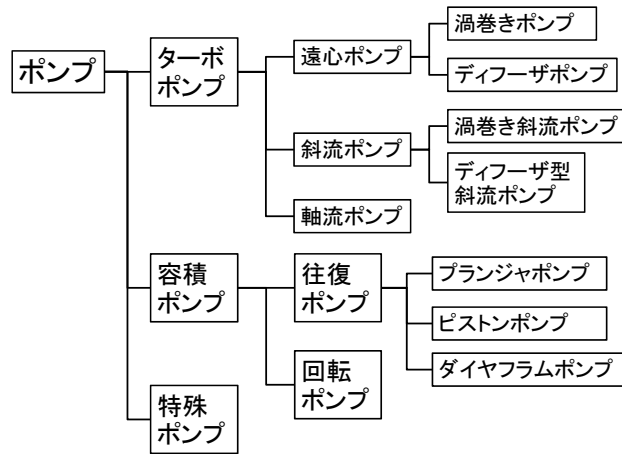


図 3.2: ポンプの種類



図 3.3: プランジャポンプのイメージ図 [81]

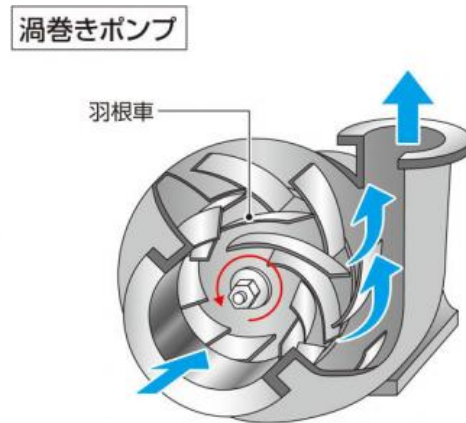


図 3.4: 渦巻きポンプのイメージ図 [82]

全揚程曲線は遠心ポンプの種類によっても形が異なる。軸流ポンプにおいては規定流量時の揚程と比較して締切揚程は 2.0 ~ 2.5 倍あり、逆に規定流量を超えると揚程は急激に低下する [83]。一方、渦巻ポンプの場合は規定流量以下の流量での全揚程変化はよりゆるやかである。

可変速制御時のポンプの特性を調べるには、ポンプの相似側を用いる。二つの流体機械が幾何学的に相似であり（幾何学的相似条件）、かつ性能に関するすべての無次元特性数が等しい（力学的相似条件）とき、機械は互いに相似関係にあるという。この場合、一方の機械の性能（添字 M で表す）から他方の機械の性能（添字を付さず示す）が換算できる。ポンプの場合、レイノルズ数がある程度以上大きければ、流量 Q 、揚程 H および軸動力 L の性能換算式は、それぞれ式 (3.4)、式 (3.5)、式 (3.6) で与えられる。 D は機械の直径、 N は回転数である。

$$Q = Q_M \left(\frac{D}{D_M} \right)^3 \left(\frac{N}{N_M} \right) \quad (3.4)$$

$$H = H_M \left(\frac{D}{D_M} \right)^2 \left(\frac{N}{N_M} \right)^2 \quad (3.5)$$

$$L = L_M \left(\frac{\rho}{\rho_M} \right) \left(\frac{D}{D_M} \right)^5 \left(\frac{N}{N_M} \right)^3 \quad (3.6)$$

ポンプの可変速制御時には D は常に一定なので、性能換算式はそれぞれ式 (3.7)、式 (3.8)、式 (3.9) となる。

$$Q = Q_M \left(\frac{N}{N_M} \right) \quad (3.7)$$

$$H = H_M \left(\frac{N}{N_M} \right)^2 \quad (3.8)$$

$$L = L_M \left(\frac{\rho}{\rho_M} \right) \left(\frac{N}{N_M} \right)^3 \quad (3.9)$$

ポンプが式 (3.8) に従う場合、可変速制御された送水ポンプの全揚程はポンプ回転数の二乗に比例して小さくなることになる。

3.2.5 往復ポンプの特性

往復ポンプでは、流量効率の変化を無視すれば、シリンダからの吐出流量は圧力によらずポンプの回転数に比例する。また、ポンプ回転数はすべりの変化を無視すれば電力変換装置出力周波数に比例するため、この場合ポンプの流量は電力変換装置出力周波数のみに比例する。いま、ポンプの往復回数を $n[\text{rpm}]$ 、1 回の往復で排出される体積を $V[\text{m}^3]$ 、もれや逆流による減量を $Q_1[\text{m}^3/\text{sec}]$ とすると、吐出流量 $Q[\text{m}^3/\text{sec}]$ は式 (3.10) で表される。

$$Q = \frac{nV}{60} - Q_1 \quad (3.10)$$

上記の吐出流量は流量の平均値であり、実際にはピストンやプランジャの往復に伴い流量や圧力には脈動が発生することになる。そのため多くのピストン・プランジャポンプは複数のピストンやプランジャを連動されることにより脈動を抑制している。

往復ポンプの場合は吐出流量が基本的に上記の式で求まり、その流量に基づいて圧力損失要素の特性によって吐出圧力が決定することになる。ただし、過剰な圧力を防止するため、往復ポンプでは一定以上の圧力になった時に水をバイパスルートへ流すようになっている。この水を余水という。余水が発生する動作点の場合には、余水を流す調圧弁の圧力-流量特性も加味して系の圧力・流量を決定する必要がある。

3.2.6 圧力損失要素の特性

代表的な圧力損失要素として、ここでは弁・管路および逆浸透膜について扱う。これらの機器の圧力と流量の関係についてモデル化を行う。弁に関しては開度が入力になるので、開度も含めたモデル化を行う。なお、送水システムの代表的な圧力調整要素としては他にもアキュムレータなどがあるが、ここでは省略する。

弁

水道網の中では様々な用途で様々な種類の弁が使用されるが、その中で圧力と流量の解析上特記すべきなのは減圧弁や流量調整弁など、ある程度の流量を確保しながら使用される弁である。容積ポンプの調圧弁も圧力損失要素と考える事ができる。これらの弁の流量と圧力の関係は、弁の開度毎に決まる流量係数 $C(h)$ と圧力の平方根の積が流量になるというオリフィス特性を用いて式 (3.11) でモデル化できる。

$$Q = C(h) \sqrt{p/\rho} \quad (3.11)$$

ここで流量係数 $C(h)$ は弁の圧力-流量特性を示す係数である。弁の開度と流量係数の関係は、弁の種類や個々の弁の特性によって大きく異なる。

流量係数の単位としては、歴史的に C_v 値が多用される。しかし C_v 値は SI 単位系に基づかないため、換算が複雑になる。そのため本論文では流量係数の単位として、SI 単位系に基づく A_v 値を用いる。 A_v 値の単位は m^2 であり、 C_v 値に 2.4×10^{-5} をかけると A_v 値に換算できる。

管路

管路は管径が一定でまっすぐな直管と、それ以外の局部管に分けられる。管径 d の円形直管を平均流速 V で流体が流れるとき、管長 L の間で失う損失水頭 Δh は、ダルシー・ワイスバッハの式と呼ばれる式 (3.12) で表される。

$$\Delta h = \lambda \frac{L}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (3.12)$$

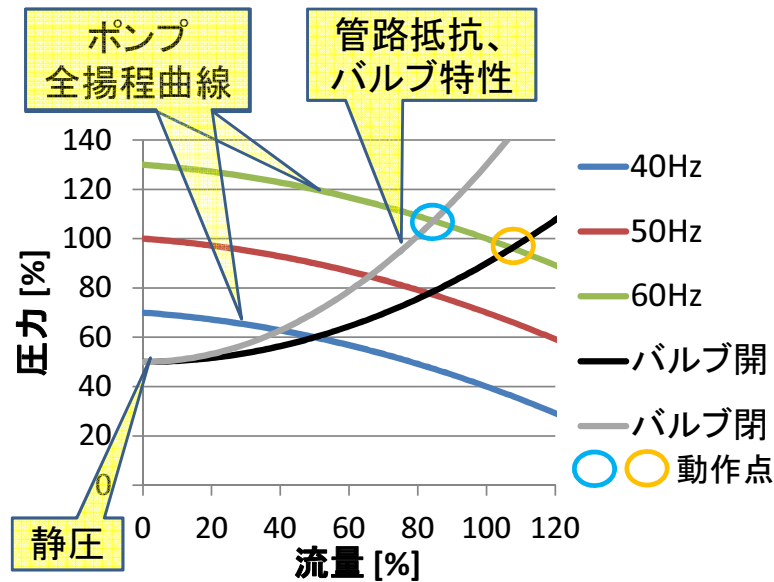


図 3.5: ターボポンプにおける動作点の決定法

λ は管摩擦係数と呼ばれ、レイノルズ数と、相対粗さ（管径と管内粗さの比）で決まる。局部管の損失水頭も流速の二乗に比例し、式 (3.13) で表される。 ξ は損失係数である。

$$\Delta h = \xi \frac{V^2}{2g} \quad (3.13)$$

逆浸透膜

逆浸透膜の詳細は第四章で論じるが、ここでは圧力損失要素としてごく簡単な説明を行う。逆浸透膜に供給された水は、膜を透過する生成水と透過せずに塩分が濃縮された水（濃縮水）に分離される。膜透過の簡便式から、生成水量は逆浸透膜の両側の圧力差から浸透圧差を引いたものに比例する。したがって、逆浸透膜も基本的には圧力と流量の関係でモデル化可能である。ただし、その特性は供給される水の塩分濃度および温度に依存する。

3.2.7 圧力解析手法

以上の各機器の特性に基づいて、ポンプと圧力損失要素からなる系の流量と圧力の解析手法を示す。ここではポンプが1台の場合について解析する。ポンプの種類が容積ポンプかターボポンプかによって解析方法は異なるので、ここではそれぞれについて記述する。

まず容積ポンプの場合について論じる。容積ポンプの場合には、簡単のため Q_1 がポンプの吐出圧力に依存しないと仮定すると、ポンプの回転数が決定すれば流量が決定する。その流量が並列ないし直列に接続された圧力損失要素に分配されるので、流量の連続の式に圧力損失要素の機器特性を代入することによって圧力の方程式を立てることができる。この方程式を解くことで、圧力を求めることができる。

次にターボポンプの動作点の決定法を、図 3.5 の模式図を用いて説明する。ターボポンプの場合には、ポンプの圧力と流量の関係は全揚程曲線によって示される。可変速制御されたポンプの場合には、周波数に応じた全揚程曲線が描かれる。一方、ポンプの出口圧力は、実揚程および出口側の圧力損失要素の特性によって決定される。圧力損失要素の特性を流量の関数として表した特性曲線が描かれる。図 3.5 では圧力損失要素として管路とバルブを考えている。ポンプが水を吐出すると、管路とバルブの特性によって流量の二乗に比例する圧力の増分が生じる。バルブを閉めると、その増加が急速になる。静圧にこの圧力の増分を加えたものが、管路抵抗曲線である。それらの特性の線と、その時点でのポンプの周波数に対応する全揚程曲線の交点が、ポンプの圧力・流量となる。図 3.5 で印がついている動作点は、ともにポンプが 60Hz で回転している時の動作点である。バルブを閉めることにより、系の流量が減少し圧力が増加する。

3.2.8 貯水要素の特性

図 3.1 にあるように、淡水化装置や送水ポンプの消費電力制御を考える場合には、その前後の貯水槽の容量に注目する必要がある。淡水化装置の場合には、取水側は海水ないしかん水であるため、それ自体には取水に関する制限はほとんどない。但し、対象とする高圧ポンプに行く前の前処理過程を考慮する場合には、前処理過程との整合性の議論が必要となる。淡水化後の水は貯水槽があるのが一般的なので、その貯水量維持が課題になる。

一方送水ポンプの場合には、対象とするポンプが取水・導水用か送水用か配水用かによってその前後が異なってくる。取水・導水用のポンプの場合には、取水先は主に河川・ダムないし地下水である。このうちダムと地下水は渇水時以外は基本的には常に取水可能であるが、河川に関しては降雨量による河川流量および水利権との関係で取水可能性や可能量が変化する。送り先は浄水場になるので、浄水場入口の貯水槽の水量維持が課題となる。送水ポンプの場合には、取水は浄水場出口のポンプ、送水先は配水池であり、それぞれ定格の数時間分の容量がある場合が多い。配水ポンプの場合には、取水先は送水ポンプであり、送水先は貯水槽や給水栓である。

貯水槽に対しては、式 (3.14) に示す水の連続の式が成立する。 t_0 と t はそれぞれ初期時刻と現在時刻、 V_w は貯水量、 Q_{in} と Q_{out} はそれぞれタンクに流入および流出する水の流量である。

$$V_w(t) = \int_{t_0}^t (Q_{out}(t) - Q_{in}(t))dt + V_w(t_0) \quad (3.14)$$

水需要に関しては、生活用水・工業用水・農業用水によってパターンが異なる。生活用水に関しては、朝と夕方の水使用量が多い傾向がある。

3.2.9 ポンプ・管路網の解析法 [84]

電圧と電流が線形な関係にある電気回路とは異なり、管路損失は流量の二乗に比例する非線形な関係である。そのため、管路網は電気回路網のような線形な行列計算で解析することはできない。管路網の解析法としては、代表的な方法としてハーディー・クロス法、ニュートン・ラプソン法、線形化法、汎関数法などがある。

また、二次圧が一定の要素も含む管路網計算法も、宇土によって提案されている [85]。

3.2.10 管路の疲労 [86]

一般に機械部品・構造物では周期的に変化する繰り返し荷重を受けると、静荷重よりはるかに小さい荷重で破壊する。これを材料の疲労と言い、このときの材料強度を材料の疲労強さという。水道の配管設計においては、コンプレッサーや往復型ポンプ等の回転機械類によって生じた振動が配管および配管支持機構に伝わった場合の疲労や、配管内の二相流による振動に対する疲労などが問題になる。水道の管路は総延長の 56.6% がダグタイプル铸铁管、31.7% が硬質塩化ビニル管で構成されている [66]。

一般に材料の疲労強さの特性を表すものに、S-N 曲線があげられる。S-N 曲線は、縦軸に応力の振幅 S 、横軸に破壊するまでの繰り返し回数 N をとってグラフにしたものである。応力振幅が高いほど当然早く破壊に至るが、応力振幅の曲線が振幅になるある値以下では、いくら繰り返しても破壊を生じない。これを疲れ限度という。

ここで注意すべきことは、金属材料が腐食材料下で繰り返し応力を受けると、疲労強度が著しく低下することである。これを腐食疲労という。腐食疲労は様々な環境下で発生する可能性があり、合金のみならず純金属でも割れが生じる。また、引張応力だけでなく圧縮応力でも起こりうるとされている。

腐食が無い場合にと比較すると、腐食がある場合は疲労に材料は非常に弱くなる。腐食下では疲れ限度は存在せず、非常に弱い応力でも繰り返しが続くと破壊に至る可能性がある。

3.3 電氣的・機械的モデル

3.3.1 電動機

電力変換装置による可変速制御を前提とすると、電動機には安価な誘導電動機を用いる場合が多い。そのため本研究でも誘導電動機の使用を想定する。誘導電動機のモデルとしてはすべりを変数とした等価回路モデルが一

一般的に用いられているが、圧力・流量の解析とすべりの計算の連成計算を行うと解析がやや複雑になるため、本研究ではすべりを陽には用いず、誘導電動機の損失を電力変換装置出力周波数の関数として用いる場合が多い。この場合には、電力変換装置出力周波数とポンプ回転数の比を一定値として考える。この場合、誘導電動機の効率は、ポンプの仕事率や回転数の関数としてモデル化する。

3.3.2 電力変換装置

電力変換装置は、系統からの電力を所望の周波数に変換する装置である。しばしば「インバータ」とも呼称されるが、インバータは本来直流を交流に変換する装置に対する呼称であるため、本論文で意図している交流から交流への変換装置の呼称には必ずしも相応しくない。そこで本論文では特に必要がない限り電力変換装置という呼称を用いる。

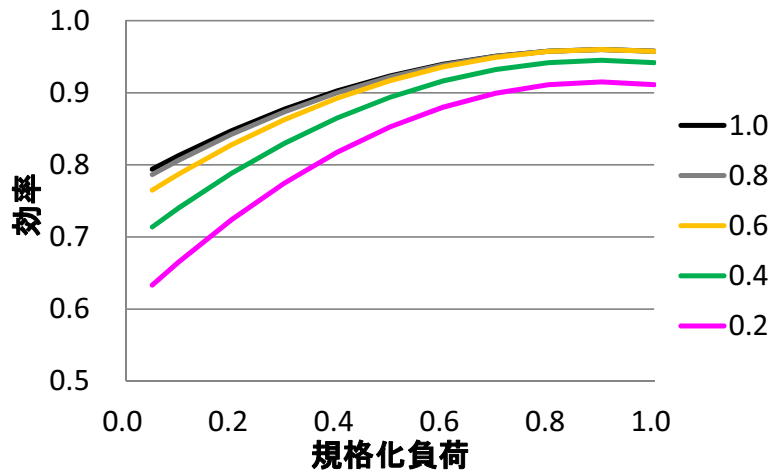


図 3.6: 電力変換装置の効率の例

電力変換装置の効率は、その出力周波数および負荷率によって変化する。その特性は機器毎に様々であるが、特性例を図 3.6 に示す。図 3.6 は [87] に記載されている特性をもとに作成したものである。図 3.6 の横軸は電力変換装置の出力電力を出力電力定格で除した値である負荷率 χ 、縦軸が電力変換装置自体のエネルギー効率である。凡例は出力周波数を定格周波数で除した規格化周波数 \tilde{f} である。用いた近似式は、式 (3.15) である。 $\eta_c(\tilde{f}, \chi)$ は電力変換装置の効率、 $U(x)$ は単位ステップ関数であり、 x が 0 以上の時 1、それ以外の場合は 0 である。

$$\eta_c(\tilde{f}, \chi) = 0.96 - (0.23 + 0.25(1 - \tilde{f})^2)(0.9 - \chi)^2 - 0.15(0.5 - \tilde{f})U(\tilde{f} - 0.5) \quad (3.15)$$

電力変換装置は定格負荷率、定格周波数付近で高効率になるよう設計されることが多いと考えられる。図 3.6 の特性では、負荷率または規格化周波数が概ね 50%以下になると、効率が大きく低下することが分かる。一方、両者がともに 60%以上の領域では、効率の定格値からの低下は 1%以内となっている。

電力変換装置の制御法としては、V/f 制御やベクトル制御が一般的に用いられているが、消費電力制御という観点から見た時には速度などを精密に制御する必要性は小さいので、簡単のため本論文では V/f 制御を用いている。

3.4 全体の静特性モデル

全体の静特性モデルの概要を図 3.7 に整理する。モデルは周波数および流量調整バルブがある場合にはその開度を制御量とし、必要な外部条件とともにモデルへの入力とする。モデルはまずポンプと圧力損失要素の特性から、水力学的モデルを用いて解析的に流量と圧力を求める。ポンプ吐出流量に水の密度をかけて重量流量にし、それに圧力をかけたものがポンプの行う仕事率となるので、そこにポンプ・電動機・電力変換装置の効率ないし損失を考慮してポンプの消費電力を求める。さらに淡水化装置の場合には消費電力を生成水流量で除したものが生成水原単位になり、その逆数が 3.1 節で定義した水生成効率となる。送水ポンプの場合には消費電力を送水流量で除

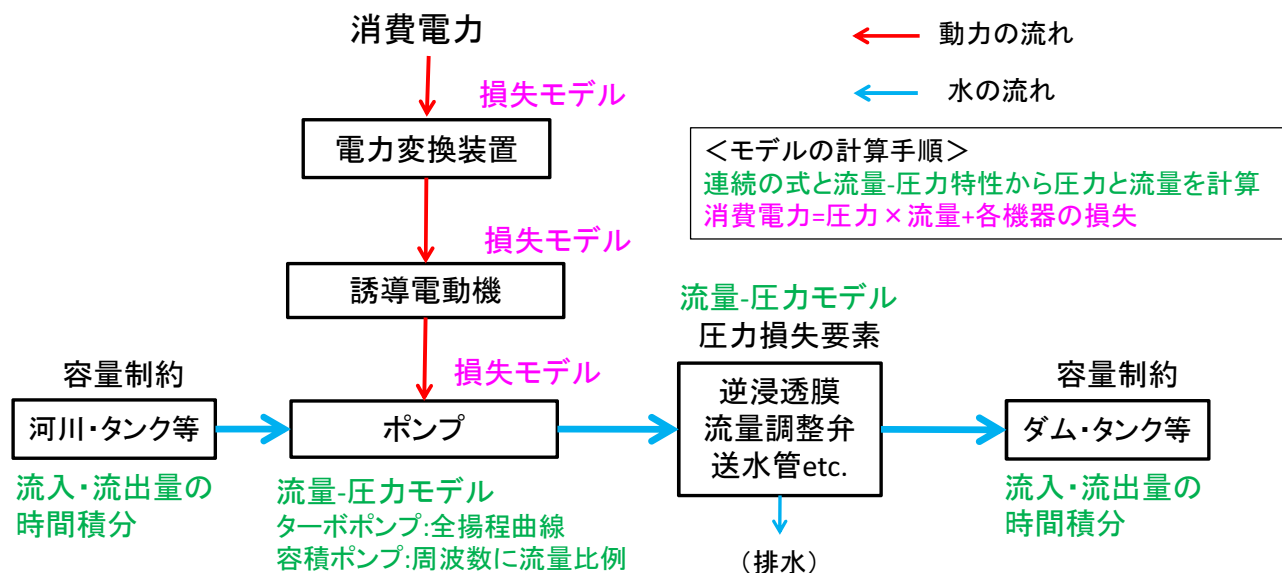


図 3.7: 提案する静特性モデル全体の概要

したものが送水量原単位になり、その逆数が送水効率となる。さらに流量からタンクへの注水量ないし水使用量の差をとり積算していくことで、タンクの貯水量を求めることができる。

3.5 淡水化装置と送水システムの相違点

本章ではこれまで主に、淡水化装置と送水ポンプに共通する部分に関するモデル化を行ってきた。本章の最後に、表 3.1 に、淡水化装置と送水システムのモデル上の代表的な相違点をまとめる。詳細に関しては、次章以降で述べる。

表 3.1: 淡水化装置と送水システムのモデルの相違点

	送水システム	淡水化装置
外部条件	入口・出口圧力	原水塩分濃度・水温
運転条件	送水継続・圧力サージ	安全動作領域
過渡特性	二段応答	ほぼ一次遅れ

第一の相違点は、モデルが主に影響を受ける外部条件である。淡水化装置の場合、出力に影響を与える主要な外部条件は原水塩分濃度（特にかん水の淡水化装置の場合）および水温である。これらは逆浸透膜の透過水量や圧力に大きな影響を及ぼす。一方、送水システムの場合には影響を与える主要な外部条件は入口および出口の圧力である。出口圧力は管路の状況により変化し、特に管路網への送水の場合には外部のポンプや管路の状況によって大きく変化しうる。入口圧力は淡水化装置の場合間に小規模なタンクをはさむ場合が多いのでそれほど変化しないが、送水システムの場合には大規模な貯水槽からの送水の場合水位が数 m 変動する可能性がある。

第二の相違点は、運転条件に関するものである。淡水化装置の場合には、主に膜の保護と水質の維持のために流量や生成水導電率にいくつかの制約があり、それらを満たす安全動作領域内での動作が基本となる³。これらの制約は静特性における動作範囲の制約となる。一方、送水システムの場合には静特性に関しては送水をしている範囲内で動作する、ないしは一定の送水効率以上の範囲で動作するという程度で、制約条件が淡水化装置より単純である。一方、第七章で詳述する圧力サージを抑制する目的から、出力変化速度に制約を設ける場合が考えられる。

第三の相違点は、過渡特性についてである。淡水化装置の場合には、過渡特性は一次遅れに比較的類似した波形になる。一方、送水ポンプの場合には圧力サージによって圧力や流量、消費電力の二段応答現象が発生する。第七章では二段応答を考慮した過渡特性のモデルについて紹介している。

³安全動作領域に関する説明は、第四章で行う。

3.6 第三章のまとめ

本章では、海水淡水化装置と送水システムの可変速制御による消費電力制御に共通する部分に関して、解析すべき基礎方程式の整理と機器の説明、およびそれらのモデル化の基礎を整理した。

まず、共通する部分の機器構成とモデル化の方針について説明を行った。海水淡水化装置も送水システムも、電力変換装置・誘導機・ポンプ・圧力損失要素およびシステムの前後の水供給・貯蔵装置からなる系として圧力損失要素の部分以外は同様のシステムであることを示した。提案する静特性モデルは、水力学的モデルと機器の効率ないし損失を考慮し消費電力を計算する部分からなる。

次に水力学的なモデルの解析手法を確認した。解くべき基礎方程式である、連続の式とベルヌーイの定理について説明したのち、水力学的な機器について、概要の説明と簡単な数式モデルを与えた。機器としてはポンプと圧力損失要素である弁、管路について流量と圧力の関係を整理した。逆浸透膜については第四章でより詳細なモデル化を行う。ポンプに関しては往復ポンプとターボポンプのそれぞれについて可変速制御時の特性を整理した。それらを組み合わせて動作点を解析する手法も説明した。さらに多数台のポンプや弁・管路が存在する

合わせて、消費電力制御に伴う機器への影響に関しても整理を行った。管路の劣化を考える場合には流体の腐食性に考慮した上で、腐食のない条件下では疲れ限度以下の圧力サージに抑え、腐食性があると考えられる場合にはできるだけ疲労を抑制する動作をさせることが求められることが判明した。

次に電気機器の効率および損失に関連して、電力変換装置、誘導電動機の基礎的な特性について概説した。

さらにモデルの全体を通じて流量・圧力・消費電力・水生成および送水効率・貯水量を求める方法を整理した。

最後に、淡水化装置と送水システムの相違点について簡単な整理を行った。

第4章 淡水化装置の静特性と制約条件下での消費電力可制御幅・効率

第四章と第五章では淡水化装置に焦点をあてた議論を行う。第四章では、淡水化装置の静特性に関わる議論を行い、動特性や制御法に関する議論は第五章で行う。

本章の目的は、第一に淡水化装置への制御量と外部条件から流量・圧力・消費電力および効率を解析するモデルを提案することである。淡水化装置は膜モジュールやポンプ、電動機などの規格が統一されており、それらを現場の要求に基づいて組み合わせてシステムを構築するものであるため、現場ごとにモデルのパラメータを決定する必要がある。本論文にはそれを前提に、水力学に基づいた簡便な静特性モデルの提案を行う。提案したモデルを試験装置に基づいて係数同定し、モデルの精度を確認する。

目的の第二は、淡水化装置の膜保護や水質の維持などの様々な制約を考慮した上で、淡水化装置の消費電力制御可能幅および効率的な動作点を解析および試験により求める手法を提案し、その手法に基づいた、可制御幅と効率性に関する検討を行うことである。実際の淡水化装置の運用では、膜の劣化防止や生成水の塩分濃度低減など様々な制約が存在する。それらの制約を全て満たしながら淡水化装置を動作させた場合の、動作可能領域および消費電力可制御幅について検討する。その際、外部条件により変化する原水塩分濃度と水温の影響についても試験と解析によって検討する。

本章の節構成を説明する。4.1 節逆浸透法淡水化の原理と技術では、淡水化装置の基礎となる事項について概説する。具体的には淡水化装置に用いられる逆浸透の原理と膜内外での輸送現象、膜の種類、そして淡水化施設の全体像である。4.2 節モデル化の問題意識と先行研究では、まず再生可能エネルギーによる逆浸透法淡水化の世界的な研究動向を概観する。その上で、これまで提案されてきた淡水化装置のモデルとその課題について論じる。4.3 節淡水化装置の静特性モデルでは、モデル化の対象として想定するシステムについて説明した上で、本論文で提案する静特性モデルの説明を行う。4.4 節静特性モデルの定数決定法とその評価では、試験装置を用いた静特性試験を行い、モデルの各係数の値を同定する。その上で、モデルによる解析による試験結果の再現精度について論じる。ここまでが本章の第一の目的に関する部分になる。4.5 節流量・導電率制約下の消費電力可制御範囲と効率的な水生成では、第二の目的に関する議論を行う。まず各種制約下での淡水化装置の動作領域について、先行研究で提案されている安全動作領域に関する説明を行う。そのうえで、本論文でも安全動作領域の概念を用いて、提案した静特性モデルによる解析と試験装置による実験によって消費電力の制御可能な領域および可制御幅について検証する。さらに制御可能な領域の中で、各消費電力ごとに水生成効率が最大となる動作点の求め方を示し、消費電力と水生成効率の関係についても論じる。4.6 節第四章のまとめでは本章のまとめを行う。

4.1 逆浸透法淡水化の原理と技術

4.1.1 浸透圧と逆浸透

本論文では逆浸透膜法の淡水化装置を取り扱うため、まず逆浸透法の原理を説明する。逆浸透法とは、式 (4.1) に示される浸透圧以上の圧力を溶液にかけることによって、溶液から膜を浸透した溶媒のみを取り出す技術である。式 (4.1) の π [MPa] は浸透圧、 c [mol/m³] は溶質イオンモル濃度、 R [MPa m³/(mol K)] は気体定数、 T [K] は絶対温度である。

$$\pi = cRT \quad (4.1)$$

図 4.1 に逆浸透法による淡水化のイメージ図を示す。図 4.1 は左側に原水 (塩水)、右側に純水が入っている。外部から圧力がかけられていない状態では、浸透圧に相当する分純水の方が水位が高くなっている。ここに左側から浸透圧以上の圧力をかけることで、右側に膜を浸透した生成水を取り出すことができる。この現象を逆浸透とい

い、逆浸透に用いられる膜を逆浸透膜 (Reverse Osmosis Membrane、RO 膜) という。理想的には逆浸透膜は純水のみを透過するが、実際の逆浸透膜は塩分も一部透過してしまう。

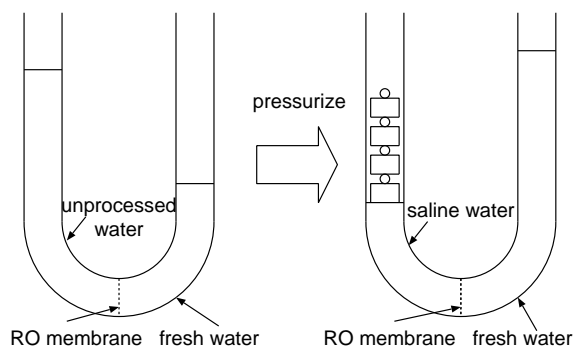


図 4.1: 逆浸透膜法での淡水化のイメージ

海水の塩分濃度は浸透圧は海水の場合 2.5MPa、揚程で言えば 250m にもなることから、多くの場合淡水化に用いられる高圧ポンプは送水ポンプと比較して単位流量あたりのエネルギー消費量が多くなる。

逆浸透膜法による淡水化は、現在多段フラッシュ法などと比較して消費エネルギーあたり取得できる淡水量が多く、最もエネルギー効率の高い淡水化手法の一つとなっている。単位生成水を得るために必要な消費電力量は SEC(specific energy consumption) と呼ばれる¹。

4.1.2 逆浸透法における輸送現象

膜外の輸送現象

逆浸透膜は非常に緻密であるため、膜供給水は必ず膜面に沿って流れ、圧力によりその一部が浸透する。膜供給水を膜面に沿って流す過方式をクロスフロー過と呼ぶ。

逆浸透膜近傍の境界膜の溶質の濃度分布を考えてみると、図 4.2 のようになる [89]。図 4.2 中の J_v は膜透過流束、 C_m 、 C_b 、 C_p はそれぞれ膜面、供給水 (同図中では供給液)、処理水 (同図中では透過液) の溶質濃度である。

膜透過流束によって輸送された溶質はごく少量が膜を透過するが、大部分は透過できず膜面近傍にとどまるために膜面付近での濃度が増加する。このように膜面の溶質濃度 C_m が供給水濃度 C_b より大きくなっている状態は、濃度分極と呼ばれている。膜面の溶質は供給水の膜と平行方向の流れによって膜外へ輸送されるため、供給水の

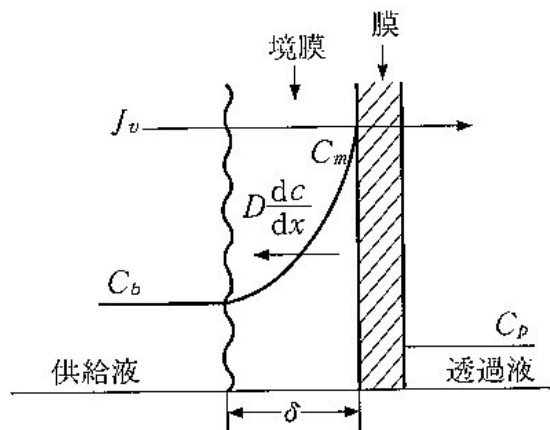


図 4.2: 膜面近傍の濃度分極現象 [89]

¹SEC は 1970 年代には 20kWh/m³ 程度だったものが、最新の海水淡水化施設では 1.80kWh/m³ から 2.20kWh/m³ 程度のももあり [88]、高効率化が進んでいる。

流れが速ければ、膜面での物質移動抵抗は減少して濃度分極の程度は小さくなる [90]。このことは、効率的な水生成のためには膜外を流れる塩分濃度が濃くなる水（濃縮水）を十分に流す必要があることを意味している。逆に生成水に対する供給水量が少ないほど濃度分極現象は顕著に現れる。

膜透過の輸送現象

逆浸透膜の溶質、純水の膜透過に関する輸送方程式については、溶解拡散モデルによるものと、不可逆過程の熱力学に基づいて導出されたものの二つが代表的なものである。ここではそのうちの不可逆過程の熱力学に基づいて導出された輸送方程式を示す。式 (4.2)、式 (4.3) に示す Kedem-Katchalsky の式が汎用されている [91][92]。

$$q_p = L'_p(\Delta p - \sigma \cdot \Delta \pi) \quad (4.2)$$

$$j_p = \omega' \Delta \pi + \bar{X}(1 - \sigma)q_p \quad (4.3)$$

q_p 、 j_p がそれぞれ純水透過流束と溶質透過流束、 Δp 、 $\Delta \pi$ が膜の前後での水力圧差と浸透圧差、 L'_p が単位面積当たりの純水透過係数、 σ がステパーマンの反発係数、 ω' が単位面積当たりの溶質浸透係数、 \bar{X} が膜の前後での平均溶液濃度である。 σ はほぼ 1 に近いので、式 (4.2) は純水の透過量が、膜面での水力圧差から浸透圧差を引いたものにほぼ正比例することを示している。式 (4.3) は第一項が膜の特性と供給水の塩分濃度のみによって決まる項、第二項が供給水流量に比例して増加する項となっている。

4.1.3 逆浸透膜モジュールの種類

逆浸透膜のモジュールの大きさは業界で事実上の標準となっており、直径 8 インチ、長さ 40 インチである [93]。各淡水化施設では、上記のモジュールを直並列に組み合わせることにより、必要な造水量を実現する。逆浸透膜モジュールには平膜型、中空系膜型、モノリス型等がある²。ここでは平膜型と中空系膜型の逆浸透膜の構造と特徴について簡単に説明する [90]。

平膜型はその名の通り平面状の逆浸透膜であり、用途に応じて適切に成形して膜モジュールにする。海水淡水化用には平膜を図 4.3 に示すように 2 枚の平膜の三辺をシールし、残り一辺の開口部に透過水集中管を取り付け、のり巻き状に巻き込んで円筒形にしたスパイラル型のモジュールが用いられる。材料としては主に架橋芳香族ポリアミドが用いられる。中空系型は図 4.4 に示すように膜を細い円筒型にしたものを集積したものである。細管状にすることで中空系膜そのものを支持体にすることができ、膜の集積度、容積効率を非常に高くすることができる。反面、膜面積あたりの透過性能は平膜と比較して低い。材料としては主に酢酸セルロースが用いられる。

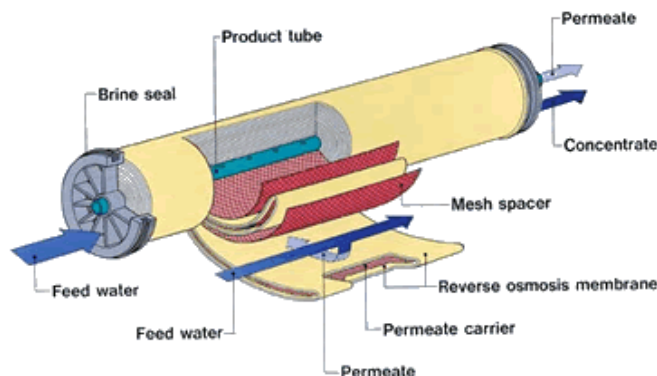


図 4.3: スパイラル型膜モジュール



図 4.4: 中空系型膜モジュール [94]

²2009 年度のデータでは、平膜型のスパイラル型ポリアミド系逆浸透膜が海水淡水化用逆浸透膜市場の 92 %、中空系膜型セルロース系逆浸透膜が 8 %となっている [93]。本研究の試験ではスパイラル型の逆浸透膜を用いて検討を行っているが、モデル化の手法そのものは中空系型でも同様に適応できると考えられる。

4.1.4 逆浸透膜淡水化の工程

実際の施設での逆浸透膜淡水化工程は以下に示す各設備により構成される。図 4.5 にフローシートの例を示す。取水設備により海水ないしかん水を取り入れ、前処理で海水中の懸濁物質等逆浸透膜に影響を与える物質を取り除いた後、昇圧設備で加圧し、逆浸透膜に供給する。透過水は水質の要求に応じて、低压逆浸透処理、硬度分添加等の後処理を行い生産水とする。また大規模な施設では、濃縮水はエネルギー回収装置でエネルギーを回収した後、放流設備により放出される。

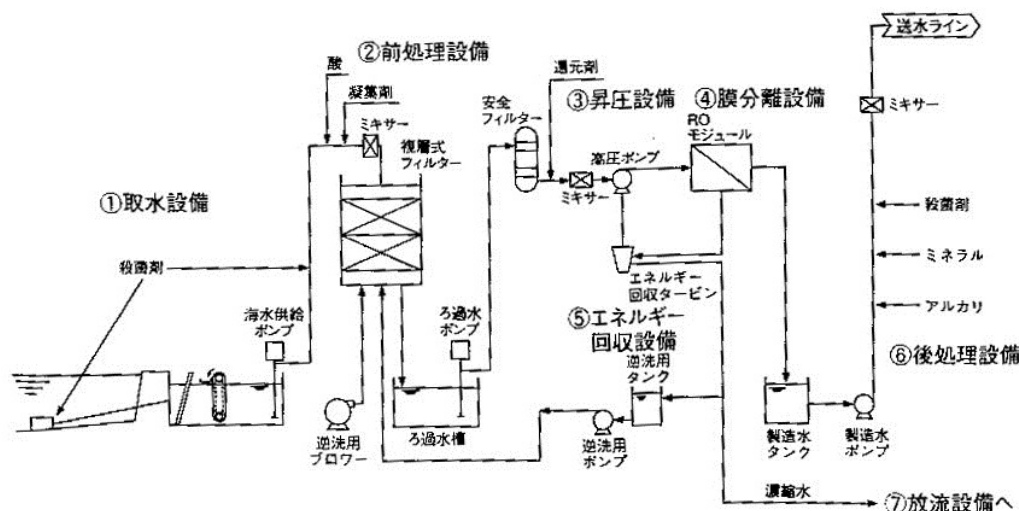


図 4.5: 逆浸透法海水淡水化システムのフローシートの例 [95]

本論文では特に消費電力に占める割合の大きい逆浸透膜給水用の昇圧設備および実際にそのエネルギーが利用される膜分離設備に注目し、前処理・後処理過程については検討対象としない。今後、本論文で淡水化装置の「消費電力」という場合には、淡水化装置で逆浸透膜に海水またはかん水を供給するための高圧ポンプを駆動する誘導電動機の消費電力を指すものとする。

4.2 先行研究とモデル化の問題意識

4.2.1 再生可能エネルギー駆動の逆浸透膜法淡水化の実験・実証例

VRP による逆浸透膜法淡水化に関する実験的研究は、1972 年の E.R. Lising らによるものが最初とされる [96]。この研究では、VRP の変動を正弦波状に膜への供給水量を変化させて、膜への影響を調査した。時定数 90 秒の試験において、静特性とほとんど変わらない流量や生成水導電率が取得されている。

それ以降、逆浸透法の淡水化は様々な再生可能エネルギー電源と組み合わせる研究が行われている。少なくとも PV、WT およびそのハイブリッド電源、波力発電に関しては、各電源と逆浸透法淡水化を組み合わせた独立システムによる試験が行われている [97]。中でも VRP で淡水化装置を駆動する研究は例が多い。

比較的規模の大きな実証試験の例としては、カナリア諸島で 1 機 230kW の WT2 機を用いて、系統との接続なしやディーゼル発電機のバックアップなしでの海水淡水化を行う実証試験の結果が報告されている [98]。ポンプを駆動する誘導電動機は電力変換装置制御ではないため、消費電力制御は主として逆浸透膜の本数制御で行われている。需給バランス調整は他にピッチ角制御とフライホイールが担っている。逆浸透膜の圧力・流量・塩量の関係が簡単な数式でモデル化されている。試験でも生成水導電率は測定され、周波数変化範囲が小さいために導電率変化も小さくなっている。風速が小さいときに、フライホイールに蓄積されたエネルギーで逆浸透膜を接続してはすぐ解列されてしまう現象が問題とされている。

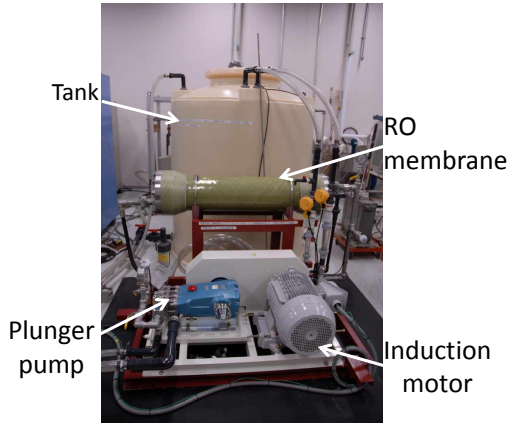


図 4.6: 試験装置の概観

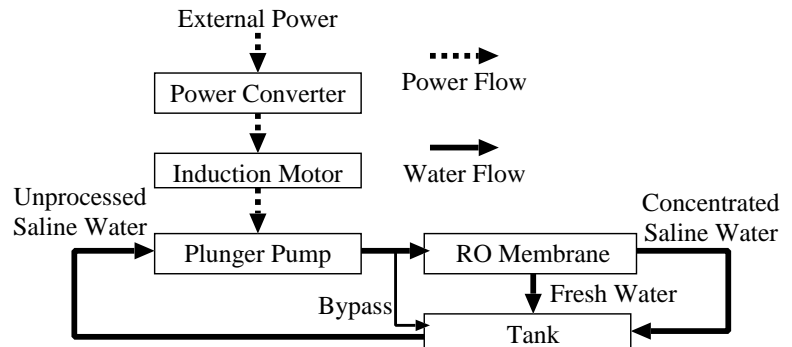


図 4.7: 試験用淡水化装置の構成

4.2.2 先行研究における淡水化装置のモデル化と課題

淡水化装置の詳細なモデル化の例としては、ラフバラー大学の Macros らによるモデルがあげられる [99][100]。この論文は風力発電と淡水化装置の組み合わせによる独立システムを想定し、風力発電と淡水化装置双方のモデル化および制御法について議論している。淡水化装置用の高圧ポンプは2つの容積ポンプの直列接続したもので、電力変換装置によって可変速制御された誘導電動機に駆動されている。圧力回収装置としてはモーノポンプが用いられている。

本モデルは試験対象の装置の幅広い淡水化装置の動作点に対して精度よく結果を推定できるものであるが、モデルの多項式が複雑であり、物理現象との関連性も不明な点が多い。多くのパラメータの同定が必要となり、モデルの汎用性に疑問がのこる。

別なモデル化の例としては、Turki らの提案したモデルがあげられる [101]。Turki らは太陽光発電・風力発電及び蓄電池から給電される小型の淡水化装置を念頭に、試験装置での電力変換装置出力周波数とバルブ開度を変数としたモデル化を提案し、試験も行っている。モデルは膜透過の簡便式を用いた単純なものだが、試験結果とモデルの解析結果の照合がないため、モデルの妥当性が判断できない。Turki らは [102] や [103] では同装置のモデルを用いたと思われる変動抑制シミュレーションを行っているが、ここでもモデルと試験結果の照合はされていない。

これらのモデルは VRP の電力のみで淡水化装置を給電することを想定しているため、淡水化装置の動作点を VRP と連動して決定するものになっている。しかし本研究では系統内に接続された VRP の出力変動を淡水化装置で補償することを想定しているため、VRP とは切り離れた淡水化装置の可変速制御時の特性モデルが必要となる。次節ではそうしたモデルを具体的な装置を例として提案する。

4.3 淡水化装置の静特性モデル

本節では淡水化装置の静特性モデルを提案する。

4.3.1 対象とするシステム

まず対象とする試験装置について説明する。試験装置は電力変換装置、誘導電動機、容積ポンプ(プランジャポンプ)、逆浸透膜、貯水タンク、圧力制御バルブから構成される。離島用の比較的小規模な施設を想定し、圧力回収装置はないものとする。図 4.6 に対象とする装置の概観を、図 4.7 に試験装置の構成をそれぞれ示す。タンクからポンプに供給された原水(本試験では食塩水を使用)は逆浸透膜を透過した生成水と膜を透過せずに濃くなった濃縮水に分離される。濃縮水のパイプには圧力制御用のニードルバルブがあり、これを閉めると膜に供給される原水の圧力が増加して生成水も増加する。誘導電動機の定格電力は 11kW、使用する逆浸透膜は 1 本である。本章及び次章では、誘導電動機への入力電力を海水淡水化装置の消費電力と定義している。実際の淡水化施設では数十本ないしそれ以上の膜を直並列に使うので、本試験装置は実際の施設よりは小型の装置といえる。しかし使用している膜は実際に離島で使用されているものである。

試験装置は電力変換装置出力周波数の変化によるポンプの速度制御と、濃縮水バルブ開度制御の2つのパラメータにより、独立に消費電力を制御可能である。電力変換装置は過電流防止のため、周波数変化率が30Hz/sec以内になるよう設定されている。また、ポンプには一定圧力(4.5MPa)になるとポンプ吐出水の一部を膜を通さずタンクに逃す水路(原水バイパス路)が開き、膜への過剰な圧力を防ぐようになっている。機器のより具体的な使用に関しては、付録Aにまとめる。

4.3.2 モデルの前提と全体像

次に提案するモデルの前提と全体像を説明する。まずモデルの標準的な入出力を整理する。モデルの入力は、制御量である電力変換装置出力周波数(以下、周波数) f [Hz]と濃縮水バルブ開度(以下、開度) h [°]、および外部条件である原水塩分濃度(以下、原水濃度) x_0 [%]、生成水温度(以下、温度) T [°C]の4つである。次にモデルの出力は、準定常状態での圧力・流量および誘導電動機消費電力(以下、消費電力) P_m [kW]である。入力の範囲としては、周波数は30Hzから60Hzまで、濃縮水バルブ開度は0%~100%まで、原水濃度は0.0%から3.6%まで、生成水温度は15°Cから35°Cを想定する。原水濃度はかん水の場合気象条件によっては0.0%に近い低い値になりうるので、本モデルでは上記の範囲を前提とする。

モデルのコンセプトとしては、マイクロコントローラ等の制御器にも容易に実装可能な、計算負荷の小さい簡便なモデルを目標とする。本モデルは水流の連続の式や逆浸透膜・バルブでの圧力特性のモデルを加えた圧力の方程式を解くなど、水力学的な物理現象を基にしたモデルである。水力学に基づき圧力と流量の解析を行うことで、汎用性の高いモデルを志向する。また必要に応じて消費電力指令値などを入力にして周波数や開度を計算するような逆算も行うことを前提とする。

原水、生成水、濃縮水、原水バイパス路の体積流量をそれぞれ Q_0 [Liter/sec]、 Q_p [Liter/sec]、 Q_c [Liter/sec]、 Q_b [Liter/sec]とする。また原水と濃縮水の圧力差は通常時は定格圧力の2%より小さいのでモデル上は無視し、原水と濃縮水のゲージ圧はともに p [MPa]を仮定し、生成水ゲージ圧は0とする。流量には連続の式として、式(4.4)が成立する。

$$Q_0 = Q_p + Q_c + Q_b \quad (4.4)$$

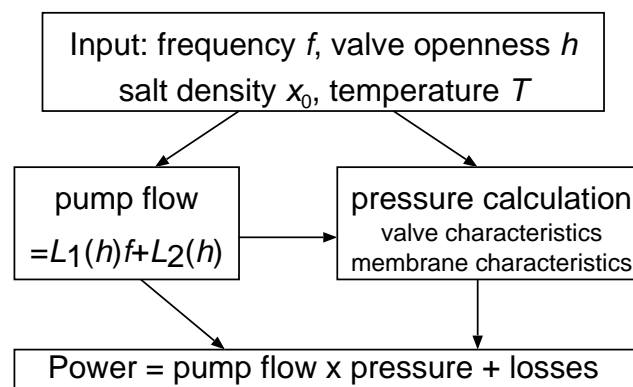


図 4.8: 淡水化装置の消費電力静特性モデルの概要

計算方法の概要を図4.8に示す。中小規模の海水淡水化装置で良く用いられている容積ポンプの適用を仮定すると、その吐出流量、つまり原水流量は圧力に依存せず、周波数のみに依存する。入力変数から原水流量を計算し、流量と入力変数を用いて原水圧力を計算する。原水流量と原水圧力の積からポンプの仕事率を計算し、損失を加えて消費電力の計算を行なう。

4.3.3 流量のモデル

まず原水流量の計算を行なう。容積ポンプからの吐出流量は f にほぼ比例するが、誘導電動機の動作点変化によるすべりの変化を加味し、 Q_0 を式(4.5)に示す一次式で近似する。 L_1 [Liter]はポンプの容積から決まる周波数

と流量の間の比例係数、 $L_2[\text{Liter}/\text{sec}]$ は補正係数である。

$$Q_0 = L_1 f + L_2 \quad (4.5)$$

4.3.4 消費電力のモデル

次に消費電力の計算を行なう。ポンプが行なう機械的な仕事率 $\rho p_0 Q_0$ と消費電力 P_m との関係を、式 (4.6) で近似する。 $\rho[\text{kg}/\text{Liter}]$ は原水密度である。

$$P_m = \frac{\rho p Q_0}{\eta_p} + k_1 f^2 + k_2 f + k_3 \quad (4.6)$$

式 (4.6) の $k_1[\text{kW}/\text{Hz}^2]$ 、 $k_2[\text{kW}/\text{Hz}]$ 、 $k_3[\text{kW}]$ はそれぞれ比例定数である。

誘導電動機の損失は等価回路から鉄損や銅損を計算するのが一般的だが、その場合誘導電動機のすべりが流量・圧力の連立方程式となり簡便さに欠けるので、本モデルではポンプの機械の仕事率と周波数の関数で損失をモデル化している。式 (4.6) で周波数と圧力を入力、消費電力を出力として最小二乗法で係数をフィッティングしたところ、その時の計算値と測定値の差の RMS 値は 0.08kW であったので、式 (4.6) は一定の妥当性があると考えられる。

以上から、原水圧力 p が求めれば P_m が計算される。

4.3.5 原水圧力の計算法

原水圧力はポンプの吐出流量、濃縮水バルブ特性および逆浸透膜の特性で決定される。図 4.9 に、圧力計算に使う水の流れを示す。ただし図 4.9 ではバイパスへの流れは考慮していない。ポンプから吐出された水はバルブを通過する濃縮水と膜を透過する生成水に分かれる。

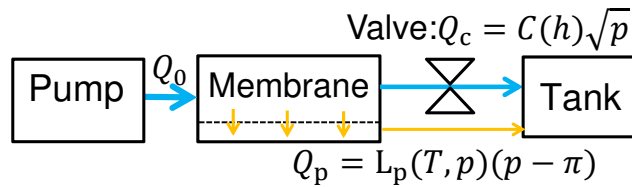


図 4.9: 淡水化装置での水の流れ

濃縮水バルブの流量と圧力の関係は、流量が飽和しない範囲内では式 (4.7) で記述できる。

$$Q_c = C(h)\sqrt{p} \quad (4.7)$$

$C(h)[\text{cm}^2]$ は A_v 値で示したバルブの流量係数である。様々な流量係数特性の製品があるが、本試験で用いるバルブの $C(h)$ を式 (4.8) でモデル化する。式 (4.8) の $C_1[\text{cm}^4/^\circ]$ は開度依存性を示す定数、 $C_2[\text{cm}^4]$ は補正項である。

$$C(h)^2 = C_1 h + C_2 \quad (4.8)$$

逆浸透膜を透過する生成水流量は、式 (4.9) で示すように、膜両側の水力圧差と浸透圧の差に比例する。

$$Q_p = L_p(T, p)(p - \pi) \quad (4.9)$$

式 (4.9) で $L_p(T, p)[\text{Liter}/(\text{sec MPa})]$ は純水透過係数である。純水透過係数には温度および圧力依存性があり、式 (4.10) と定式化する。式 (4.10) で、 $L_{p20}[\text{Liter}/(\text{sec MPa})]$ は 20°C 時の純水透過係数、 $\alpha[^\circ/\text{K}]$ は純水透過係数の温度依存係数、 $\beta[\text{Liter}/(\text{sec MPa}^2)]$ は圧力依存係数である。

$$L_p(T, p) = L_{p20} \exp(\alpha(T - 20)) - \beta p \quad (4.10)$$

温度依存性に関する部分 $L_p(T)$ [Liter/(sec MPa)] を式 (4.11) で定義する。すると式 (4.10) は式 (4.12) と変形できる。

$$L_p(T) = L_{p20} \exp(\alpha(T - 20)) \quad (4.11)$$

$$L_p(T, p) = L_p(T) - \beta p \quad (4.12)$$

以上を用いて、 p を導出する。まず通常の状態である、原水バイパスが閉じている状態、 $Q_b = 0$ を仮定する。 p が浸透圧より小さい場合は $Q_p = 0$ であり、 $Q_0 = Q_c$ となる。この場合、式 (4.7) と式 (4.5) から p は式 (4.13) で表される。

$$p = (L_1 f + L_2)^2 / C(h)^2 \quad (4.13)$$

次に p が浸透圧より大きい場合は、式 (4.5)、式 (4.7)、式 (4.9) を式 (4.4) に代入すると p の方程式 (4.14) が得られる。式 (4.14) が、生成水と濃縮水が両方ある状態でポンプの吐出圧力 p を計算するための方程式となる。

$$(L_p(T) - \beta p)(p - \pi) + C(h)\sqrt{p} - (L_1 f + L_2) = 0 \quad (4.14)$$

式 (4.14) は \sqrt{p} の四次方程式になるので原理的には解析的に解けるが、その解の公式は複雑である。そこで圧力依存項 βp が $L_p(T)$ の最大 2 割程度と比較的小さいことを利用し、まず βp を無視して圧力の二次方程式を解き、式 (4.15) で表されるその解を初期解として Newton-Raphson 法を用いると、四次方程式の解に容易に到達できる場合が多い。

$$p = \left(\frac{-C(h) + \sqrt{C(h)^2 + 4L_p(T)(\pi L_p(T) + L_1 f + L_2)}}{2L_p(T)} \right)^2 \quad (4.15)$$

式 (4.13) と式 (4.14) をそれぞれ計算し、より小さい方が p となる。ただし、どちらも原水バイパス路が開く圧力を超えていた場合は、 p は原水バイパス路が開く圧力となる。

求めた p を式 (4.6) に代入すれば消費電力が求まる。このモデルは単純な数値代入によって流量・圧力・消費電力を計算可能な計算負荷の少ない簡便なモデルとなっている。

このモデルは消費電力と共に生成水・濃縮水流量や純水透過係数・バルブ流量係数も計算している。これらの値を用いると、水生成のエネルギー効率等も計算可能である。また、逆に流量に制約があった場合、その制約を満たす入力変数の範囲を計算することも考えられる。4.5 節ではこれを用いて流量・導電率制約下での消費電力を解析する。

4.3.6 水生成効率の定義と解析

単位消費電力量あたりの水生成量 V は、式 (4.16) で計算可能である。本稿ではこれを水生成効率と定義する。単位は m^3/kJ である。

$$V \equiv \frac{Q_p}{P_m} \quad (4.16)$$

今、ある消費電力指令値のもとでの各バルブ開度での水生成効率を求めることを考える。そのためにまず、与えられた消費電力指令値とバルブ開度から圧力を計算し、そこから周波数の計算を行う。

式 (4.6) で圧力を左辺に変形すると、式 (4.17) が得られる。

$$p = \frac{\eta_p(P_m - k_1 f^2 - k_2 f - k_3)}{\rho(L_1 f + L_2)} \quad (4.17)$$

また、式 (4.4) の各項に関係式を代入し周波数について整理すると、式 (4.18) が得られる。

$$f = \frac{L_p(T)(p - \pi)(1 - \beta p) + C(h)\sqrt{p} - L_2}{L_1} \quad (4.18)$$

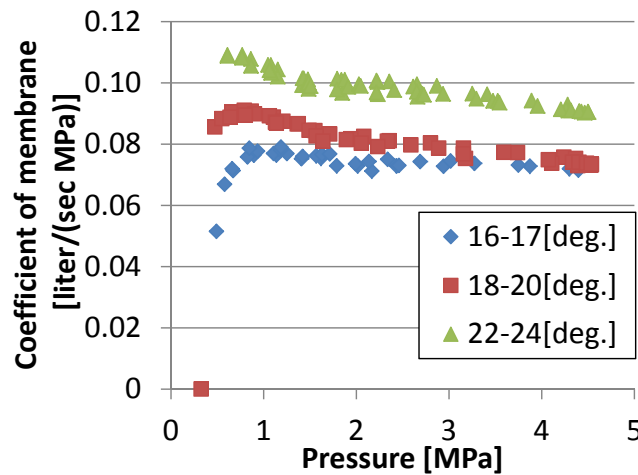


図 4.10: 膜の純水透過係数特性

f を p の関数とみて式 (4.18) を式 (4.17) に代入すると、未知数が圧力だけの式になり、ニュートン・ラプソン法を用いて圧力を求めることができる。そこから式 (4.18) と式 (4.9) を用いて周波数と生成水流量を求めると、式 (4.16) から水生成効率を計算できる。

4.4 静特性モデルの係数決定法とその評価

前節のモデルの諸係数を、試験装置での静特性試験結果に基づいて同定する。さらに同定した係数を用いて試験結果の圧力および消費電力を再現する解析を行い、両者を比較する。

4.4.1 流量係数・純水透過係数モデルの同定

まずバルブの流量係数と純水透過係数モデルの定数を同定するため、準定常状態での試験を行った。原水濃度 0.0% の 16 ~ 19°C (0% 低温試験) と 22 ~ 24°C (0% 高温試験)、1.5%、3.0% について、開度 h は 4.1%、7.6%、11.2%、14.7%、18.2% (0% 低温試験では 21.8% と 32.4% も)、 f を 30Hz から 6Hz 毎に 60Hz までを組み合わせた動作点について、それぞれ約 70 秒間の圧力・流量・消費電力の平均値を求めた。0% 低温試験結果からバルブの流量係数、0% 低温・高温試験結果から膜の純水透過係数の同定を行った。バルブ流量係数の同定の詳細は、付録 B に示す。

4.4.2 純水透過係数同定結果

純水透過係数は、原水濃度 0.0% の時の静特性試験結果からモデル化を行う。図 4.10 に 0.0% 低温・高温試験の時の、バルブ開度 4.1%、7.6%、11.2%、14.7%、18.2%、21.8%、32.4% での測定点の圧力と純水透過係数の関係を、生成水流量温度のグループ毎にプロットしたものを示す。横軸は圧力、縦軸は式 (4.9) の純水透過係数、凡例は各グループの生成水温度幅を示す。

図 4.10 から、純水透過係数の生成水温度および圧力依存性を式 (4.19) と同定した。

$$L_p [\text{liter}/(\text{sec MPa})] = 0.085 \exp(0.041(20 - T[^\circ\text{C}])) - 0.004p [\text{MPa}] \quad (4.19)$$

4.4.3 圧力計算モデルの再現性

今回実施した試験データでの圧力モデルの再現性の確認を行う。例として原水濃度 1.5%、3.0% での圧力の計算値と測定値の比較を図 4.11、図 4.12 に示す。凡例の数字は開度を表し、“measured” が測定値を、“calculated” がモデルでの計算値を示す。全ての原水濃度でみると、計算値と測定値の差は最大で 14.8% であり、9 割以上の点では差が 10% 以内におさまった。純水透過係数を固定値としたモデルでは計算値と測定値の差の平均が 6.3% であっ

たが、提案したモデルでは差の平均が 4.2%に縮小した。したがって、本論文で提案した純水透過係数モデルは圧力モデルの精度向上に有効であると考えられる。

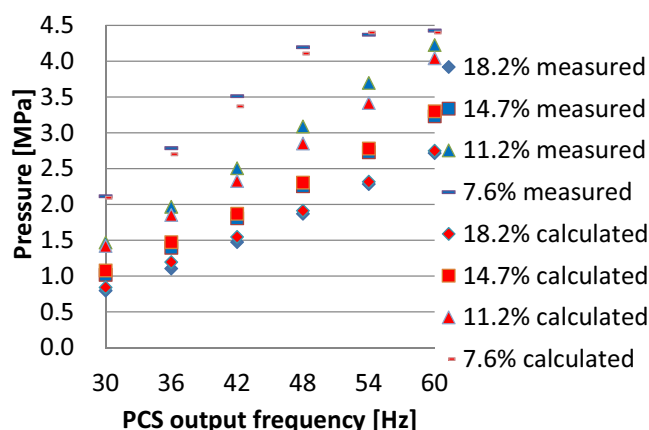


図 4.11: 圧力の計算値と測定値の比較 原水濃度 1.5%

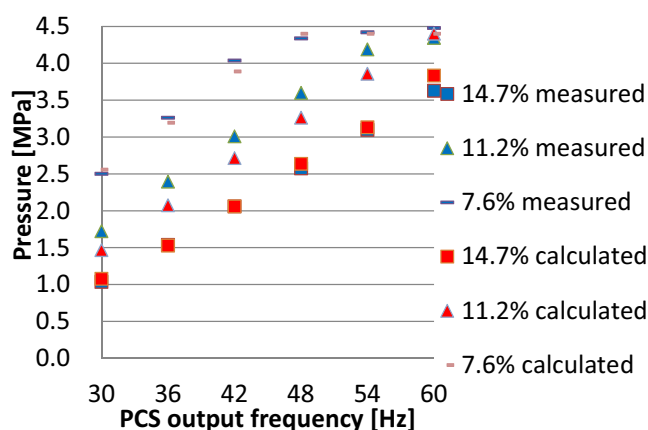


図 4.12: 圧力の計算値と測定値の比較 原水濃度 3.0%

以上から、原水濃度 0.0%時の測定値から作成したモデルで、1.5%および 3.0%の時の圧力のある程度再現可能であることが示された。

4.4.4 消費電力解析結果と実測値の比較

残りのパラメータは試験装置における消費電力モデルの定数を同定し精度を評価するための静特性試験を行い求めた。原水濃度 0.0%、1.5%、3.0%の 3 パターン、開度 h は 7.6%、11.2%、14.7%、18.2%の 4 パターン、 f を 30Hz から 6Hz 毎に 60Hz までの 6 パターンを組み合わせた 72 の動作点について、指令値を 50 秒間一定に保った場合の後半 30 秒の圧力・流量・消費電力の平均値を求めた。測定は各動作点で 2 回ずつ行いその平均値を求めた。試験は 25°C から 33°C で行った。

試験結果より決定した諸定数を、バルブ特性及び膜特性モデルの係数と合わせて表 4.1 に示す。機械の効率および損失に関する定数であるこれらの係数のうち、 η_p 、 k_1 、 k_2 、 k_3 の 4 つの係数は、式 (4.17) においてポンプの仕事率を入力、消費電力を出力として最小二乗法により同時にフィッティングを行った。

表 4.1: 淡水化装置静特性モデルの係数同定結果

η	0.855	k_1	0.00022[kW/Hz ²]
k_2	0.012[kW/Hz]	k_3	0.22[kW]
L_1	0.020[Liter]	L_2	0.067[Liter/sec]
L_{p20}	0.085[Liter/(sec MPa)]		
α	0.041[1/K]	β	0.004[Liter/(sec MPa ²)]
C_1	3.7×10^{-3} [cm ⁴ /%]	C_2	-0.013[cm ⁴]

図 4.13 に原水濃度 2.9%の時の消費電力実測値とモデル計算結果の比較を示す。グラフの横軸は電力変換装置の出力周波数である。凡例の “Op120”、“Op60”、“Op0”、“Op-60”、それぞれバルブ開度 18.2%、14.7%、11.2%、7.6%の試験結果の実測値、“_cal” の線はそれぞれモデルでの計算結果を示す。

試験結果の概要をみる。まず、開度が低いほど消費電力が高いが、これは圧力の上昇に起因する。また、電力変換装置出力周波数が増加するとそれに伴って消費電力が増加している。

次に図 4.13 の実測値とモデルの計算結果を比較すると、計算結果は実測値に近い値を示し、その差は概ね 10%以内に抑えられている。開度 7.6%では実測値では 48Hz と 54Hz の間からバイパス弁が開くため消費電力上昇の傾きが低下するが、モデル計算結果でもそれを再現できている。提案したモデルによる解析で、試験結果の特徴を再現できることが確認された。

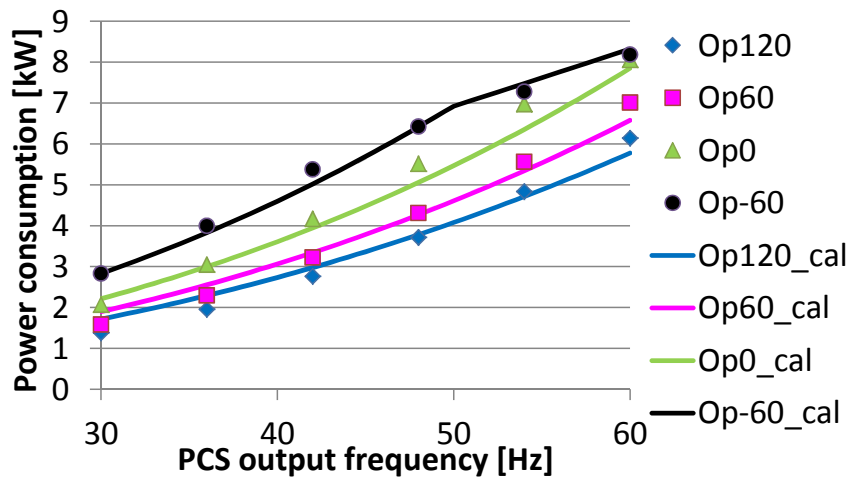


図 4.13: 淡水化装置の消費電力の実測値と計算値の比較

4.4.5 水生成効率の実測値と計算値の比較

式 (4.16)、式 (4.17)、式 (4.18) および試験結果から求めた諸定数の表 4.1 を用いた、水生成効率の計算を行った。

水生成効率の実測値と計算効率の比較を行った。図 4.14 に比較結果の例を示す。原水塩分濃度は 0.0% である。横軸はバルブ開度で、単位は基準開度からの差を度数で表したものになっている。横軸の -60 度から 120 度が、7.6% から 18.2% に相当する。全体の傾向として、バルブが閉じるほど水生成効率が上昇することがわかる。これはバルブを閉じることによる生成水量の増加および定格に対して消費電力が上昇することによるシステムのエネルギー効率向上に起因する。また、水温が高いほど、消費電力指令値が低いほど水生成効率は上昇する。図 4.14 で計算した点では、実測値と計算値の差は最大 5.7% となっている。以上から、計算結果は水生成効率を概ね再現できていると言える。

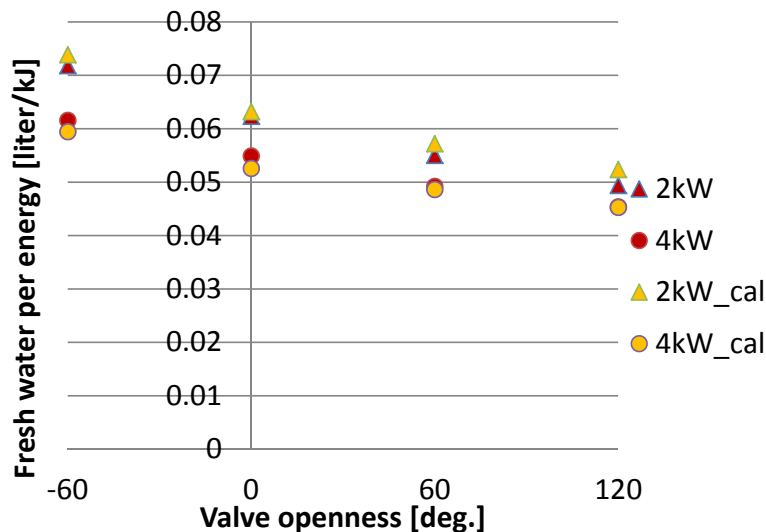


図 4.14: 水生成効率の実測値と計算値比較

4.4.6 淡水化装置の静特性モデル化のまとめ

本節では、淡水化装置の静特性のモデルを提案した。モデルの入力は制御量である周波数とバルブ開度、そして外部条件で決まる原水塩分濃度と温度である。モデルはまず周波数から流量を計算し、膜とバルブの特性を圧力特性と流量保存則から圧力を計算する。その流量と圧力からポンプの仕事率を計算し、損失を加えて消費電力

としている。逆浸透膜のモデルは膜透過の簡便式を基礎にしながら純水透過係数に温度と圧力の依存性を持たせることでモデルの精度を改善した、本モデル独自のものである。これらのモデルは先行研究の Macros らのモデルと比較しても同定すべき係数も少なく、かつ基本的には物理現象に根差したモデルであるため汎用性も高いと考えられる。

試験装置の基礎的な特性を取得し、さらに提案したモデルの係数を同定するため、試験装置を用いていくつかの原水濃度・温度・電力変換装置出力周波数のもとで準定常状態での試験を行った。試験結果からモデルの係数を同定し、圧力や消費電力の再現を行ったところ、誤差はほぼ各点の現在値の 10% 以内におさまった。

さらに静特性モデルを用いて、消費電力とバルブ開度が与えられた時の周波数および水生成効率を計算する手法を提案し、解析結果と試験結果の比較を行った。解析結果と試験結果の両方で、同一消費電力に対してはバルブ開度が低いほど水生成効率が高くなることが確認された。これは開度が低いほど圧力が高くなるので水生成効率が高くなるという直観的考察を裏付けるものである。

4.5 流量・導電率制約下の消費電力可制御範囲と効率的水生成

実際に消費電力制御を考える場合には、膜劣化を防ぐための膜の各種流量制約や水質の指標である導電率制約を満たす必要がある。本節ではそれらを満たした上で、海水淡水化装置の消費電力制御がどの範囲で実行でき、各原水濃度や温度の下で消費電力の制御可能幅がどの程度あるのかを、試験と解析により明らかにする。各制約および原水濃度、温度が消費電力の制御可能範囲に与える影響も考察する。

4.5.1 逆浸透膜の安全動作領域

再エネで駆動される SDS が問題なく運用する上では、安全動作領域 (Safe operating window:SOW) という概念が用いられている。安全動作領域は 1985 年に Feron によって提唱された [104]。Feron の提唱した安全動作領域は、以下の 4 点からなる。

- 最大給水圧力：使用する RO 膜の機械的特性で決定される
- 最大濃縮水流量：RO 膜の濃縮水流量の機械的限界で決定される
- 最小濃縮水流量：水質への影響と濃縮水分極によるスケーリング・ファウリングによって決定される
- 最大透過塩分濃度：水質のガイドラインによって決定される。低圧での運転では透過水量が減少するので問題になる

B. S. Richards らは圧力回収装置のついた可変速のかん水淡水化装置を用いて、数種類の RO 膜に対して定常状態での試験を行い、安全動作領域の同定を行っている [105][106]。そこでの境界条件は、ポンプの最大消費電力、最大回収率、背圧バルブ開度最小・最大値、最小生成水流量 (0) となっている³。

本論文ではこの安全動作領域の考え方を採用する。

4.5.2 本論文で考慮する逆浸透膜の流量・導電率制約

本稿では逆浸透膜には濃縮水・生成水流量および濃縮水と生成水の流量比、生成水導電率、膜に供給する水温の制約、そしてポンプの定格回転速度により、周波数 f にも上限を考慮する。使用した逆浸透膜 SU820 の制約を表 4.2 にまとめる。

³また SDS の制御方法として、開度一定制御、膜差圧一定制御、回収率一定制御、供給水一定制御が比較されている。水生成効率では開度一定制御よりも回収率一定制御の方が特に低ポンプ消費電力下で性能が高いが、回収率一定制御には piston pump がアクチュエータ制御バルブが必要であり、piston pump はメンテナンスの面で、アクチュエータ制御バルブは性能面で難があるために開度一定制御が望ましいと Richards らは結論づけている。

表 4.2: 淡水化装置の各種制約

制約名	制約値	消費電力への影響
濃縮水流量	毎分 40L 以上	下限
生成水流量	毎分 1L 以上	下限
流量比	濃縮水が生成水の 6 倍以上	上限
生成水温度	35°C 以下	動作可否
生成水導電率	680 μ S/cm 以下	下限
周波数	60Hz 以下	上限

4.5.3 試験方法および解析方法

制約を満たす範囲内で、消費電力が開度毎にとりうる範囲を調べる試験を行った。各開度毎に各制約の等号成立時の消費電力を測定し、制約限界時の消費電力とした。温度影響も調べるため、試験は 20～21°C と 24～26°C の範囲で各条件 2 回以上行った。但し原水濃度 3.0%、温度 25°C の導電率制約限界は後述の生成水流量 2.5Liter/sec という制約限界で行った。

また、4.3 節で提案した静特性装置モデルを用いて、各制約の等号成立時の消費電力の解析を行った。濃縮水流量制約、生成水流量制約では、制約の限界となる流量をそれぞれ式 (4.7)、式 (4.9) に代入することで圧力を求め、原水流量、周波数、消費電力を順次計算する。生成水導電率制約は式 (4.20) から計算し、生成水流量 2.5Liter/sec 以上という制約に変換してから、上記と同じ手順で消費電力を計算する。 S_p は生成水導電率 (単位は [μ S/cm]) である。

$$S_p = x_0 \left(15 + \frac{530}{Q_p} \right) \quad (4.20)$$

流量比制約時には式 (4.21) を解くことで圧力が求められる。周波数上限時の等号制約時は、式 (4.14) を解く⁴。

$$(L_p(T) - \beta p)(p - \pi) - \frac{1}{6}C(h)\sqrt{p} = 0 \quad (4.21)$$

4.5.4 試験および解析結果

試験と解析の結果をグラフ化したものを図 4.15 に示す。それぞれ横軸は開度 h^5 、縦軸は消費電力 P_m である。実測値は点、計算値は同色の線で表されている。凡例は“ Q_c/Q_p ”が流量比、“60Hz”が周波数、“ Q_c ”が濃縮水流量、“ Q_p ”が生成水流量、“Cond”が生成水導電率の各制約限界の消費電力の測定値であり、それぞれ“_cal”は計算結果である。ハッチされた領域が試験結果で流量・導電率制約を全て満たす動作範囲である。⁶

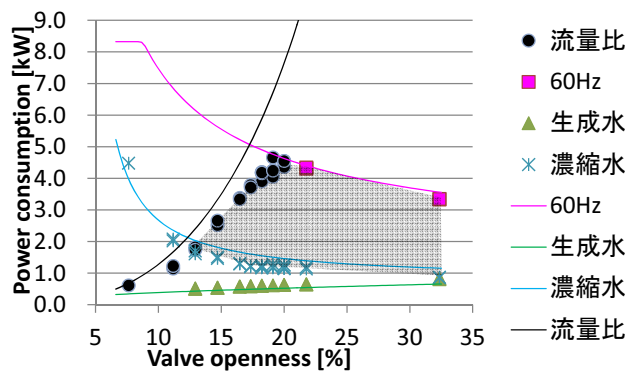
まず各制約の消費電力への影響を確認するため、各制約等号成立時の特徴を説明する。流量比・生成水流量・生成水導電率による電力の制約限界はそれぞれバルブ開度が低いほど低下する。これは同一周波数では開度が低いほど純水透過係数が増加するためである。特に流量比制約限界では、生成水流量が低下するとその 6 倍の濃縮水流量も低下する為、ポンプの圧力・流量ともに急激に低下し、結果として消費電力も急速に低下する。一方、濃縮水流量制約限界と周波数限界の場合は、バルブ開度が下がると圧力が増加するため電力の制約限界は増加する。

次に実測値と計算値の比較を行う。試験結果の約 90% の点で実測値と計算値の差は 0.5kW 以内であり、計算値は実測値の概形を再現している。流量比制約限界と濃縮水流量制約限界では、圧力計算の誤差も加わり試験結果が計算値よりも低い傾向がある。

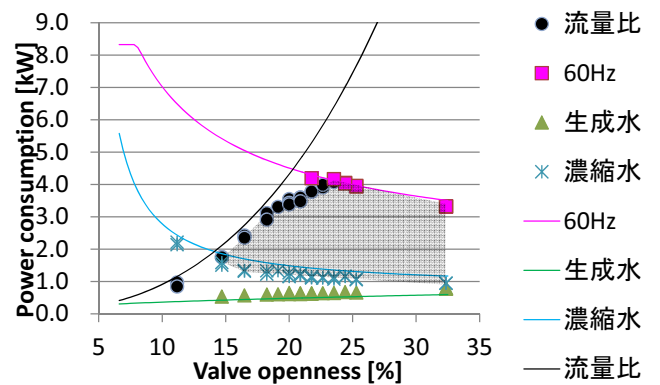
⁴この式も \sqrt{p} の四次方程式になるので、式 (4.14) と同様に二次方程式を初期解にして Newton-Raphson 法で解く。

⁵原水濃度 0.0%とそれ以外で、横軸のスケールが異なる点に注意。

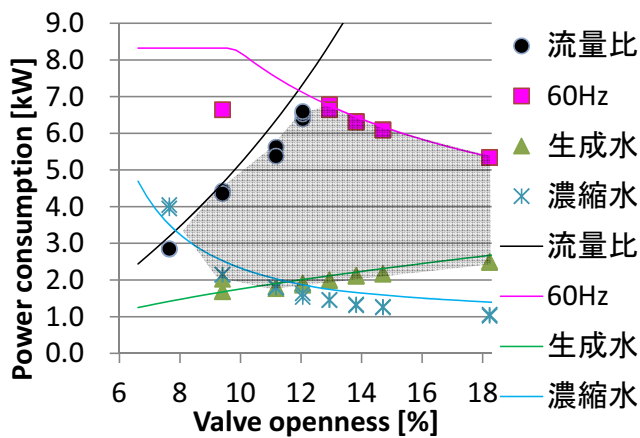
⁶原水濃度 0.0%と 1.5%では生成水導電率制約限界が、3.0%では流量比制約限界が記載されていないのは、消費電力可制御範囲の決定要因にならなかったためである。



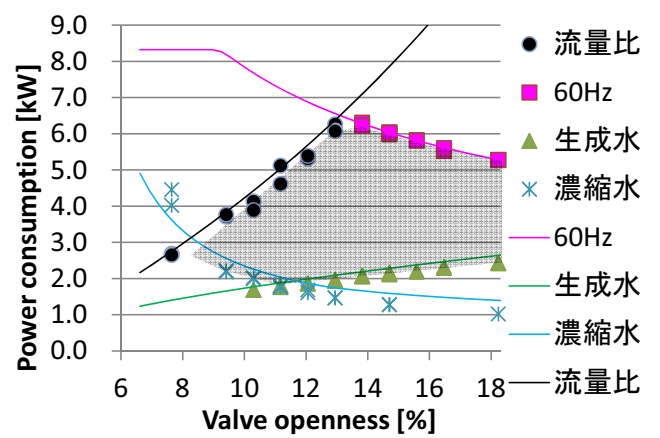
原水濃度 0.0%、温度 20°C



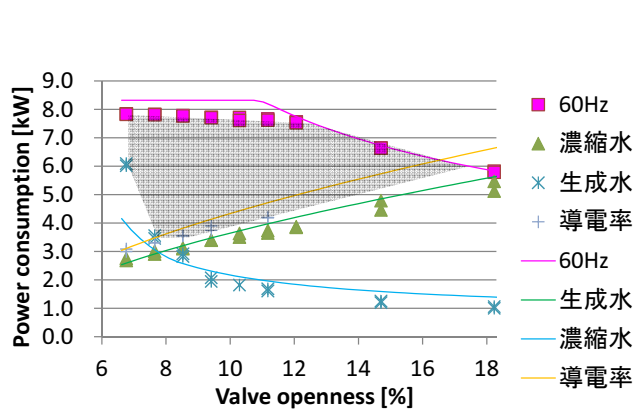
原水濃度 0.0%、温度 25°C



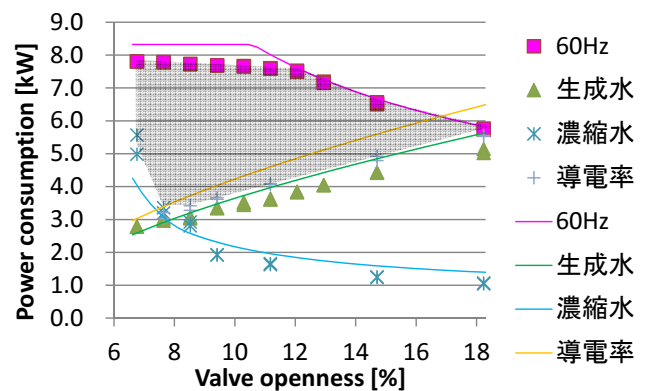
原水濃度 1.5%、温度 20°C



原水濃度 1.5%、温度 25°C



原水濃度 3.0%、温度 20°C



原水濃度 3.0%、温度 25°C

図 4.15: 制約限界試験および解析結果

4.5.5 消費電力の最大可制御幅

各原水濃度と温度において、最大消費電力と最小消費電力の差が最大になる開度での差を最大可制御幅と定義する。図 4.15 のハッチされた領域の上下幅が最大になる部分が、それぞれの最大可制御幅となる。制約条件下での原水濃度・温度毎の最大可制御幅の実測値および計算値を図 4.16 にまとめる。図 4.16 は横軸が原水濃度、縦軸が消費電力可制御幅であり、凡例が温度と計算値か測定値かを示している。

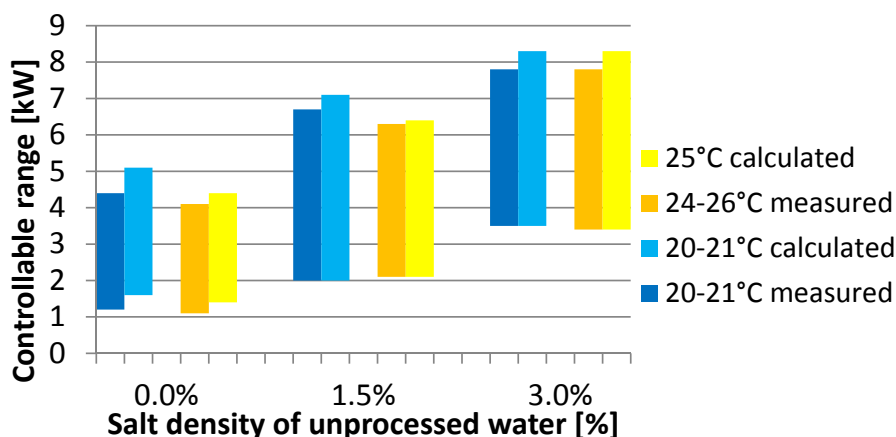


図 4.16: 原水濃度・温度ごとの最大可制御幅の試験および解析結果

原水濃度の影響に着目すると、濃度の上昇に伴い消費電力の下限も上限も上昇する。その際、濃縮水バルブは高原水濃度ほど閉じられる。これは原水濃度が高い方が生成水流量確保に浸透圧を超える高圧が必要なことに起因する。実際に図 4.15 においても、原水濃度の上昇にしたがって濃縮水流量制約以外の制約限界の消費電力が上昇している⁷。

一方、温度の影響に着目すると、温度が高い条件の方が消費電力上限が低下する。これは純水透過係数が増加し、同じ生成水を得るのに必要な圧力が低下するためである。図 4.15 でも温度毎に比較すると、比較すると、水温が高い方が生成水流量増加のため特に流量比制約限界時の消費電力が低下している。水温が高い方が同条件下での生成水流量が多く、より低い圧力で流量比制約に抵触するため、可制御幅の上限が低下し、結果として可制御幅が縮小している。下限への影響はほとんど見られない。

計算値と実測値を比較すると、流量比制約限界の計算値と実測値のずれに起因して、計算値の方が実測値よりも上限が高い傾向が出ているが、可制御幅の上限・下限をそれぞれ概ね 1 割程度の差で再現できている。実測値から計算すると最大可制御幅は 3.0kW ~ 4.7kW で、誘導電動機定格 11kW の 27% ~ 43% に相当する。

4.5.6 制約条件下での効率的水生成

消費電力一定の条件下で考えると、水生成効率が最大になるのは定義から Q_p が最大の時であり、式 (4.16) より圧力が最大の時であることがわかる。圧力はバイパス路が開かない範囲ではバルブ開度が低いほど高くなるので、後述する制約条件を満たす範囲内で最もバルブ開度が低い動作点が、水生成効率が最大となる動作点である。

運転可能範囲の各消費電力毎にバルブ開度が最低になる点を見ると、流量比制約限界時ないし濃縮水流量制約限界時であることがわかる。この点は他の原水濃度でも同様の結果が得られている。したがって、効率的な水生成のためには各消費電力指令値における流量比制約限界と濃縮水流量制約限界のバルブ開度のうち、より大きい方を選択すれば良いことがわかる。

このことを解析および試験結果で確認する。図 4.17 と図 4.18 は、原水濃度 1.5%、水温 21°C および 25°C での流量比制約限界および濃縮水流量制約限界での消費電力と水生成原単位 (SEC) の関係をグラフにしたものである。グラフの横軸は水生成原単位を示しており、値が小さいほど水生成効率は高くなる。各グラフの点は試験結果を、線はモデルによる解析結果を示している。解析結果は試験結果の特徴を再現していることがわかる。

⁷原水濃度 0.0%から 1.5%への上昇と 1.5%から 3.0%への上昇を比較すると、後者の方が圧力飽和のため上限の上昇幅が小さくなり、導電率制約により下限の上昇幅が大きくなる。

各制約限界に着目すると、流量比制約限界においては、消費電力が増加するほど SEC も増加し、水生成効率が悪化している。この理由を説明する。流量比制約限界上では生成水の増加量に比例してその 7 倍の原水流量が増加し、生成水量と原水量の比は常に一定である。したがって、単位生成水量あたりのポンプの仕事は圧力の増加分に比例して増加する。それによって SEC も増加することになる。

一方濃縮水流量限界においては消費電力が増加するほど水生成効率が上昇している。濃縮水流量が一定なので、原水が増加すると同量の生成水が増加し、原水に占める生成水の比率は急激に上昇する。その上昇率が圧力の上昇を上回るため、濃縮水流量限界においては消費電力が増加するほど水生成効率が上昇するのである。

解析結果でも試験結果でも、SEC が最小に、つまり水生成効率が最大になるのは部分負荷の時で、流量比制約限界と濃縮水流量制約限界の重なる点である。その点より高い消費電力では消費電力が上昇するほど、その点より低い消費電力では消費電力が減少するほど効率が低下することが示された。

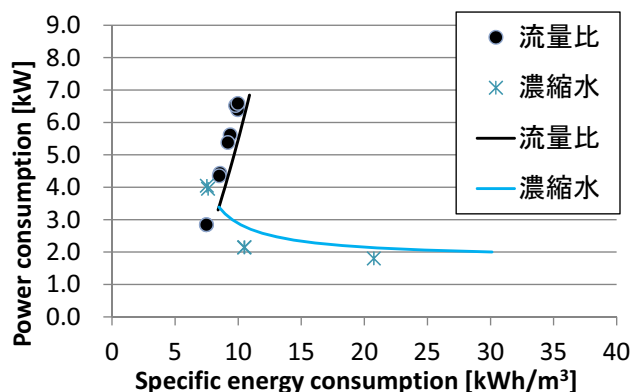


図 4.17: 1.5%、21°C での制約下高効率運転時の消費電力と SEC の関係

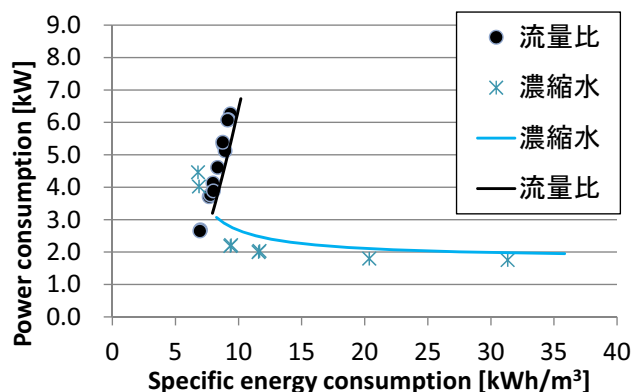


図 4.18: 1.5%、25°C での制約下高効率運転時の消費電力と SEC の関係

4.5.7 安全動作領域内での消費電力制御幅・水生成効率のまとめ

淡水化装置の消費電力制御は流量・導電率・周波数定格により制御可能範囲に制約を受ける。各バルブ開度において、消費電力の下限は濃縮水流量制約・生成水流量制約・導電率制約で決定され、消費電力の上限は流量比制約と周波数定格が決定される。本節では試験と数値解析によりその可制御範囲を示した。可制御幅の上下限はともに原水濃度の上昇にともなって上昇することを確認した。また可制御幅の上限は温度の上昇により低下する傾向が見られたが、下限はほとんど温度依存性が見られなかった。数値解析結果は概ね 1 割程度の誤差で制御可能範囲を再現した。

また水生成効率に関する解析および試験から、ある消費電力に対応して制約条件下で水生成効率が最大になるのは流量比制約限界時ないし濃縮水流量制約時であることを示した。また、各消費電旅行に対する水生成効率の最大値を比較すると、部分負荷時に水生成効率が最大になることが示された。

4.6 第四章のまとめ

本章ではまず、海水淡水化装置の原理を説明した。そして三章の共通モデルに逆浸透膜の特性モデルを加えて、淡水化装置の静特性モデルを提案した。モデルの入力は制御量である電力変換装置出力周波数と濃縮水バルブ開度を制御量、そして外部条件で決まる原水塩分濃度と温度であり、モデルの出力は原水・生成水・濃縮水各流量・圧力および消費電力である。モデルはまず周波数から流量を計算し、膜とバルブの特性を圧力特性と流量保存則から圧力を計算する。逆浸透膜のモデルは、膜透過の簡便式を元に、その純水透過係数に温度・圧力依存性を持たせることで精度を向上させたものである。その流量と圧力からポンプの仕事率を計算し、損失を加えて消費電力とする簡便なモデルである。

試験装置の基礎的な特性を取得し、さらに提案したモデルの係数を同定するため、いくつかの原水濃度・温度・電力変換装置出力周波数のもとで準定常状態での試験を実施した。試験結果からモデルの係数を同定し、圧力や消費電力の再現を行ったところ、試験結果と解析結果の差はほぼ各点の測定値の 10%以内におさまった。

次に淡水化装置の膜保護や生成水塩分濃度などに制約を考慮した消費電力可制御幅および水生成効率を静特性モデルによる解析および試験において求める手法を提案し、その定量的検討を行った。先行研究で提唱されている安全動作領域の考え方にに基づき、本研究で提案した静特性モデルを用いて逆浸透膜や生成水塩分濃度の制約を考慮し解析した。周波数を変数とし、各制約を満たす限界の点をモデルからの解析と、試験装置での試験で求めて両者を比較したところ、流量比制約限界で定格の最大 1 割程度と比較的大きな差が生じるが、概ねモデルでの解析で各限界での消費電力を再現できることが判明した。この解析と試験により、制約下の可制御幅は、原水濃度の上昇によって上限、下限ともに上昇すること、温度の上昇により上限が下降する傾向にあることが示された。

さらに制約条件下での効率的な水生成について、モデルでの解析および試験結果からの分析した。同一消費電力において水生成効率が最大になるのは制約条件下で最もバルブ開度が小さい時である。本制約条件のもとでは流量比制約限界時か濃縮水流量制約時となり、消費電力制御と効率的水生成の両立のためには、電力変換装置出力周波数とバルブ開度の協調制御が必要になることが確認された。この協調制御手法は第五章で提案する。また、消費電力毎の最大水生成効率を比較すると、流量比制約限界と濃縮水流量制約限界の重なる部分が最も効率が高くなることが示された。

第5章 淡水化装置の過渡特性と再生可能エネルギー変動補償手法

本章は淡水化装置の過渡特性および再生可能エネルギーの変動補償手法について論じる¹。

本章の目的は、第一に淡水化装置の消費電力応答性を評価することである。淡水化装置の消費電力変化は、電力変換装置の周波数変化と濃縮水バルブ開度の変化の二つの操作により可能であるが、ここでは主に周波数変化による消費電力制御に着目する。

第二に淡水化装置の消費電力変動が効率性や水質に及ぼす影響を確認することである。

第三に、淡水化装置による VRP の変動補償効果を検証する。ここでは高速な変動への対応の例として、単機の PV 出力変動を補償する試験を行う。

第四に、第四章で用いた安全動作領域内で消費電力制御と効率性を両立する制御法を提案することである。ここでは電力変換装置出力周波数とバルブ開度の制御を協調することが必要となる。

本章の節構成を説明する。5.1 節淡水化装置の制御法では、先行研究を簡単に整理した上で、本研究での淡水化装置の制御法について述べる。5.2 節ステップ・ランプ応答特性では、電力変換装置出力周波数の変化によるステップ・ランプ応答試験を行い、淡水化装置の応答特性を確認する。5.3 節正弦波応答特性と消費電力制御による効率・導電率への影響では、電力変換装置出力周波数を正弦波状に変化させる試験を行い、淡水化装置の応答特性を Bode 線図によって分析する。さらに、正弦波応答試験による生成水量への影響を分析することで、消費電力を変動させることによる水生成効率および導電率への影響を分析する。5.4 節 PV 出力変動補償では、離島での高速な VRP 変動の例として単機の PV 出力変動を出力として淡水化装置の消費電力を制御する試験を行う。さらに、静特性モデルを基にした消費電力の再現手法も提案し、その効果を検証する。5.5 節周波数とバルブ開度の協調制御法では、制約条件下での消費電力制御を効率的な水生成と両立するための、周波数とバルブ開度の二自由度協調制御法を提案し、試験装置でその動作を確認する。5.6 節第五章のまとめでは本章のまとめを行う。

5.1 淡水化装置の制御法

5.1.1 先行研究における淡水化装置の制御

淡水化装置の過渡特性に関するモデル化は、既に多くの研究によってなされている。例を挙げると、Gambier らは固定速ポンプでバルブ開度および供給水温度を変化させた時の複数の流量及び生成水導電率の伝達関数モデルを文献から紹介し、これらの特性が大きく異なっていることを示した上で、物理現象をベースにした独自のモデルを提案している [107]。

VRP で淡水化装置を駆動する研究はこれまで孤立系が想定されていたので、その VRP の動作状況を細かく把握しながら淡水化装置を制御する研究が多数行われている²。

5.1.2 本章で用いる制御系

試験装置は第四章で用いたのと同じ装置を使用している。試験装置には過電流保護のため、周波数変化率が 30Hz/sec 以内になるよう設定されている。この設定により、淡水化装置の応答特性は制限されている。

本章ではまずポンプの可変速制御による消費電力制御の効果を確認するため、バルブ開度は各動作条件で固定して周波数のみを制御する試験を行う。その上で、効率的な水生成との両立のための周波数とバルブ開度の協調制御に関しては、5.5 節で扱う。

¹本章での応答速度などの数字はあくまで模擬試験装置での特性試験結果を示したものである。実際に導入されている淡水化装置は模擬試験装置よりも多くの場合大規模であり、また保護系などの影響でより変動可能速度は遅くなる可能性がある。

²それらの例は例えば [97] に紹介されている。

試験は図 5.1 に示すフィードバック制御系を用いて、消費電力指令値から周波数を制御している。制御には河内らが開発した、マイクロコントローラ SuperH を使用する制御基板を使い、電力変換装置に周波数指令値を入力している。

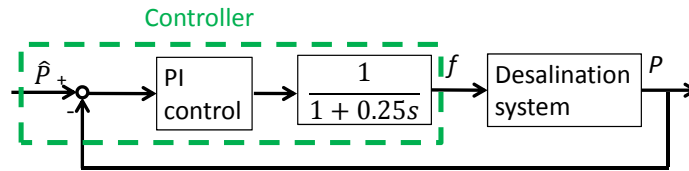


図 5.1: フィードバック制御ブロック線図

図 5.1 の \hat{P} 、 P 、 f はそれぞれ消費電力指令値、消費電力測定値、周波数を示している。周波数指令値は PI 制御に制御安定化のための一次遅れを加えて作成している。PI 制御のパラメータは限界感度法で決定し、比例ゲイン 3.70Hz/kW、積分時間 0.208 秒とした。

5.2 ステップ・ランプ応答特性

まずステップ・ランプ応答試験による特性把握を行う。これらは過渡特性を把握するための基礎的な試験である。同時に、系統の電力不足・余剰時等に系統運用者などからの要請を受けて淡水化装置を動かす場合、ステップ・ランプ状の消費電力指令値が与えられることが多いと想定される。そうした指令値に対する追従性を確認する意味でも、ステップ・ランプ応答試験は重要である。指令値と測定値の差から各指令値に対する応答性を評価する。

5.2.1 試験方法

試験は、原水濃度 0.0%、1.5%、3.0%、水温が 21°C 付近および 25°C 付近でそれぞれ行った。

4.5 節の試験結果をもとに、制約条件下で最大可制御幅となるバルブ開度と、その時の上下限の消費電力値を用いて、上限値から下限値および下限値から上限値へのステップ応答および 5 秒、10 秒かけてのランプ応答試験を行った。試験は各条件で 2 回ずつ行った。

5.2.2 試験結果

試験結果の例として、原水濃度 1.5%、温度 21°C の時の指令値上昇時の試験結果を図 5.2、下降時の試験結果を図 5.3 にそれぞれ示す。グラフは 2 回の消費電力推移の平均を示してある。

図 5.2、図 5.3 の “step”、“T5”、“T10” は指令値の変化時間がそれぞれ一瞬、5 秒、10 秒であることを示し、“power”、“target”、“diff” はそれぞれ消費電力の測定値、指令値およびその差を表す。

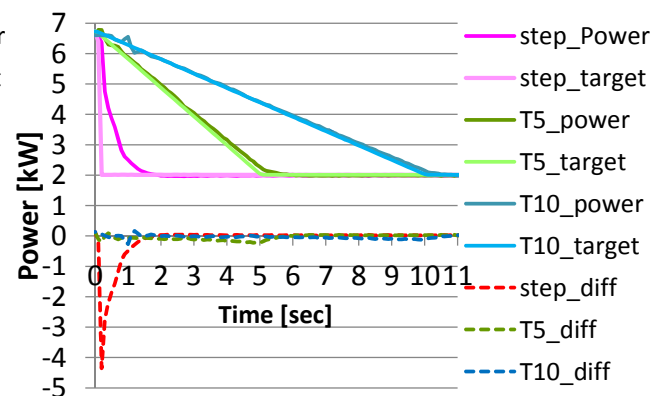
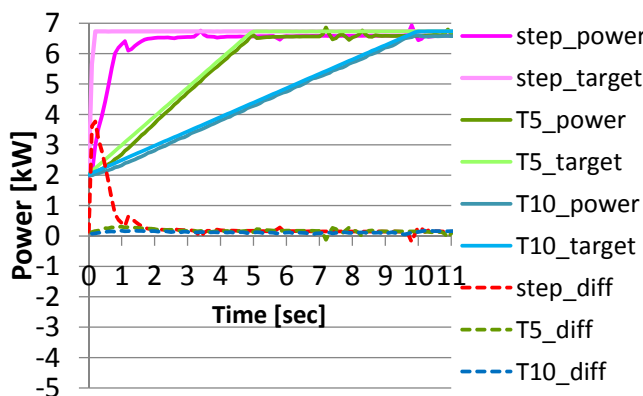


図 5.2: ステップ・ランプ応答特性試験結果例 (上昇時) 図 5.3: ステップ・ランプ応答特性試験結果例 (下降時)

ステップ応答試験の場合には、指令値に対して測定値が 1 秒程度遅れており、指令値と測定値の間でそれぞれ最大 3.8kW、4.4kW の差が生じている³。一方、ランプ応答試験では差は最大でも 0.3kW 程度であり、変化に要する時間が長いほど指令値と測定値の差は小さくなる。他の原水濃度、温度でも、同様の傾向が見られた⁴。

5.2.3 ステップ・ランプ応答試験のまとめ

単純な PI 制御系を用いてステップ・ランプ状の消費電力指令値への追従性を確認する試験を行った。ステップ応答試験の場合には 1 秒程度の遅れがあり、その間指令値と測定値の間に差が生じるが、ランプ試験ではその差は小さくなる。これらの特性はヒートポンプ給湯機やエアコンなどの可制御負荷と比較すると高速である。

5.3 正弦波応答特性と消費電力制御による効率・導電率への影響

5.3.1 試験方法

消費電力指令値を正弦波状に振幅 2kW ないし 4kW で変化させる正弦波試験を行った。消費電力指令値から周波数指令値へのフィードバック制御は、前節と同様である。正弦波試験では 50mHz から 500mHz までの試験を行った。原水濃度は 0.0%、1.5%、3.0%、バルブ開度は基準開度から 120 度開 (L120)、60 度開 (L60)、基準開度 (0)、60 度閉 (R60)、120 度閉 (R120) の 5 開度で行った。

5.3.2 正弦波応答試験結果

正弦波応答試験の時系列波形例を図 5.4 と図 5.5 に示す。ともに原水濃度 1.5% で消費電力の上下限は 2kW と 4kW、バルブ開度は基準開度であり、指令値正弦波の周波数が図 5.4 では 0.4Hz、図 5.5 では 1Hz である。凡例は“P_{target}”と“P_{measured}”がそれぞれ消費電力指令値と測定値、“Q_p”と“Q_c”がそれぞれ生成水と濃縮水の流量、“Frequency”が電力変換装置出力周波数である。

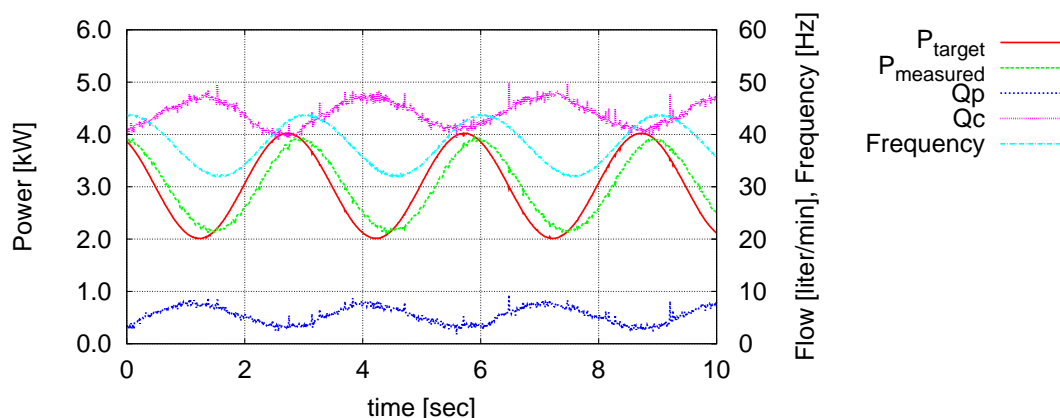


図 5.4: 正弦波応答試験結果 原水濃度 1.5% 0.4Hz

図 5.4 をみると、0.4Hz の消費電力指令値に対しては、消費電力測定値は 0.2 秒程度の遅れで追従し、振幅は 80%以上あることがわかる。一方、生成水と濃縮水の流量は位相は 90 度近くずれており、これらの応答性は消費電力の応答性より低いことが見て取れる。

図 5.5 になると、消費電力測定値の振幅は指令値の振幅の 60%に低下していることがわかる。時間的な遅れは 0.2 秒程度である。一方、生成水と濃縮水の流量は図 5.4 と比較して変動が縮小していることがわかる。直接の制御量である周波数も、ここでは変化が図 5.4 と比較してかなり小さくなっていることがわかる。

³ただし差はパルス状であるため、エネルギーで評価すると差は大きくない。

⁴ステップ応答の遅れが 1 秒程度というのは、例えば Cherif らの試算の淡水化装置の応答特性と同程度である [108]。

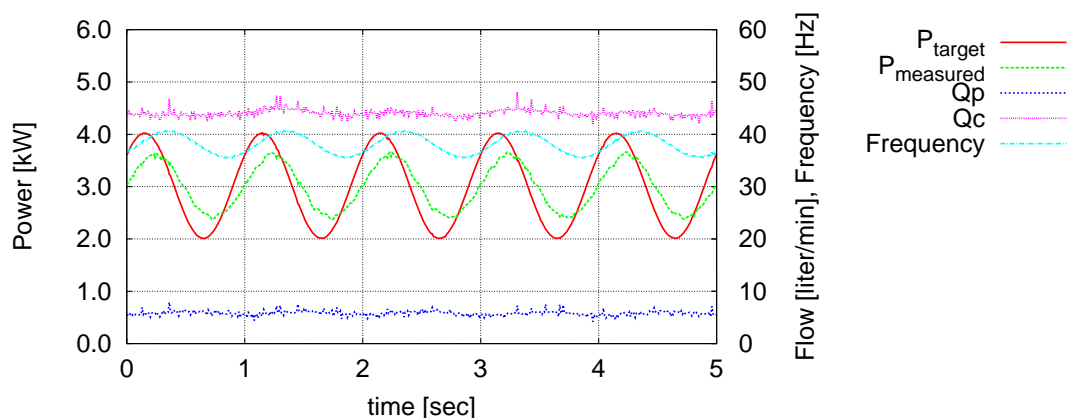


図 5.5: 正弦波応答試験結果 原水濃度 1.5% 1Hz

5.3.3 Bode 線図による試験結果の分析

原水濃度 0.0%、1.5%で消費電力指令値 2kW ~ 4kW での結果をまとめて Bode 線図にしたものを図 5.6 と図 5.7 にそれぞれ示す。また、原水濃度 3.0%で消費電力指令値 4 ~ 6kW での試験結果を Bode 線図にしたものを図 5.8 に示す。横軸は消費電力指令値列の周波数を示す。縦軸は消費電力指令値の振幅に対する消費電力測定値の基本波成分の比を示す。四角の点が計測点、実線はその一次遅れ近似曲線である。但しこの近似曲線は 50 ~ 500mHz の範囲の試験結果から求めたものであり、より高速の変動に対しては適応出来ない。

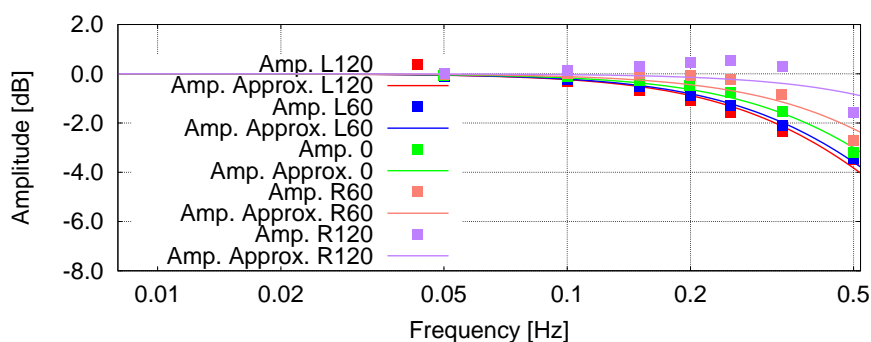


図 5.6: 消費電力 Bode 線図 原水濃度 0.0%

バルブ開度による一次遅れ時定数への影響をみると、図 5.6 と図 5.7 では濃縮水バルブが閉じているほど、一次遅れ時定数が短くなることが分かる。これはバルブが閉じている方が消費電力の上限が大きく上昇するため、周波数の変化による消費電力への影響が大きいことに起因することが推測される。一方、図 5.8 においてバルブ開度 R120 での時定数が小さいのは、原水バイパス路が開いているために周波数の変化に対する消費電力変化の応答が小さいためであることが推測される。

このことを確認するため、一次遅れ時定数と平均周波数変化率の関係を図 5.9 にグラフにする。平均周波数変化率は、消費電力一定試験における消費電力変化量あたりの周波数変化量である。図 5.9 は各バルブ開度でいくつかの原水塩分濃度、消費電力指令値上下限での正弦波応答試験での一次遅れ時定数 (縦軸) と、同じ試験条件での一定電力試験での平均周波数変化率 (横軸) の関係をグラフにしたものである。但し時定数のフィッティング時に漸近的標準誤差が 10%以上の点は除外してある。図 5.9 から、一次遅れ時定数は 1.0 ~ 2.5 秒である。

図 5.9 の “Calculated” は、図 5.1 において “Desalination System” を周波数変化率の逆数として閉ループ伝達関数を求め、正弦波入力に対するゲインが -3dB となる時の、その正弦波入力の周期を計算したものである。図 5.9 を見ると、周波数変化率が高いほど一次遅れ時定数が大きくなるという傾向は、計算値と測定値で一致している。このことから図 5.7 で濃縮水バルブ開度が高いほど一次遅れ時定数が高いのは、同バルブ開度が高いほど周波数変化率が高いことに起因すると言える。

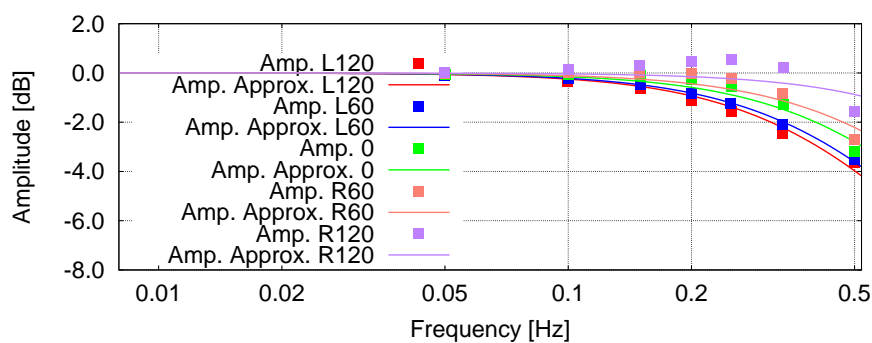


図 5.7: 消費電力 Bode 線図 原水濃度 1.5%

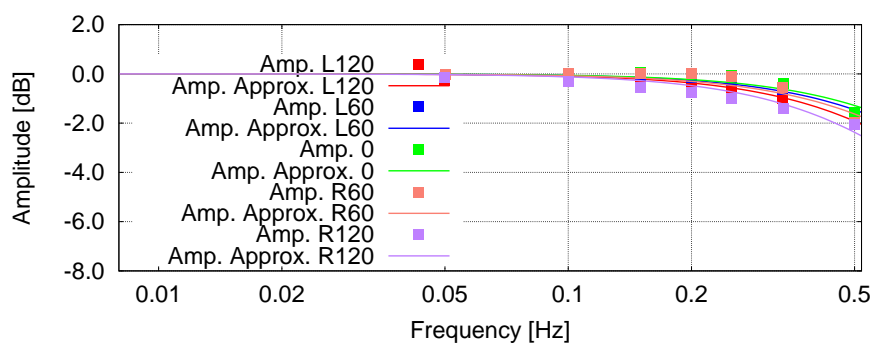


図 5.8: 消費電力 Bode 線図 原水濃度 3.0%

計算値よりも測定値の方が一次遅れ時定数が短いのは、実際の実験では高い周波数で誘導電動機の突入電流の影響が無視できず、その分ゲインが大きくなることに起因する可能性がある。

5.3.4 電力変動の水生成効率・導電率への影響

次に淡水化装置の消費電力を変動させることそのものによる水生成効率への影響を、正弦波応答試験の結果から評価する。正弦波応答試験の結果を用いてシステムのエネルギー効率への変動による影響を評価する手法は、発電機 [109] やエネルギー貯蔵装置 [110] の効率解析でも広く用いられている。

正弦波応答試験による生成水量への影響を試験により確認する。図 5.10 は例として原水塩分濃度 0.0%、2kW ~ 4kW の間で消費電力指令値を変化させた場合の、正弦波時定数と生成水流量平均値の関係をグラフにしたもの

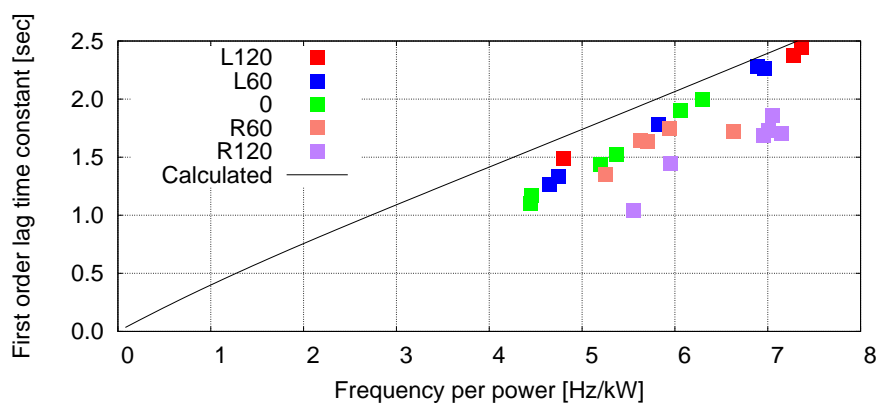


図 5.9: 一次遅れ時定数のまとめ

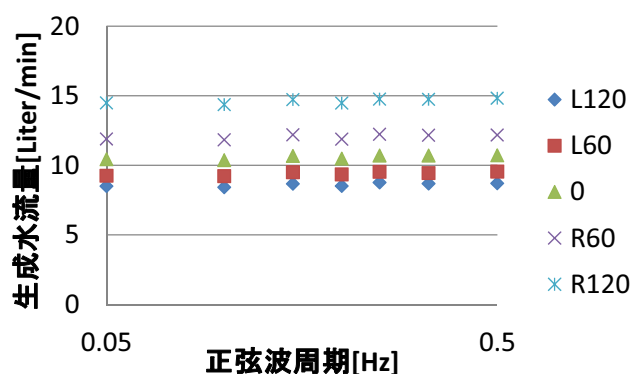


図 5.10: 正弦波時定数と生成水流量平均値の関係

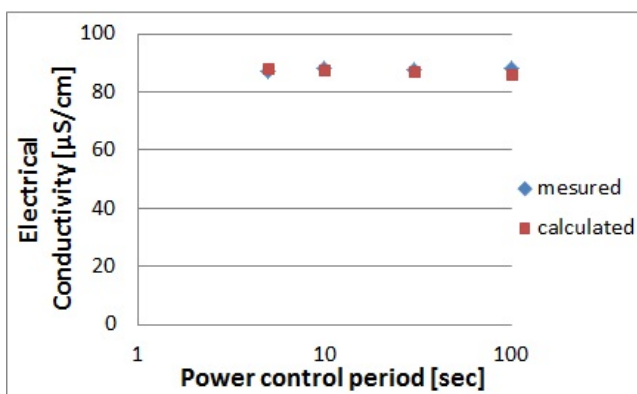


図 5.11: 正弦波時定数と生成水導電率平均値の関係

である。グラフを見ると、正弦波時定数による生成水流量の変化は5%以内であり、ほとんど影響がないことがわかった。若干周期が早いほど生成水流量が増加する傾向がある。他の原水塩分濃度、振幅においても、正弦波時定数による生成水流量の変化はほとんどみられなかった。

また、正弦波応答試験での導電率への影響を測定した例も図 5.11 に示す。原水濃度 1.7%、バルブ開度 0 の状態で、電力変換装置出力周波数を 40 から 60Hz の間で正弦波状に振動させた時の導電率の実測値および静特性モデルからの解析値をグラフにしたものである。導電率は各点で 5 回測定し平均をとっている。

実測値には周波数依存性は見られず、ほぼ一定であることがわかる。また、実測値とい計算値を比較するとその差は最大で 3% である。以上から、消費電力の変動そのものが生成水導電率に与える影響は小さいと考えられる。

正弦波状の消費電力変化が水生成効率および導電率に影響をおよぼさないという結果は、[104] をはじめとしたこれまでの先行研究で得られている結果と整合している。

5.3.5 正弦波特性のまとめ

正弦波応答試験では、Bode 線図による解析から、同じ指令値幅、原水濃度では濃縮水バルブが開いているほど応答性が低下することを示し、その原因が周波数変化率の増加にあることを示した。

また正弦波応答試験において、水生成効率と生成水導電率はともに正弦波状の指令値の時定数によってほとんど差が無いことが判明した。このことから、消費電力の変動は少なくとも短期間には水生成効率および生成水導電率に大きな悪影響を及ぼさない可能性が示された。

5.4 PV 出力変動補償効果の検証

淡水化装置による電力変動補償効果を検証するため、実際の単機の PV 波形を基にした消費電力指令値を用いて PV 変動補償効果を確認する。単機の PV 出力変動は、離島での VRP の変動の中でも WT の N 波変動に次いで高速な変動であり、これに対する追従効果が確認できれば、他の変動にも追従が期待できる。

さらに消費電力モデルを用いたシミュレーションも行ない、試験結果と比較する。ここでも 5 章と同様のフィードバック制御系を用いる。

5.4.1 試験の概要と方法

変動が激しかった日の定格 6.8kW の PV 発電量 1 秒毎の実測値を線形補間して 0.1 秒毎にし、固定値のバイアスを加えて指令値列とする。バイアスは原水濃度 0.0% では 0、1.5% と 3.0% では消費電力可制御幅と PV 変動幅の中心が一致するように設定した⁵。それぞれ Case1 から Case3 とする。また、原水濃度 0.0% と 1.5% においては、PV 変動の大きさを半分にした指令値列も作成した。それぞれ Case4、Case5 とする。各条件を表 5.1 にまとめる。

⁵本検討では淡水化装置に比較的高速の変動を補償させることを念頭においているため、可制御幅を有効に使えるようバイアスを設定している。バイアスはあらかじめ想定しておけば、系統内の内燃機関発電機の起動停止を含めた出力調整で容易に対応可能と考えられる。

表 5.1: PV 変動補償試験のケース

	原水濃度 [%]	太陽光発電変動
Case1	0.0	full
Case2	1.5	full
Case3	3.0	full
Case4	0.0	half
Case5	1.5	half

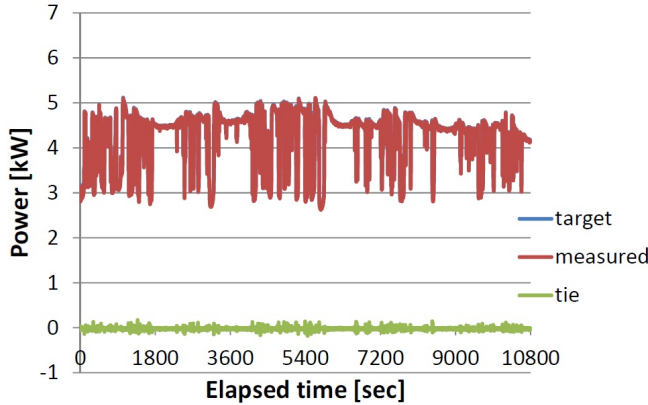


図 5.12: PV 出力変動補償試験結果 ケース 5

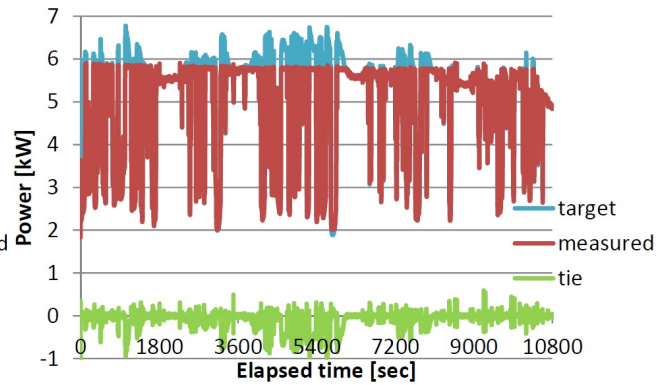


図 5.13: PV 出力変動補償試験結果 ケース 2

本試験ではバルブ開度を各測定では固定にし、周波数のみの制御を行った。3 時間経過時点で温度上昇より精製水流量が増加しても定格周波数時に流量比制約に違反しないよう、開始時点では定格周波数でも流量比制約に余裕をもったバルブ開度を選定した。なお、温度上昇は試験装置が水を循環して使用しているため発生するものであり、実際に使用される装置ではこのような温度上昇は発生しない。原水濃度 3.0% の時には、導電率制約違反防止のため消費電力指令値に 4.4kW の下限値を設定した。

5.4.2 試験結果

図 5.12 と図 5.13 に、Case5 と Case2 の試験結果を示す。両者はともに原水濃度 1.5% であり、PV 出力変動が Case2 では元の PV 波形通りであり、Case5 ではその半分である。“target” は消費電力指令値、“measured” は実測値、“tie” は測定値から指令値を引いた値である。⁶図 5.12 を見ると、Case5 では変動が消費電力制御幅の範囲内なので、グラフ上の指令値と実測値はほぼ重なるほど、変動が大きく補償されている。一方、図 5.13 をみると Case2 では消費電力が上限に達するため、指令値と実測値の差が大きい。

図 5.14 に、図 5.13 の拡大図を示す。図 5.14 の 5385 秒以前は、指令値が可制御幅の上限を超えているため、実測値が指令値よりも 0.5kW 程度定常的に低くなっている。5385 秒以降でみると、消費電力が 0.2 秒遅れていることにより実測値との間に最大 0.3kW の差が生じている。

試験結果を RMS 値で評価する。表 5.2 に指令値および指令値と実測値の差の RMS 値を示す。ここで表 5.2 の指令値と実測値の差の RMS 値は 0 を真値として計算されるのに対し、指令値の RMS 値は式 (5.1) で表されるように平均値を真値として計算している。また変動抑制率 χ [%] は式 (5.2) で定義する。

$$P_{\text{target_rms}} \equiv \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N (P_{\text{target}}[k] - \bar{P}_{\text{target}})^2}{N}} \quad (5.1)$$

$$\chi \equiv \frac{P_{\text{target_rms}} - P_{\text{tie_rms}}}{P_{\text{target_rms}}} \quad (5.2)$$

⁶試験結果は 20 ミリ秒毎に計測されているが、波形は 100 ミリ秒毎に平均化されている。

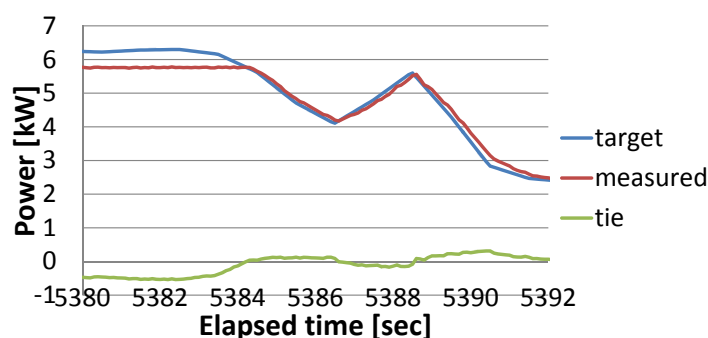


図 5.14: PV 変動抑制試験結果 ケース 2 の拡大図

表 5.2: 各試験結果の RMS 値と変動抑制率

Case	指令値 [kW]	指令値と実測値の差 [kW]	変動抑制率 χ [%]
Case1	1.25	0.33	74
Case2	1.25	0.21	83
Case3	1.25	0.18	86
Case4	0.62	0.03	95
Case5	0.62	0.02	96

式 (5.1)、式 (5.2) の $P_{\text{target_rms}}$ 、 $P_{\text{tie_rms}}$ 、 $P_{\text{target}}[k]$ 、 \bar{P}_{target} 、 N はそれぞれ指令値 RMS 値、差の RMS 値、指令値、指令値平均、データ数を示す。表 5.2 をみると、Peak to Peak では変動抑制効果は 60～77% であり、指令値変動の大きい場合と小さい場合の差はそれほど顕著でなかったのに対し、変動抑制率は PV 変動が全振幅の場合 74～86%、半分の振幅の場合 95～96% と、変動の小さい方が抑制率が高かった。これは変動が大きい場合には淡水化装置の可制御幅を外れ、指令値と実測値に定常的な差が発生するためである。RMS の方が変動抑制効果の数字が大きく出るのは、Peak to Peak では変動抑制率の悪い希頻度のケースの結果が現れてしまうのに対し、RMS では全体の抑制効果の平均が結果として現れるためである。

5.4.3 静特性モデルを用いた試験結果の再現

前節の Case2 の試験結果を、第四章の静特性モデルを用いたシミュレーションで再現することを考える。シミュレーションは図 5.1 のブロック線図を用い、図 5.1 の “Desalination system” での周波数から消費電力への計算を、静特性モデルで行なった。パルプ開度・原水濃度・温度は試験時の値と同じ値をシミュレーションでも用いている。ただし温度は試験中に変化しているので、試験期間の平均値を用いている。

Case2 におけるシミュレーションと実測値の比較を図 5.15 に示す。図 5.15 の “calculated”、“measured”、“target”、“difference” は、それぞれシミュレーション計算値、測定値、指令値、計算値と測定値の差を示す。図 5.15 で 5385 秒以前は計算値が測定値より 0.1kW 前後の差となっている。Case2 の試験では温度が 26°C から 33°C に上昇しているため、今回の検討では温度モデルを入れることにより差が小さくなっている。一方、5385 秒以降は計算値と測定値はグラフ上でほぼ重なっており、その差はほとんど $\pm 0.1\text{kW}$ 以内に抑えられている⁷。これは消費電力フィードバックによりモデル化誤差の影響が出にくいためである。

以上から、消費電力の静特性モデルを用いたシミュレーションにより PV 変動抑制試験の結果を再現できることを確認した。

⁷3 時間通してのシミュレーションと実測値の差の RMS 値は 0.05kW である。

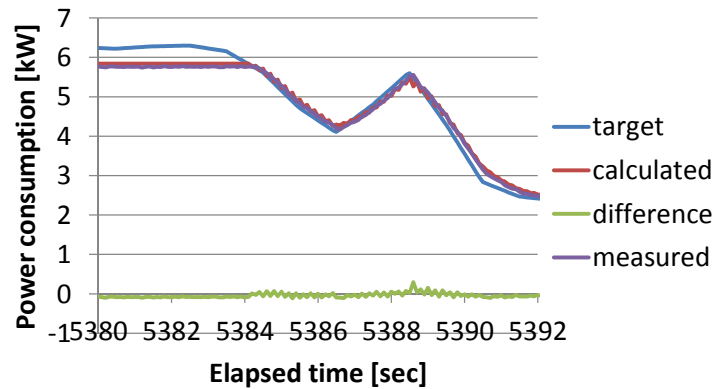


図 5.15: Case2 の試験結果とシミュレーションによる再現結果の比較

5.5 周波数とバルブ開度の協調制御法

本節では海水淡水化装置の消費電力制御と効率的な水生成を両立するための、周波数とバルブ開度の協調制御法を提案する。さらに提案した制御系を用いて試験装置での消費電力指令値ステップ応答試験を行い、制御系が有効であることを確認する。

5.5.1 提案する制御系

まず制御系作成の方針を示す。4.5.6 での検討から、ある消費電力指令値に対して制約条件下で最も水生成効率が高いのは、流量比制約限界時ないし濃縮水流量制約限界時であることが判明している。したがって、この二つの制約限界のいずれかの上に動作点が移動するように制御系を構築する。その際、周波数の制御によって高速に消費電力指令値まで追従し、その上でバルブ開度をそれとハンチングしないように比較的低速で制御することによって、いずれかの流量制約限界まで移行する。

図 5.16 に提案する制御系を示す。制御系は実線矢印で示される周波数調整による消費電力制御系と、点線矢印で示されるバルブ開度調整による流量制御系によって構成されている。“ ref ” がついた値はそれぞれ指令値を示す。“Controller” と書かれた太枠で囲まれた部分が、制御器内部演算で行っている処理である。消費電力制御系は、限界感度法でパラメータ設定した PI 制御器と系の安定化のための一次遅れで構成されている。流量制御系は 3 秒毎に制御されたヒステリシスコンパレータを用いて、高効率動作点である流量比制約限界ないし濃縮水制約限界付近の動作点を維持するようにしている。具体的には、流量がどちらかの制約に違反した場合には違反状態から脱するまでバルブ開度を 0.6% ずつ開く。両制約限界より大きく流量に余裕がある際には、バルブ開度を 0.6% ずつ閉じて制約限界に近づける。

消費電力制御系が時定数 1 ~ 2 秒程度で収束するのに対し、流量制御系が 3 秒毎と遅い制御に設定している。これにより消費電力制御への悪影響をおさえながら、ゆるやかに流量制約を満たし、効率的な水生成を実現する制御系となっている。

5.5.2 試験結果

提案する制御系の動作を確認するため、ステップ応答試験を行う。図 5.17、図 5.18 に、消費電力指令値を 1 分おきに 4.0kW、3.0kW、2.0kW、1.5kW と変化させた場合の試験結果を示す。図 5.17 は消費電力の推移を示し、“measured” “reference” “difference” はそれぞれ測定値、指令値と測定値から指令値を引いた値を示す。図 5.18 は流量に関する事項をまとめたものであり、“ Q_c/Q_p ”、“ Q_p/P_m ” はそれぞれ流量比と単位電力量あたりの水生成量を示す。

まず図 5.17 で消費電力の推移を確認する。指令値と測定値を比較すると、グラフ上ほぼ一致しているように見えることがわかる。指令値と測定値の差はステップ状の消費電力変化の直後のみ 1kW 近い値となっているが、すぐに 0 付近に戻っている。3 秒に 1 回のバルブ開度制御の影響はほとんどみられない。

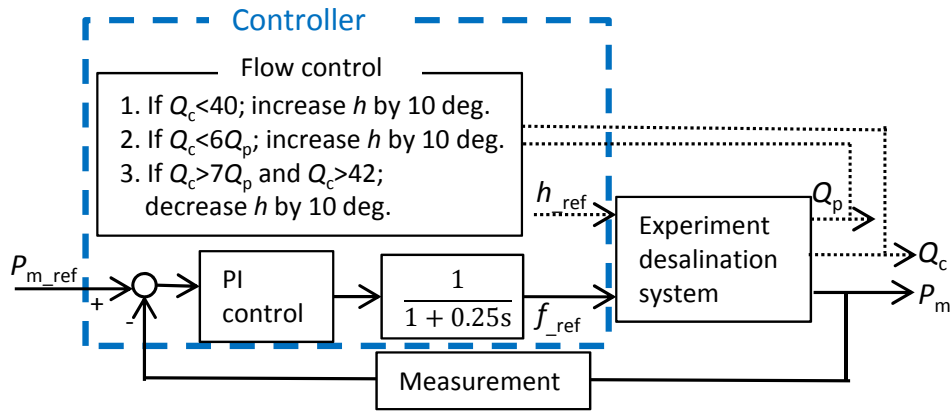


図 5.16: 提案する制御系

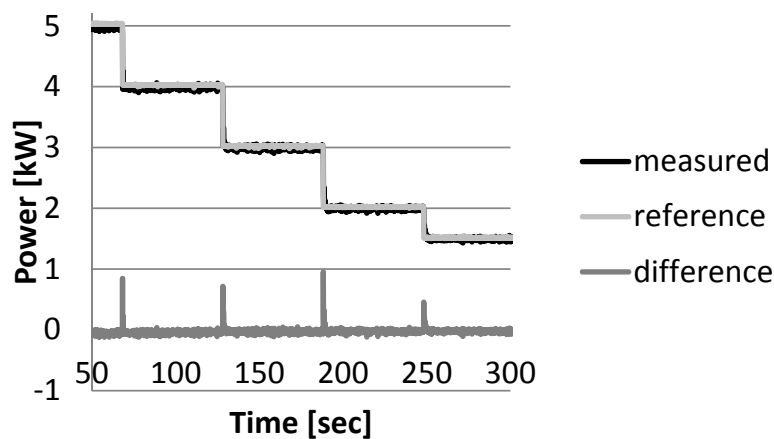


図 5.17: 二自由度制御ステップ応答試験での消費電力

次に図 5.17 に着目する。時系列にそって見ていくと、消費電力指令値が 4kW のところでは、最初流量比が 6 を切っており流量比制約に違反しているが、バルブ開度を開くことにより流量比が 6 を超えて違反が解消している。

次に、消費電力指令値が 3kW および 2kW では、消費電力指令値が変化した直後には流量比がそれぞれ 7 ないし 8 になり、流量比制約限界から離れている。しかしバルブ開度を下げることによって、それぞれ 20 秒ないし 30 秒程度の時間をかけて流量比制約限界に近づいている。それによって、単位電力量あたりの水生成量が増加している。

消費電力指令値 1.5kW では、バルブ開度を下げることにより濃縮水流量の制約に近づけている。それによって、単位電力量あたりの水生成量が増加している。

以上から、提案手法は制約違反の解消と水生成効率向上を両立しながら、淡水化装置の消費電力を指令値に追従させる上で有効な手法であることが示された。

5.6 本章のまとめ

本章では、試験装置を用いて淡水化装置の過渡特性の測定と分析を行い、さらに単機の PV 出力を例に、VRP 補償対策効果を検証した。制御は汎用の電力変換装置などでも制御が容易なように、単純な PI 制御系を用いた。

過渡特性はステップ・ランプ応答試験および正弦波応答試験を行った。ともにバルブ開度を固定し、電力変換装置出力周波数を変化させた。模擬試験装置でのステップ応答試験では、淡水化装置は単純なフィードバック制御系でも時定数 1~2 秒程度で整定することが判明した。5 秒以上の時間をかけたランプ応答試験では、指令値にほぼ追従した。正弦波応答試験においては様々な原水濃度およびバルブ開度で消費電力の Bode 線図を作成した。結果として、バイパス路が閉じた状態では、バルブ開度が低いほど Bode 線図を一次遅れで近似した際の時定数が

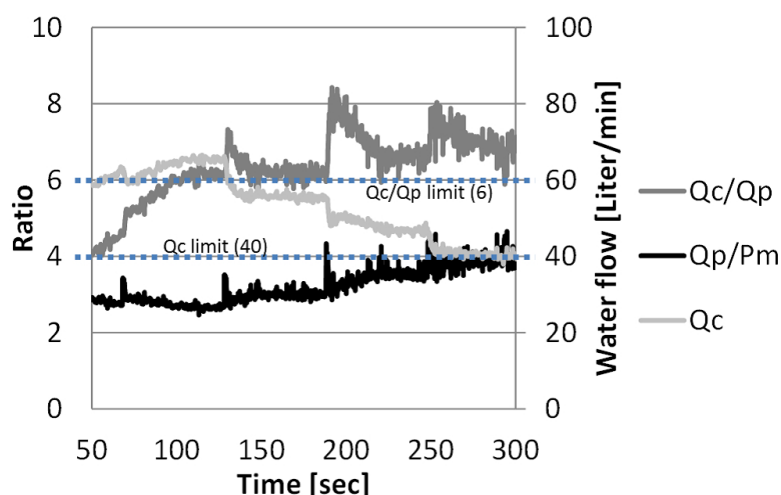


図 5.18: 二自由度制御ステップ応答試験での流量比・濃縮水流量・単位水生成量

短くなることが判明した。

さらに様々な周波数での水生成効率を比較し、消費電力制御そのものによって、静特性モデルから解析される値から効率低下はみられないことを確認した。

PV 出力変動補償試験では、PV 出力の変動を淡水化装置の可制御幅に合うようバイアスを設定して、淡水化装置の消費電力制御を行うことを提案した。PV 出力変動は単機でも淡水化装置により十分追従可能なものであり、可制御幅内の変動に関しては試験装置では RMS 値を 95%以上低下させることができた。一方当然ながら可制御幅より大きな変動を与えた場合には、淡水化装置の消費電力が上限ないし下限ではりついてしまい、変動補償効果は低下した。さらに静特性モデルを制御のブロック線図に組み込むことで過渡特性を再現するシミュレーションを行い、淡水化装置の挙動を再現することができた。

その上で、消費電力制御と水生成効率を高く保つことを両立させるための電力変換装置出力周波数とバルブ開度の二自由度制御系を提案した。制御系は出力周波数の高速な制御により変動補償効果を維持しながら、それとハンチングしないよう比較的ゆっくりとバルブ開度を制御するものにし、その効果を試験装置で実証した。提案した制御系を用いた消費電力ステップ応答試験を実施し、消費電力指令値に高速で追従させながら、かつ制約条件違反を解消し、水生成効率の高い動作点に移行していくことを確認した。これにより、消費電力制御と高効率な水生成を両立させる提案手法の有効性が確認された。

これらの結果から、試験を行った淡水化装置は VRP の短周期の変動補償に十分な応答性を持っており、定格運転時と比較して水生成効率を大きく低下させることなく消費電力を制御できることが示された。これは逆浸透膜が慣性をほとんど持たず、ポンプの応答特性がほとんど淡水化装置全体の応答特性を規定することに起因する。実際の施設での実用化に向けては、前処理・後処理過程とのつなぎ方を検討する必要がある。必要に応じて前後に貯水タンクを置くことは、有力な対策手段の一つと考えられる。

第6章 送水システムの静特性モデルと消費電力可制御幅・効率

本章では、送水ポンプシステムにおける可変速制御による消費電力制御に関する静特性について論じる。

本章の目的は、第一に実機の特性に基づいた送水ポンプのモデルを提案し、試験装置にてパラメータを同定してモデルの妥当性を確認することである。

第二に、モデルを多数台のポンプ群に応用法を提案することである。送水ポンプ群で1台のポンプを可変速制御した場合の消費電力可制御幅および送水効率を議論する。

本章の節構成を説明する。第六章の節構成はやや複雑なので、図 6.1 に第六章の節構成をまとめたものを示す。

6.1 節送水システム消費電力制御の先行研究と課題では、送水システムの消費電力制御に関わる先行研究と課題について論じる。6.2 節ポンプ1台の送水システムの静特性モデルでは、試験装置について説明した上で、送水ポンプの吐出圧力・流量・消費電力を解析する静特性のモデルを提案する。6.3 節静特性試験結果と可制御幅・効率では、送水ポンプの静特性試験結果について整理を行う。合わせて、消費電力可制御幅と送水効率についても検討する。

6.4 節複数台ポンプシステムの静特性モデルでは、多数台のポンプが並列運転されている系において1台の既設のポンプを可変速制御した場合の圧力・流量・消費電力の解析モデルを提案する。6.5 節モデルによる特性計算結果では、提案したモデルに基づいて消費電力可制御幅および送水効率向上効果を、他のポンプの起動状態も考慮しながら試算する。検討対象に大幅な消費電力削減と可制御幅確保の余地があることを示す。6.6 節第六章のまとめでは本章のまとめを行う。

6.1 送水システム消費電力制御の先行研究と課題

送水システムの消費電力制御は再生可能エネルギー電源と1対1で組み合わせるものや、デマンドサイドマネジメント (DSM) およびデマンドレスポンス (DR) の対象としての研究として、いくつかの研究例がある。このうち前者に関しては既に 1.6 節において紹介しているので、ここでは後者を中心に述べる。

上下水道における消費電力の抑制及び制御はこれまでも注目を集めてきた。アメリカでは、環境保護庁が上下水道のデマンドサイドマネジメントについてガイドブックを出し、消費電力の抑制を呼びかけている [111]。その中でも研究蓄積の比較的多いカリフォルニアの事例にここでは注目する。カリフォルニアでは農業用送水ポンプに関する DSM および DR の研究および実用化が継続的に進められている [59][112][113]。カリフォルニアの農業灌漑は毎年 1TWh 以上の電力を使っており、しかもその大半がカリフォルニアにおいて電力負荷の逼迫する 5～10 月であるため、負荷シフトや DR の有力な対象として注目されている。ポンプの制御には多くの場合はオンオフ制御が用いられているが、可変速制御することによってソフトスタート・ストップが可能になり灌漑システム全体へのストレスを軽減でき、またより柔軟に負荷シフトや DR のプログラムに参加できるとされている [59]。また文献 [113] では実際に使用されている農業用ポンプ 15000 台の総合送水効率が評価され、消費電力抑制と制御の可能性について検討されている。

国内では、送水システムの消費電力そのもののモデルに関しては、様々な研究が行われている。例えば足立らは、配水ポンプ施設の消費電力特性の実機データに基づいた、水力学的な消費電力モデルを提案している [114]。消費電力制御に目を向けると、高橋らが、電力のピークカットを目的にして送水ポンプの電力消費量を制御する研究を行っているが [115]、FDR (Fast Demand Response) に対応するような短周期の変動抑制に送水ポンプを活用する研究はまだほとんど行われていない。

離島で既設の送水ポンプを消費電力制御対象としている例としては、韓国の Gasa 島でのマイクログリッドプロジェクトがあげられる [116]。このプロジェクトでは送水ポンプは起動停止のみが想定されている。

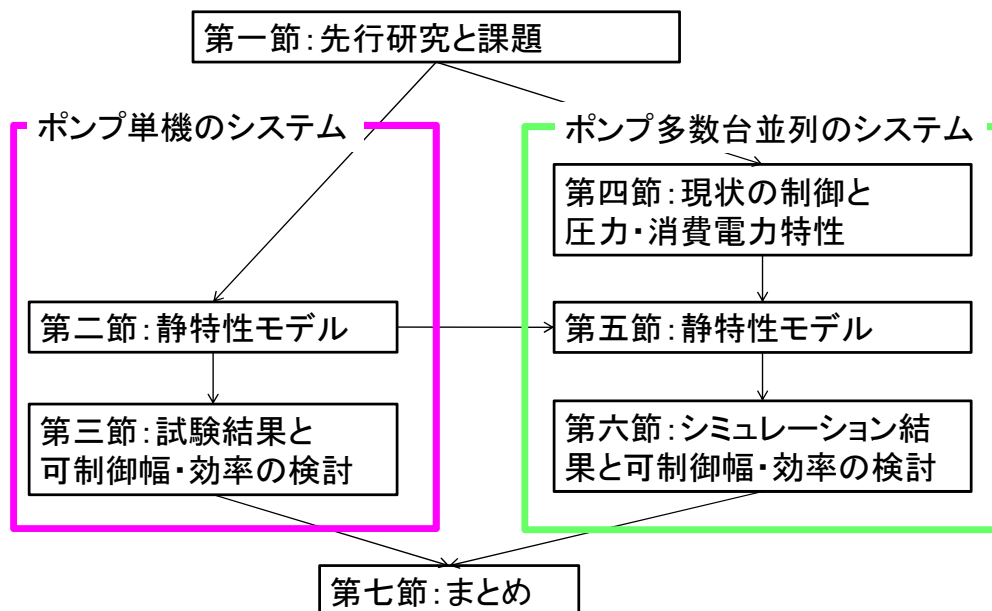


図 6.1: 第六章の節の構成

本論文の目的は、可変速制御された送水ポンプの消費電力制御により、短周期も含めた PV や WT の変動を補償することである。そのため本章では、基礎的な水力学の知見に基づく送水ポンプの静特性モデルを、送水ポンプが 1 台のシステムおよび多数台のシステムについて提案する。

6.2 ポンプ 1 台の送水システムの静特性モデル

6.2.1 試験設備の概要

図 6.2 に試験設備の外観を、図 6.3 に試験システムの概要を示す。試験設備は、1.6km 離れた離島のタンクに実際に送水を行っている施設に、試験用のポンプ設備および太陽光発電設備を仮設して行っている。ポンプは遠心ポンプで、誘導電動機で駆動されている。電動機には電力変換装置から給電されているので可変速制御が可能である。電力変換装置・誘導電動機・ポンプ・送水管路・タンクからなるシステムを、以後ポンプシステムと呼ぶ事にする。PV の電力がポンプシステムで消費され、その差は系統との連系線を通るようになっている。



図 6.2: 試験サイトの外観

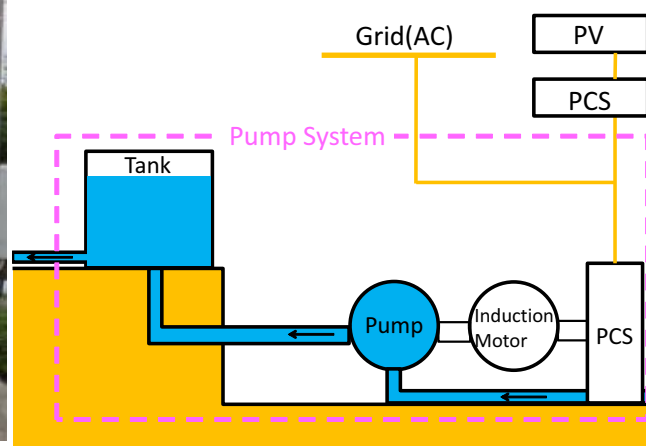


図 6.3: 試験システムの概要

PV の定格は 6.8kW、送水ポンプの定格周波数時の消費電力は 5.8kW であり、PV 定格の方が大きくなるよう設計されている。

6.2.2 送水ポンプの静特性モデル

第三章で論じた送水ポンプのモデルを基本とし、試験システムの送水ポンプのモデルを作成する。

まずモデルの入出力を整理する。モデルへの入力には電力変換装置の周波数 (以下、周波数) と貯水タンクの水位が考えられる。本モデルでは簡単のため、貯水タンクの水位変動による影響を無視して考える¹。この仮定の下では、モデルへの入力には電力変換装置の周波数だけとなる。モデルの出力はポンプの吐出圧力、流量、消費電力となる。流量を消費電力で除することで、各動作点での送水効率が計算できる。

送水ポンプの圧力と流量は、全揚程曲線と管路抵抗曲線の交点によって決定される。

さらに、消費電力の計算には電力変換装置・誘導電動機・送水ポンプの効率が必要になるが、後述するように試験システムでは周波数の変化する範囲が定格の 70% から 100% であり、この範囲ではこれらの効率はほぼ流量のみの関数とみなせる。したがって、これらをまとめて流量の関数として定式化する。

以上が、送水ポンプの静特性モデルとなる。

6.3 静特性試験結果と可制御幅・効率

6.3.1 静特性試験条件

電力変換装置からの出力周波数を、ポンプの吐出流量が開始する周波数から 1Hz ずつ (一部 0.5Hz ずつ) 上昇させ、各周波数で動作が安定してからポンプの消費電力 (電力変換装置への入力電力)、ポンプの吐出圧力、吐出流量を記録した。その後、60Hz から 1Hz ずつ (一部 0.5Hz ずつ) 下降させて同様の記録を行い、その平均値を求めた。試験は試験開始時のタンクの水位が 1.46m、2.30m、2.48m の時の 3 パターンについて行った。なお、タンクは 2.5m で満水となる。

6.3.2 試験結果と消費電力可制御幅・送水効率

図 6.4 にポンプの吐出圧力 (単位は MPa)、図 6.5 にポンプの吐出流量 (単位は m³/h)、図 6.6 にポンプの消費電力 (単位は kW) の測定結果をそれぞれ示す。また、図 6.7 にはポンプの吐出流量をポンプの消費電力で割って求めた、単位電力量あたりの送水量を示している。横軸は 4 つの図とも電力変換装置の出力電圧周波数であり、凡例は送水先のタンクの水位を示す。

図 6.6 から図 6.7 に示した結果から、水位 1.46m と水位 2.30m では特性がほぼ一致しているのに対し、水位 2.48m での特性が消費電力と流量、単位電力量あたりの送水量では低下し、圧力は上昇していることが分かる。圧力が水位 2.48m で上昇しているのは、現地のシステムが元々満水付近で圧力を上昇させ、圧力上昇を検知してポンプを停止させるシステムであるためと考えられる。

ポンプの可制御幅を、ここでは「ポンプが 1m³/h 以上の送水を行っている範囲」と定義し、消費電力の可制御幅を検討する。図 6.5 から可制御な範囲は、どの水位でも 42Hz から 60Hz であることが分かる。図 6.6 からこの範囲での消費電力幅は、水位が 1.46m および 2.30m では 1.2kW から 5.7kW、水位が 2.48m では 1.1kW から 5.0kW である。それぞれ定格周波数時の 20 % 程度まで、消費電力を低下させることが可能である。また、本システムでは満水付近において特性が変化するので、ポンプの消費電力の低下を加味した消費電力制御が必要であることが分かった²。1.2kW 以上の範囲で消費電力 P [kW] と周波数 f [Hz] の関係を一次式で近似すると、式 (6.1) となる。

$$P = 0.25f - 9.4 \quad (6.1)$$

¹ 実揚程がタンク水位の影響を受けるかどうかは、タンクへの注水方法に依存する。水中から水が注水される場合には水位によって実揚程は変化するが、注水口が気中にある場合は水位の影響を受けない。水が下から注水されていたとしても、本システムでは実揚程 40m に対し、タンクの水位変動は最大でも 1m 程度であるため、貯水タンクの水位変動が圧力に与える影響は最大でも 2.5% 程度である。

² 水位 2.48m の時に他の水位の時と著しく異なる特性を示すのは、満水付近になり貯水槽にあるボールバルブが働くためであり、このサイトに固有の現象である。

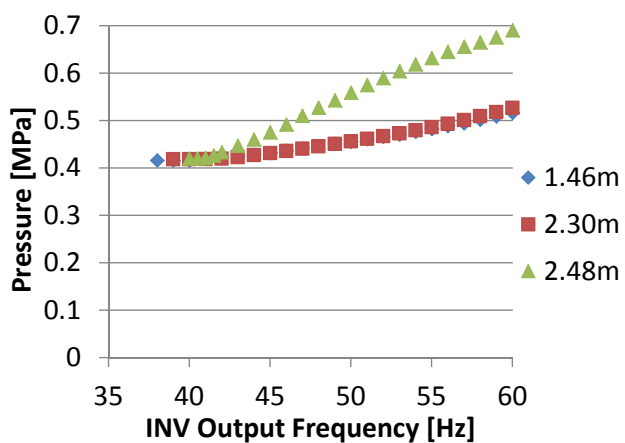


図 6.4: 送水圧力特性

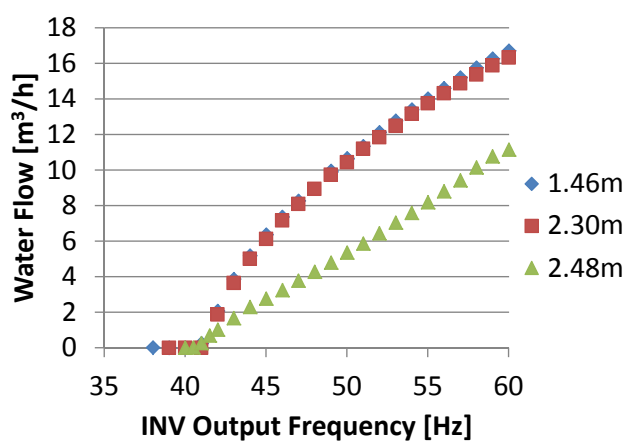


図 6.5: 送水流量特性

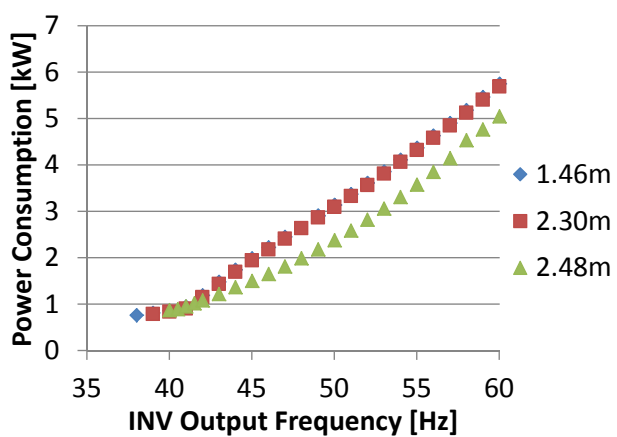


図 6.6: 消費電力特性

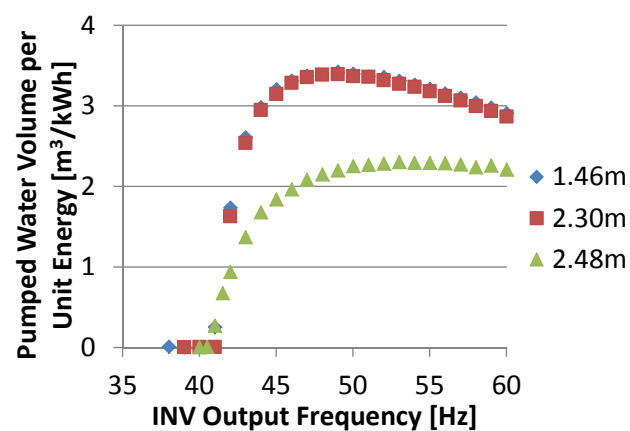


図 6.7: 単位電力量あたりの送水量

また消費電力と流量 $Q[\text{m}^3/\text{h}]$ の関係を二次式で近似すると、式 (6.2) となる。

$$P = 0.011Q^2 + 0.10Q + 0.86 \quad (6.2)$$

次に送水効率について確認する。図 6.7 に着目すると、特に 1.46m 及び 2.30m の場合には、定格周波数で運転している時よりも、部分負荷時の方が単位電力量あたりの送水量が多くなっている。このことは、系統安定化のために送水ポンプを部分負荷運転することにより、結果的にポンプの合計消費電力量を減少させる可能性を示している。単位電力量あたりの送水量が最も多くなるのは 49Hz の時であり、これは図 6.6 では 2.9kW と、定格周波数時の約半分の消費電力になっている。また送水流量が 0 に近づくところでは、送水効率が急激に低下することも確認された。

6.3.3 消費電力可制御幅と送水効率

このことを消費電力可制御幅と送水効率のトレードオフという観点から整理する。送水効率の最高点が部分負荷の時であるため、送水効率に下限を設定した場合、下限値が高いほど消費電力可制御幅は縮小していく。このことを図で示したのが図 6.8 である。図 6.8 は水位 2.30m の時の実測値を元に、送水効率の下限毎の消費電力可制御幅の上下限をグラフにしたものである。横軸は送水効率を定格周波数時の送水効率で除して規格化したものの下限値になっている。凡例の「上限」「下限」はそれぞれ消費電力可制御幅の上限値及び下限値を示している。

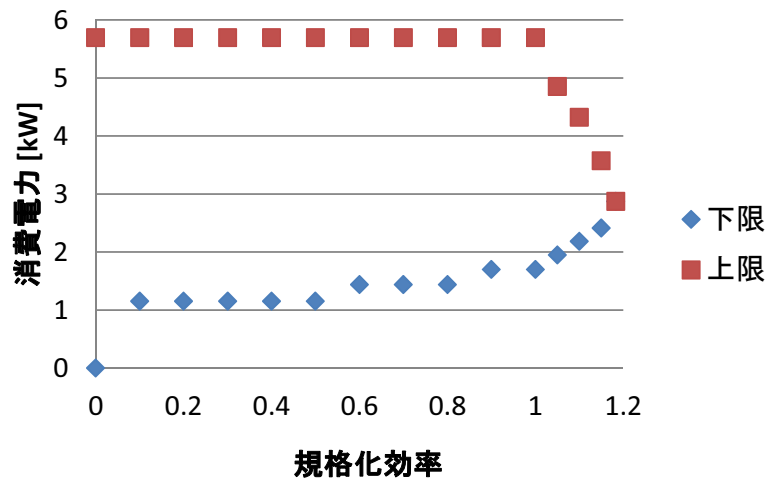


図 6.8: 送水効率下限と消費電力上下限の関係

図 6.8 のグラフで横軸が 0 の時というのは、規格化効率が 0 以上の時、つまりポンプを稼働していても送水を行っていない範囲も含めて消費電力可制御幅と定義した場合になる。下限値はポンプ停止時の 0 としている。グラフは 1Hz 毎の試験結果に基づいているため、消費電力可制御幅は離散的な値になっている。消費電力下限値は規格化効率の下限が 0.5 までは 1.15kW で一定であり、その後徐々に上昇し、ポンプ定格効率 (規格化効率下限 1.0 に相当) を超えたあたりから上昇が急になる。一方、消費電力上限値はポンプ定格効率までは定格消費電力であり、そこから急激に減少する。ポンプ定格効率を下限値とした場合の消費電力可制御幅は 4.00kW である。

図 6.8 のグラフは機器保有者の経済性の指標である送水効率と、負荷制御者の要件である消費電力可制御幅の関係を示したものであり、送水効率の下限値を決定する上で有用なグラフであると考えられる。

6.3.4 モデルを用いた試験結果の再現

これらの結果は共同研究者である佐々本の論文に投稿されているので [117][118]、本論文では詳細は割愛する。全揚程曲線と管路曲線、およびポンプの効率のモデルを用いた計算で、定常状態での消費電力を指令値との誤差 5%以内で再現している。

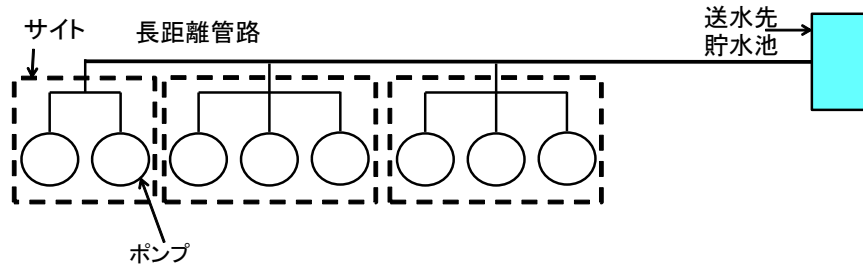


図 6.9: 検討対象のポンプ群

6.3.5 送水システムの静特性のまとめ

静特性における送水ポンプの消費電力可制御幅と送水効率を解析するためのモデルを提案し、実際の送水管路を用いた静特性試験によってその有効性を確認した。送水ポンプの消費電力は、タンク水位の影響がない、もしくは無視できる系においてはほぼ周波数のみの関数として記述できることを確認した。

静特性試験の結果から、少しでも送水が行われる範囲を可制御幅と定義すると、本試験サイトの場合には消費電力可制御幅は定格の 18% から 100% であった。効率性に関しては、部分負荷にすることによって送水圧力が低下し、効率が向上する範囲があることが試験的に確認された。しかし全揚程に占める実揚程の割合が大きいシステムでは、部分負荷による効率向上効果は周波数の 2 乗にはならず、より小さいことも明らかになった。また効率性の下限を設定した場合の消費電力可制御幅をグラフにし、送水効率と消費電力可制御幅のトレードオフ関係についてまとめた。

本論文で提案した全揚程曲線と管路曲線およびポンプの全体効率を流量の関数で近似したモデルによって、本システムでは系の圧力・流量・消費電力を精度良く再現することが可能であることが明らかになった。

6.4 複数台ポンプシステムの静特性モデル

前節までは 1 台のポンプの制御のモデル化を検討してきたが、取水・導水ポンプおよび配水ポンプに関しては、直並列に組み合わせて使用される場合が一般的である。そこで、本節からは多数台ポンプシステムの消費電力制御および効率化に関する議論を行う。送水ポンプが一台のシステムの場合、送水ポンプの状態はそのポンプの電力変換装置出力周波数によりほぼ決定された。しかし多数台のポンプが直並列されたシステムの場合には、1 台のポンプの可変速制御を考える場合にもそのポンプの吐出圧力や各管路の流量は他のポンプの動作状況によって変化する。そのため、他のポンプの動作状況も考慮した検討が必要となる。

6.4.1 モデル化の仮定

本節では複数河川からの取水・導水管路を想定し、1 本の長距離送水管に N カ所のポンプサイトが並列に接続されて 1 つの貯水槽に送水する系を考える。各サイトには複数台のポンプが並列に稼働し台数制御を行っているとする。図 6.9 に想定する系の模式図を示す。図 6.9 の破線で囲まれたポンプ群が 1 つのポンプサイトを示している。ポンプサイトには末端側から貯水槽側に向けて順番にサイト 1、サイト 2、… サイト N と呼ぶことにする。長距離送水管のサイト 1 とサイト 2 を結ぶ部分を管路 1、サイト 2 とサイト 3 を結ぶ管路を管路 2 … サイト N と貯水槽を結ぶ管路を管路 N と呼ぶことにする。これらのポンプは元々全て固定速で運転されており、かつ流量調整弁によって各ポンプからの吐出流量はそれぞれ常に一定に保たれていると仮定する。各ポンプサイトでは台数制御により取水量を変化させているとする。

それらのポンプ群のうちの 1 サイトのポンプ 1 台のみに電力変換装置を導入し、可変速制御にした場合について考える。可変速制御にするサイト以外のポンプに関しては、流量一定の台数制御を行っているとして仮定する。

6.4.2 モデルの計算手順

モデルでの計算の手順を示す。まずケースを選択すると、ケースの設定により可変速制御するポンプ以外のサイトのポンプ流量が決定する。それに可変速制御するポンプの流量を与えると³、全ての送水管路の流量が決定する。そこから後述する計算式で管路抵抗を計算する。管路抵抗に実揚程を加えることで可変速制御ポンプの吐出圧力が求まる。吐出圧力と流量から全揚程曲線に基づいてポンプの周波数を求める。

周波数が求まると、そこから電力変換装置および電動機・ポンプの効率を求め、それでポンプの仕事率を除することにより電力変換装置の入力電力が計算できる。その電力を送水量で割ることで、単位送水量あたりの消費電力を計算することができる。

以下、各項目の具体的な計算方法を示す。

6.4.3 送水に必要な圧力計算法

まず、管路抵抗の計算を行う。ポンプサイト i の吐出流量から送水管路 q_i を流れる流量は、式 (6.3) で表される。 n_j はポンプの起動台数、 Q_j はポンプサイト i のポンプ 1 台の定格流量である。

$$q_i = \sum_1^i (n_j Q_j) \quad (6.3)$$

各送水管路での圧力損失は、流量の 2 乗に比例する。貯水槽からサイト k までの各送水管路での圧力損失の和を式 (6.4) で計算する。式 (6.4) において、ポンプの動作状態によって変化するのは n_j のみである。

$$p_k = \sum_{i=k}^N \frac{8\lambda L_i (\sum_1^i (n_j Q_j))^2}{g\pi^2 R_i^5} \quad (6.4)$$

λ は管摩擦係数であり、コールブックの式やスワミー・ジェインの式で表される。式 (6.5) にコールブックの式を示す。本検討の範囲では λ の変化は小さいので、以降の検討では簡単のため λ は一定と考える。

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/d}{3.71} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right) \quad (6.5)$$

Re はレイノルズ数、 ϵ は表面粗さである。

次にポンプの吐出に必要な揚程を計算する。ポンプの必要揚程 H_k は、管路損失と貯水池水位 h_T と各ポンプサイトの貯水池との高低差 h_k の和であり、式 (6.6) で表される。

$$H_k = p_k + h_T + h_k \quad (6.6)$$

このうち貯水池推移と高低差の和が実揚程となる。

6.4.4 電力変換装置・ポンプモデル

次に、導入する可変速制御ポンプについての仮定を述べる。導入するポンプは電力変換装置・誘導電動機・ターボポンプからなる。

まずポンプの全揚程の特性について述べる。簡単のため、ポンプの全揚程はまず 1 台のポンプの定格周波数時の全揚程曲線を仮定し、それにポンプの回転数による補正を行って可変速制御時の全揚程曲線を求める。式 (6.7) に基本として仮定するポンプの固定速時の特性曲線を示す。

$$H_2 = a + bq_i + cq_i^2 \quad (6.7)$$

ただし a 、 b 、 c は係数であり、具体的な値は後述の表 6.1 にまとめる。

各係数に定格揚程比 ϵ をかけることで、そのポンプの全揚程曲線とする。つまり、 $a'_k = a\epsilon$ 、 $b'_k = b\epsilon$ 、 $c'_k = c\epsilon$ となる。可変速制御時のポンプの全揚程曲線はポンプの相似則を仮定すると、式 (6.8) と表せる。ここで f はポンプ回転数、 a'_k 、 b'_k 、 c'_k はポンプ毎の係数である。

³ 今回の試算では、可変速制御する送水ポンプの吐出流量の上限をポンプの定格流量に設定している。これは水利権などに配慮したものであるが、より大きな吐出流量が許容される場合には、消費電力可制御幅の上限を上昇できる可能性がある。

$$H_k(f) = a'_k f^2 + b'_k f_k q_k + c'_k f_k q_k^2 \quad (6.8)$$

可変速制御時のポンプの全揚程特性を図 6.10、効率特性を図 6.11 に示す。ここでのポンプの効率とは、ポンプの出力動力を誘導電動機入力電力で除したものと定義する。

ポンプの効率特性に関しても同様の議論を行い、式 (6.9) のように表す。

$$\eta_{pk} = \gamma \frac{q_k}{f_k} + \delta \left(\frac{q_k}{f_k} \right)^2 \quad (6.9)$$

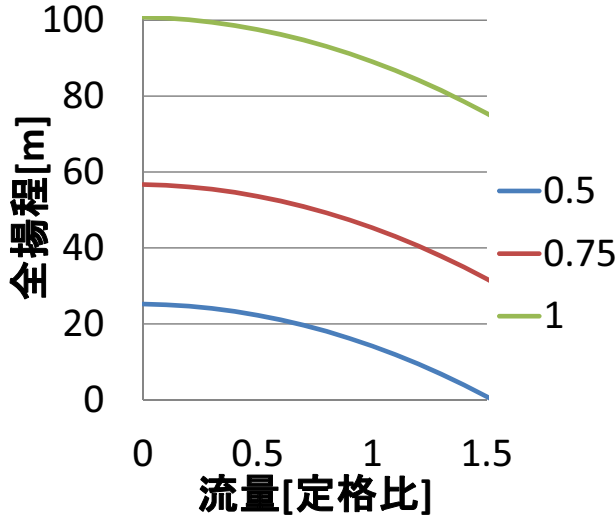


図 6.10: 可変速制御時のポンプの全揚程特性

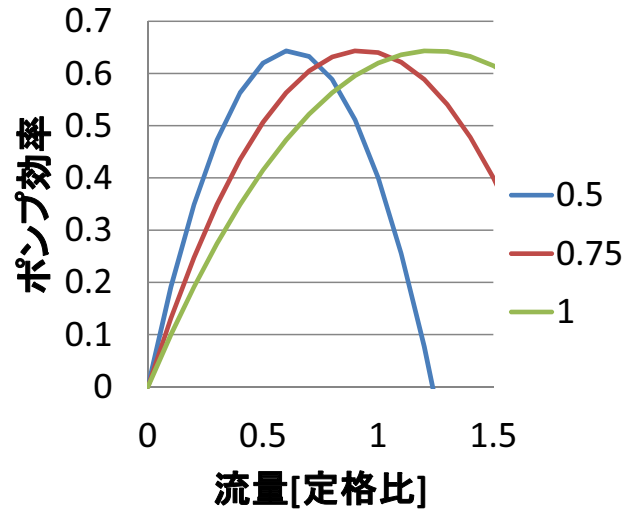


図 6.11: 可変速制御時のポンプの効率特性

6.4.5 周波数・消費電力の計算法

実際のポンプの動作点では式 (6.8) で示される流量と圧力との関係と式 (6.6) の全揚程曲線を同時に満たす必要がある。したがって、式 (6.8) と式 (6.6) から H_k を整理し f の二次方程式として解くことによって、 f を計算することができる。

簡単のため、ここでは式 (6.6) を q_k の一次式 (6.10) で近似する。 α_s と β_s はそれぞれ、各シナリオおよびポンプの設定ごとに計算される係数である。

$$H_k = \alpha_s q_k + \beta_s \quad (6.10)$$

上記の係数を用いて、二次方程式の解を式 (6.11) に示す。 f が正であるという条件から、この解は一意に定まる。

$$f = \frac{-b'_k q_k + \sqrt{(b'_k q_k)^2 + 4a'_k(-c'_k q_k^2 + \alpha_s q_k + \beta_s)}}{2a'_k} \quad (6.11)$$

本検討では簡単のため、すべりの変化によるポンプ回転数比の変化を無視する。本検討では電力変換装置の定格有効電力容量が、全ポンプ稼働時のポンプの最大消費電力と等しくなるように選定されるとする。電力変換装置の特性は式 (3.15) を基礎にしているが、電動機・ポンプの回転数低下による効率の低下を織り込んでやや効率の低下を強くした式 (6.12) を用いている。

$$\eta_c(\tilde{f}, \chi) = 0.96 - (0.23 + 0.3(1 - \tilde{f})^2)(0.9 - \chi)^2 - 0.2(0.5 - \tilde{f})U(\tilde{f} - 0.5) \quad (6.12)$$

以上を用いると、可変速制御したポンプの電力変換装置の入力有効電力 P_{ck} は式 (6.13) で表される。

$$P_{ck} = \frac{n_j Q_j H_k}{\eta_c \eta_{pk}} \quad (6.13)$$

6.4.6 モデルの精度・限界について

本検討は可変速制御時のポンプの揚程や各機器の効率曲線を簡易な仮定に基づきモデル化している。実際には新たに導入する機器の特性や既存のポンプの実際の可変速制御時の特性によって、今回の検討とは数十%程度は異なる値が生じると考えられる。

また、ポンプの周波数上下限制約や効率の制約を考慮していないので、これらに制約を設けた場合、消費電力の制御可能幅は減少する可能性があることに留意が必要である。逆に、本モデルでは水利権も考慮してポンプの流量を定格値で上限としているが、定格を超える流量でもポンプ自体は動作するので、そうした流量を考慮した場合には消費電力可制御幅はより大きくなる可能性がある。

6.5 静特性モデルによる解析例

提案した複数台ポンプシステムの静特性モデルによる具体的な解析を行う。解析には、沖縄県内に実在する取水・導水ポンプ群のデータを用いる。

6.5.1 試算仮定

特徴的な6ケースのポンプ起動・停止組み合わせを仮定して、試算を行っている。各ケースにおける他のポンプの起動台数を、サイト1を可変速制御にした場合を例に表6.2に示している。表6.2の左側の「ケース」は、各ポンプサイトの送水量の合計が、全ポンプが起動している際の総送水量の何%になるかを示している。なお、本モデルでは各ポンプの送水量は沖縄県企業局便覧[119]より取得した⁴。貯水槽の水位は4.5mで固定しており、貯水槽の底面と各ポンプサイト吸込み口のタンク水面の高低差も固定している。

モデルとなるサイト2のポンプの全揚程および効率の係数を表6.1にまとめる。

表 6.1: サイト2のポンプの全揚程および効率の係数

a_2	100.8[m/Hz ²]
b_2	-1.32[m/Hz]
c_2	-10.4[m]
γ	1.04
δ	-0.42

各ケースについて説明する。100%ケースは可変速制御しているポンプ以外の全てのポンプが最大稼働台数で運転しているケースである。通常時想定しうる中では最大の流量・揚程となるケースである。65%ケースは最大稼働ケースよりも各ポンプサイトのポンプ稼働台数が1台ずつ少ないケースである。ただし元々の稼働台数が1台の場合はそのままである。全体としてポンプの三分の二程度が稼働しているシナリオである。41%ケースは各ポンプサイトで1台ずつポンプが稼働しており、全体として4割程度のポンプが動いているケースである。23%ケースはよりポンプの稼働率が低いケースの例として、3カ所のポンプ稼働台数が0台となっているケースである。以上の4ケースを、ポンプの局在を考慮しないケースという意味で、以降基本ケースと呼称する。一方、64%北ケースと65%南ケースは、それぞれ北部および南部のポンプのみが稼働しているケースであることを示している。これらのケースに対して、可変速制御するポンプの送水流量を変化量として、そのポンプの送水圧力、消費電力、周波数、送水効率などの解析を行う。

総送水量データは図で見た通り最大で43%、多くの時間帯で20%前後であるため、41%ケースと23%ケースがそれぞれ総送水量としては最大に近い場合と平均的な場合に相当する。

また、図6.3に試算に使用した各サイトのポンプの1台あたりの定格流量及び定格消費電力を示す。

このモデルでは、定格での全揚程曲線とポンプ効率は現地の既設のポンプの特性を元にフィッティングしている。

⁴ポンプの定格流量に基づいて検討を行っているが、実際のデータは流量調整弁による流量調整値がポンプの定格流量と数～十数%の差があることを示している。

表 6.2: 各ケースのポンプ起動台数

サイト番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
100%	1(可変速)	2	2	1	3	2	3	3	3	3	3
65%	1(可変速)	1	1	1	2	1	2	2	2	2	2
41%	1(可変速)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
23%	1(可変速)	1	1	1	0	0	0	0	1	1	1
64%北	1(可変速)	2	2	1	3	2	3	1	0	0	0
65%南	1(可変速)	0	0	0	0	2	3	3	3	3	3

表 6.3: 各サイトのポンプ 1 台あたりの定格流量と定格消費電力 [119]

サイト番号	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
定格流量 [m ³ /分/台]	3.42	4.26	3.8	2.4	5.55	2	5.7	4.05	2.55	3.45	3.3
定格消費電力 [kW/台]	90	110	90	75	110	45	110	75	37	45	37

6.5.2 管摩擦係数の同定

まず式 (6.4) の妥当性を検証し、管摩擦係数 λ を同定するための検討を行った。実データのポンプ起動・停止状態から式 (6.4) を用いて貯水池から各ポンプサイトまでの管路損失を計算し、式 (6.6) を用いて送水必要圧力を計算した。各ポンプサイトにおいてポンプが起動しているケースについて、計算した圧力と測定された 2 次圧の差を誤差とし、1 年間の二乗誤差の和が最小となるよう λ をフィッティングした。フィッティングは Excel のソルバー機能の GRG 非線形解決法を用いて行った。結果として、 λ は 0.019 という値をえた。

6.5.3 全揚程計算結果

ここでは例として、サイト 1 のポンプを可変速制御した場合について論じる。サイト 1 は送水先の貯水池から最も離れており、したがって管路損失は全サイトの中で最も大きくなる。サイト 1 の場合、実揚程は 10.4m とする。図 6.12 に式 (6.6) から計算したサイト 1 での可変速制御時の全揚程を示す。横軸がサイト 1 の可変速制御ポンプの流量定格比、縦軸が全揚程である。凡例は各ケースを示す。各点の全揚程から実揚程である 10.4m を引くと、管路損失揚程となる。

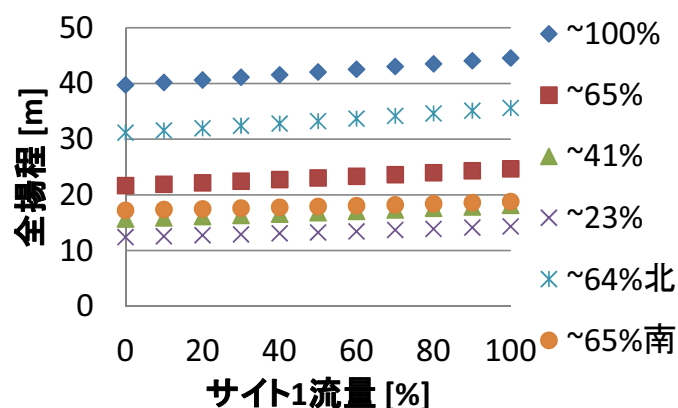


図 6.12: 可変速制御時の送水流量と圧力の関係

まず定格時の圧力に着目すると、図 6.12 から、全揚程は他の全てのポンプが稼働しているケースでも、最大で 45m となり、定格揚程 91m の 49% となった。このことは、現状のポンプシステムには全ポンプが起動したとしても、相当の圧力削減余地があることを示している。また実測の全流量データで最大に近い流量に相当する 41% の

表 6.4: 各ケースでの圧力一次関数近似結果

	α	β	相関係数
100%	0.048	39.7	0.999
65%	0.030	21.6	0.998
41%	0.025	15.6	0.997
23%	0.019	12.3	0.995
64%北	0.044	34.1	0.999
65%南	0.016	17.2	0.993

ケースでは 18m となっており、図 14 の実データにおいて 1 台ポンプ起動時の最大圧力 20.8m に近い値となっている⁵。実データにおいて平均的な総送水量に相当する 23%のケースでは、定格流量時の実揚程は 14m であり、定格揚程の 16%にすぎない。

次に流量の変化による揚程の変化に着目すると、流量の変化による全揚程の変化はそれほど大きくない。サイト 1 流量 10%時と 100%時で比較して、総送水量 100%ケースで 4.4m、総送水量 23%ケースでは 1.7m であり、それぞれ定格流量時揚程の 1 割程度である。

流量の増加に伴い各ケースで圧力が直線的に増加していることが分かる。そこで以降の計算のために圧力を流量の一次式である式 (6.10) で近似する。ここから各ケースでの α_s 、 β_s 、および相関係数を計算したものを表 6.4 に示す。

次にケースごとの違いについて検討する。まず、100%ケース、65%ケース、41%ケース、23%ケースを比較すると、100%ケースと 65%ケースの差が 20m あり、他のケース間の差と比較して大きいことが分かる。これは主に管路損失が流量の 2 乗に比例することに起因する。総送水量が三分の二程度になることで、定格流量時の管路損失は 47%に低下している。

次に 65%ケース、64%北ケース、65%南ケースを比較すると、同程度の総送水量でもポンプの稼働場所によって全揚程が大きく異なる。管路の末端である北部のポンプが多く稼働している 64%北ケースとタンクに近いポンプが多く稼働している 65%南ケースでは、その差は 1.89 倍、16.8m にもなる。これは末端のポンプが稼働している方が送水距離が伸びるのに加え、末端の方が管路が細いために管路損失が大きくなることに起因する。65%南ケースでは、全揚程は 41%ケースと同程度である。このように、ポンプの全揚程は総送水量だけでなく稼働しているポンプの分布によっても大きな影響を受ける。

6.5.4 周波数・消費電力の解析結果と消費電力可制御幅

次に図 6.13 に規格化周波数、図 6.14 に電力変換装置入力電力の解析結果を示す。まず図 6.13 の規格化周波数に注目すると、規格化周波数の値は 0.34～0.72 の間になっている。特に昨年の動作実績に対応する 41%ケースと 23%ケースでは、流量 80%以下の全ての点で 0.5 以下となっている。このポンプは通常定格の 50%から 100%の範囲で運用することが想定されているため、このままの状態でも可変速制御を行うと、低揚程での運転が持続することによるポンプへの悪影響が懸念される。

次に消費電力の解析結果について検討する。まず定格流量時の消費電力に着目すると、100%ケースで 39kW、41%ケースと 23%ケースではそれぞれ 21kW と 18kW である。ポンプの定格消費電力 90kW との比を取ると、それぞれ 43%、23%、20%であり、大幅な消費電力削減の余地があることを示している。

次に各ケースにおける消費電力の可制御幅についてまとめたものを表 6.5 に示す。ただしここでの上限は定格流量時、下限は定格流量の 10%の時の消費電力で計算しており、効率や周波数の制約は考慮していない。表 6.5 から、全揚程の場合と同様に、消費電力に関してもその上限・下限ともに他のポンプの動作状況によって大きく変化していることがわかる。各ケースでの消費電力制御可能幅は 16～25kW であり、圧力の高いケースほど消費電力制御可能幅も大きくなった。これは定格消費電力の 18～27%に相当する。ただし全揚程の変化に伴い上限・下限ともに同様の傾向で変化するため、可制御幅の変化は上限値・下限値そのものの变化よりは小さいことがわかる。

⁵実データの最大圧力の方が高い値を示しているのは、解析モデルの誤差とともに、実データの最大圧力時が末端側のポンプが多く動くケースであるためと考えられる。

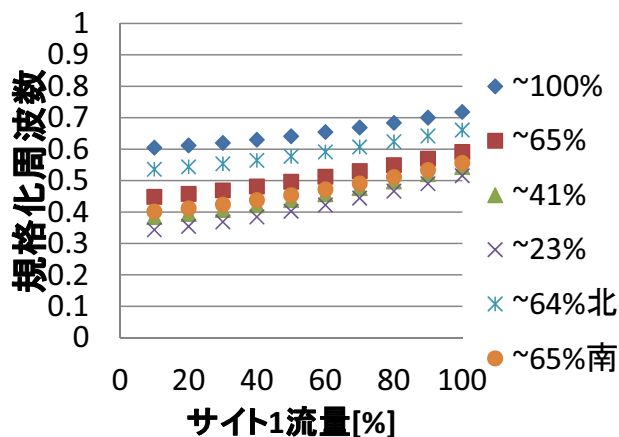


図 6.13: 可変速制御時の規格化周波数の解析結果

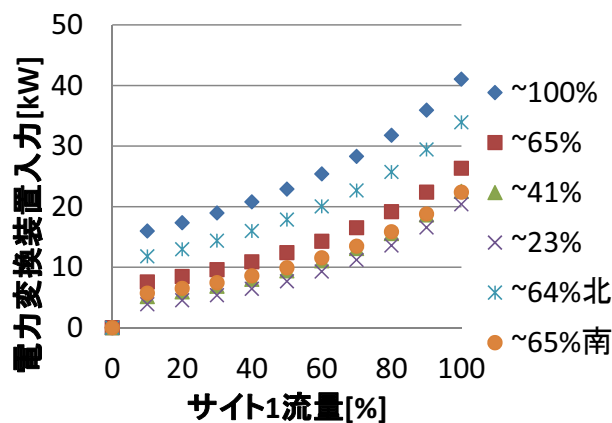


図 6.14: 可変速制御時の消費電力の解析結果

総送水量 23%のケースでも、16kW の可制御幅が確保されている。上限に対する下限の割合は圧力が低いケースほど大きい傾向があった。

表 6.5: サイト 1 での消費電力可制御幅試算結果

ケース	下限 [kW]	上限 [kW]	上下限の差 [kW]	上限に対する下限の割合 [%]
100%	14	39	25	41
65%	5.8	25	19	28
41%	3.7	21	17	22
23%	2.6	18	16	18
64%北	9.8	32	23	35
65%南	4.2	21	16	25

6.5.5 送水効率の解析結果

図 6.15 にポンプの全体効率、図 6.16 に単位消費電力あたりの送水量 (単位送水量) を示す。

単位送水量に着目すると、総送水量が少ないケースほど単位送水量は上昇し、効率的な送水を行えることが分かる。これは総送水量が少ないほど送水に必要な圧力が低いためである。

さらに周波数が低い状態では、41%ケースや 23%ケースでは送水流量が中程度の方が定格流量時よりも単位送水量が顕著に高くなっている。これは図 6.15 に見られるようにこれらのケースでは部分負荷の方がポンプ効率が高いこと、および図 6.12 から明らかなように送水圧力が低いに起因している。このことは、常時部分負荷運転を行うことが効率的な送水につながることを示している。既存のシステムの送水効率は $2.28[\text{m}^3/\text{kWh}]$ であるため、可変速制御は大幅な送水効率向上の可能性を示している⁶⁷。

6.5.6 低揚程ポンプへのリプレースによる静特性の改善効果の検討

検討の前提

前節で、ポンプの全揚程が低いケースにおいて規格化周波数は 0.5 以下となる問題が指摘された。本節ではその対応策として、ポンプを低揚程のものにリプレースすることを提案する。周波数が低くなる要因は、ポンプの定格揚程が求められる揚程に対して大きすぎることである。そこで、定格揚程がより低いポンプを導入することを考える。ここでは、定格揚程が既存ポンプの半分の場合、および 41%ケースの定格流量時に規格化周波数が 0.9

⁶既存のシステムの送水効率向上のため、沖縄県企業局は既にポンプのリプレースを順次行うことによる消費電力および動力費の削減の検討を開始している。

⁷ここまでの検討は、サイト 1 での送水ポンプの試験結果について論じてきたが、他のサイトとしてサイト 2 およびサイト 9 の送水ポンプを可変速制御した場合に関する解析も行った。解析結果の詳細は付録 D に示す。

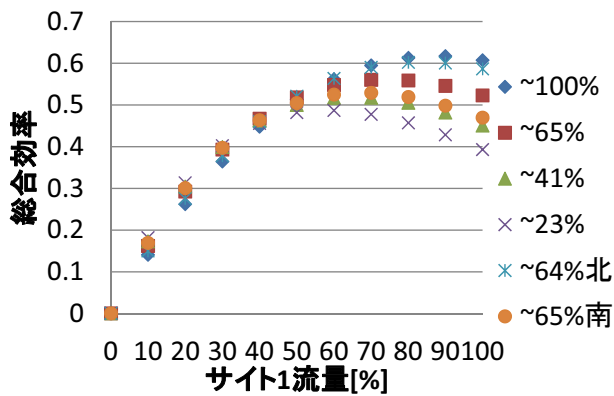


図 6.15: 可変速制御時の全体効率の解析結果

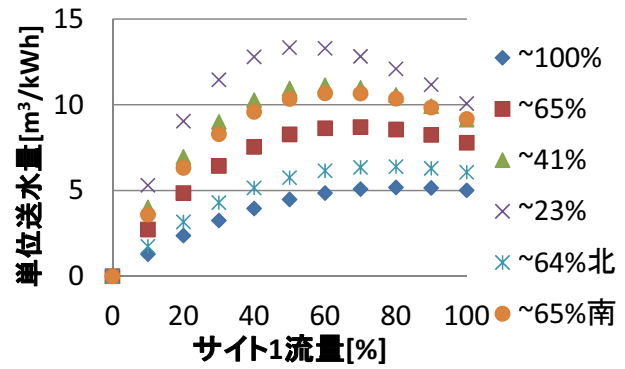


図 6.16: 可変速制御時の単位送水量の解析結果

となるよう定格揚程を設定した場合について解析する。ポンプは定格揚程の変化によって全揚程曲線の係数が比例的に変化するのみで、他の特性は変化しないものと仮定する。

検討結果

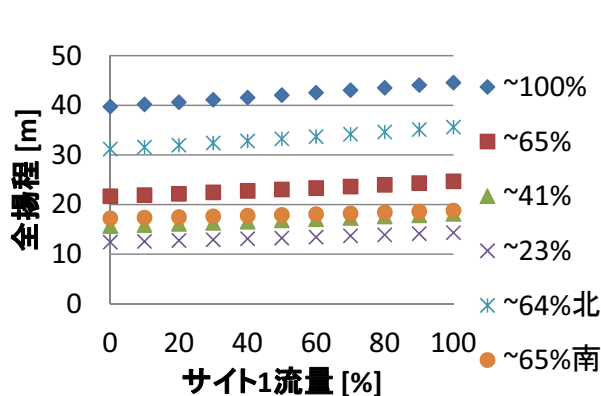


図 6.17: 低揚程ポンプ使用時の送水流量と圧力の関係

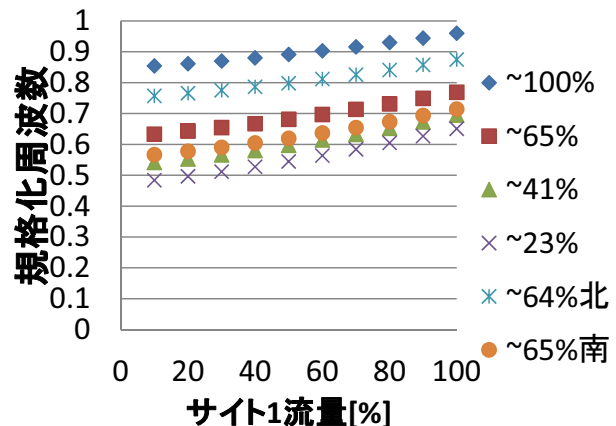


図 6.18: 低揚程ポンプ使用時の規格化周波数の解析結果

図 6.17、図 6.18、図 6.19、図 6.20 に定格揚程を既存ポンプの半分にした場合の圧力、規格化周波数、電力変換装置入力、単位送水量をそれぞれ示す。図 6.18 の規格化周波数に着目すると、ポンプの規格化周波数は 41% と 23% のケースでそれぞれ 0.53 ~ 0.68 および 0.48 ~ 0.65 となり、意図した通り定格揚程を小さくしたことにより規格化周波数が増大している。これにより、ポンプの定格周波数の半分以下で送水ポンプが動作する頻度は大幅に低下することが期待される。

次に電力変換装置入力に着目する。図 6.19 を図 6.14 と比較すると、41% と 23% のケースでは定格流量時の消費電力が減少していることがわかる。これは周波数の上昇によりポンプ効率のより高い範囲で送水ポンプが動作していることに起因する。逆に 41% と 23% のケースでも流量が定格流量の 10 ~ 20% と低い範囲では、ポンプ効率の低下のため消費電力が図 6.19 を図 6.14 より増加している。

単位送水量に着目すると、図 6.16 と比較して図 6.20 では特に 41% と 23% のケースではサイト 1 流量 60% 以上において単位送水量が高くなっていることがわかる。これは低揚程ポンプを用いることで、サイト 1 流量が高い範囲でポンプ効率が高くなったことに起因する。これにより低揚程ポンプの導入によってより送水効率が改善する可能性が示された⁸。

結果として、消費電力可制御幅を周波数制約を考慮せずに流量が 10% ~ 100% の範囲と定義すると、消費電力可制御幅は表 6.6 に示すように通常ポンプを用いた場合よりも減少する。

しかし、表 6.7 に示すように規格化周波数を 0.5 以上という制約条件を加えて消費電力可制御幅を検討した場合、特に 41% と 23% のケースでは通常ポンプでは特に周波数制約を満たせない場合が多く、可制御幅が小さくな

⁸ サイト 1 流量が低い範囲では単位送水量は減少するが、これらの動作点では消費電力が低いため、消費電力増加の影響も相対的に小さい。

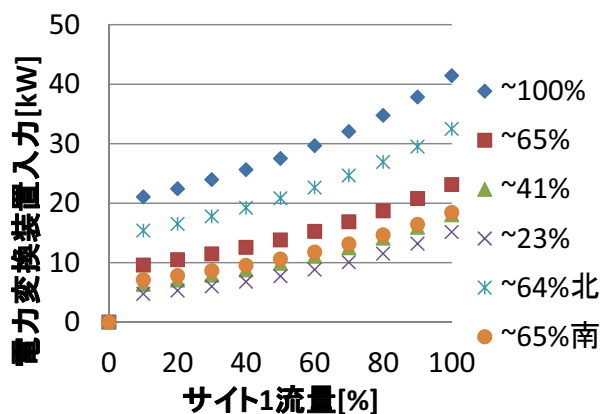


図 6.19: 低揚程ポンプ使用時の電力変換装置入力解析結果

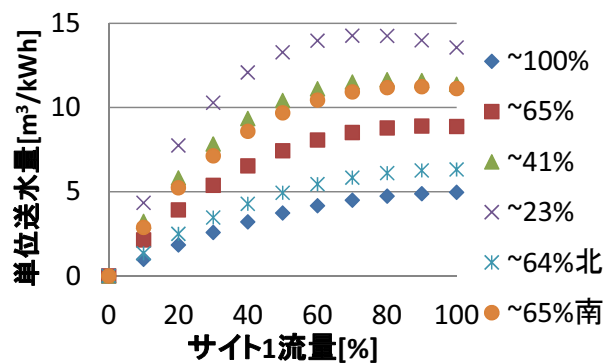


図 6.20: 低揚程ポンプ使用時の単位送水量の解析結果

表 6.6: サイト 1 での低揚程ポンプ使用時の消費電力可制御幅試算結果

ケース	下限 [kW]	上限 [kW]	上下限の差 [kW]	(参考) 通常ポンプでの上下限の差 [kW]
100%	19	40	21	25
65%	8.0	21	13	19
41%	5.0	16	11	17
23%	3.5	13	10	16
64%北	13.5	31	18	23
65%南	5.7	17	11	16

る。一方、低揚程ポンプを用いた場合には規格化周波数が 0.5 以下になるケースは総送水量 23% ケースのサイト 1 流量 10%、20% の場合だけであるため、可制御幅の減少はほとんどおこらない。

したがって、規格化周波数 0.5 以上という制約がある場合には、低揚程ポンプを導入した方が可制御幅を広く確保し、さらに送水効率も高い状態で運用できる可能性がある。

より小さな揚程の送水ポンプ・他サイトに関する検討

より小さな定格揚程の送水ポンプに関しても検討を行った。結果の詳細は付録 C にまとめる。この場合、100% のケースにおいては、高流量の場合必要な規格化周波数が定格周波数を超えてしまい、送水ができなくなるという解析結果になった。ただし 100% のケースは少なくとも分析した 1 年間の実績と照らせばその最大送水量よりもはるかに多い送水量のケースであり、昨年の実績の総送水量の範囲内では、定格流量でも送水可能という解析結果になった。

表 6.7: 低揚程ポンプを使用し規格化周波数 0.5 以上での消費電力可制御幅試算結果

ケース	下限 [kW]	上限 [kW]	上下限の差 [kW]	通常ポンプでの上下限の差 [kW]
100%	19	40	21	25
65%	8.0	21	13	13
41%	5.0	16	11	4
23%	4.6	13	8	0
64%北	13.5	31	18	23
65%南	5.7	17	11	7

6.5.7 解析結果のまとめ

サイト1のポンプを可変速制御にした場合に関して、全揚程・規格化周波数・電力変換装置入力・全体効率・単位送水量に関する解析を行った。全揚程は他サイトの全てのポンプが起動している状態でも、最大で定格揚程の49%であり、削減の余地が大きい。さらに他サイトのポンプ稼働台数が減少すると管路損失揚程が流量の2乗に比例することから大幅な全揚程の低下が発生することが判明した。さらに全揚程はポンプの稼働台数とともに、稼働ポンプの所在によっても大きく変化することが判明した。貯水池への総送水量が同程度であれば、稼働するポンプが貯水池側に多ければ全揚程は小さく、逆に末端側に多ければ全揚程は大きくなる。これは送水距離がのびることに加えて、末端の管路が細く設計されていることに起因する。

全揚程が定格よりはるかに小さいことにより、規格化周波数も定格より小さくなる。ポンプの動作が推奨されている範囲を逸脱する懸念があることが判明した。

圧力の大幅な低下に伴い、電力変換装置入力も定格流量時でも大幅に減少する。したがって電力変換装置入力も圧力と同様に、他サイトの稼働台数によって大きく影響を受けることが判明した。その上で、各ケースごとに可変速制御を行うことで、定格消費電力の18~27%の消費電力可制御幅を確保可能であることが示唆された。さらに、特に総送水量の低いケース⁹では、部分負荷運転することで定格流量時よりもより効率的に送水できる可能性が示された。検討したほとんどのケースで、既存の制御よりも単位送水量が増加し、より効率的に水を送水可能である。他のサイトに関する試算結果も示し、同様の結果を得た。

しかし現状の送水ポンプではその際の動作周波数が定格の3割程度と低くなり、長時間の運用がポンプの動作に支障をきたす懸念があるため、より定格圧力の低い送水ポンプを用いる可能性についても検討を行った。定格圧力が半分の送水ポンプを用いることで、動作周波数をほぼ定格の半分以上にでき、かつ送水効率も向上する可能性が示された。

6.6 本章のまとめ

本章では、送水システムの可変速制御時の消費電力可制御幅および効率性を検討するための送水システムの静特性解析モデルの提案と、モデルを用いたそれらの分析を行った。

まず小規模ポンプ単機のシステムを対象に、送水ポンプの可変速制御を行った場合における静特性のモデル化を行った。提案モデルは第三章の共通静特性モデルを基本とし、ポンプの全揚程曲線と管路抵抗曲線からポンプの吐出圧力と流量を求め、ポンプや誘導電動機・電力変換装置の効率のモデルを用いて消費電力を計算する。実際の管路を用いた試験を行って静特性を取得し、モデルの各係数を同定してモデルの有効性を検証した。さらにより単純なモデルとして、静特性の試験結果をもとに消費電力と流量を直接電力変換装置出力周波数の関数とした数式化も行った。

静特性の試験結果に基づいて、消費電力可制御幅および静特性での送水効率に関する検討を行った。送水効率に関しては、部分負荷の広い範囲で定格周波数運転時よりも高い送水効率になることが示された。これは部分負荷で送水することで管路抵抗が減少し、送水圧力が減少することに起因する。

さらに、機器保有者の利便性を考慮して送水効率に下限を設定する場合を想定し、送水効率の下限と消費電力可制御幅の上下限の関係について分析を行った。送水効率の下限を横軸にして消費電力可制御幅の上下限をグラフにすることで、送水効率と消費電力可制御幅のトレードオフ関係を可視化する手法を提案した。

次に多数台の送水ポンプが長距離管路によって並列に接続されているシステムでの、消費電力制御の可能性について議論した。1台のポンプを可変速制御した場合を想定したシミュレーションを行い、代表的な他サイトのポンプ動作状況によって、ポンプの消費電力や送水効率が受ける影響について考察を行った。多数台のポンプが並列運転している場合には、ポンプの吐出する全揚程は対象とするポンプの流量によっても変化するが、その他のポンプの動作状況によって、全揚程がより大きく変化することが示された。したがって、多数台のポンプの並列運転時には、1台の送水ポンプの可変速制御を考える場合にもその他のポンプの動作状況を考慮することが重要となることが確認された。

また、全揚程の変化が大きいため、可変速制御される送水ポンプを揚程に合わせた周波数で運転することにより、大幅な消費電力削減が可能であることが示された。既存のシステムより大幅に送水効率を増加させた上で、かつ消費電力可制御幅を確保することができると示された。試算結果では、特に総送水量の低いケースでは、既

⁹過去1年間の送水実績では、ほぼこの総送水量の範囲に入る

存の運転条件よりも数倍の送水効率を実現しながら、かつポンプ定格の 18%程度の消費電力可制御幅を確保できることが示された。

現状の送水ポンプでは動作周波数がポンプの可変速制御可能範囲が逸脱する可能性が判明したので、より定格圧力の低い送水ポンプを用いる可能性も検討を行った。定格圧力が半分の送水ポンプを用いることで、動作周波数をほぼ定格の半分以上になるという試算結果が得られた。

第7章 送水システムの過渡特性と再生可能エネルギー変動補償手法

本章の目的は、第一に送水システムの過渡特性を明らかにし、過渡特性を再現するモデルを提案し、モデルに基づいて、消費電力追従性および圧力サージを考慮した送水ポンプの消費電力制御法を提案することである。

第二に、正弦波応答特性を用いてポンプの消費電力変動が水生成効率に与える影響を評価することである。

第三に、貯水タンクの貯水量を考慮した送水ポンプの太陽光発電変動抑制手法を提案し、その効果を検証することである。

本章の節構成を説明する。7.1 節送水システムの過渡特性では、圧力サージを考慮した送水システムの過渡特性モデルを提案する。送水システムの過渡特性には、ポンプ流量変化によって生じる圧力サージが影響を及ぼす。ステップ・ランプ応答試験によって、試験装置での過渡特性を取得し、モデルによる再現を行う。過渡特性を高速化する制御法としてデッドビート制御を提案し、さらにモデルに基づいて圧力サージの大きさと消費電力変化率の関係について論じる。7.2 節消費電力二段応答を抑制するデッドビート制御では、消費電力の二段応答を緩和しより高速に消費電力指令値に近づける手法として、デッドビート制御を提案する。圧力・流量を解析するモデルに基づくデッドビート制御と、消費電力指令値の変化のみを用いる簡易デッドビート制御の二つについて論じる。7.3 節圧力変動制限と消費電力応答性との関係では、ランプ応答試験での圧力変動と消費電力変化率の関係について整理を行い、圧力ないし圧力サージを一定以下に抑制する手法について議論する。7.4 節正弦波応答試験と送水効率では、正弦波状に変化する電力変換装置出力周波数指令値に対する送水ポンプの応答を確認する試験を行い、その特性を調べる。さらに、正弦波応答時の送水効率の周波数依存性についても確認する。7.5 節貯水量制約を考慮した PV 出力変動補償手法では、タンクの貯水量の水位を維持しながら太陽光発電の変動を抑制する手法として、PI 制御法と送水量計算制御法を提案し、主にシミュレーションによりそれらの手法の効果を検証する。7.6 節第七章のまとめでは本章のまとめを行う。

7.1 送水システムの過渡特性

7.1.1 圧力サージ [121]

送水管路においてポンプからの吐出流量が変化すると、管路内に大きな圧力変動現象が発生する。この現象は水撃 (waterhammer) と呼ばれる。水撃現象において高速で伝播する圧力のことを、ここでは圧力サージ (pressure surge) と呼称する。圧力サージのイメージを、図 7.1 に示す。圧力サージによってポンプの圧力が変化すると、それに伴い消費電力や流量にも影響を及ぼす。そのため、まず圧力サージに関する定量的な議論を整理する。

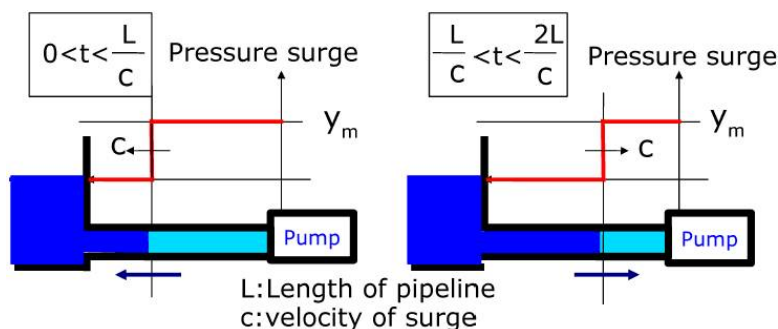


図 7.1: 圧力サージのイメージ [117]

圧力サージの進行速度 c は、式 (7.1) で計算される。 g 、 K と E はそれぞれ重力加速度、水の体積弾性係数と管の材料の縦弾性係数であり、 ρ は水の密度、 D は管の内径、 s は管壁の厚さである。

$$c = \frac{\sqrt{\frac{Kg}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{KD}{Es}}} \quad (7.1)$$

ステップ状の圧力変化に対する圧力サージの持続時間 Δt は、圧力サージが管路を往復する時間に等しい。したがって、圧力サージの持続時間は管路長に比例する。この時間は式 (7.2) で表される。

$$\Delta t = \frac{2L}{c} \quad (7.2)$$

圧力サージの大きさは、弁の開閉やポンプの流量変化といった圧力サージの原因となる物理現象の変化時間 T が、 Δt より大きい小さいかにより計算方法が異なる。 $T < \Delta t$ の時には、圧力サージが帰還する前に原因となる物理現象が終了する。弁の場合にはこれを急閉鎖と呼ぶ。

この場合、圧力サージの大きさは式 (7.3) に示すジューコフスキー (Joukowski) の式によって計算される。ここで、 p と v はそれぞれ圧力サージ下での圧力と流量、 p_0 と v_0 はそれぞれ定常状態での圧力と流量である。ここで、圧力サージの進行速度を定数とみると、圧力サージによる圧力の上昇量は流速の変化に比例することがわかる。非圧縮性流体である水の場合には、圧力サージの大きさは流量に比例する。

$$p - p_0 = \frac{c}{g}(v - v_0) \quad (7.3)$$

いま、 $\Delta p = p - p_0$ 、 $\Delta Q = \frac{1}{S}(v - v_0)$ とおくと、式 (7.3) は式 (7.4) と変形できる。ただし S は管路断面積であり、 ΔQ は流量変化量である。式 (7.4) から、圧力サージの大きさは流量変化量に比例することが分かる。

$$\Delta p = \frac{c}{gS}\Delta Q \quad (7.4)$$

7.1.2 圧力サージを考慮した圧力・流量・消費電力解析モデル [117]

静特性モデルの管路抵抗曲線に、式 (7.3) で示される圧力サージの大きさを加えることで圧力サージが生じている期間の圧力・流量・消費電力も解析することができる。

解析モデルの詳細は共同研究者である佐々本によってまとめられているので [117][118]、ここでは省略する。

7.1.3 過渡特性の実測試験結果

実際の送水システム過渡特性を把握するための試験を行った。試験サイトは 6.2.1 と同じ、一台のポンプを用いて 1.6km 先のタンクに送水するシステムである。ここでは周波数変化率を一定に保っての起動停止特性試験の結果を示す。

起動試験は時刻 0 において電力変換装置出力周波数を 0Hz から一定の周波数変化率で上昇させ、60Hz になったところで一定に保った。停止試験は時刻 0 において電力変換装置出力周波数を 60Hz から一定の周波数変化率で下降させ、0Hz になったところで一定に保った。周波数変化率は、60Hz/sec、30Hz/sec、12Hz/sec、6Hz/sec の 4 パターンについてそれぞれ試験を行った。

図 7.2 と図 7.3 にそれぞれ起動およびステップ状にの周波数指令値を低下させた場合の時系列データを示す。それぞれ横軸は経過時間、縦軸は電力変換装置の出力電力である。図 7.2 を見ると、60Hz/sec、30Hz/sec、12Hz/sec においては消費電力が定格周波数での 5.7kW に到達する前に、それぞれ 5.0kW、4.5kW、4.5kW 程度で約 2 秒間一定に保たれていることが分かる。図 7.3 においても同様に、消費電力が 0.0kW になる前に、2 秒程度 1.7kW で一定に保たれている。このように、ステップ応答において最終的な到達値に至る前に一定の値で保たれる現象を、

本論文では二段応答と呼ぶ。そして、二段応答において最終的に安定する消費電力から、途中で一定に保たれる消費電力を引いた値を、符号も合わせて「消費電力二段応答の大きさ」と定義する。この定義にしたがえば、図 7.2 と図 7.3 の消費電力二段応答の大きさはそれぞれ 1.2kW、-1.7kW となる。このように消費電力二段応答の大きさの符号はステップ応答前後で消費電力が増加していれば正に、減少していれば負になるよう定義されている。

なお図 7.3 の場合には、消費電力が 1.7kW に保たれた後に、1.2kW 程度で推移し、その後 0.9kW を経て 0.8kW と、四段で安定していることがわかる。このようなケースは多段応答と呼ぶことができる。多段応答においても最終的な安定値と最も大きくかい離するのは最初の応答である。そこで以降の議論では、主に二段応答を対象として議論を進める。

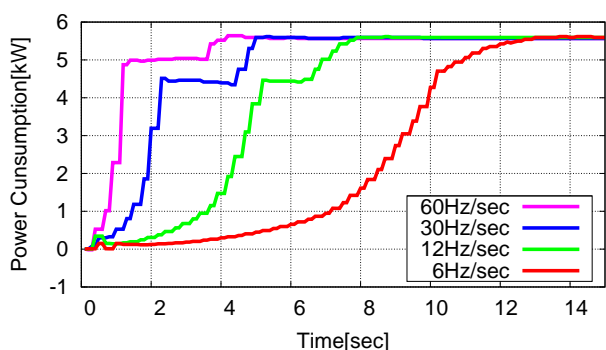


図 7.2: 周波数変化率一定での起動時の消費電力 [117]

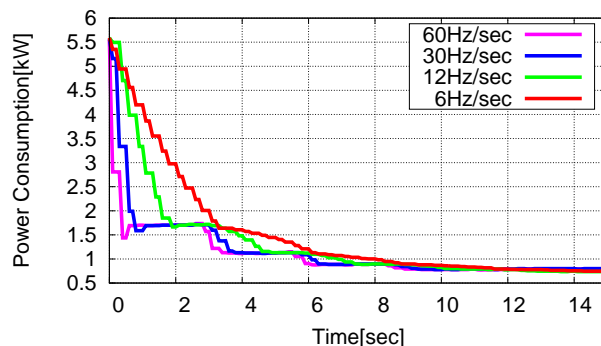


図 7.3: 周波数変化率一定での周波数急低下時の消費電力 [117]

二段応答は、同じ試験の圧力・流量の特性でも確認された。図 7.4、図 7.5 にそれぞれ起動・停止時の圧力・流量の時系列データを示す。圧力に関しては、起動時には定常状態よりも高い圧力に一時的になり、そこから低下している。周波数低下時には定常状態よりも低い圧力になったのちに、1 分以上にわたっての振動現象が確認されている。流量に関しては、消費電力と同様の傾向が見られた。

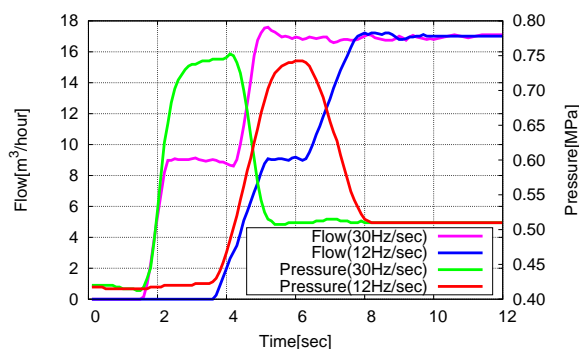


図 7.4: 周波数変化率一定での起動時の圧力・流量

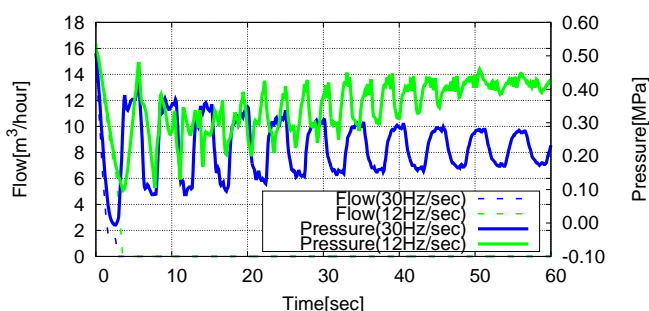


図 7.5: 周波数変化率一定での周波数低下時の圧力・流量

二段応答は周波数指令値を変化させる周波数変化率が 60Hz/sec の場合には、流量が生じるほとんどのステップ応答試験において同様に見られた。振幅が小さいほど、一段目の応答は二段目の応答に近い値となった。

二段応答の発生している時間は消費電力・圧力・流量でそれぞれの周波数で一致している。このことから、二段応答はひとつの現象が消費電力・圧力・流量にそれぞれ影響を与えていることが示唆される。因が圧力サージによるものであると考えられる。

式 (7.4) で示したように、圧力サージの大きさは流量変化量と比例関係にある。圧力サージの大きさは試験結果からのフィッティングにより、圧力サージの大きさ H_s [MPa] と流量変化量 Q_{change} [m³/hour] の関係は式 (7.5) でモデル化された。

$$H_s = 0.024Q_{\text{change}} \quad (7.5)$$

また、試験結果から、圧力サージの持続時間は 2.8 秒と推定された。この時間は送水管路長 1.6km から式 (7.2) を用いて計算した圧力サージの持続時間 2.7 秒に近い値となっている。

7.1.4 圧力・流量モデルによる過渡応答の再現

式 (7.5) の圧力サージが、発生時から圧力サージの持続時間だけ持続するものとして、静特性時の圧力・流量モデルに圧力サージの項を組み込み、過渡応答特性の再現を行った。図 7.6、図 7.7 に、圧力・流量モデルによる消費電力の再現結果を示す。起動時・停止時ともに、様々な周波数変化率の二段応答を再現できていることが分かる¹。

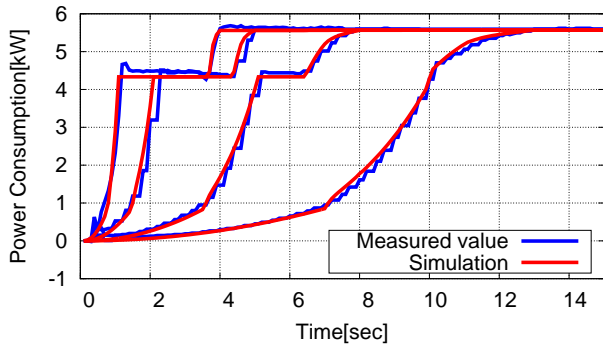


図 7.6: 起動時の消費電力の再現

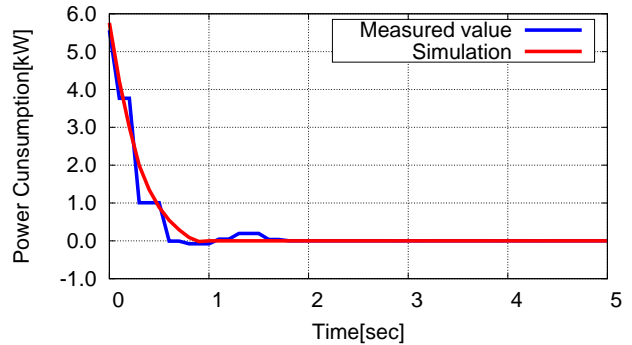


図 7.7: 停止時の消費電力の再現

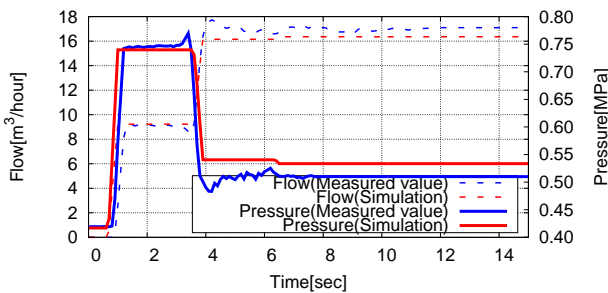


図 7.8: 周波数変化率一定での起動時の圧力・流量

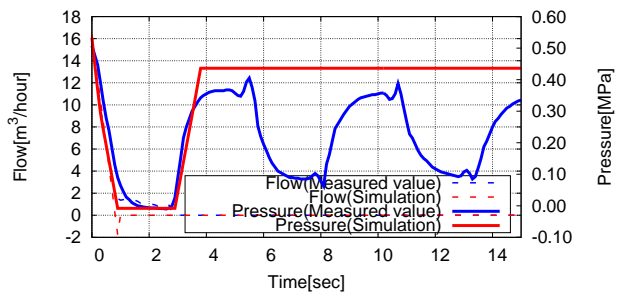


図 7.9: 周波数変化率一定での停止時の圧力・流量

図 7.8、図 7.9 に起動時および停止時の圧力・流量の再現結果を示す。起動時に関しては、圧力・流量ともに試験結果をほぼ再現できていることが分かる。一方、停止時に関しては、今回のモデルでは圧力サージの繰り返しのサージを考慮していないので、一致していない。

7.1.5 ステップ応答での消費電力指令値の変化と消費電力の簡易モデル

ここまでの議論は圧力・流量の解析モデルを用いて消費電力をモデル化したが、ステップ応答に関してはより簡易なモデルとして、消費電力の前後の指令値から消費電力二段応答の大きさをモデル化することも考えられる。ここでは消費電力指令値をステップ状に変化させる試験を様々な指令値変化幅で行い、その結果をもとに消費電力二段応答の大きさをその前後の消費電力指令値からモデル化する。

図 7.10 に、周波数変化率を 60Hz/sec に固定して、消費電力指令値を 1.5kW から 5.5kW の間で 0.5kW 間隔の総あたりのステップ応答試験を行った際の、消費電力二段応答の大きさを三次元グラフにまとめたものを示す。消費電力指令値から周波数指令値への変換は、一次式 (6.1) を用いている。図 7.10 の二つの横軸はそれぞれステップ応答前後の消費電力指令値であり、縦軸は二段応答の一段目の消費電力からその後安定した時の消費電力を引いた差である。図 7.10 から、消費電力指令値の変化幅が大きいほど、一段目と二段目の差も大きくなることがわかる。

いま消費電力二段応答の大きさをステップ応答前の消費電力指令値とステップ応答後の消費電力指令値の二次関数として近似することを考え、 $g(x, y)$ とおく。ただし x, y はステップ応答前後の消費電力指令値のうち、それぞれ大きい方と小さい方である。式 (7.6) に $g(x, y)$ の大きさを表す近似式を示す。

$$|g(x, y)| = -0.031x^2 + 0.007xy + 0.050y^2 + 0.35x - 0.54y + 0.30 \quad (7.6)$$

¹ より詳細な議論は、共同研究者である佐々本の論文 [117][118] を参照のこと

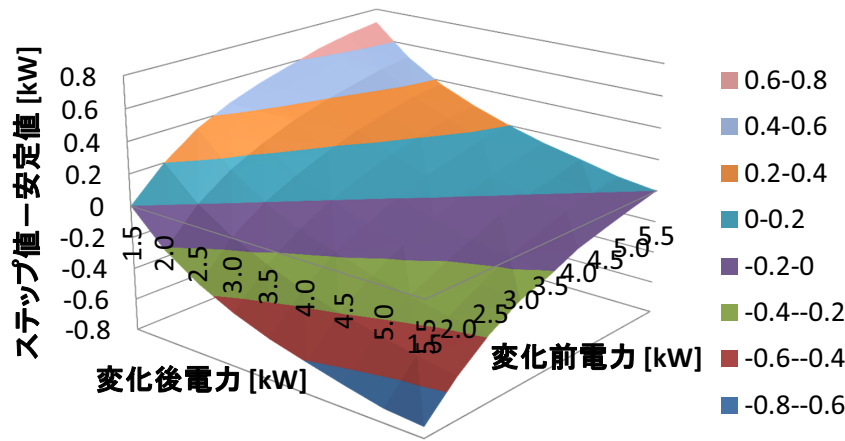


図 7.10: 各ステップ応答での消費電力二段応答の大きさ

このフィッティングにおける、消費電力指令値と実際の消費電力の差の RMS 値は 0.090kW である。式 (7.6) は $x=y$ の時に 0 にならず、 $x=y$ の時にも誤差をのある式である。次に消費電力二段応答の大きさの符号であるが、これはステップ応答前後で消費電力が増加していれば正に、減少していれば負になる。

7.1.6 送水ポンプ過渡特性のまとめ

本節の議論を整理する。送水ポンプのステップ応答試験において圧力・流量・消費電力に二段応答現象が発生することを示し、その原因が圧力サージであることを示した。その上で圧力サージが流量変化量に比例することを示し、圧力サージを考慮した過渡の圧力・流量・消費電力解析モデルを提案した。提案したモデルは静特性の送水ポンプモデルの圧力部分に圧力サージによる変化の項を加えて解析を行うものである。提案したモデルにより、ステップ応答特性の二段応答現象を精度よく再現できることを示した。

またステップ応答時のみ適応可能なより簡易なモデルとして、消費電力指令値変化前後の指令値から消費電力二段応答の大きさを計算するモデルを提案した。提案したモデルの係数をステップ応答試験の結果から同定し、その精度を RMS 値で評価した。

7.2 消費電力二段応答を抑制するデッドビート制御

ステップ応答の二段応答特性を改善し、圧力サージの発生中も指令値通りの消費電力を実現するための制御の一つとして、本論文ではデッドビート制御を提案する。

図 7.11 にステップ応答試験において消費電力指令値を x [kW] から y [kW] に変化させる場合の、デッドビート制御のイメージ図を示す。図 7.11 中の T_d は圧力サージの持続時間である。

左側の通常のステップ応答では、周波数を一定値までステップ状に上昇させるが、圧力サージ発生中は消費電力が目標値より低くなってしまふ。そこでデッドビート制御においては、圧力サージ発生中のみ圧力サージ分を補償した周波数指令値を生成することで、圧力サージ発生中も消費電力が指令値通りの値となり、圧力サージ終了後と連続することを目標としている。ここで、以降の議論では送水効率が定格時の送水効率の 80%を超える範囲になるよう、消費電力指令値が 1.5kW から 5.8kW の範囲内で考える。

7.2.1 圧力・流量解析モデルを用いたデッドビート制御

圧力サージの補償方法として、本研究では 2 つの方法を提案している。一つは、先に提案した圧力サージの過渡解析法を用いて、管路内の圧力サージ量を常に計算し、消費電力を計算して、そこから周波数指令値を逆算するものである。この手法の詳細は佐々木が既にまとめているので [117][118]、本論文では割愛する。この手法の難点は、計算アルゴリズムがやや複雑であり、簡易な制御器には搭載しづらい点である。

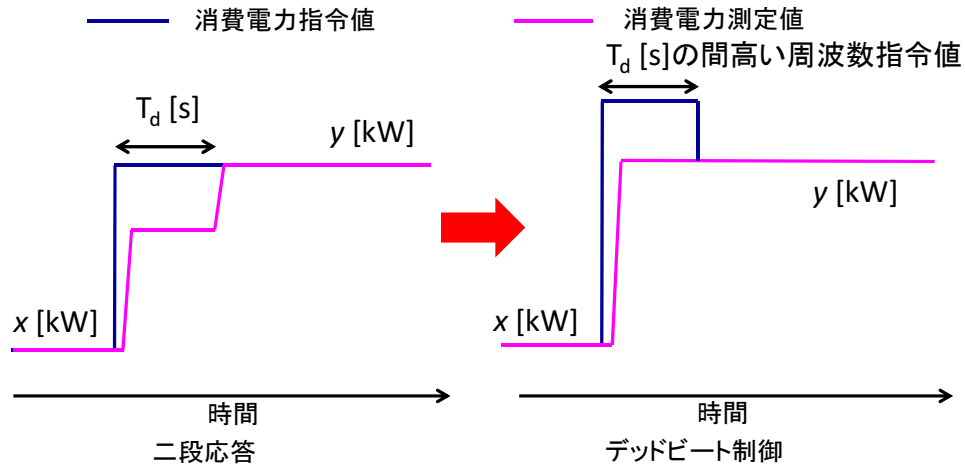


図 7.11: デッドビート制御のイメージ図

7.2.2 単純デッドビート制御

もう一つの手法は、圧力や流量の過渡計算を行わず、消費電力のみを変数としたモデルを用いる手法である。この手法は前者と比較して単純であるため、以下では「単純デッドビート制御」と呼称する。単純デッドビート制御では、式 (7.6) を用いて補償することで、圧力サージ発生中も指令値通りの消費電力を実現することを目指す。この手法はステップ応答に特化した手法であり、連続的な指令値変化への対応は考慮していない。

単純デッドビート制御の周波数指令値決定法を説明する。単純デッドビート制御では、消費電力指令値をステップ状に変化させた後圧力サージが発生する T_d 秒間だけ消費電力指令値に $g'(x, y)$ を加える。この消費電力指令値から一次式 (6.1) によって周波数指令値を計算し、電力変換装置の入力とする。それにより、実際の消費電力の二段応答を抑制する。

この $g'(x, y)$ の決定方法として、ここでは 2 種類の計算方法についてとりあげる。

倍数法

第一の計算方法は $g'(x, y)$ を $g(x, y)$ の定数倍とおく方法である。数式で書くと式 (7.7) で記述される。

$$g'(x, y) = \alpha g(x, y) \quad (7.7)$$

この方法を倍数法と呼称することにする。この方法の利点は、計算が単純である点である。しかし、 α の同定のためには追加の試験が必要になる。

二次方程式法

第二の方法は、ステップ応答時の消費電力指令値の二次方程式をたてて解を計算する方法である。この方法を二次方程式法と呼称することにする。今、例として消費電力指令値が下降するステップ応答を考える。この場合、 $g(x, y)$ の x が消費電力変化前、 y が変化後の指令値である。ここで \hat{y} を単純デッドビート制御で用いる圧力サージ発生中の指令値とする。すると定義から式 (7.8) が成立する。

$$g'(x, y) = \hat{y} - y \quad (7.8)$$

ここで図 7.12 に示すように、圧力サージ中の消費電力と圧力サージ後の消費電力が等しくなるためには、式 (7.9) が成立すればよい。

$$g'(x, y) = g(x, \hat{y}) \quad (7.9)$$

式 (7.8) と式 (7.9) と式 (7.6) から、 \hat{y} を求める二次方程式である式 (7.10) が導かれる。

$$\hat{y} - y = -0.031x^2 + 0.007x\hat{y} + 0.050\hat{y}^2 + 0.35x - 0.54\hat{y} + 0.30 \quad (7.10)$$

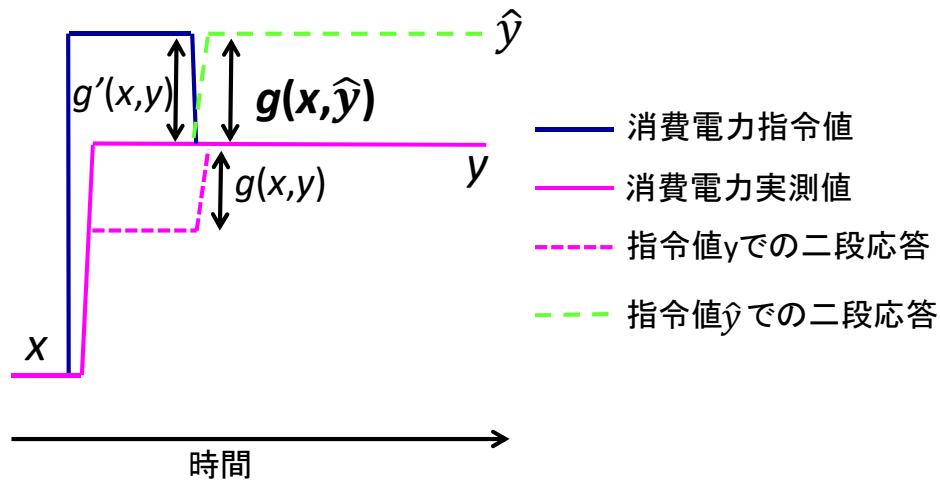


図 7.12: 二次方程式法での $g(x, y)$ と $g(x, \hat{y})$

この方程式を解くことで、圧力サージ発生中の消費電力指令値 \hat{y} を求めることができる。

この方法の利点は、 α の同定のための試験が必要なく、消費電力二段応答の大きさのモデル化のみで計算を行える点である。ただし平方根の計算が入るので、計算はやや複雑になる。

7.2.3 ステップ応答試験による比較

図 7.13、図 7.14 に倍数法で $\alpha=1.5$ の時と、二次方程式法での二段応答の大きさを三次元グラフにそれぞれまとめたものを示す。図 7.13、図 7.14 の “Present power x”、“Next Power y” は、それぞれ消費電力指令値の変更前と変更後の値を示し、縦軸は二段応答の大きさを示す。ともに二段応答の大きさは $\pm 0.20\text{kW}$ 以内にすべての点でおさまっていることがわかる。両者を比較すると、概ね同程度の二段応答の大きさになっている。

デッドビート制御を使用しない場合、二段応答の大きさは図 7.10 で示したように 2.0kW から 5.0kW の範囲内で -0.50kW から 0.49kW の範囲に分布していることを考慮すると、デッドビート制御によって二段応答が抑制できていることが確認できる。

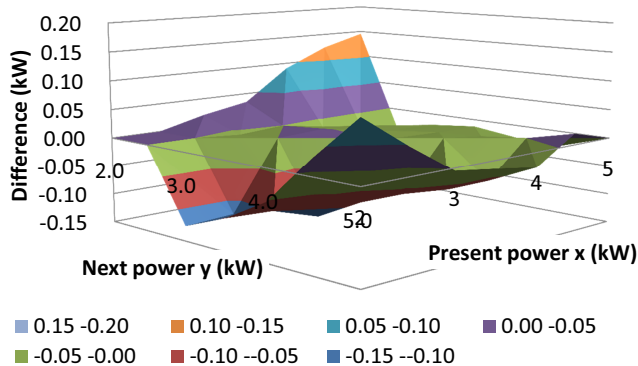


図 7.13: 倍数法での $\alpha=1.5$ における二段応答の大きさ

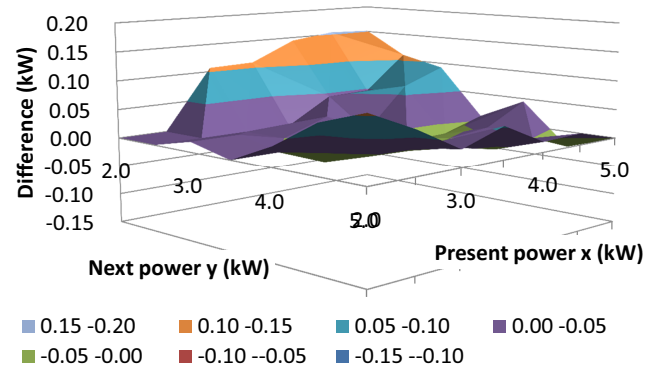


図 7.14: 二次方程式法での二段応答の大きさ

7.3 圧力変動制限と消費電力応答性の関係

前節までで、消費電力制御により圧力サージが発生することを確認した。圧力サージの大きさは最大で 0.2MPa 程度であり、本検討のポンプ吐出揚程よりも小さいが、管路の保護を考える場合、消費電力制御時の最大圧力や最大圧力サージのに制限が課される可能性がある。その場合、圧力変動を一定範囲以内に抑える手法としては、消

消費電力変化率に制限を設定することが考えられる。ここでは消費電力変化率と最大圧力・圧力サージの関係を確認するため、消費電力変化率を制限した状態でのランプ応答試験を行った。

7.3.1 試験方法

消費電力指令値 1.5kW から 5.0kW ないし 1.5kW から 5.0kW の幅で、様々な指令値変化時間でランプ状に変化させる試験を行った。指令値の変化に要する時間は、20 秒から $1/\sqrt{2}$ 倍にしていた。すなわち、20.0 秒、14.1 秒、10.0 秒、7.07 秒、5.00 秒、3.54 秒、2.5 秒、1.77 秒、1.25 秒、0.88 秒の 10 ケースである。各ケースにおいて、消費電力指令値変化率は一定である。試験は 2 回ずつ行った。消費電力指令値から周波数指令値への変換は、デッドビート制御を用いた場合と単純な 1 次関数である式 (6.1) を用いた場合についてそれぞれ試験を行った。

7.3.2 試験結果

図 7.15 にデッドビート制御使用時の消費電力変化率制限ランプ応答試験の時系列波形例を示す。図 7.15 の“Measured”、“Target”、“Pressure” はそれぞれ消費電力 (左軸) の測定値、指令値、および圧力 (右軸) の実測値を示す。消費電力指令値変化時間が 14.1 秒から 0.88 秒までの上昇時および下降時の時系列波形が示してある。

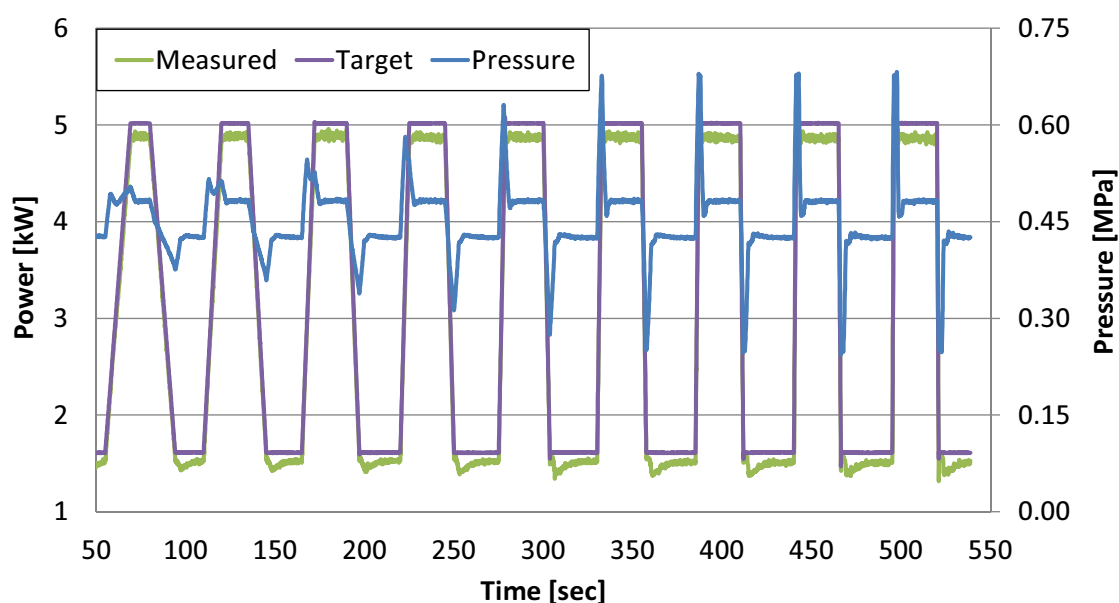


図 7.15: 消費電力変化率制限ランプ応答試験の試験結果

時系列波形をみると、上昇時・下降時ともに消費電力指令値変化時間が短くなるほど圧力サージがより鋭く、大きくなっていくが、消費電力指令値変化時間が 2.5 秒以下においては (図 7.15 の 330 秒以降)、圧力サージの大きさがほぼ一定となっていることがわかる。

そのことをより明確にするため、指令値変化時間と最大圧力の関係をグラフにまとめたものを図 7.16 に示す。横軸はランプ応答の指令値変化時間、縦軸は 0.1 秒ごとの時系列データの最大圧力である。凡例は試験結果にデッドビート制御を用いたか、単純な一次式で消費電力指令値から周波数指令値への計算を行ったかを示す。

図 7.15 から、概ね 10 秒以上の時間をかけた場合には、最大圧力は定常時の最大値から 10% 以内の上昇に留まることが分かる。一方、高速に変化させた場合には、デッドビート制御下では最大 0.67MPa、デッドビートを用いない場合には最大 0.63MPa まで圧力が上昇していることが分かる。この圧力上昇は、変化時間 2.5 秒およびそれ以上においては一定である。この理由は、本システムの圧力サージの持続時間が 2.8 秒であるため、それより高速の変動では圧力サージの大きさが式 (7.3) に変化前後の流速差を代入したもので一定になるためである。流速差は消費電力差から決まることを考慮に入ると、圧力サージの持続時間より高速の変動では、消費電力の変化量に応じて決定されることがわかる。

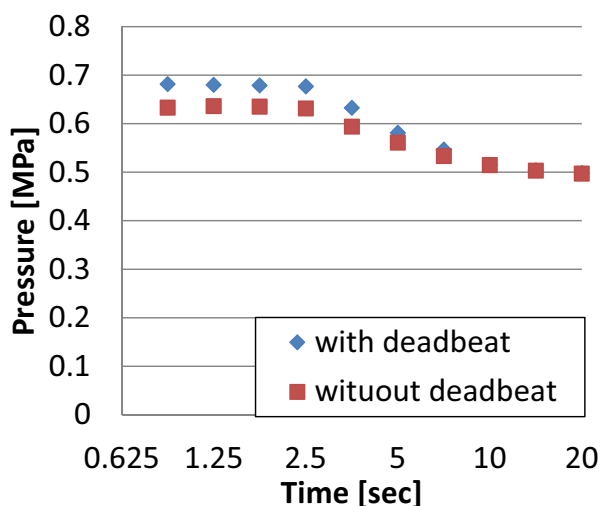


図 7.16: 最大圧力とランプ応答変化時間の関係

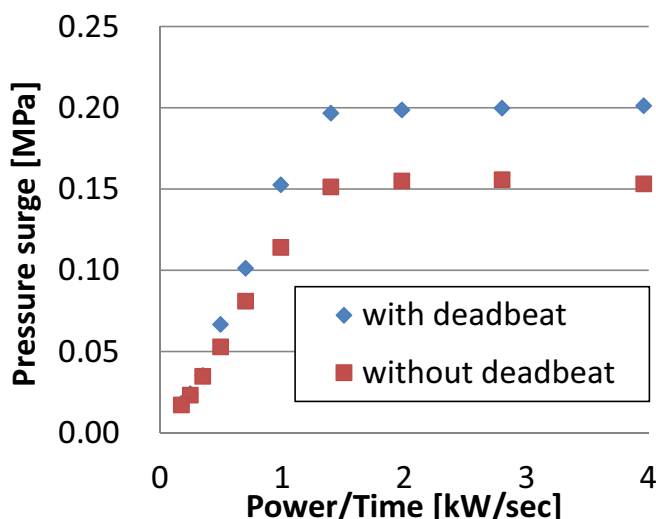


図 7.17: 圧力サージと消費電力変化率の関係

次にこの圧力サージの大きさと消費電力変化率との関係を図 7.17 にグラフにしてみる。図 7.17 において、消費電力変化率が毎秒 1.0kW のところまでは、圧力サージと消費電力変化率はほぼ比例関係にある。このことから、圧力サージが飽和しない消費電力変化率においては、圧力サージの大きさは消費電力変化率によって決定されることが分かる。

また同一消費電力指令値変化率で比較すると、デッドビート制御を行なう場合の方が、最大圧力が高くなることも確認された。これはデッドビート制御を用いた場合には、圧力サージの存在が想定される時の周波数指令値を圧力サージを増幅する方向に増加減しているためである。

7.3.3 圧力変動制限と消費電力応答性の関係

圧力変動制限と消費電力応答性の関係を確認するため、デッドビート制御と通常制御のそれぞれで、消費電力指令値変化率をパラメータとしてのランプ応答試験を行なった。それにより、圧力サージの持続時間である 2.8 秒よりも短い時間で終了するランプ応答試験においては、最大圧力は静圧にジューコフスキーの式で計算される圧力サージの大きさを加えたものになることが確認された。それよりも長時間のランプ応答では、消費電力指令値変化率と圧力サージの大きさはほぼ比例関係にあることが示された。同一消費電力指令値変化率で比較すると、デッドビート制御を行なう場合の方が、最大圧力が高くなることも確認された。

以上のことから、送水ポンプの圧力サージによる影響を考慮する上では、その持続時間を式 (7.2)、大きさを式 (7.3) で評価した上で、静圧と比較してどの程度の圧力サージを許容するかに基づいて消費電力指令値変化率 (ないし周波数変化率) の最大値を設定すればよいことが判明した。

7.3.4 圧力サージに上限がある場合の消費電力制御法

以上の議論から、圧力サージの大きさに一定の上限がある場合、送水ポンプの過渡的な消費電力制御の方法には以下の 2 種類が考えられる。図 7.18 に二つの制御法のイメージ図を示す。

第一の方法は、送水ポンプの消費電力を可能な限り高速に応答させる方法である。このような制御を本論文では消費電力高速制御と呼ぶことにする。この場合、消費電力の変化速度は送水ポンプ本体に悪影響を及ぼさない範囲で可能な限り高速化可能である。試験装置であれば消費電力の下限から上限まで 0.3 秒程度で変化可能である。この場合、圧力サージの大きさは圧力サージの持続時間内の流量変化の合計によって式 (7.3) で決定される。したがって、圧力サージの大きさに制限がある場合には、式 (7.3) から逆算して流量変化の大きさに制限が生じ、したがって消費電力の変化可能量も制限されることになる。

第二の方法は、圧力サージの消費電力変化率制約を設けることで、圧力サージの大きさを制限する方法である。このような制御を本論文では消費電力低速制御と呼ぶことにする。この場合、消費電力の変化速度の制約によ

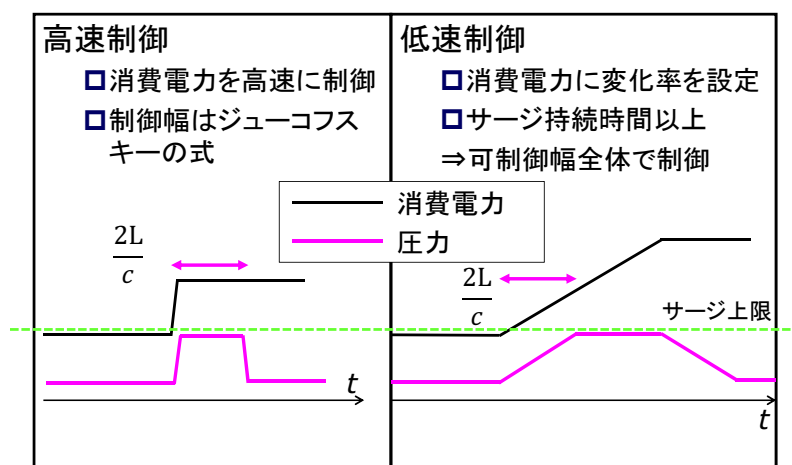


図 7.18: 圧力サージに上限がある場合の消費電力制御手法

て、圧力サージが往復する間の流量変化の大きさを制限する。この方法では、変化率制約さえ守っていれば、圧力サージの大きさを抑制しながら消費電力を上限から下限の間で任意に制御することが可能である。

7.4 正弦波応答試験と送水効率

次に正弦波状に変化する電力変換装置出力周波数指令値に対する送水ポンプの応答を確認する試験を行った。試験は電力変換装置出力周波数を 51Hz から 60Hz の間で周期 20 秒、10 秒、5 秒、2 秒の順に正弦波状に変化させ、圧力・流量・消費電力の測定を行った。試験結果の時系列波形を図 7.19 に示す。

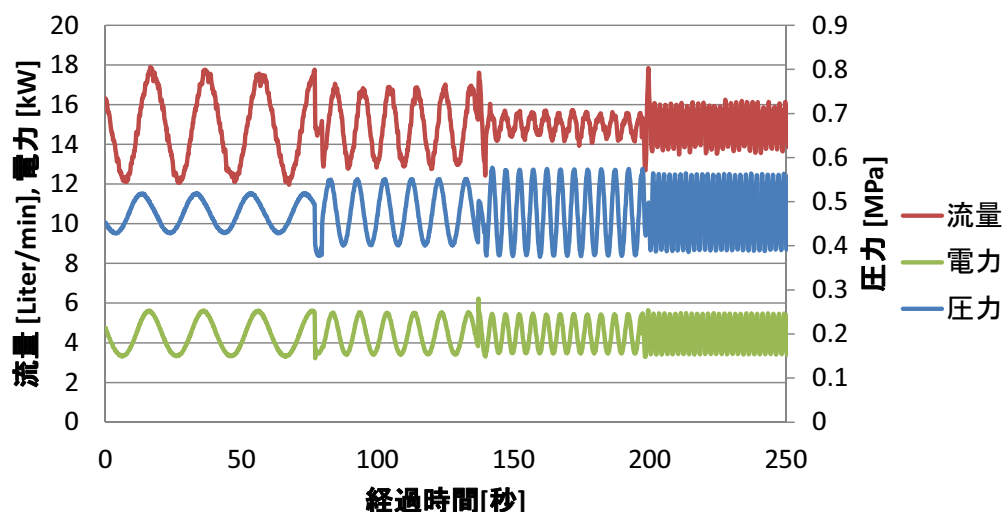


図 7.19: 正弦波応答試験の時系列波形

図 7.19 をみると、周期 5 秒の時の振幅が消費電力では他の周期と比較してやや小さくなっている。流量で見ると、周期 5 秒の時の振幅が顕著に小さくなっており、逆に圧力に関しては周期 5 秒の時の振幅が最も大きくなっている。これは圧力サージの往復に要する時間が 2.8 秒程度であり、正弦波状の指令値によってたえず生成され帰還する圧力サージによりポンプの動作点が影響を受けている結果と考えられる。

次に正弦波試験におけるポンプの平均水生成効率への影響をについて検討する。図 7.20 に各周波数における消費電力と流量の平均値を示す。ともに周波数に依存性が見られず、一定値を示していることがわかる。このことから、ポンプの過渡現象そのものによる送水効率の悪化は見られないことが示唆された。ポンプシステムはその内

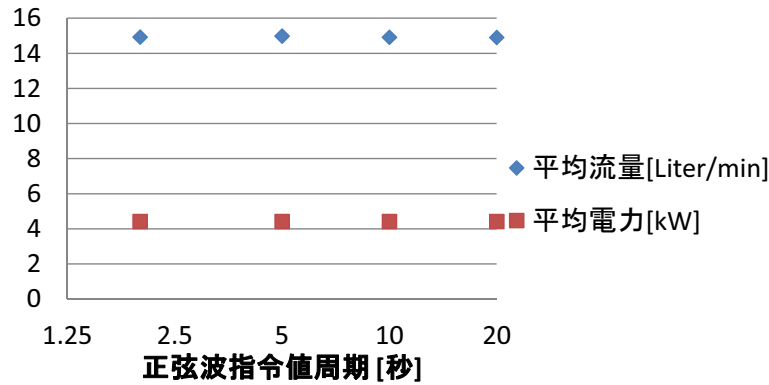


図 7.20: 正弦波周波数と流量・消費電力平均値の関係

部の流体が保有しているエネルギー量が少なく、高速で次の状態に変化できるため、過渡的動作による効率の低下は小さいのだと考えられる。

7.5 貯水量制約を考慮した PV 出力変動補償手法

本節では、貯水量制約を考慮した PV 変動補償手法について論じる。貯水量制約を考慮しない場合の送水ポンプの PV 変動補償に関しては、共同研究者の佐々木が既に論文にまとめているので、そちらを参照されたい [118][123]。

7.5.1 問題設定とシミュレーション条件

貯水量制約の定式化

本論文ではポンプは日中と深夜の 2 回送水を行って、水需要を満たしていると仮定する。昼間の PV が行われている時間にポンプの送水を行って、深夜の送水時まで水を持たせる。ポンプの稼働時間は 8:00 ~ 17:30 とし、その間常にポンプは稼働しているものとする。また、タンクの水があふれることもないよう、余裕をもった制御を行うこととする。そのため、タンク貯水量の制約は、「時刻 17:30 において、ポンプの貯水量が満水量の 86% から 92% の間におさまっていること」とする。

タンク貯水量 $M(t)$ とポンプ送水量の間には、式 (7.11) が成立する。

$$M(t) = M_{start} + \frac{100}{V_t} \int_0^t (Q(\tau) - Q_{use}(\tau)) d\tau \quad (7.11)$$

ここで V_t はタンクの容積である。 $Q(t)$ 、 $Q_{use}(t)$ はそれぞれポンプの送水量と水消費量である。

使用するポンプ特性・PV と水使用量のデータ

シミュレーション周期は 1 秒で行う。ポンプの定常特性には、基礎特性試験で取得した特性を用いる。周波数・消費電力特性として式 (6.1)、消費電力・流量特性として式 (6.2) を用いる。ポンプの消費電力の下限値としては、送水効率が定格の半分に落ちないよう 1.33kW を用いた。ポンプの過渡特性は、簡単のため時定数 2.2 秒の一次遅れ系で模擬する。図 7.21 にポンプの実機とモデルでのステップ応答特性を示す。実際のステップ応答特性よりもゆっくりしたモデルに近似している。

図 7.22 に PV の晴天時・曇天時・雨天時、および水使用量の時系列データを示す。PV の波形は現地の実測のデータを用いている。特に曇天時はうろこ雲のような天気、変動の激しい日を選んでいく。水使用量に関しては、実サイトの 1 ヶ月の使用データの平均値を用いている。

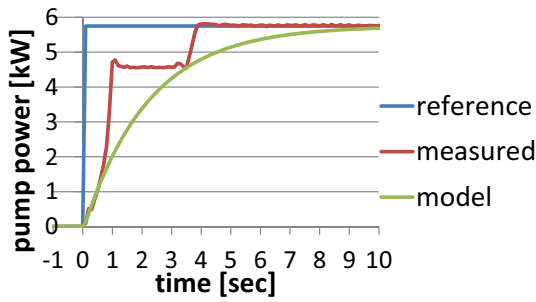


図 7.21: ポンプ消費電力特性とモデル

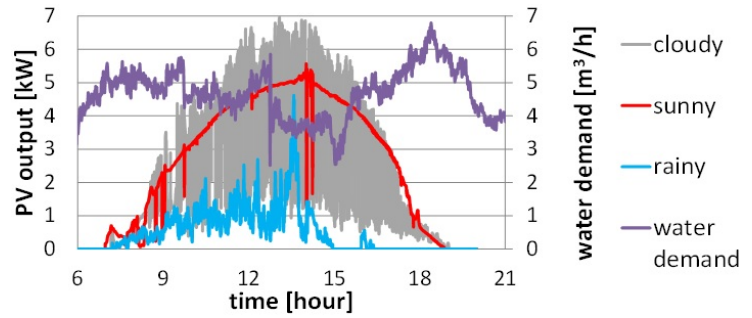


図 7.22: 使用した PV と水使用量の時系列データ

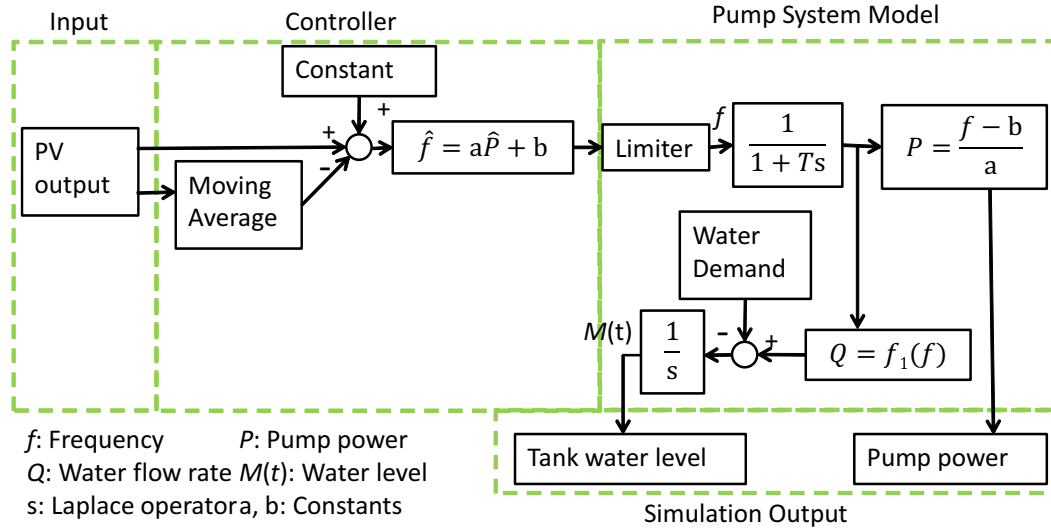


図 7.23: 貯水量制御を行わない場合のブロック線図

7.5.2 制御系

シミュレーションは貯水量制約を考慮しない場合、PI 制御法を用いた場合、送水量計算制御法を用いた場合の三種類について行う。以下、それぞれについて具体的に説明する。

貯水量制約を考慮しない場合の制御系

貯水量制約を考慮しない場合の制御系は、基本的には前節の制御系と同様である。図 7.23 に、貯水量制約を考慮しない場合のシミュレーション全体のブロック線図を示す。図 7.23 では、入力部・制御部・モデル部・出力部の 4 パートで色分けしている。シミュレーションへの入力、PV と水需要の時系列データである。PV からその 100 分の移動平均値を引き、定数を加えたものを消費電力指令値とする。消費電力指令値から式 (6.1) を用いて周波数指令値に変換し、ポンプシステムのモデルを用いてリアルタイムの消費電力とタンク水位を計算する。

消費電力指令値に加える固定値は、上記制御系で短周期 RMS 値を最小化する値を全探索法で求め、3.25kW とした。

7.5.3 PI 制御を用いた貯水量フィードバック

図 7.24 に、PI 制御法でのポンプの制御法を示す。PI 制御法では、まず貯水量の初期水位と最終水位を直線的に結び、各時刻における貯水量目標値 $M_{tar}(t)[\%]$ を求める。式 (7.12) の計算法を記述する。

$$M_{tar}(t) = \frac{M_{target} - M_{start}}{t_{target} - t_{start}}(t - t_{start}) + M_{start} \quad (7.12)$$

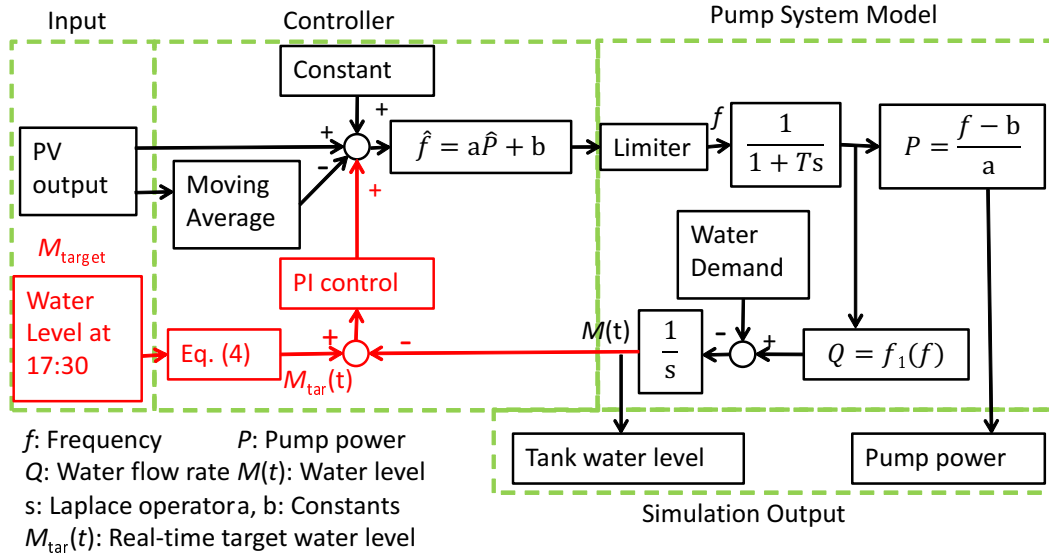


図 7.24: PI 制御を用いた貯水量制御系

この $M_{tar}(t)$ と現在の貯水値との差を入力として PI 制御器に入れ、消費電力指令値の補正値を計算する。したがって、P ゲインと I ゲインがこの制御法の制御パラメータとなる。

送水量計算制御

送水量計算制御法は、一定時間毎にポンプが送水すべき量、送水目標値 \hat{Q} を計算する制御である。この送水量計算時間間隔が、送水量計算制御の制御パラメータとなる。ポンプの送水すべき量は、その時間の水使用量の推定値 \hat{Q}_{use} とタンク水位の上昇させるための必要量の和となる。タンク水位の上昇量は、現在の貯水量と目的の貯水量および残り時間から算出する。 \hat{Q} の計算式を式 (7.13) に示す。

$$\hat{Q} = \frac{M_{target} - M(t)}{t_{target} - t} + \hat{Q}_{use} \quad (7.13)$$

本シミュレーションでは、 \hat{Q}_{use} は一日の平均水使用量である毎時 1.13% を仮定している。

送水目標値が決定したら、そこから式 (6.2) を用いて消費電力に換算し、その値を 3.25kW の代わりに消費電力のオフセット値として用いる。図 7.25 に、送水量計算制御でのポンプの制御法を示す。

7.5.4 シミュレーション結果

貯水量制約を考慮しない場合

図 7.26 に貯水量制約なしでの曇天時のシミュレーション結果を示す。図 7.26 の凡例は、“PV output”、“pump power”、“short-term tie-line” がそれぞれ PV 出力、ポンプの消費電力およびその差の 20 分以下の成分を示す。短周期の RMS 値は 0.30kW である。ポンプの出力がしばしば上限及び下限値に達しており、そのあたりでは系統への短周期変動も大きくなっていることが分かる。

PI 制御を用いた場合

PI 制御法においては、P ゲイン kW/100% を 0.0 から 25.0 まで 2.5 きざみで 11 通り、I ゲイン kW/(100% sec) を 0 から 1.50×10^{-3} まで 2.5×10^{-4} きざみで 7 通りに変化させた、その全ての組み合わせ 77 通りについてシミュレーションを行った。両方のゲインが 0 の時が、前節の貯水量制約を考慮しない場合に相当する。図 7.27 に PI 制

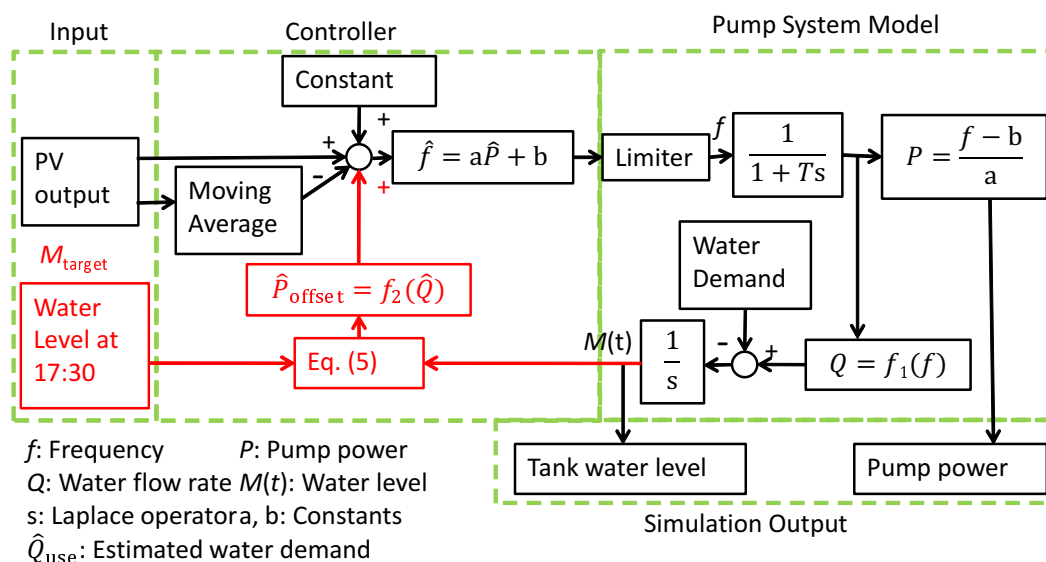


図 7.25: 送水量計算制御を用いた貯水量制御系

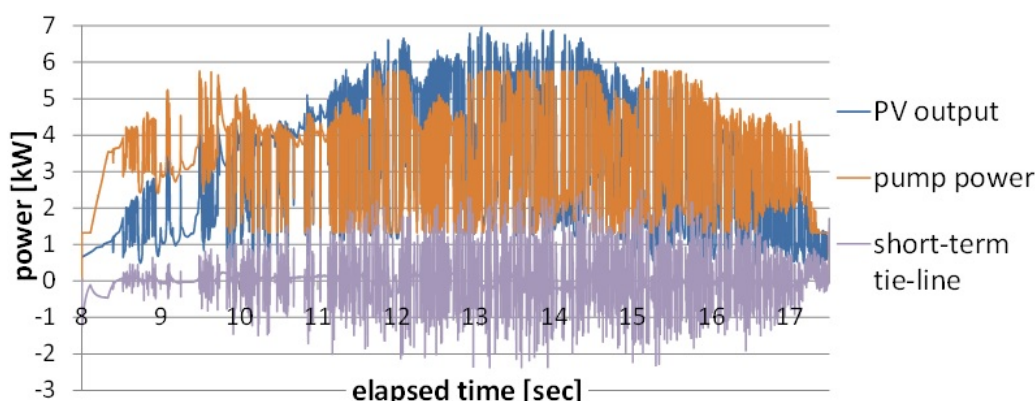


図 7.26: 貯水量制約なしでの曇天時のシミュレーション結果

御時の各ゲインにおける短周期 RMS 値の晴天・曇天・雨天時の平均値 (平均短周期 RMS 値) と各天候での時刻 17:30 における最終水位を示す。図 7.27 は横軸が P ゲイン、凡例が I ゲインの値である。

ここから、全ての天候において貯水量制約を満たす中で最も平均短周期 RMS 値が小さくなる時の P ゲインと I ゲインの組み合わせを、本シミュレーションにおける最適ゲインと定義する。図 7.27 において○印がついているのが最適ゲインにおける各値である。最適ゲインは P ゲインが $12.5\text{kW}/100\%$ 、I ゲインが $2.5 \times 10^{-4}\text{kW}/(100\% \text{ sec})$ となった。

図 7.28 に PI 制御時の最適ゲインでの曇天時のシミュレーション結果を示す。送水量計算時間間隔を 1 分、3 分、10 分、20 分、30 分、50 分、75 分、100 分、150 分、200 分の 10 パターンにおいてシミュレーションを行った。図 7.29 に各送水量計算時間間隔における短周期 RMS 値の晴天・曇天・雨天時の値および平均短周期 RMS 値と各天候での時刻 17:30 における最終水位を示す。図 7.29 は横軸が送水量計算時間間隔である。PI 制御法の時と同様に、全ての天候において貯水量制約を満たす中で最も平均短周期 RMS 値が小さくなる時の送水量計算時間間隔を、本シミュレーションにおける最適計算時間と定義する。図 7.27 において○印がついているのが最適計算時間における各値である。本試算では最適計算時間は 75 分となった。この時、平均 RMS 値は 0.21kW である。同時に、送水量計算時間間隔が 10 分から 100 分の間では、平均短周期 RMS 値は 0.21kW から 0.23kW の間で推移しており、最終的な水位も同程度の値となっている。このことから送水量計算制御では、良好な平均 RMS 値を実現できる時間間隔にかなりの幅がある可能性が示唆される。

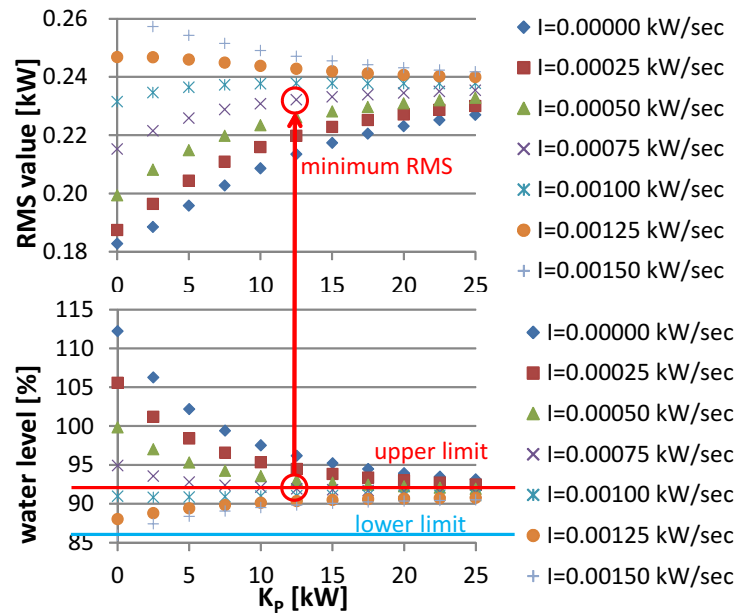


図 7.27: 各 PI 制御ゲインでの平均短周期 RMS 値と最終水位

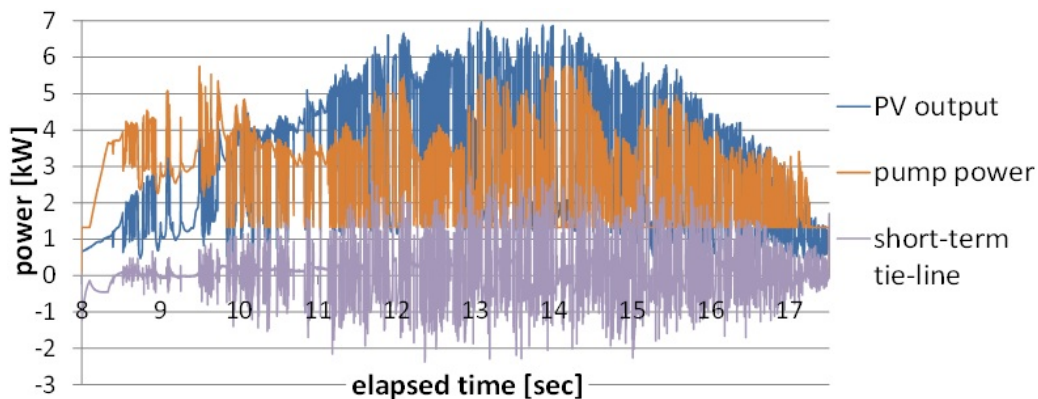


図 7.28: PI 制御時の曇天時のシミュレーション結果

送水量計算制御を用いた場合

図 7.30 に送水量計算制御時の曇天時のシミュレーション結果を示す。PI 制御時と比較すると、特に 14 時以降の時間帯でポンプ消費電力の上限がやや高くなり、やや広い制御幅を実現していることがわかる。

7.5.5 各制御法の結果比較

水位の時系列変化の比較

まず、各貯水量制約で水位の制約が満たされていることを確認する。図 7.31 に、各制御法での最適パラメータを用いた場合の曇天時の水位時系列データの比較を示す。横軸は時間の経過で、PV が運転を開始する 8:00 から終了する 17:30 までである。縦軸は貯水タンクであり、凡例はそれぞれ貯水量制約を考慮しないとき、PI 制御法最適ゲイン時、送水量計算制御法最適計算時間間隔時を示す。

図 7.31 の 17:30 時点を見ると、貯水量制約を考慮しない制御では水位が満水の 100%を超えており、貯水量制約を逸脱していることが分かる。一方、PI 制御法では 90%、送水量計算制御法では 87%であり、水位の目標範囲内

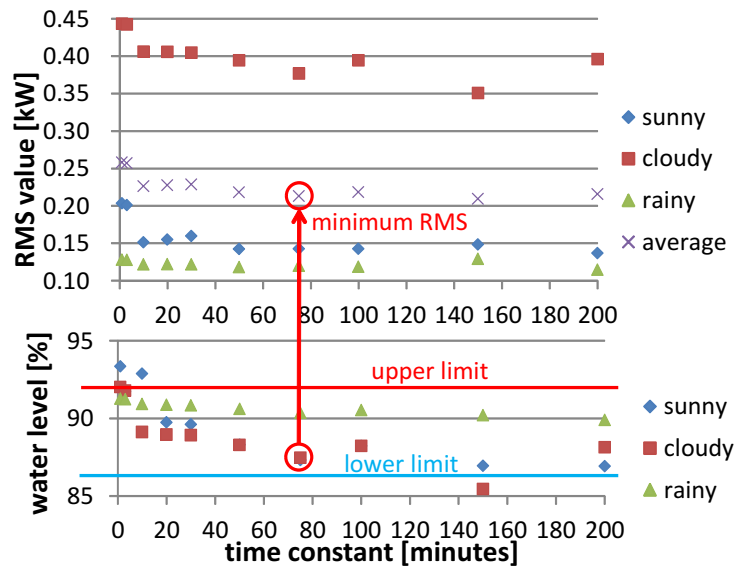


図 7.29: 各送水量計算時間間隔での平均短周期 RMS 値と最終水位

におさまっていることが確認できる。時系列に着目して比較すると、特に 8 時から 9 時頃に送水量計算制御法において水位が低くなっていることが分かる。

PV 変動抑制効果の比較

次に各制御法での PV 変動抑制効果を RMS 値で比較する。図 7.32 に、各制御法での最適パラメータを用いた場合の短周期 RMS 値を比較したグラフを示す。まず、PV のみの場合と送水ポンプの消費電力を制御した各ケースを比較すると、どの天候でも短周期 RMS 値を半分以上に低減していることが分かる。このことから、貯水量制約を考慮しても、PV 変動を抑制していると言える。

その上で、貯水量制約を考慮する場合と考慮しない場合を比較すると、曇天時には貯水量制約を考慮しない方が 0.1kW 程度短周期 RMS 値が小さくなる事が分かる。これは貯水量制約の考慮により、送水ポンプの消費電力が下限にはりつきやすくなっていることに起因する。

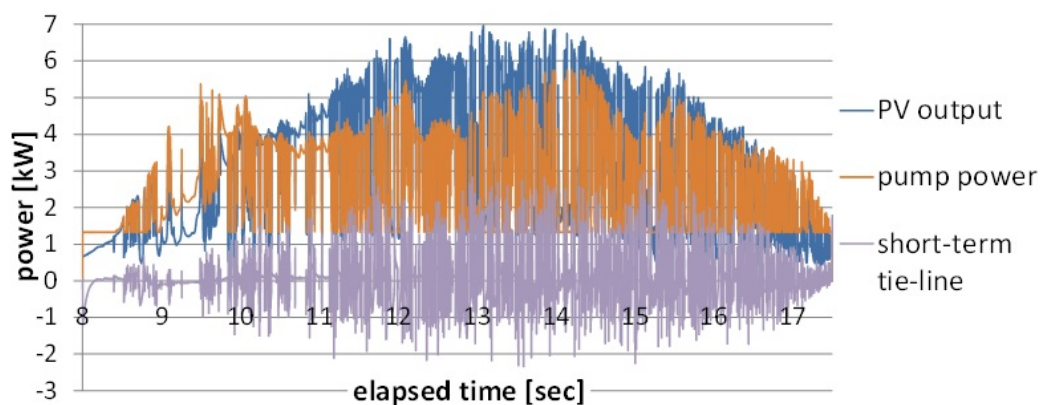


図 7.30: 送水量計算制御時の曇天時のシミュレーション結果

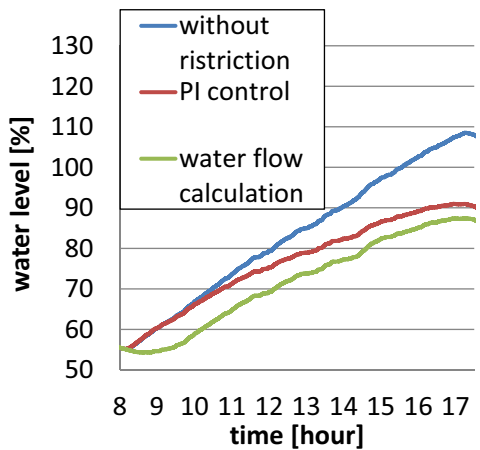


図 7.31: 各制御での水位変化の比較

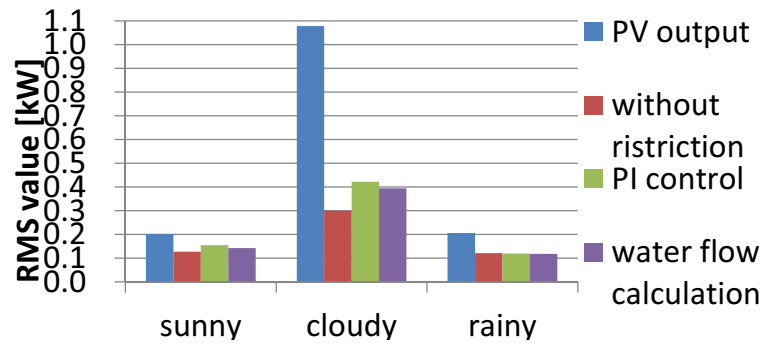


図 7.32: 各制御での RMS 値の比較

一方、晴天時および雨天時には、貯水量制約の有無で短周期 RMS 値にはほとんど差がなかった。この原因を確認するために、晴天時と雨天時の電力の時系列データを確認する。図 7.33 と図 7.34 に PI 制御時の晴天時および雨天時の波形をそれぞれ示す。図 7.33 から元々の PV 波形に晴天時にはそもそも短周期の変動成分が少ないこと

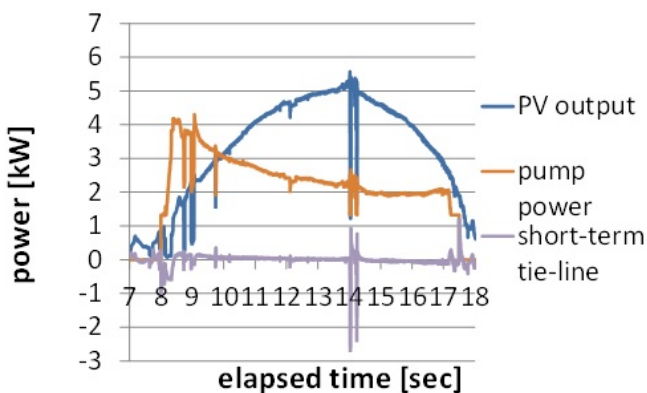


図 7.33: PI 制御時の晴天時のシミュレーション結果

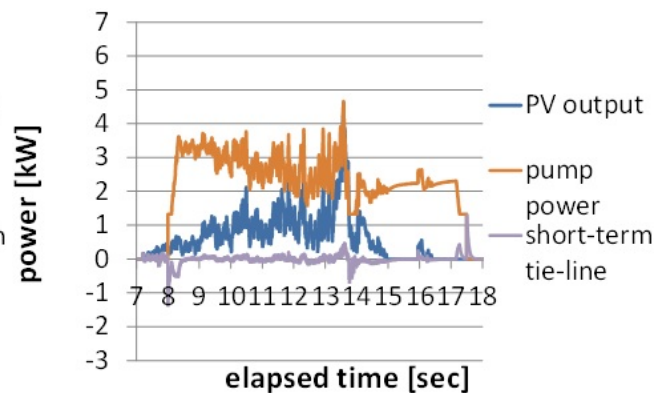


図 7.34: PI 制御時の雨天時のシミュレーション結果

が分かる。また図 7.34 から雨天時には短周期の変動成分は少なくないが、元々の発電量が大きくないこともあり、大振幅の短周期変動は少ないことが分かる。結果として、両方とも大振幅の短周期変動がほとんどなく、ともにポンプの消費電力が上限ないし下限に張り付く時間帯が極めて少ないことが分かる。このことが、晴天時および雨天時に RMS 値がほとんど悪化しなかった要因である。送水量計算制御法の場合も、PI 制御法と同様の結果が見られた。

7.6 本章のまとめ

本章では、まず送水システムの過渡特性のモデル化を行った。送水ポンプのステップ応答における消費電力や圧力の二段応答現象を説明し、それを考慮したポンプの過渡特性モデルを提案した。過渡特性モデルは静特性モデルでの全揚程曲線と管路抵抗曲線を用いた解析に、圧力サージの持続時間の間だけジューコフスキーの式からモデル化される圧力サージの大きさを組み込むものである。提案した過渡特性モデルを小規模単機ポンプシステムでの過渡特性試験結果に適用し、ポンプシステムの二段応答現象を再現することができた。

次に過渡特性を考慮した制御法として、二段応答を抑制するデッドビート制御を提案し、その効果を検証した。デッドビート制御の方法として、圧力・流量解析の静特性モデルにジューコフスキーの式から導かれる圧力サージの大きさを加えて解析する手法と、ステップ応答前後の消費電力指令値のみを用いる単純な手法を提案した。提案手法を用いたステップ応答試験においてともに二段応答を抑制する効果があることを示した。

次に送水圧力ないし圧力サージに上限がある場合を検討するため、圧力サージと消費電力指令値変化率の関係を調べる実証試験を行った。試験はデッドビート制御を用いる場合と用いない場合の両方について行った。試験結果から、圧力サージの持続時間より短時間に消費電力を制御する場合には消費電力の変化量そのものが圧力サージの最大に影響し、圧力サージの持続時間より長い消費電力制御においては消費電力変化率と圧力サージの最大値が正比例に近い関係になることを示した。

次に正弦波応答特性試験を行い、ポンプシステムの Bode 線図を作成するとともに、正弦波状に指令値が変化することによる送水効率への影響を検証した。正弦波応答では圧力サージによる圧力の振動周期と入力する周波数指令値の周期の関係で複雑な特性を示すことが判明した。正弦波状に周波数を変化させても、送水効率への悪影響はほとんどないことが示された。

さらに、PV 変動抑制と水供給性を両立させるため、タンクの貯水量制約を考慮した PV 変動抑制方法に関する検討をシミュレーションで行った。タンク貯水量維持に向けた制御法として PI 制御法と送水量計算制御法を提案した。それぞれの制御法でのパラメータ最適化を行った上で貯水量制約を考慮しない場合との比較検討を行った。結果として、PV 変動抑制効果は変動が激しい日に貯水量制約を考慮しない場合より若干悪化するが、貯水量制約を維持しながらでも太陽光発電の変動抑制効果が得られることが判明した。提案した二つの制御法は同程度の効果を示した。

第8章 結論

8.1 各章のまとめ

本論文は離島で現在大量導入が進む太陽光発電 (PV) や風力発電 (WT) といった変動性再生可能エネルギー電源 (VRP) の需給バランス問題の解決に貢献するため、電力系統に接続されている既存の海水淡水化装置および送水システムの可制御負荷としての利用を提案するものである。本研究での大きな目的は、可変速制御された淡水化施設と送水システムを可制御負荷として利用する上での可能性と論点を整理し、実際の消費電力制御に向けた技術的課題を解決することである。

第一章では、まず VRP の急速な導入の現状について述べた。次に離島系統に現状大量の VRP の導入が進もうとしているが、その変動性から周波数問題と発電機の下げ代問題という二つの課題があり、導入に制限がかかりつつあることを示した。その際、離島では VRP の短周期変動が系統に影響しやすく、離島の内燃機関発電機は元々高速な応答性を持っているが、起動停止には時間を要するため、短周期の VRP の変動への対応に限界があることを確認した。その上で、現在世界的に淡水化装置と送水ポンプを VRP で駆動することに注目が集まっていることを説明し、本研究の目的を述べた。本研究の目的は、第一に淡水化装置・送水システムの可制御負荷としての要件を整理すること、第二に水力学に基づいた圧力・流量・消費電力の静特性モデルを提案すること、第三に制約条件を考慮した消費電力可制御幅および効率を検討すること、第四に過渡特性を把握し、制御法を提案し、PV 変動補償効果を検証することである。

第二章では淡水化装置と送水システムの特徴、およびそれらの要件の関連について、機器保有者および電力制御者の観点から整理した。機器保有者の観点からは、まず供給信頼性の確保のため、貯水槽の水位および水質管理を行うことが最優先課題であることを確認した。また経済性確保のために淡水化装置では単位電力量あたりの水生成量、送水ポンプでは送水量で表される効率性が重要となる。さらに経済性の確保には、機器の劣化をできるだけ抑制したいことを確認した。一方電力制御者の観点では、変動対策への貢献能力の指標として、制約条件下での消費電力制御可能幅と応答速度が重要となることを確認した。

次に要件の一つである容量適合性について、kW 容量と kWh 容量および貯水容量に関する文献調査を行った。淡水化装置は中小規模離島では系統ピーク負荷の 10% 以上の kW 容量を持つと考えられ、有力な可制御負荷候補であることを示した。また送水ポンプの原動機出力は、日本全体では 2013 年末の WT に匹敵する設備容量を持つことが判明した。また導水・送水・配水システムそれぞれの前後の貯水について整理し、ダム・地下水・海水からは非常に大きな貯水であり、浄水池は計画水量 1 時間分以上、配水池は 8~12 数時間分の容量を持つことが推奨されていることを確認した。これらの検討から、容量適合性の観点からは、淡水化装置と送水システムは離島の VRP 変動補償の有効な手段になる可能性を持っていることが確認された。

第三章では、淡水化装置と送水システムの可変速制御による消費電力制御に共通する部分に関して、解析すべき基礎方程式を整理した上で機器の概説とモデル化について説明した。モデルは水力学的モデルと機器の効率ないし損失を考慮し消費電力を計算する部分からなる。水力学的なモデルではポンプと圧力損失要素の特性から圧力・流量を解析する手法を説明した。あわせて、淡水化装置と送水システムの消費電力制御上の相違点についても、影響する外部条件・運転条件および過渡特性の観点から整理した。

第四章と第五章では淡水化装置に焦点をあてた議論を行った。第四章ではまず第三章の共通モデルに逆浸透膜の特性を加えて、淡水化装置の静特性モデルを提案した。モデルの入力は制御量である電力変換装置出力周波数と濃縮水バルブ開度、そして外部条件で決まる原水塩分濃度と温度であり、出力は圧力・各流量および消費電力である。モデルはまず周波数から流量を計算し、膜とバルブの流量-圧力特性と流量保存則から圧力を計算する。その流量と圧力からポンプの仕事率を計算し、損失を加えて消費電力とする。提案したモデルは先行研究のモデルと比較して簡便であり、水力学に基づいている点で汎用性が高いモデルと考えられる。モデルの検証を行うため模擬試験装置での試験結果からモデルの係数を同定し、圧力や消費電力の再現を行い、その精度を確認した。

次に淡水化装置の膜保護や生成水塩分濃度などの制約を考慮した、淡水化装置の制御可能範囲について検討し

た。先行研究で提唱されている安全動作領域の考え方にに基づき、本研究で提案した静特性モデルを用いて、制約を考慮した解析と試験を行った。モデルでの解析で、各制約限界での消費電力の試験結果を再現できることが判明した。外部条件により、消費電力可制御幅が変化することも確認し、消費電力可制御幅は原水塩分濃度とは上限および下限に正の相関があること、水温とは上限に負の相関がある可能性があることが示された。

さらに、制約条件下での効率的な水生成についても分析を行った。結果として、同一消費電力において水生成効率が最大になるのは制約条件下で最もバルブ開度が小さい時であり、それは逆浸透膜の濃縮水流量ないし流量比の制約限界の時であることを示した。また各消費電力における水生成原単位をグラフにし、部分負荷で定格時より水生成効率が向上する範囲が存在することを示した。

第五章では、試験装置を用いて淡水化装置の過渡特性の測定と分析を行い、さらに単機の PV 出力を例に、VRP 変動補償効果の検証を行った。模擬試験装置でのステップ応答試験では、淡水化装置は単純なフィードバック制御系でも時定数 1~2 秒程度で整定することが判明した。正弦波応答試験においては様々な原水濃度およびバルブ開度で消費電力の Bode 線図を作成した。バイパス路が閉じた状態では、バルブ開度が低いほど Bode 線図を一次遅れで近似した際の時定数が短くなることが判明した。さらに様々な周波数での水生成効率を比較し、正弦波指令値の周期による効率低下はみられないことを確認した。

PV 変動補償試験では、可制御幅内の変動では試験装置では RMS 値を 90%以上低下できることを確認した。さらに静特性モデルを用いて過渡特性を再現するシミュレーションを行い、淡水化装置の挙動を再現することができた。

その上で、消費電力制御と水生成効率を高く保つことを両立するための電力変換装置出力周波数とバルブ開度の二自由度制御系を提案した。その効果を試験装置の消費電力ステップ応答で検証した。消費電力指令値に高速で追従させながら、かつ制約条件違反を解消し、水生成効率の高い動作点に移行していくことを確認した。これにより、提案手法の有効性が示された。

第六章では、まず小規模ポンプ単機のシステムおよび多数台ポンプの並列システムを対象に、送水ポンプの可変速制御を行った場合における静特性のモデル化を行った。モデルは第三章のモデルを基本とした。

小規模ポンプ単機のシステムでは、実際の送水管路を用いた試験を行って静特性を取得し、モデルの各係数を同定してモデルの有効性を検証した。さらに、静特性効率についても検討し、部分負荷の広い範囲で定格周波数運転時よりも高い送水効率になることを示した。

次に、並列システムで 1 台のポンプを可変速制御した場合を想定したシミュレーションモデルを提案した。結果として、多数台のポンプが並列運転している場合には、その他のポンプの動作状況によって全揚程や消費電力が大きく変化する可能性が示された。したがって、多数台ポンプ系においては 1 台のポンプを可変速制御する場合でも、その消費電力や送水効率の把握には他のポンプも含めた全体の解析が必要であることが明らかになった。また、可変速制御によってより低圧でポンプ効率の高い動作点で運転する場合には、送水効率が向上することも示唆された。

第七章では、まず送水システムの過渡特性のモデルを提案した。送水ポンプのステップ応答における消費電力や圧力の二段応答現象について説明し、それが圧力サージに起因することを示した。さらに、静特性モデルに圧力サージ計算を組み込むことにより、二段応答現象の再現に成功した。次に過渡特性を考慮した制御法として、二段応答を抑制するデッドビート制御法を提案した。

さらに、最大送水圧力と消費電力変化率の関係について、試験結果から検討した。圧力サージの持続時間より短時間に消費電力を制御する場合には、消費電力の変化量そのものが圧力サージの最大に影響することを確認した。一方、圧力サージの持続時間より長い消費電力制御においては、消費電力変化率と圧力サージの最大値が密接に関係することを示した。

次に正弦波応答特性試験を行い、ポンプシステムの Bode 線図を作成して特性を分析するとともに、正弦波状の指令値変化により送水効率への悪影響がほとんどないことを確認した。

さらに、PV 出力変動補償と水供給性を両立させるため、タンクの貯水量制約を考慮した太陽光発電変動抑制方法に関する検討をシミュレーションで行った。タンク貯水量維持に向けた制御法として、PI 制御法と送水量計算制御法を提案し、二つの制御法は同程度の効果を示した。提案手法により、タンクの水位の制約を満たしながら、送水ポンプが PV 出力変動補償に貢献できることが示唆された。

本論文で扱った主要な項目を、図 8.1 に青文字でまとめる。図 8.1 から、本論文が淡水化装置および送水ポンプの消費電力制御による PV・WT 出力変動補償を行う上での静特性・動特性に関わる一連の主要な技術的課題に対し、網羅的な検討を行ったものであることが確認できる。

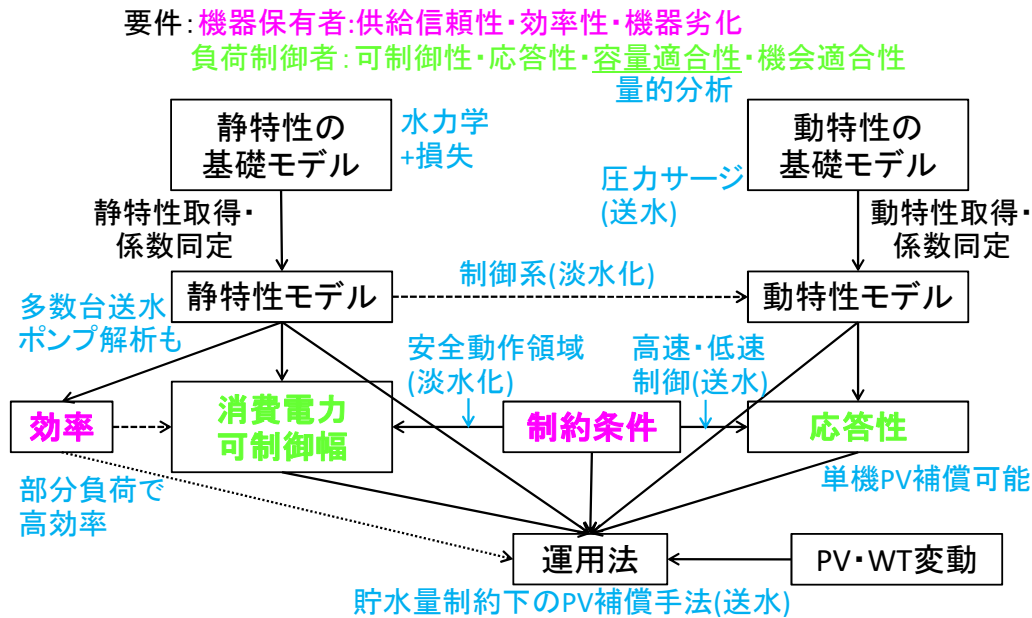


図 8.1: 本論文の主要な検討項目

8.2 可制御負荷としての特徴とその検討法のまとめ

本節では各章での検討でえられた知見をふまえ、可制御負荷としての淡水化装置及び送水システムの特徴を、各要件毎に再度整理する。その際、各要件の分析に有用な、本研究の提案モデルや検討手法についても示す。

8.2.1 機器保有者からの要件

供給信頼性

第二章で論じたように、水道システムの特徴は、輸送経路の様々な箇所既にタンクや貯水槽といった貯水設備を有していることである。淡水化装置や送水システムは、このタンクや貯水槽の水位に余裕のある範囲においては、消費電力制御により機器保有者の水供給に支障をきたさないことになる。この貯水施設の存在により、淡水化装置や送水システムは可制御負荷に適した存在となる。貯水槽の大きさは、例えば沖縄県での配水池平均滞留時間は 10 時間におよぶことから、ポンプ定格運転で数時間分になるものが多いと考えられる。

貯水槽の水位を維持しながら消費電力を制御する手法として、本論文では 7.5 節で送水システムを例として、タンクの貯水量制約を消費電力指令値にフィードバックする方法を提案した。シミュレーション解析では、解析サイトにおいて貯水量制約を満たすことで貯水量制約を無視する場合よりも若干変動抑制効果が低下するものの、PV 出力変動の大幅な補償が可能であることを示した。

水質の問題に関しては、淡水化装置の消費電力制御による導電率への影響についてモデルを提案し、定量的な評価を可能にした。安全動作領域の中に生成水導電率も制約として組み込み、生成水導電率制約を考慮した上でも消費電力制御可能幅を確保できる可能性を示した。

効率性

まず静特性の効率について述べる。淡水化装置に関しては、第四章で提案した静特性モデルを用いることで、海水淡水化装置の各入力に対する比水生成量の解析を可能にした。モデル解析および試験結果から、電力変換装置周波数とバルブ開度の協調制御を行うことにより、水生成効率が部分負荷時の方が高くなる範囲が存在することを示した。さらに第五章において二自由度制御を用いて各消費電力指令値に対し制約条件下での最大水生成量を実現する制御法を提案した。

送水システムに関しては、まず小規模ポンプ 1 台のシステムにおいてモデルにより効率を解析した。解析結果および試験結果は、部分負荷運転によって定格運転時より送水効率が上昇する範囲があることを示した。次に多数台ポンプシステムに関する解析によって、流量制御弁を用いる既存のシステムを可変速制御運転することで、大幅な送水効率向上の余地があることを示した。さらに送水効率の下限を横軸に、消費電力可制御幅の上限と下限を縦軸にとることで、両者のトレードオフを示すマップを提案した。

過渡的な効率影響に関しては、淡水化装置・送水システムともに電力変換装置出力周波数を正弦波状に変化させる正弦波応答試験を行い、正弦波状の指令値変化によってそれぞれ水生成効率・送水効率に低下は見られないことを示した。

劣化への悪影響

特に水力学的な機器である、ポンプ、弁、管路、逆浸透膜に関して、劣化に関する基礎的事項の整理を行った。

逆浸透膜に関しては、各種流量や温度に関して存在する制約制約を満たしながら運転する領域として、先行研究で安全動作領域が提案されている。本研究では淡水化装置の安全動作領域を同定する試験を行い、同領域内で制御した場合の消費電力の可制御幅の同定を行った。さらにそれらを静特性モデルで再現できることも確認した。

送水管路の劣化を考える場合には流体の腐食性に考慮した上で、腐食のない条件下では疲れ限度以下の圧力サージに抑え、腐食性があると考えられる場合にはできるだけ疲労を抑制する動作をさせることが求められる。本研究では圧力サージに上限を設定した場合、圧力サージの持続時間より短時間の消費電力制御の場合にはその変化量を制限する必要がある、より長い消費電力制御では消費電力変化率を制限することが有効であることを示した。

8.2.2 負荷制御者の視点

可制御性

文献や現地調査から、各施設では流量や圧力に関して測定が行われ、規模の大きな施設ではそれらが自動的に制御室に送られ、制御室から制御ができるような通信が行われていることが判明した。これらの通信・制御系に可変速制御に対応した指令を組み込むことで、消費電力制御を行える可能性が示された。

本論文では柔軟な可制御性を確保する手段として、淡水化装置および送水システムの可変速制御による消費電力制御について検討を行った。この方式は、連続的に消費電力を変化できる点から高い可制御性を有していると言える。

応答性

淡水化装置に関しては第五章で、送水ポンプに関しては第七章でそれぞれステップ・ランプ応答試験、正弦波応答試験、PV 出力変動補償試験を行った。

淡水化装置の試験装置でのステップ応答試験では、単純なフィードバック制御系でも時定数 1~2 秒程度で安定し、5 秒以上の時間をかけたランプ応答試験では、指令値にほぼ追従した。次に PV 出力を指令値としての追従特性の検証を行った。消費電力を PI 制御で周波数指令値にフィードバックする簡易な制御法でも、可制御幅内の太陽光発電変動を大幅に削減した。さらに静特性モデルを用いた過渡特性シミュレーション手法を提案した。

送水ポンプのステップおよび高速のランプ応答では、圧力・流量および消費電力が最終的な安定値に達する前に別の値で一定になる現象、二段応答が確認された。本論文では二段応答の原因が圧力サージであることを示し、その大きさを示すジューコフスキーの式を組み込んだ過渡特性モデルで過渡特性を再現できることを示した。正弦波応答試験結果は時定数 2 秒から 20 秒の正弦波指令値変動に対して、平均効率の周波数依存性は見られなかった。さらに高速追従を目的としたデッドビート制御を提案し、その効果を検証した。

ただし、これらの試験装置には劣化を防止のための保護系などは組み込まれておらず、保護系が存在する場合には応答特性はより低下する可能性がある。また、実際の施設では機器の規模がより大きくなるため慣性が増加し、応答特性が低下する可能性があることも考慮する必要がある。

容量適合性

まず第二章でそれぞれの機器容量および単機の大きさに関する調査を行った。淡水化装置は主に中小規模の離島に存在し、各離島系統のピーク負荷の 10%~20%程度を占めている可能性が示された。送水ポンプに関しては、日本全体では上水道用の取水・導水・送水・配水用ポンプの原動機だけで合計 2786MW があり、日本全国の風力発電の総容量に匹敵することが判明した。

次に淡水化装置に関しては第四章で、送水システムに関しては第六章で制約条件を考慮した消費電力の可制御幅の算定を行った。送水システムでは単機のポンプでの検討に加えて、多数台のポンプが並列運転されている例についても検討を行った。結果として、淡水化装置は原水塩分濃度と水温によって、送水ポンプは外部の圧力によって消費電力可制御幅が大きく変化することが判明した。本論文ではそれぞれの静特性モデルを用いて、それらの条件に基づいて可制御幅を計算する手法をそれぞれ提案した。実際に導入されている多数台並列ポンプシステムでの考察からは既設のポンプシステムに大幅な消費電力削減の余地があり、消費電力を適正化すると消費電力可制御幅は元の定格消費電力の 20%前後に低下する可能性が示された。

機会適合性

まず第二章で海水淡水化装置および送水ポンプの機会適合性に関する整理を行った。水の供給側に関しては、海水淡水化装置は海水ないしかん水が元になるので水そのものの供給が停止することはないが、特にかん水の場合塩分濃度や温度によって消費電力の可制御幅が変化する。一方、送水ポンプに関しては河川からの取水の場合には河川の流量によって取水が制限されることを示した。

8.3 離島系統の規模を考慮した淡水化装置と送水ポンプの制御法

本論文の最後に、本論文の成果をふまえて、離島系統の規模を考慮した淡水化装置と送水ポンプの制御法について述べる。離島系統の規模によって、内燃機関発電機の規模や慣性、可制御負荷の構成・台数や応答速度、さらに VRP の構成や平滑化効果など様々な点に変化が生じる。それらの点に関して、規模に依存しない観点から、次に小規模系統の場合と大規模系統の場合のそれぞれに関して若干の考察を行う。

8.3.1 規模に依存しない観点からの考察

まず共通する観点として、常時の動作状態について述べる。効率性の観点からは、淡水化装置と送水ポンプはともに部分負荷運転での効率が高い範囲が存在する。そのため、常時は高効率な部分負荷運転状態にしておき、消費電力指令値に対して、増加と減少両方に対応できるようにしておくことは合理性がある。

一方、貯水量制約を満たすという観点からは、7.5 節の送水量計算制御法で提案したように、貯水量制約を満たすのに適切な消費電力を基準として、VRP 出力変動に合わせて消費電力を制御することが制御可能な運転時間をのばす上では重要になる。この点は、機器保有者と負荷制御者双方の条件や希望に基づいて、適切な動作方法が設定されるべきであろう。本研究の検討した可制御幅や効率の定量的なモデルや貯水量制約の検討は、そうした議論に資するものである。

8.3.2 小規模離島系統についての考察

図 8.2 に小規模離島系統での各対象の容量および応答性の比較を図示したものを示す。図の横軸が各対象の変動ないし電力調整の特徴的なランプ時間、各線の太さがその速度での kW 容量を示す。小規模離島系統の場合、系統の慣性定数も小さく、平滑化効果も文字通り働かないため、時定数数秒から数十秒の短い周期の変動も含め補償することが求められる。第一章で考察したように、特に WT 施設の場合には単一の再エネ施設で系統の負荷に匹敵する可能性がある。PV の場合も WT の場合も、高速なランプ変動は数秒のうちに再エネ定格の数 10%程度の変化が想定される。この場合、負荷制御を行う場合にも、負荷機器一台一台の容量も系統比で大きいと、負荷機器そのものの変動が大きければそれが新たな系統擾乱につながりかねないため、高速な制御が求められる。

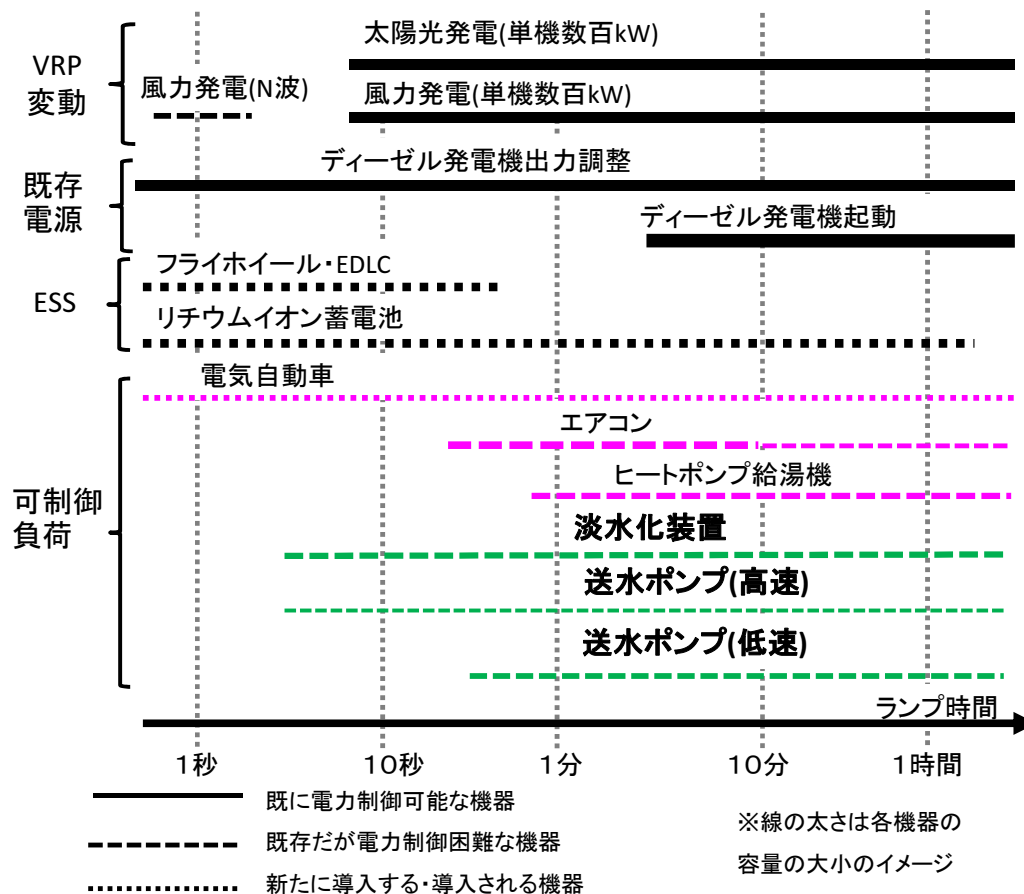


図 8.2: 小規模離島系統での各対象の容量および応答性の比較

淡水化施設のある離島では、淡水化装置が系統ピーク負荷の 10%～20%程度の消費電力であることが推定されている。小規模離島系統は吉原らが波照間島を例に、大規模な WT が導入された系統において系統の内燃機関発電機の調整力を増加させるとともに周波数偏差も検知して海水淡水化施設の消費電力を制御する方式を提案している [125][126]。内燃機関発電機の調整力を確保に貢献することで、内燃機関発電機の起動停止回数の減少にも寄与することが期待される。また、送水システムは高速制御なら数秒で、圧力サージを考慮した低速制御でもせいぜい十数秒程度で動作可能と考えられ、淡水化装置と同様の制御による効果が期待できる。本研究で示された消費電力制御法は、こうした制御を行う際に系統側が事前に淡水化装置の調整力を把握し、かつ効率的な水生成を行いながら淡水化装置の消費電力制御を行うことに寄与すると考えられる。

また小規模系統の場合、系統内の VRP 発電の大きな割合を一施設が占める可能性も少なくない。この場合には、VRP 発電出力そのものを平滑化することも系統安定化に有効と考えられる。この場合 VRP の定格は水道施設より大きいことが考えられるので、その短周期成分のみを VRP で補償することが考えられる¹。

8.3.3 大規模離島についての考察

図 8.3 に、大規模離島系統での各対象の容量および応答性の比較を図示したものを示す。図の横軸が各対象の変動ないし電力調整の特徴的なランプ時間、各線の太さがその速度での kW 容量を示す。大規模離島 (特に 1 万キロワット以上) の系統では、VRP も負荷機器も一定の台数が導入される。したがって、第一章で議論したように PV は限定的ではあるが平滑化効果を期待することができ、概ね時定数数十秒程度までの高速な変動成分はある程度抑制され则认为される。しかし、系統の慣性定数はそれほど大きくないため、系統内の電力変動により、周波数は大規模系統よりは変化しやすい。また WT に関しては台数が数台にとどまるため、平滑化効果は働くが限定的と考えられる。

¹例えば千住らによって提案された、VRP 発電出力の移動平均にその区間の標準偏差を加えたものを指令値とする手法などが適応可能と考えられる [49]。

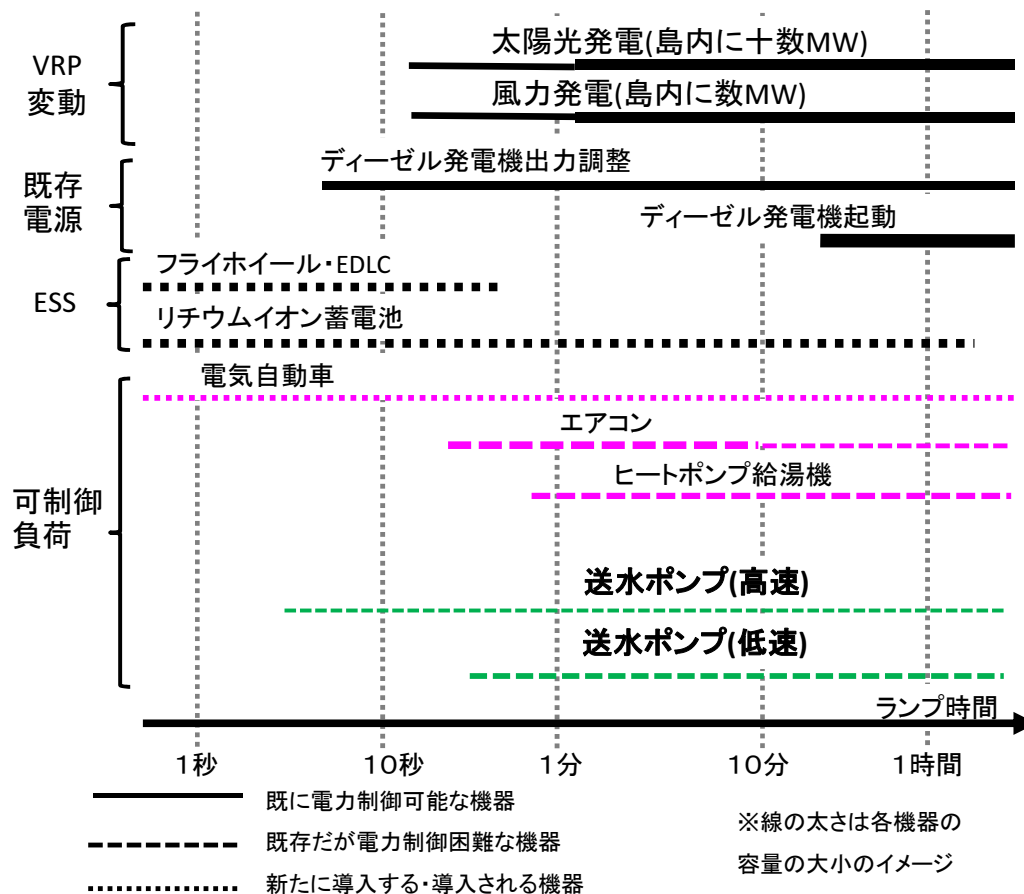


図 8.3: 大規模離島系統での各対象の容量および応答性の比較

こうした大規模離島で淡水化装置があるケースはほとんどないため、送水ポンプの消費電力制御を中心に議論する。こうした離島での特徴的な送水管路長は数から十数 km であり、二段応答を発生させない範囲では数十程度と考えられる。さらに圧力サージが問題にならない程度の小幅の消費電力制御であれば、より高速に行うことが可能である。したがって、送水ポンプは VRP の平滑化効果が働きにくい範囲について有効な対策手段となりうる。

大規模系統においては VRP は多数台存在するため、消費電力制御は個々の VRP 出力を平準化するよりも系統全体の情報に基づいて制御する方が有効であると考えられる。一つの方法は、系統の周波数変動に基づいて消費電力制御を行う方法であり、既に蓄電池や他の可制御負荷の制御法として多くの研究例がある。もう一つの方法は小規模離島の際に提案した手法と同様に、系統の内燃機関発電機の総発電量の変化や、発電機の調整幅に基づいて、内燃機関発電機の調整力を高めるよう制御することである。

大規模離島でも系統運用者から指令値が得られず、かつ個別の VRP に短周期も含めた変動補償が要請されている場合には、蓄電池の代替として小規模離島同様に数秒の変動も含めて補償するような制御の可能性もある。この場合圧力サージの大きさに上限がある場合には、送水ポンプの圧力サージと大規模離島全体の平滑化効果を考慮して、適切な分担を考慮することが重要となる。

8.4 おわりに

本論文では、離島系統で VRP の大幅な導入を進める上で電力需給バランス問題が喫緊の課題になるもとで、その対策として水道用負荷の消費電力制御が大きな可能性を持つことを示した。水道事業の経年劣化による設備更新が施設で求められる中で、設備の更新時は大幅な消費電力の削減と共に、消費電力制御機能を持たせる良い機会である。その際には、消費電力制御の指令が系統運用者から何らかの形で提供されることが望ましい。その指令は直接的な要請や価格シグナルなど様々な形が考えられる。水道事業は動力費が占める割合が高いので、消費電力制御が動力費の削減につながるような仕組みができれば、水道事業者はより消費電力制御を積極的に進めやすいと考えられる。

本研究の提案したモデルによる消費電力の可制御幅および水生成効率・送水効率の算定法は、こうした導入時の試算を行う上での有力な手段になりうる。また、送水ポンプの圧力サージの評価法と消費電力変化率の関係に関する考察は、圧力サージを抑制しながら送水ポンプの消費電力制御がどの程度高速に行えるかを考える上での、一つの指標を与えるものである。さらに、多数台の送水ポンプの接続されたモデルに対する研究は本論文では1台のポンプのみを可変速制御にした場合を扱ったが、今後複数台の送水ポンプを可変速制御する研究も求められる。その際には、逆流を防ぐための各ポンプの圧力協調制御、そしてポンプ間の送水量の分担による送水効率の向上法などが重要な課題になる。本研究が水道事業の消費電力制御を実用化へと道を開く一助になることを切に祈念する。

参考文献

- [1] Global Wind Energy Council: “Global Wind Statistics 2013” (2014-2)
- [2] European Photovoltaic Industry Association: “Market Outlook 2013” (2014-3)
- [3] 安田陽・近藤潤次: 「再生可能エネルギー大量導入のための日本の系統柔軟性評価」新エネルギー・環境、メタボリズム社会・環境システム合同研究会、FTE-13-059・MES-13-015, pp.79-84 (2013-11)
- [4] International Energy Agency: “Renewables Information 2014” (2014)
- [5] Danish energy agency: “The Danish Climate Policy Plan -Towards a low carbon society-” (2013-8)
- [6] <http://www.un.org/climatechange/summit/> 2014 年 12 月 9 日確認
- [7] International Panel on Climate Change, “Climate Change 2014 Impacts, Adaptation, and Vulnerability”, Contribution of Working Group II to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2014
- [8] 文部科学省、気象庁、環境省: 「気候変動の観測・予測及び影響評価等号レポート『日本の気候変動とその影響』(2012 年度版)」(2013-3)
- [9] 明日香壽川他: 『地球温暖化懐疑論批判』, IR3S/TIGS 叢書 No.1 (2009)
- [10] International Panel on Climate Change, “Summary for Policymakers, In: Climate Change 2014, Mitigation of Climate Change”, Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, 2014
- [11] IPCC Working Group III, “Special Report on Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation”, 2011
- [12] Bernard Chabot, “Some Conclusions From the Recent Evolution of the German Solar PV Market and PV FITs”, http://www.solarserver.com/fileadmin/user_upload/downloads/bernard-charbot_analysis.pdf より 2014 年 11 月 6 日にダウンロード、2013
- [13] Renewable Energy Policy Network for the 21st Century: “Renewables 2014 Global Status Report” (2014)
- [14] 固定価格買取制度情報公開用ウェブサイト「平成 26 年 8 月末時点での状況 (平成 26 年 11 月 21 日更新)」
http://www.fit.go.jp/statistics/public_sp.html (2014 年 12 月 22 日に確認)
- [15] NEDO ホームページ「日本における風力発電導入量の推移のグラフ」
<http://www.nedo.go.jp/library/fuuryoku/state/1-01.html> (2014-3)
- [16] (独) 新エネルギー・産業技術総合開発機構・委託先 財団法人 エネルギー総合工学研究所: 「離島等独立系統における新エネルギー活用型電力供給システム安定化対策実用化可能性調査報告書」, 2006 紙を確認する
- [17] 国土交通省国土政策局離島振興課: 「離島の現状」 (2014-10)
- [18] 沖縄電力『沖縄統計のあらまし』、沖縄電力 (2014)
- [19] 馬場旬平・吉原徹・今中政輝・恩田祐輔・横山明彦・國場裕介・比嘉直人・安里貞夫: 「小規模離島系統における海水淡水化装置を利用した系統安定化の検討」, 電力系統技術研究会, PSE-11-022, pp.25-30(2011-3)

- [20] 山下光司、坂本織江、北内義弘、七原俊也、井上俊雄、塩浜智洋、福田仁：「小規模離島への風力発電導入時の系統周波数安定化方式の開発」、電気学会論文誌 B、Vol.131、No.5、pp.437-446、2011-5
- [21] 沖縄電力平成 26 年 4 月 28 日プレスリリース：「宮古第二発電所 5 号機の営業運転開始について」(2014-4)
- [22] 沖縄電力，“宮古島における再生可能エネルギー発電設備の連系に関する説明会”、宮古島における再生可能エネルギー発電設備の連系に関する説明会資料、http://www.okiden.co.jp/shared/pdf/whats_new/2014/140515_03.pdf(2014 年 11 月 6 日に確認) (2014-5)
- [23] 七原俊也：「風力発電の系統影響対策技術の開発動向」、電気学会電力・エネルギー部門誌，Vol. 129，No. 5，pp.568-571 (2009-5)
- [24] 七原俊也：「太陽光発電の出力変動の平滑化効果 - 全天日射強度のスペクトル解析 - 」、電力中央研究所研究報告、R05014 (2006-6)
- [25] 資源エネルギー庁 2013 年 12 月 3 日付プレスリリース別紙：「沖縄本島における太陽光発電の接続についての対応」(2013-12)
- [26] 小島武彦、福屋善文：「離島向けマイクログリッドシステム」、富士時報，Vol. 84，No. 3，pp.188-193 (2011)
- [27] IRENA, “Electricity Storage and Renewables for Island Power -A Guide for Decision Makers-”, 2012-5
- [28] 周卓敏・前田哲彦・石田政義：「離島用再生可能エネルギー電源システムの容量計画と経済性評価」、電気学会電力・エネルギー部門誌，Vol. 133，No. 1，pp.19-25 (2013-1)
- [29] 江川光，馬場旬平，吉原徹，今中政輝，恩田祐輔，進士誉夫，辻田伸介：「電力変動補償時の発電効率向上を目指した発電用内燃機関の運用方法に関する基礎検討」平成 23 年電気学会電力エネルギー部門大会、No.48、福井、2011 年 8 月
- [30] Kristin Dietrich, Jesus M. Latorre, Luis Olmos and Andres Ramos: “Demand Response in an Isolated System With High Wind Integration”, IEEE transactions on power systems, Vol. 27, No. 1, pp.20-29 (2012)
- [31] 太田豊：「電力システムと電気自動車の協調」、電気学会電力・エネルギー部門誌，Vol. 133，No. 6，pp.497-500 (2013-6)
- [32] 雪田和人：「マイクログリッドにおける次世代自動車の充電制御手法」、電気学会電力・エネルギー部門誌，Vol. 133，No. 6，pp.501-504 (2013-6)
- [33] Yutaka Ota, Haruhito Taniguchi, Jumpei Baba and Akihiko Yokoyama: “Implementation of autonomous distributed V2G to electric vehicle and DC charging system”, Electric Power Systems Research, , Available online 13 June 2014
- [34] 太田豊、谷口治人、中島達人、Kithsiri M. Liyanage、馬場旬平、横山明彦：「ユビキタスパワーネットワークにおけるスマートストレージの提案 電気自動車の自律分散型 Vehicle-to-Grid 」、電気学会電力・エネルギー部門誌，Vol. 130，No. 11，pp.989-994 (2010-11)
- [35] Y. Ota, H. Taniguchi, H. Suzuki, T. Nakajima, J.baba and A. Yokoyama: “Implementation of Grid-Friendly Charging Scheme to Electric Vehicle Off-board Charger for V2G”, ISGT Europe, pp.1-6, Berlin, Germany(2012-10)
- [36] 「電気自動車等保有台数統計 (推定値)」次世代自動車振興センター HP より引用 (2014 年 11 月 2 日確認) <http://www.cev-pc.or.jp/tokei/hanbai.html>
- [37] 奥谷和也・萩原裕人・河内駿介・馬場旬平：「可制御負荷として用いたヒートポンプ給湯機の消費電力と生成熱量の動特性のモデル化」，平成 24 年電気学会全国大会，6-198 (2012-3)

- [38] 奥谷和也・河内駿介・馬場旬平：「家庭用ヒートポンプ給湯機を可制御負荷として利用した際の利用可能熱量に関する基礎検討」，平成 26 年電気学会 B 部門大会、No.304 (2014-9)
- [39] A. L. M. Mufaris and J. Baba: “Scheduled Operation of Heat Pump Water Heater for Voltage Control in Distribution System with Large Penetration of PV systems”, 2013 IEEE Green Technologies Conference, pp.85-92, Denver, U.S.A. (2013-4)
- [40] Y. Kinjyo, M. D. Palmer, A. Yona and T. Senjyu: “Autonomous Power System Control by Decentralized Controllable Loads”, Power Electronics and Drive Systems, 2013 IEEE 10th International Conference on, pp.881-886, Kitakyushu, Japan(2013-4)
- [41] 益田泰輔・井上孝弘・横山明彦：「負荷周波数制御と経済負荷配分制御のための多数台のヒートポンプ給湯器の運転計画作成手法」，電気学会電力・エネルギー部門論文誌，vol.133，No.4，pp.302-312(2013-4)
- [42] 「家庭用ヒートポンプ給湯機の出荷台数」日本冷凍空調工業会の HP より計算 (2014 年 11 月 2 日確認)
http://www.jraia.or.jp/download/excel/shipments_products.xls
- [43] 総務省統計局：「平成 21 年全国消費実態調査 主要耐久消費財に関する結果の概要」(2010-7)
<http://www.stat.go.jp/data/zensho/2009/taikyu/pdf/gaiyo.pdf> (2014 年 12 月 23 日確認)
- [44] 総務省統計局：『日本の統計 2014』第二章 人口・世帯 <http://www.stat.go.jp/data/nihon/pdf/n0200000.pdf>
(2014 年 12 月 23 日確認)
- [45] 河内駿介・萩原裕人・馬場旬平・古川慧・下田英介・沼田茂生：「空調用ヒートポンプを用いた短周期電力変動補償に関する実機検討」，電学論 B，Vol.132，No.1，pp.77-85(2012-1)
- [46] 島田夏樹・今中政輝・馬場旬平・島袋正則・神里良太・上江洲友麻：「消費電力制御可能な小規模事業用空調機の簡易モデル作成と電力変動補償効果の基礎検討」，平成 26 年電気学会 B 部門大会、No.315 (2014-9)
- [47] 河内駿介・馬場旬平・古川慧・下田英介：「業務用空調機消費電力制御による短周期電力変動補償のマイクログリッドにおける実証試験」，電気学会電力・エネルギー部門論文誌，vol.133，No.4，pp.358-365(2013-4)
- [48] 千住智信・徳留元樹・與那篤史・舟橋俊久：「小規模系統に分散配置された可制御負荷による系統周波数制御法」，電学論 B，vol.129，No.9，pp.1074-1080(2009-9)
- [49] 千住智信・林大輔・坂元良成・浦崎直光・船橋俊久：「離島を想定した小規模電力システムにおける自然エネルギー発電設備の発電電力平滑化」，電学論 B，vol.125，No.12，pp.1209-1215 (2005-12)
- [50] Soteris A. Kalogirou, “Seawater desalination using renewable energy sources”, Progress in Energy and Combustion Science, vol.31, pp. 242-281, 2005
- [51] “Renewable Energy Desalination -An Emerging Solution to Close the Water Gap in the Middle East and North Africa”, The world bank MENA development report, 2012
- [52] 国土交通省水管理国土保全局資源部編：「日本の水資源 - 安全・安心な水のために <平成 25 年度版>」(2013-8)
- [53] : Michael Papapetrou, Marcel Wiegand and Charlotte Biercamp: “Roadmap for the development of desalination powered by renewable energy”, Promotion of Renewable energy for water production through desalination (2010)
- [54] A. Acakpovi, F. F. Xavier and R. A.-Baffour, “Analytical Method of Sizing Photovoltaic Water Pumping System,” in Proc. 2012 IEEE ICAST international conference, Kumasi, Ghana, pp.65-69
- [55] D. Patel and Z. Salameh: “PV powered water well in Rajasthan- India,” in Proc. 2012 IEEE ICIT International Conference, Athens, Greece, pp.688-692
- [56] Akshaya solar Power <http://www.akshayasolarpower.com/solar-water-pumping-system.htm> 2014 年 12 月 15 日確認

- [57] F. L. Burton and EPRI 's community environmental center, "Water and Wastewater Industries: Characteristics and Energy Management Opportunities," EPRI 's community environmental center Report, CR-106941, Sep. 1996
- [58] L. W. House, "Water Supply Related Electricity Demand in California," Demand Response Research Center Collaborative Report, LBNL-62041, Dec., 2006
- [59] G. Marks and E. Wilcox, "Opportunities for Demand Response in California Agricultural Irrigation: A Scoping Study," CA: Lawrence. Berkeley National Laboratory, LBNL-6108E, Berkeley, U.S.A., 2013
- [60] 高梨智義:「可変速揚水発電システムの原理と効果」, 電気学会電力・エネルギー部門論文誌, vol.115, No.5, pp.447-450 (1995-5)
- [61] 河内駿介「空調機器を可制御負荷として用いた短周期電力変動補償システムの設計手法及び実証検討」, 学位請求論文 (2013-12)
- [62] 川北和徳・飯嶋宣雄・北澤弘美・船井洋文・松田奉康・本山智啓:『上水道工学 第四版』、森北出版株式会社、2005-9
- [63] 国土交通省水管理・国土保全局水資源部編:「平成 26 年度版日本の水資源 幅を持った水システムの構築 < 次世代水政策の方向性 > 」 (2014-8)
- [64] 日本水道協会:『水道統計「平成 23 年度」』「03-01 給水状況-取水量・浄水量・給水量」より計算 (2012)
- [65] 沖縄県「沖縄県長期水需給計画」(2010-2)
- [66] 日本水道協会水道統計編纂専門委員会:「水道統計の経年分析(平成 24 年度)」、水道協会雑誌、Vol. 83、No. 8、pp.45-83 (2014-8)
- [67] 日本水道協会:『水道統計要覧(平成 23 年度)』(2012)
- [68] 国家戦略室第三回需給検証委員会配布資料 1-6「電気料金の生産額に占める割合」
<http://www.cas.go.jp/jp/seisaku/npu/policy09/pdf/20120502/shiryo1-6.pdf> (2014 年 12 月 22 日確認)
- [69] 電気事業連合会:「電力統計情報:発電電力量 総合計」, 電気事業連合会ホームページ
<http://www5.fepc.or.jp/tok-bin/kensaku.cgi> (2014-12-19 確認)
- [70] 日本水道協会:『水道統計「平成 23 年度」』「02-04 施設の概要-諸設備」より計算 (2012)
- [71] Noredidine Ghaffour, Jochen Bundschuh, Hacene Mahmoudi and Mattheus F. A. Goosen, "Renewable energy-driven desalination technologies: A comprehensive review on challenges and potential applications of integrated systems", Desalination, Vol. 356, pp. 94-114 (2015-1)
- [72] Sabine Lattemann, Maria D. Kennedy, Jan C. Schippers and Gary Amy: "Chapter 2 Global Desalination Situation", Sustainability Science and Engineering, Vol.2, pp.7-39 (2010)
- [73] 山下光司・坂本織江・北内義弘・七原俊也・井上俊雄・塩浜智洋・福田仁:「小規模離島への風力発電導入時の系統周波数安定化方式の開発」, 電学論 B, Vol.131, No.5, pp.437-446(2011-5)
- [74] 神谷大介:「沖縄の島嶼における地域環境と水需要構造の変化に関する分析」, 日本地域学会第 44 回年次大会学術発表論文集 (2007)
- [75] 宮古島市上下水道部:『平成 24 年度 水道事業統計年報』(2013 - 12)
- [76] 宮古島市ホームページから <http://www.city.miyakojima.lg.jp/> (2014 年 12 月 30 日確認)
- [77] 日本水道協会:『水道統計「平成 23 年度」』「05-02 財務状況-電力使用量」より計算 (2012)
- [78] 日本水道協会:『水道統計「平成 23 年度」』「06-04 財務状況-費用構成」より計算 (2012)

- [79] 池森亀鶴、黒瀬元雄、越智光昭：『改訂 水力学』、標準機械工学講座 8、コロナ社 (1987-5)
- [80] 井上雅弘・鎌田好久：『流体機械の基礎』、機械系大学講義シリーズ 15、コロナ社 (1989-11)
- [81] カムテック株式会社 HP <http://www.kamtec.jp/plungerpump/top/top.html>
- [82] goo 辞書 国語 <http://dictionary.goo.ne.jp/leaf/jn2/18901/m0u/picture/0/>
- [83] 横山重吉・六角康久：『改訂 流体機械』、新編機械工学講座 18、コロナ社 (1994-4)
- [84] 坂東修：『Excel で解く配管とポンプの流れ』、オーム社 (2011-2)
- [85] 宇土顕彦：「2 次圧固定要素を含む管網計算のためのデータ構造とアルゴリズム」、水道協会雑誌、Vol. 83、No. 12、pp.14-24 (2014-12)
- [86] 岡田旻、高橋賢三：『配管設計の諸問題と対策』、工学図書株式会社 (1979-9)
- [87] 竹谷是幸、八本輝：「インバータと高調波 (3) 空調・衛生分野におけるインバータ利用機器とその応用」、空気調和・衛生工学会誌、pp.109-115 (2001-2)
- [88] Baltasar Peñate, Lourdes GarciaRodriguez: “Current trends and future prospects in the design of seawater reverse osmosis desalination technology”, Desalination, Vol. 284, pp.1-8 (2012)
- [89] 木村尚史、中尾真一：「分離の技術ー膜分離を中心としてー」、大日本図書、1997
- [90] 浄水膜編集委員会：「浄水膜」、技報堂出版、2003
- [91] 中尾真一：「よくわかる分離膜の基礎」、工業調査会 (2009)
- [92] M. Jarzyńska, M. Pietruszka: “Derivation of Practical Kedem-Katchalsky Equations for Membrane Substance Transport”, Concepts of Physics, Vol.V, No.3, 2008
- [93] 藤原雅俊、青島矢一、三木朋乃：「東レ株式会社 ポリアミド複合逆浸透膜および逆浸透膜システムの開発」、一橋大学 GCOE プログラム、2010
- [94] http://chemeng.on.coocan.jp/memb/m_mb5.html
- [95] 中尾真一、渡辺義公：「膜を用いた水処理技術」、シーエムシー出版、2010
- [96] E. R. Lising and R. Alward, “Unsteady state operation of a reverse osmosis desalination unit”, Desalination, Vol. 11, pp.261-268, 1972
- [97] Catherine Charcosset: “A review of membrane processes and renewable energies for desalination”, Desalination, Vol. 245, pp.214-231 (2009)
- [98] J.A. Carta, J. González and V. Subiela: “Operational analysis of an innovative wind powered reverse osmosis system installed in the Canary Islands”, Solar Energy, Vol.75, Issue 2, pp.153-168(2003-8)
- [99] M. Macros, “Small-scale wind-powered seawater desalination without batterie”, Ph.D. dissertation, Univ. of Loughborough, Loughborough, United Kingdom, 2003
- [100] Macros S. Miranda and David Infield: “A wind-powered seawater reverse-osmosis system without batteries”, Desalination, Vol. 153, pp.9-16 (2002)
- [101] M. TURKI, A. BEN RHOUMA and J. BELHADJ: “Experimental characterization of a Reverse Osmosis desalination process fed by hybrid power source”, 2009 6th International Multi-Conference on Systems, Signals and Devices, pp.1-6, Djerba, Tunisia(2009-3)
- [102] M. Turki, J. Belhadj and X. Roboam: “Control strategy of an autonomous desalination unit fed by PV-Wind hybrid system without battery storage”, J. Electrical Systems Vol. 4, No. 2, pp.1-12 (2008)

- [103] Ines Ben Ali, Behdi Turki, Jamel Belhadj and Xavier Roboam: “Energy Management of a Reverse Osmosis Desalination Process Powered by Renewable Energy Sources”, Electrotechnical Conference (MELECON), 2012 16th IEEE Mediterranean, pp.800-805, Yasmine Hammamet, Tunisia (2012-3)
- [104] P. Feron: “The Use of Windpower in Autonomous Reverse Osmosis Seawater Desalination”, Wind Engineering, Vol.9, No.3 (1985)
- [105] Bryce S. Richards, Gavin L. Park, Thomas Pietzsch and Andrea I. Schafer: “Renewable energy powered membrane technology: Safe operating window of a brackish water desalination system”, Journal of Membrane Science, Vol. 468, pp. 400-409, 2014
- [106] Gavin L. Park, Andrea I. Schafer and Bryce S. Richards: “Renewable energy powered membrane technology: The effect of wind speed fluctuations on the performance of a wind-powered membrane system for brackish water desalination”, Journal of Membrane Science, Vol. 370, pp. 34-44, 2011
- [107] A. Gambier and A. Krasnik: “Dynamic Modeling of a Simple Reverse Osmosis Desalination Plant for Advanced Control Purposes”, Proceedings of the 2007 American Control Conference, FrA19.3, New York City, USA(2007-7)
- [108] Habib Cherif and Jamel Belhadj: “Large-scale time evaluation for energy estimation of stand-alone hybrid photovoltaic-wind system feeding a reverse osmosis desalination unit”, Energy, Vol. 36, pp.6058-6067 (2011-9)
- [109] 下田英介, 沼田茂生, 馬場旬平, 仁田旦三, 正田英介: 「マイクログリッドにおける負荷変動解析と電源周波数特性評価を用いた複数分散型電源の制御戦略と設備容量設計法」, 電気学会論文誌 B(電力・エネルギー部門誌), Vol. 129, No. 12, pp.1553-1559 (2009-12)
- [110] 手操亮裕, 河内駿介, 馬場旬平, 下田英介, 杉本貴之: 「エネルギー貯蔵装置で生じる電力損失を考慮した短周期電力変動補償システムの電力変動分担及び容量設計の検討」, 電気学会論文誌 B(電力・エネルギー部門誌), Vol. 134, No. 1, pp.57-63 (2014-1)
- [111] Jim Home et al. “Ensuring a Sustainable Future: An Energy Management Guidebook for Wastewater and Water Utilities”, The office of wastewater management at the U.S. Environmental Protection Agency (2008-1)
- [112] Burt Charles M. and Daniel J. Howes: “CEC Agricultural Peak Load Reduction Program - Final Report”, Irrigation Training and Research Center (2005)
- [113] Pérez Urrestarazu, L. and Burt, C. M.: “Characterization of Pumps for Irrigation in Central California: Potential Energy Savings”, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, Vol.138, No. 9, pp.815-822 (2012-9)
- [114] 足立信吾, 河原林雅, 高橋信補, 田所秀之: 「配水ポンプ施設のエネルギー特性のモデル化と水運用計画立案での活用」, 水道協会雑誌, Vol. 82, No. 6, pp.3-12 (2013-6)
- [115] 高橋信補, 足立進吾, 藤井健司: 「水運用と需要調整を併用した水道送配水システムの電力平滑化に関する一考察」, 電気学会論文誌 C, Vol. 134, No. 7, pp.956-963 (2014-7)
- [116] Sang-Hyuk Kim, Sang-Jin Oh, Il-Yop Chung, Hak-Ju Lee and Woo-Kyu Chae: “Voltage and Frequency Control Methods for Stand-alone Microgrids with Battery Storage Systems and Diesel Generators”, The 20th International Conference on Electrical Engineering, PSMSAP-1283, Jeju, Korea (2014-6)
- [117] Hideki Sasamoto, Masaki Imanaka, Jumpei Baba, Naoto Higa, Masanori Shimabuku and Ryota Kamizato, “Fundamental Study on Stabilization of Isolated Island Power System by Use of Pump System”, IEEE PES Smart Grid Technologies Conference Europe, 0074, Lyngby, Denmark, Oct., 2013

- [118] 佐々本英紀 修士論文 ; 「送水システムを用いた離島系統安定化手法の検討～小型ポンプシステムのモデル化および運用法の検討～」 (2014-1)
- [119] 沖縄県企業局 : 『企業局便覧 13』 (2013-3)
- [120] William Atkinson: “Balance of Power: Water Utilities Find Ways to Reduce Energy Costs through Demand Response”, Waterworld, <http://www.waterworld.com/articles/print/volume-29/issue-10/editorial-features/balance-of-power-water-utilities-find-ways-to-reduce-energy-costs-through-demand-response.html>
- [121] 笠原英司 : 『例題演習 水力学 (増補改訂版)』 , 産業図書 (1980)
- [122] R. Kamizato, Y. Kuniba, M. Shimabuku, N. Higa, H. Sasamoto, M. Imanaka and J. Baba, “Demonstrative Study on PV Output Fluctuation Control Technology by Water Pumping Operation Control”, CIGRE C6 Colloquium, Yokohama, Japan, 2013
- [123] 佐々本英紀・島田夏樹・今中政輝・馬場旬平・比嘉直人・島袋正則・神里良太 : 「送水システムを用いた離島系統安定化手法の検討～1機のポンプを用いたPV電力変動抑制試験結果～」、平成26年電気学会全国大会、6-197、松山 (2014-3)
- [124] Hideki Sasamoto, Masaki Imanaka, Jumpei Baba, Naoto Higa, Masanori Shimabuku and Ryota Kamizato, “ Fundamental Study on Stabilization of Isolated Island Power System by Use of Pump System, ”IEEE PES Smart Grid Technologies Conference Europe, 0074, Lyngby, Denmark, Oct., 2013
- [125] T. Yoshihara, A. Yokoyama, M. Imanaka, Y. Onda, J. Baba, Y. Kuniba, N. Higa and S. Asato: “ A New method for Securing Regulating Capacity for Load Frequency Control Using Seawater Desalination Plant in Small Island Power System”, POWERCON, pp.1-6, Hangzhou, China(2010-10)
- [126] 吉原 徹, 横山 明彦, 今中 政輝, 恩田 祐輔, 馬場 旬平, 國場 裕介, 比嘉 直人, 安里 貞夫: 「小規模離島系統における海水淡水化装置を用いた需給調整容量拡大手法」電気学会論文誌B (電力・エネルギー部門誌) Vol. 132, No.1, pp.109-117, 2012-1

発表文献

査読付学術誌論文

1. Masaki Imanaka, Yusuke Onda, Jumpei Baba, Toru Yoshihara and Akihiko Yokoyama: “ Feasibility Study on Compensation of Power Fluctuation Caused by Renewable Energy Source Using Desalination System in Island Power System ”, Journal of International Council on Electrical Engineering, Vol.1, No.3, pp.345-351, 2011
2. Masaki Imanaka, Hideki Sasamoto, Jumpei Baba, Naoto Higa, Masanori Shimabuku, and Ryota Kamizato: “ Compensation for Photovoltaic Generation Fluctuation by Use of Pump System with Consideration for Water Demand ”, Journal of Electrical Engineering and Technology (in press) (Chapter.7, Section 3 of this thesis)
3. 今中政輝・馬場旬平・國場裕介・比嘉直人:「海水淡水化装置の再生可能エネルギー出力変動補償能力の検討」: 電気学会電力・エネルギー部門誌, Vol. 135, No. 5 (in press) (本論文の第四章、第五章に使用)

査読付国際会議論文

1. Masaki Imanaka, Yusuke Onda, Toru Yoshihara, Jumpei Baba and Akihiko Yokoyama: ”Feasibility Study on Compensation of Power Fluctuation Caused by Renewable Energy Source Using Desalination System in Island Power System”, 16th International Council of Electrical Engineering, RE-06, Busan, Korea, July, 2010
2. Masaki Imanaka, Hideki Sasamoto, Jumpei Baba, Naoto Higa, Masanori Shimabuku, and Ryota Kamizato: “ Compensation for Photovoltaic Generation fluctuation by Use of Pump System with Consideration for Water Demand ”, 20th International Council of Electrical Engineering, F20140221-1667, Jeju, Korea, Aug., 2014
この論文により Best Paper Award of International Conference of Electrical Engineering 2014 を受賞
3. Masaki Imanaka, Jumpei Baba, Masanori Shimabuku, Chihiro Tobaru and Yuma Uezu: “ A Simple Control Method of Waterworks Pump Power Consumption for Demand Response, ISGT USA (in press) (2015-2)

その他の学会等発表

1. 今中政輝, 菊池卓郎, 河内駿介, 馬場旬平:「エネルギー貯蔵装置による周波数変動抑制制御手法の比較検討」, 平成 21 年電気学会全国大会、6-301、北海道、2009 年 3 月
2. 今中政輝・恩田祐輔・吉原徹・馬場旬平・國場裕介・比嘉直人・安里貞夫:「海水淡水化装置消費電力制御における生成水導電率の測定と簡易モデルとの比較」, 電力技術/電力系統技術/半導体電力変換合同研究会、PSE-11-046、沖縄、2011 年 3 月
3. 今中政輝・恩田祐輔・馬場旬平・國場裕介・比嘉直人・安里貞夫:「系統安定化に向けた海水淡水化装置の消費電力制御と効率的な水生成の両立のための基礎解析」, 平成 24 年電気学会全国大会、6-225、広島、2012 年 3 月

4. 今中政輝・佐々本英紀・馬場旬平・比嘉直人・島袋正則・神里良太:「離島系統安定化に向けた送水システム消費電力制御の準定常状態での特性試験結果」、平成 25 年電気学会全国大会、6-268、名古屋、2013 年 3 月
5. 今中政輝・馬場旬平・國場裕介・比嘉直人:「離島系統安定化制御のための海水淡水化装置の消費電力フィードバック制御基礎特性試験結果」、平成 25 年度電気学会電力エネルギー部門大会、P12、新潟、2013 年 8 月
6. 今中政輝・馬場旬平・國場裕介・比嘉直人:「海水淡水化装置の消費電力制御による太陽光発電出力変動抑制効果の検証」、電気学会電力技術電力系統技術合同研究会、PSE-13-072、福岡、2013 年 9 月
この論文により平成 25 年電気学会優秀論文発表賞 A 賞受賞
7. 今中政輝・馬場旬平・國場裕介・比嘉直人:「可制御負荷としての海水淡水化装置の消費電力モデルの改良」、平成 26 年電気学会全国大会、6-183、松山、2014 年 3 月
8. 今中政輝・馬場旬平・國場裕介・比嘉直人:「海水淡水化装置による再生可能エネルギー電源の変動抑制と効率的水生成の両立に向けた基礎検討」、新エネルギー・環境/高電圧合同研究会、大阪、2014 年 6 月
9. 今中政輝・馬場旬平・國場裕介・比嘉直人:「離島系統安定化制御のための海水淡水化装置の消費電力制御法」、平成 26 年電気学会電力エネルギー部門大会、大阪、2014 年 9 月
10. 今中政輝・島田夏樹・竹内悠・馬場旬平・島袋正則・桃原千尋・上江洲友麻:「離島系統における送水ポンプ消費電力制御による再生可能エネルギー電源短周期変動補償」、電気学会電力技術/電力系統技術/半導体電力変換合同研究会、2014 年 2 月に発表予定

謝辞

指導教員である馬場旬平准教授には、7年間にわたり手厚いご指導をいただきました。馬場先生は大変ご多忙な中でも、私たち学生の質問には最優先で対応して下さり、理論にもとづいた具体的な視座やアイデアを提案していただきました。また、度々壁にぶつかり悩む私を、研究面のみならず生活面も含めて見守り、常にあたたかい声をかけていただきました。大学教員を志す私にとって、馬場先生は将来のロールモデルであり、その姿勢と行動から様々なことを学ばせていただきました。

谷口治人特任教授には、ミーティングの際にいつも鋭いご助言をいただき、多くの考える材料をいただきました。また、学生一人ひとりに真摯に向き合われる指導の姿勢は、今でも目に焼き付いているシーンが少なくありません。

横山明彦教授には電力系統に関わる多くの知見をいただくとともに、淡水化装置や送水システムのプロジェクトを進める上でも貴重なご助言を多数いただきました。

太田豊特任研究員には、海外や他大学の可制御負荷の研究動向から、私の研究に多くの助言をいただきました。特に他者の研究を評価する際に、前向きな面や可能性を指摘される姿勢を学びました。

仁田旦三名誉教授には、淡水化装置の研究とともに、研究とは、電力系統とはどうあるべきかといった大きな視座から考えさせられる問いを数多くいただきました。

大崎博之教授、荻本和彦特任教授には博士論文の予備審査および本審査において貴重なご指摘を数多く賜りました。この場をお借りして心より御礼申し上げます。

秘書の玉岡徳子氏には、出張など様々な事務処理を円滑に進めていただくとともに、日常生活において様々なあたたかい言葉をかけていただき、私生活の様々な面に至るまで助言をいただき、支えていただきました。

恩田祐輔氏、佐々本英紀氏、吉原徹氏、島田夏樹氏には、本研究の共同研究者として数えきれないお力添えをいただきました。恩田祐輔氏は機械工学に明るく、淡水化装置のモデル化において電動機やポンプの動力部分の基本的な解析モデル作りに大きな貢献をされました。佐々本英紀氏は特に送水ポンプの過渡特性の詳細なモデル化をたぐいまれな集中力で緻密に作り上げて下さい。吉原徹氏には強い研究への情熱と着実に成果を出していく姿勢に多くを学ばされました。島田夏樹氏には送水ポンプ試験の助言および淡水化装置の制御バルブ作成で大変お世話になりました。

同期の河内駿介氏には、研究室の運営から私の試験装置の基板作成に至るまで、本当に多岐に渡って相談にのっていただき、ご協力・ご支援いただきました。研究への根気強さと大変な時でもフランクに振る舞える姿勢は、心から尊敬しています。博士課程の小坂忠義氏と特任研究員の奥谷和也氏には、共同研究の主にヒートポンプ給湯機制御で大変お世話になりました。

博士課程で留学生の Mufaris Mohamed 氏及び馬天虎氏には、他国の電力・再生可能エネルギー研究に関する多くの知見を教わりました。英語論文の添削をはじめ、その優れた英語力にもしばしば助けられました。

また、谷口・馬場研究室とともに研究生活を過ごしたメンバーからは、多くのものを学ばされました。修士2年の田崎祐作氏・小野里航平氏・攝待彰久氏・渡邊宏之氏・中水優氏には、様々な悩みの相談にのっていただきました。共に苦労してきた仲間という感覚が強くあります。修士1年の近藤健一氏・島田夏樹氏・溝口隼人氏には、それぞれの視点から新鮮で鋭い質問をいただき、研究に新たな点から検討するきっかけを多くいただきました。学部4年の竹内悠・小出舞氏・内山雄斗氏・内田健志氏は、研究室に新しい風をもたらし、研究とともに生活面も含めて多くのご助言をいただきました。

萩原裕人氏、服部圭佑氏、森昭斗氏、千貫智幸氏、手操亮裕氏、石川幸一郎氏、山本康裕氏・慶本裕史氏・林祐希氏・水野陽二郎氏・山本有途氏・下田英介氏をはじめとする谷口・馬場研究室OBの皆様には、主に淡水化装置の研究で多くの助言をいただくとともに、研究室で様々なことを語らい、議論する仲間として、叱咤激励していただき、支えていただきました。皆様の前向きに、根気強く研究を進めていく姿勢に、私は何度も励まされ、鼓舞されました。

この研究の一部は株式会社沖縄エネテックとの共同研究によって行われました。共同研究でお世話になりまし

た沖縄エネテックの比嘉直人氏、神里良太氏、島袋正則氏、桃原千尋氏、上江洲友麻氏、沖縄電力の國場裕介氏、神里良太氏、小堀電機の兼久泰明氏をはじめとする皆様には、研究を進める上での数々のご助言を賜りました。至らないことが多々あり、ご迷惑をおかけしてばかりでしたが、その都度迅速で丁寧なご対応をいただき、何度も助けられました。心より御礼申し上げます。また、プロジェクトのコーディネートなどで本当にお世話になりました。また、送水ポンプの試験に毎回快くご協力いただきました、宮古島市上下水道部の皆様に、心から感謝申し上げます。

またこの研究の一部は、「スマートエネルギーアイランド基盤構築事業」(エネルギーマネジメントシステムの実証)【再生可能エネルギーの出力変動抑制システムの実証】の一部として行われました。南西地域産業活性化センターの皆様、そして宮古島市の三上暁氏からは沖縄の視点に立脚した貴重なご指摘を多数賜りました。心より御礼申し上げます。

本研究に際しデータのご提供に快くご協力いただき、現地調査にもご同行いただきました沖縄県企業局の大城宏氏、又吉直人氏、安里朋之氏をはじめとする皆様に、心より御礼申し上げます。

この研究の一部は、グローバルCOEおよび卓越した大学院拠点の”セキュアライフ・エレクトロニクス”のリサーチアシスタントとして行いました。また研究遂行にあたっては、東京大学の研究遂行協力費にも大きく支えられました。この場を借りて厚く御礼申し上げます。

ここでは触れきれませんが、私の研究の話を聞き、ご助言を下された全ての皆様に、深く感謝申し上げます。

最後に、研究生生活を支えてくれたパートナー史子と、同居させていただき研究生生活を支えて下さった彼女の御両親・御兄弟、私の妹に、心からの感謝の意を表します。

付録 A: 淡水化装置の試験装置と計測環境の仕様

図 4 で示す淡水化装置の電動器とポンプの仕様を 1 に、電力変換装置 (図 8) の仕様を 2、計器型番一覧を 3 に示す。測定信号はすべて PC ベース計測器 WE7000 (以下、WE、図 7) の計測モジュール WE7273 で電圧信号を計測しており、A/D 分解能は符号を含めて 16bit である。

周波数指令値は電力変換装置のコントロールパネルを用いて手動で生成する。

表 1: 電動機とポンプの仕様

	仕様
定格電力	11kW
定格電圧	200V
	仕様
形式	横型 3 連プランジャ式
最高圧力	6MPa
吸水量	76L/min
回転速度	879rpm
最高給水圧力	0.14MPa

表 2: 電力変換装置の仕様

	仕様
形式	FR-A720-11K
定格容量	17.6kW
定格電圧	200V
キャリア周波数	2kHz
制御方法	V/f 制御

表 3: 計器型番一覧

計器	型番
圧力計	KH15 圧力トランスミッタ
流量計	ローフローメータ 2537
電力計	HIOKI パワーハイテスタ 3331
PC ベース計測器	YOKOGAWA WE7000
計測ステーション	YOKOGAWA WE400
通信モジュール	YOKOGAWA WE7052
計測モジュール	YOKOGAWA WE7273

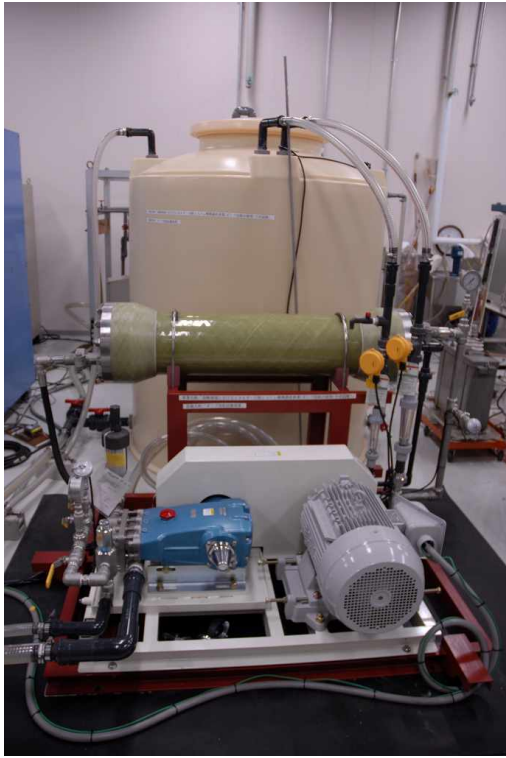


図 4: 外観



図 5: 中央制御盤

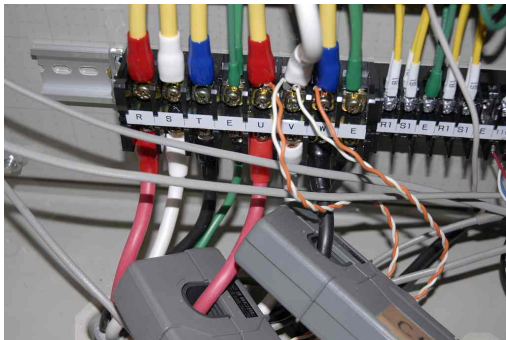


図 6: 電力計測の端子盤



図 7: データロガー



図 8: 電力変換装置



図 9: シーケンサ

付録B:バルブ流量係数同定

静特性試験における各バルブ開度での流量-圧力特性から、各バルブ開度での A_v 値を求める。図 10 に A_v 値の計算に用いるグラフの例を示す。図 10 の各点は原水濃度 0.0%、バルブ開度 0 で、周波数を 30Hz から 60Hz で各 2 回測定した時の結果である。横軸に原水圧力、縦軸に濃縮水流量の二乗をとったものである。直線は、最小二乗法を用いて原点を通る一次式でフィッティングしたものであり、図 10 の右上にフィッティングされた一次式とその際の相関係数を示している。式 (4.7) から、この図の傾きを単位換算した $0.0277[\text{cm}^4]$ が、 A_v 値の二乗に相当することがわかる。2 回の計測を比較すると、ほぼ同一流量でも圧力に 0.1MPa 程度の差が生じていることが分かる。

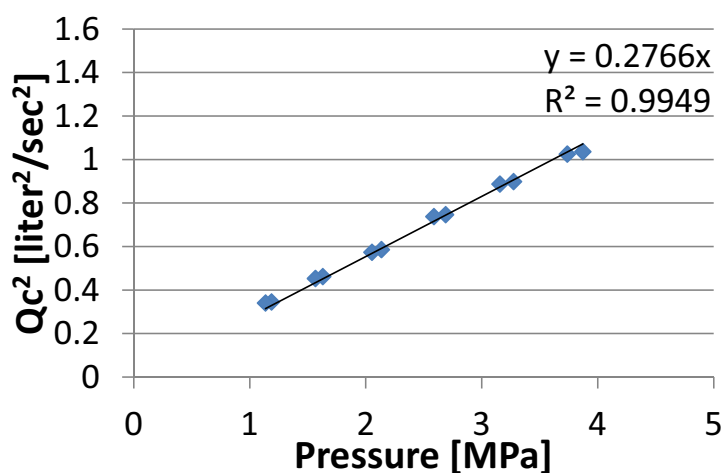


図 10: A_v 値の計算に用いるグラフ

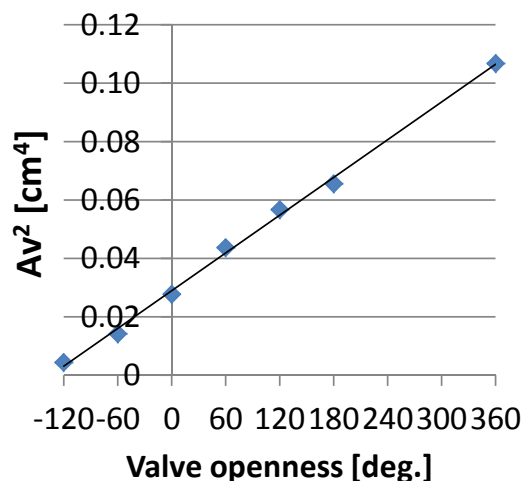


図 11: バルブ流量係数特性

以上のようにして各開度で計算した A_v 値を横軸をバルブ開度にしてまとめたものが図 11 である。図 11 は 0%低温試験の時の結果である。図 11 の横軸は開度、縦軸は左が流量係数 A_v 値の二乗、右が各流量係数算出時の圧力と流量二乗の相関係数である。バルブ開度と A_v 値の二乗は、式 (1) で示される直線関係が見られた。式 (1) を用いることで、濃縮水バルブの特性をモデル化することができた。

$$(C(h)[\text{cm}^2])^2 = 2.2 \times 10^{-4} h[^\circ] + 0.029 \quad (1)$$

付録C:複数台ポンプシステムの起動停止制御のみでの静特性

本節では具体的な検討対象とするポンプ群について説明する。さらに、既存のポンプ群を動作状態について、実際の運用データに基づいた分析を行う。

なお、検討対象の機器の仕様や運用法に関する知見は、筆者らが沖縄県企業局殿の協力を得て2014年8月5日、6日に行った送水ポンプサイトの現地調査、送水ポンプ施工時の完成図書などの資料、関係者からのヒアリングおよび企業局便覧[119]などに基づいて筆者が整理したものである。

検討対象

ポンプサイトの配置

本検討で対象とするポンプ群は、沖縄県の企業局が保有するポンプ群である。河川沿いに11のポンプ場が存在する。各ポンプ場から出る水はひとつの導水路に合流し、全て調整池に送られ、そこからダムや別の導水路に送水されている。したがって、ひとつの水路に各ポンプは並列に接続されていることになる。

この様子を模式図で示したのが図6.9である。図6.9の破線で囲まれたポンプ群が1つのポンプサイトを示している。各ポンプ場には2台から4台のポンプが設置されているが、多くのポンプ場では1台を予備として停止状態にし、残りのポンプの台数制御を行っている。

ポンプの既存の制御

既存のポンプサイトでは誘導電動機にポンプが接続されており、系統からの電力によってほぼ定格回転数で動作している。図12にポンプおよび流量調整弁の概略図を示す。通常時に外部から制御できるのは各ポンプの起動・停止のみである。各ポンプサイトには1つの流量調整弁があり、各ポンプが決められた流量を吐出するように制御されている。そのため、各ポンプの吐出流量は起動停止時以外常に一定である。

次に圧力に注目すると、流量調整弁とポンプの間を流量調整弁の一次側、流量調整弁と長距離管路の間を二次側としており、それぞれの圧力が流量調整弁の一次圧、二次圧と呼ばれている。したがって、一次圧はポンプの吐出圧力に相当し、二次圧は長距離管路の入口圧力に相当する。流量調整弁の一次側には全揚程曲線によって流量に対応する圧力がかかり、ポンプの消費電力もほぼ一定と推定される。

一方、実際の送水に必要な圧力である二次圧は実揚程と管路損失揚程の和であるが、この値は管路の流量によって大きく変化すると考えられる。ポンプが常に送水可能な圧力で設計されているとすれば、常時の運転では圧力に相当な余剰があることが考えられる。そのことを確認するため、次節では現在のポンプの送水圧力・流量・消費電力の分析を行う。

既存のポンプの動作状態に関する分析

この既設ポンプの基礎特性に関するデータを、沖縄県企業局からご提供いただいた。データは1年分で、1時間毎のデータである。データの分析には主に持続曲線(Duration Curve)を用いる²。時間毎のデータをその値が大きいものから順番に並べ替え、横軸を時間にしてグラフにしたものである。本解析では1時間毎のデータを用いてグラフを作成している。

²持続曲線は、時間毎に変化するデータを分析する手法であり、水道事業や水力発電事業では頻繁に用いられている。

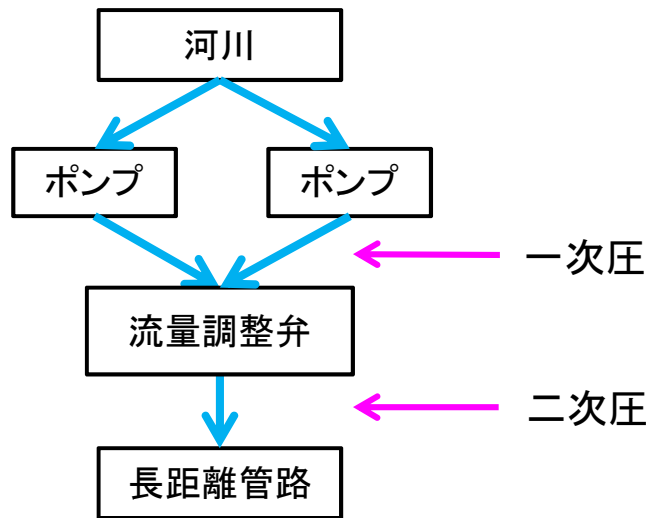


図 12: ポンプと圧力調整弁周辺の模式図

圧力の持続曲線

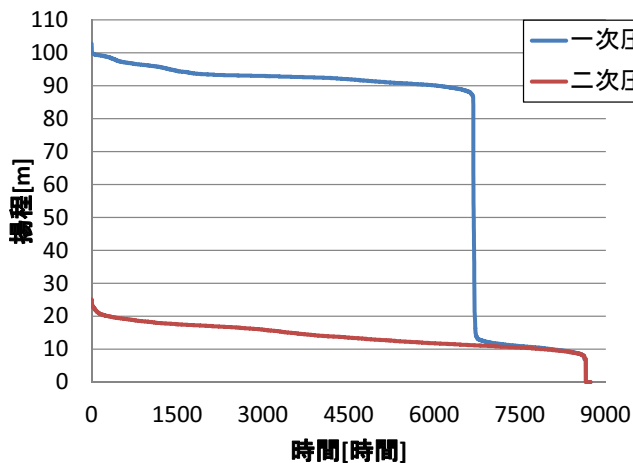


図 13: サイト 1 ポンプの一次圧・二次圧持続曲線

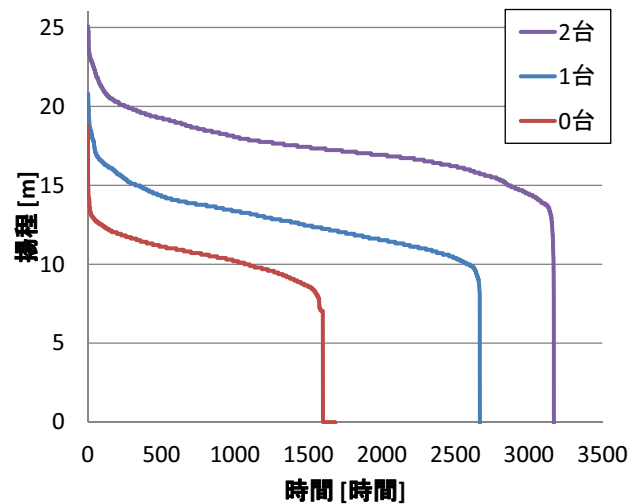


図 14: 稼働台数毎のサイト 1 ポンプの二次側圧力持続曲線

図 13 にサイト 1 での一次圧と二次圧の持続曲線を示す。一部データの欠損などがあったため、有効なデータは 8735 時間である。図 13 から、一次圧は 6622 時間までが 88m 以上であり、その後急落していることがわかる。概ね 88 m 以上のデータがサイト 1 のポンプが起動している時間の一次圧、それ以外のデータがポンプが停止している時間の一次圧である。起動している間は流量が常に一定に一定に保たれているため、揚程が 88～101m の間で小さな変化に留まっている。変化の要因は、主にサイト 1 でのポンプの起動台数と、ポンプ入口の貯水槽水位と考えられる。ポンプが停止している時間においては、ポンプの一次圧と二次圧が等しくなっていることがわかる。

一方、二次圧は最大揚程は 25.1m であり、揚程が 20m 以上の時間が 279 時間 (全体の 3.2%)、揚程が 15m 以上の時間は 3434 時間 (全体の 39.3%) である。サイト 1 のポンプの定格揚程が 91m であることから考えると、定格揚程より 76～90%低い揚程での運転となっている。この差の揚程は現在は流量調整弁によって減圧され、損失となっている。揚程の変動は、他ポンプの起動停止状況による管路圧力損失の変化、および貯水池の水位変化によるものと考えられる。

図 13 において一次圧と二次圧の間の部分が、概ね流量調整弁による減圧量に相当する³。ポンプが起動してい

³それぞれについて持続曲線を描いているので、同時刻の一次圧と二次圧がグラフ上の同じ「時間」に示されているわけではない。

る際には、常時流量調整弁により 70～80m の減圧がされていることがわかる。このことは、減圧に際して多くのエネルギーが損失していることを示しており、大幅な効率向上の余地が示唆される。

次に、データからサイト 1 のポンプは 2 台稼働している時間帯、1 台稼働している時間帯、および一台も稼働していない時間帯が存在することが分かったので、それぞれの特徴について確認する。図 14 には、サイト 1 の二次圧の持続曲線を、1 時間あたりのサイト内ポンプの合計稼働時間が 120 分の時（2 台が常に動いている時）、60 分の時（主に 1 台が常に動いている時）、0 分の時についてそれぞれ作成したものである。

このグラフから、ポンプの二次圧はサイト 1 のポンプ稼働台数が多いほど多くなる傾向があることが見てとれる。同時にポンプ稼働台数が 1 台の時に最大 20.8m に達しており、他のポンプサイトのポンプ起動停止状態によってサイト 1 のポンプの吐出圧力が変化していることも確認できる。

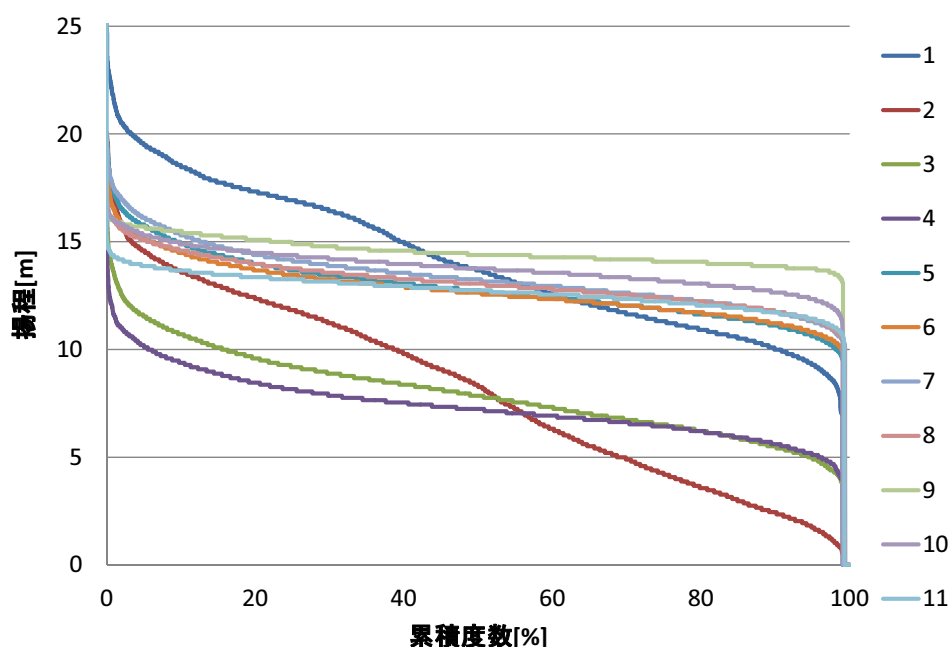


図 15: 全サイトの二次圧持続曲線

次に 11 ポンプサイト全ての二次圧持続曲線をまとめたものを図 15 に示す。凡例はサイト 1 が最も末端側のポンプで、サイト 11 まで順に貯水槽に近づいていく順になっている。二次圧そのものは、実揚程の影響もあり必ずしも順番になってはいない。しかし二次圧が高い時と低い時の差をみると、末端側のポンプほど圧力差が大きい傾向がある。最もタンクに近いサイト 11 では、全体の 90%以上の運転時間において二次圧が 12m から 14m の間になっており、変化が少ない。これは末端側のポンプほど貯水槽までの管路抵抗が大きく、その流量による変化も大きくなるためである。

消費電力・流量の持続曲線

次に流量と消費電力に関する特性を確認する。流量および消費電力は個別のポンプについての値は不明であり、サイト全体での値となる。したがって、消費電力には送水ポンプだけでなく補機や空調機器の電力も含まれるが、大半は送水ポンプで消費されていると考えられる。

図 16 にはサイト 1 の消費電力と流量の持続曲線を示す。まず消費電力に着目すると、ポンプが 2 台起動している時に相当する 180kW 前後、1 台起動している時に相当する 90kW 前後の時間帯が多く存在していることが分かる。180kW、90kW 付近で消費電力にそれぞれ数 kW の変化があるのは、補機や空調機器の電力の変化に加えて、ポンプが水を吸い上げる貯水槽の水位の変化による圧力の変化などに起因すると考えられる。

流量の持続曲線でも、流量が毎時 400m³ と毎時 200m³ に集中していることが確認できる。流量が一定に保たれていることは、流量調整弁の制御方針と整合している。また、流量が一定で制御されるため、ポンプの動作点もほぼ一定に保たれ、結果として消費電力もほぼ定格付近で一定に保たれていることが分かる。

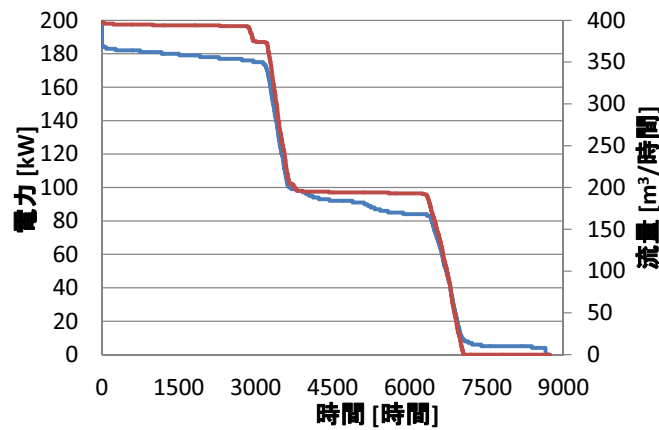


図 16: サイト 1 ポンプの消費電力と送水流量持続曲線

総送水量の持続曲線

11 ポンプサイトの送水流量の合計値であり、貯水池に流入する流量を、総送水量と呼ぶことにする。図 17 に総送水量時系列データ、図 18 に総送水量の持続曲線を示す。但し図 18 の縦軸は総送水量を 11 サイトの定格流量合計で除した値となっている。図 18 から、総送水量は最大で 43%で、全体の 73%の時間帯において総送水量は定格流量合計の 25%以下である。総送水量が定格流量合計に対して低い値を示す時間が長いことは、11 サイト全体のポンプの稼働率が低いことを示している。ただし今回のデータは一年分の解析結果であり、その他の年により総送水量が高く、各ポンプの圧力も高い時間がある可能性がある。

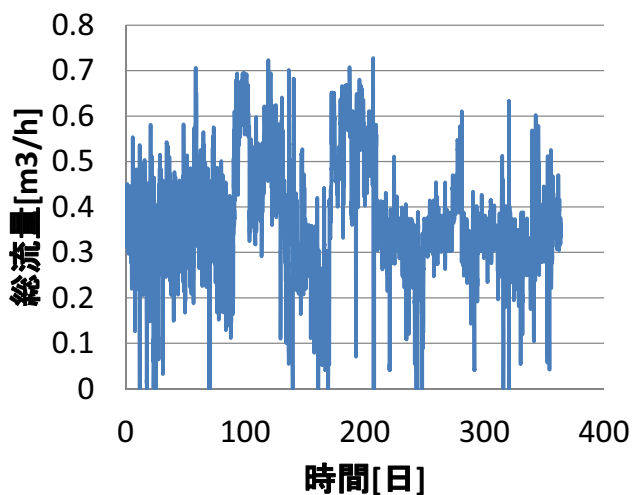


図 17: 総送水量の時系列データ

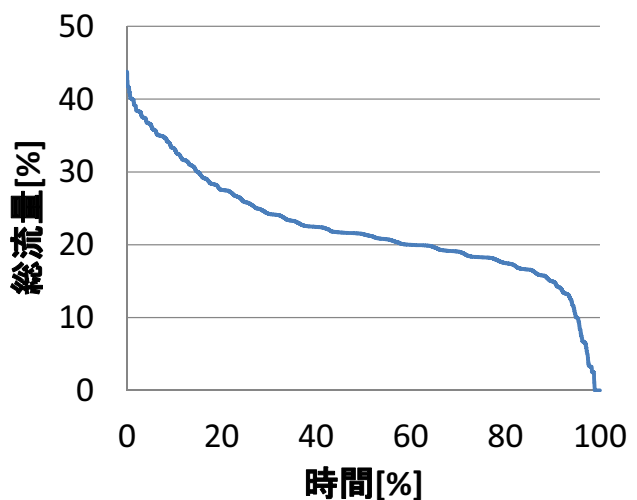


図 18: 総送水量の持続曲線

既存のポンプの動作状況に関するまとめ

既存のポンプの動作状況に関する分析をまとめる。現在ポンプは一定流量を吐出するために一定の一次圧・消費電力で運転されているが、その圧力は流量調整弁で 76～90%の大幅な減圧がされている。そのため実揚程および管路損失から必要とされる二次圧は一次圧よりはるかに小さい。したがって、インバータで最初から必要な圧力でポンプから水を吐出できれば、大きな消費電力削減効果を見込める可能性がある。

また、ポンプの吐出に必要な圧力である二次圧は、他のポンプの動作状況や貯水槽の水位によって変化する。特に末端側のポンプほど、管路抵抗の寄与が大きいいため、他のポンプの稼働状況によって二次圧が変化することが

示された。このことは送水ポンプの消費電力制御を考える際に、消費電力の可制御幅の上下限が他のポンプの動作状況によって影響されることを示唆している。

付録D:より低揚程の送水ポンプへのリプレースを仮定した解析結果

定格揚程 25m の送水ポンプにリプレースした場合の試算結果を示す。図 19、図 20、図 21、図 22 に圧力、規格化周波数、電力変換装置入力、単位送水量をそれぞれ示す。

まず図 20 の規格化周波数に着目すると、総送水量 100%および 64%北の点が存在せず、65%の時に限ってはサイト 1 流量 90%、100%の点が存在しないことが分かる。これらの点では、必要な規格化周波数が定格を超えてしまうことを示している。それは図 19 からこれらの動作点でポンプの全揚程が定格揚程を上回ってしまうことに起因する。逆に、規格化周波数が全体として高くなったことにより、規格化周波数は最小でも定格の 68%となっており、周波数下限には抵触しなくなっている。

次に図 21 の電力変換装置入力と図 22 の送水効率に着目すると、全体として図 6.19 と図 6.20 に示された揚程 45m のポンプでの試算結果よりも入力電力は増加し、送水効率は低下している。特に、サイト 1 流量が低い動作点でその傾向が強い。これは、定格揚程をさらに低下させることによって、サイト 1 流量が低い動作点のポンプ効率が低下したことに起因する。定格揚程の低い範囲での消費電力が顕著に増加したことにより、可制御幅は揚程 45m 時のポンプよりも低下している。

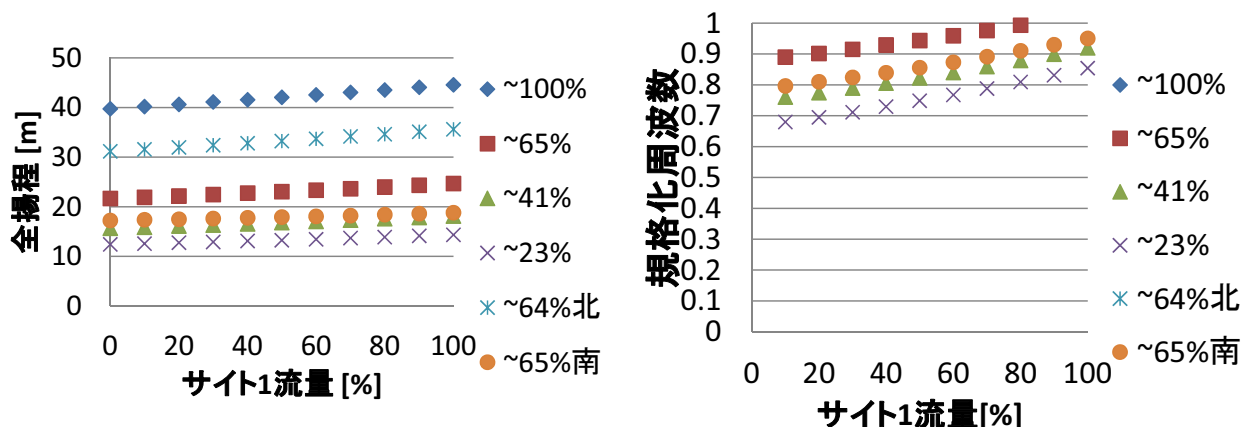


図 19: 揚程 25m ポンプでの可変速制御時の送水流量と圧力の関係
図 20: 揚程 25m ポンプでの可変速制御時の規格化周波数の解析結果

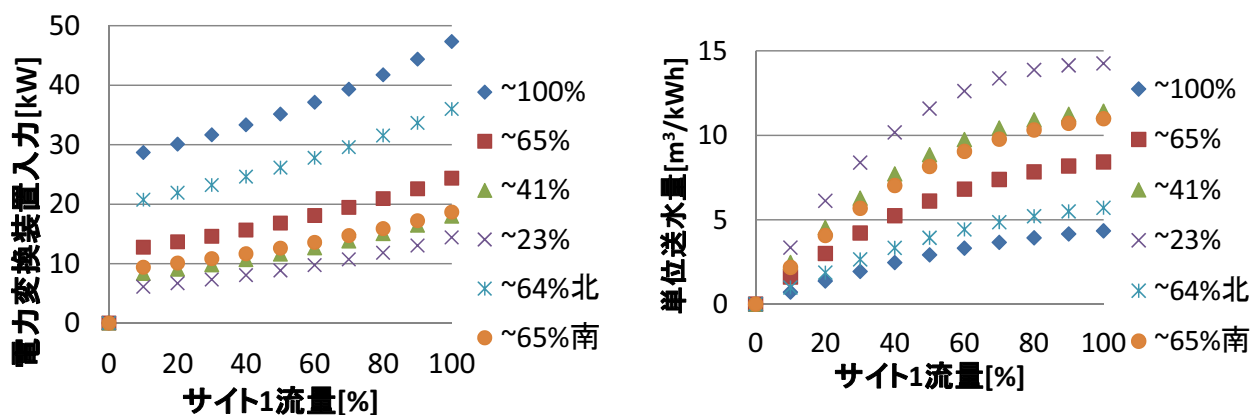


図 21: 揚程 25m ポンプでの可変速制御時の電力変換装置入力の解析結果
図 22: 揚程 25m ポンプでの可変速制御時の単位送水量の解析結果

付録E:多数台送水ポンプシステムのお他サイトでの解析結果

本論ではサイト1のポンプを可変速制御にした場合について考察してきたが、ここでは他のポンプサイトを可変速制御にした場合の特徴について述べる。対象とするのは、サイト2およびサイト9である。

サイト2はサイト1と同様に末端のサイトであるが、サイト1よりも貯水池との高度差が小さく、ポンプの実揚程が小さいことが特徴である。一方定格時の流量・消費電力はサイト1より多い。図23、図24、図25、図26に圧力、規格化周波数、電力変換装置入力、単位送水量をそれぞれ示す。

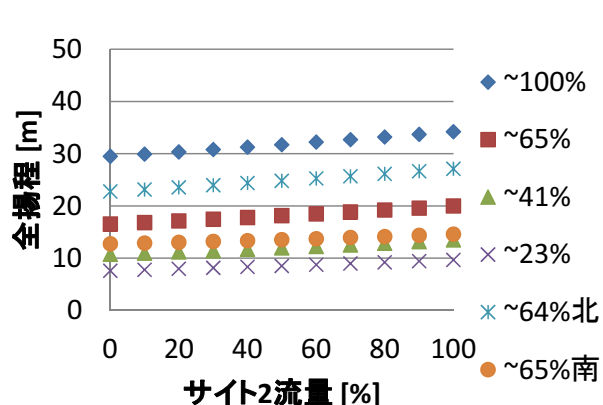


図 23: サイト2での可変速制御時の送水流量と圧力の関係

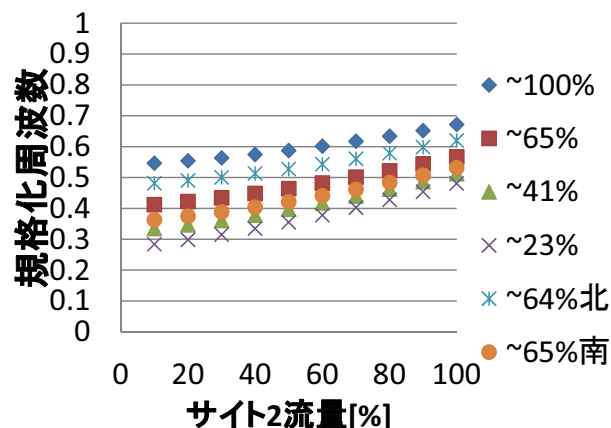


図 24: サイト2での可変速制御時の規格化周波数の解析結果

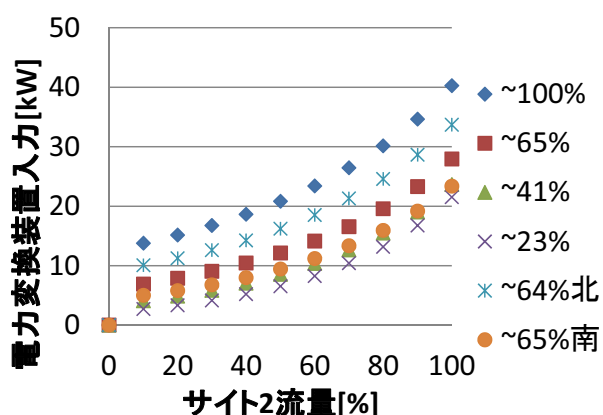


図 25: サイト2での可変速制御時の電力変換装置入力の解析結果

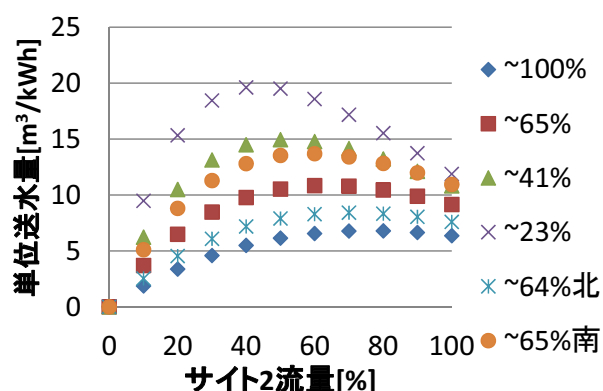


図 26: サイト2での可変速制御時の単位送水量の解析結果

まず全揚程に注目すると、実揚程が小さくかつ貯水池に近いいため、サイト1よりも全揚程は小さくなっている。そのため、規格化周波数もサイト1より小さくなっており、最低で0.28となっている。消費電力はサイト1と同程度であるが、定格消費電力がサイト1で90kWに対しサイト2は110kWであることを考えると、消費電力削減効果はサイト2の方が大きい。単位送水量もサイト2の方がサイト1よりも高くなっている。

次にサイト9での解析結果を示す。サイト9は貯水タンクに近い送水ポンプ場である。図27、図28、図29、図30に圧力、規格化周波数、電力変換装置入力、単位送水量をそれぞれ示す。

全揚程に着目すると、サイト9の場合は貯水池に近いため管路損失の影響が少なく、可変速制御による圧力変

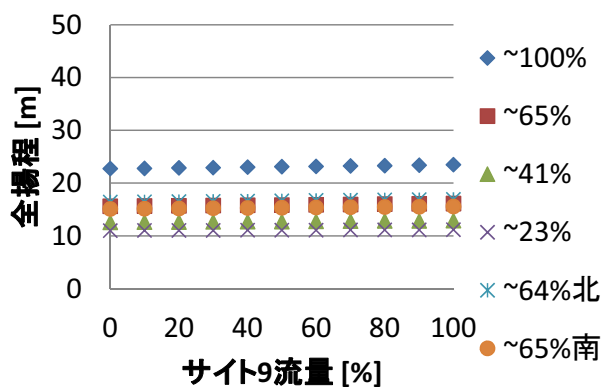


図 27: サイト 9 での可変速制御時の送水流量と圧力の関係

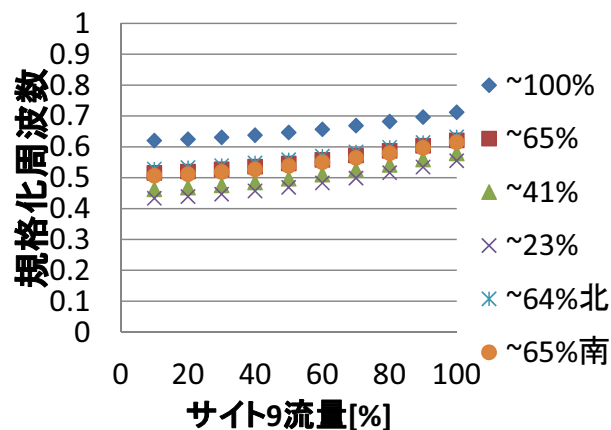


図 28: サイト 9 での可変速制御時の規格化周波数の解析結果

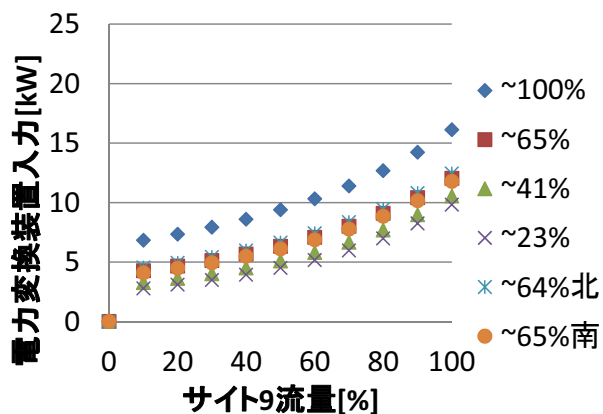


図 29: サイト 9 での可変速制御時の電力変換装置入力の解析結果

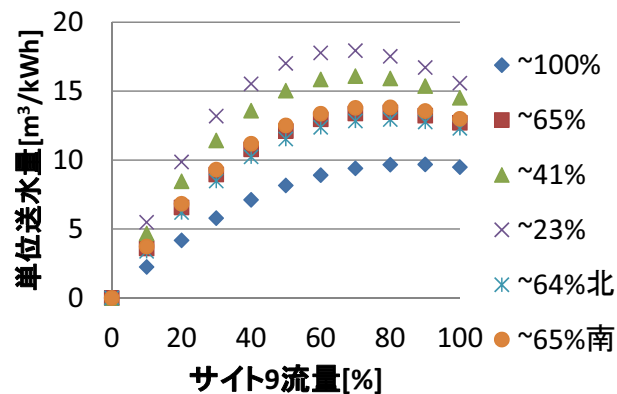


図 30: サイト 9 での可変速制御時の単位送水量の解析結果

化およびケースによる違いが小さいことが特徴である。サイト 9 流量の変化による吐出圧力の変化は、ほとんど見られない。また規格化周波数の最小値は 0.43 で、サイト 1 やサイト 2 と比較して大きい。