

図 2-26 深層水流量（1分毎）の日間推移（夏期の流量減少時の例：2014年7月4日）

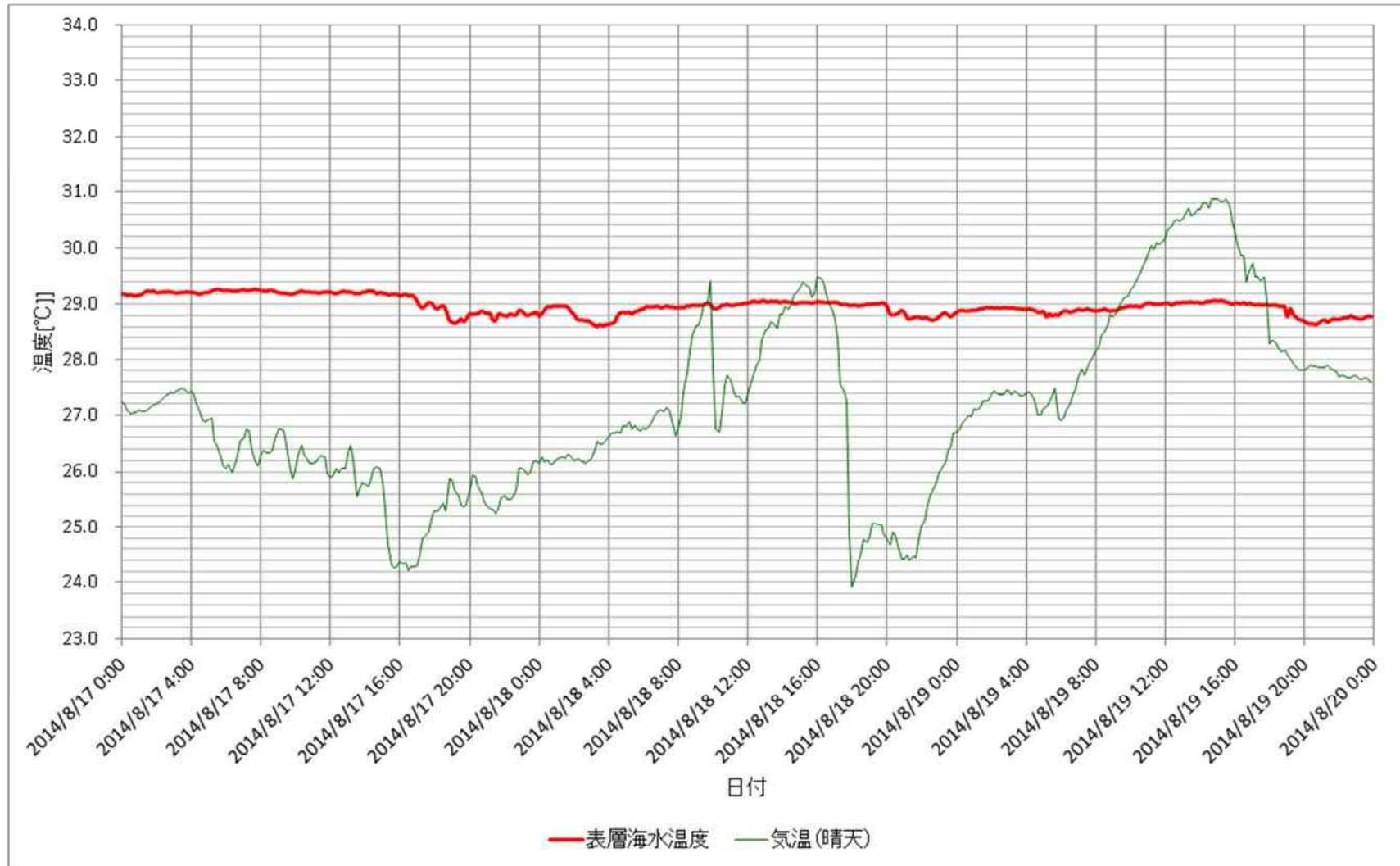


図 2-27 表層水温度（10分毎）の3日間推移（夏期晴天時：2014年8月17日～8月19日）

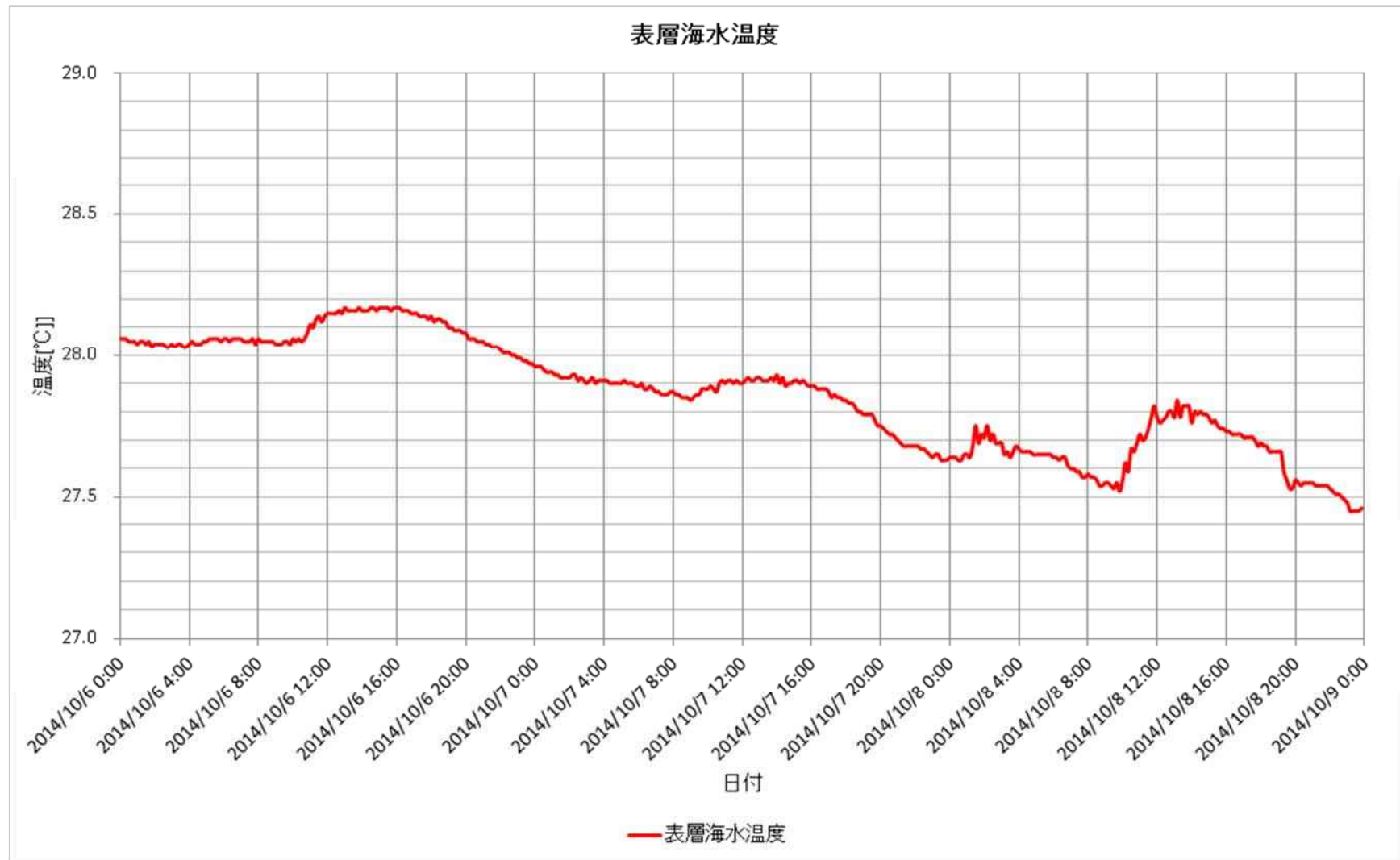


図 2-28 表層水温度（10分毎）の3日間推移（台風前の最も変動が激しいケース：2014年10月6日～10月8日）

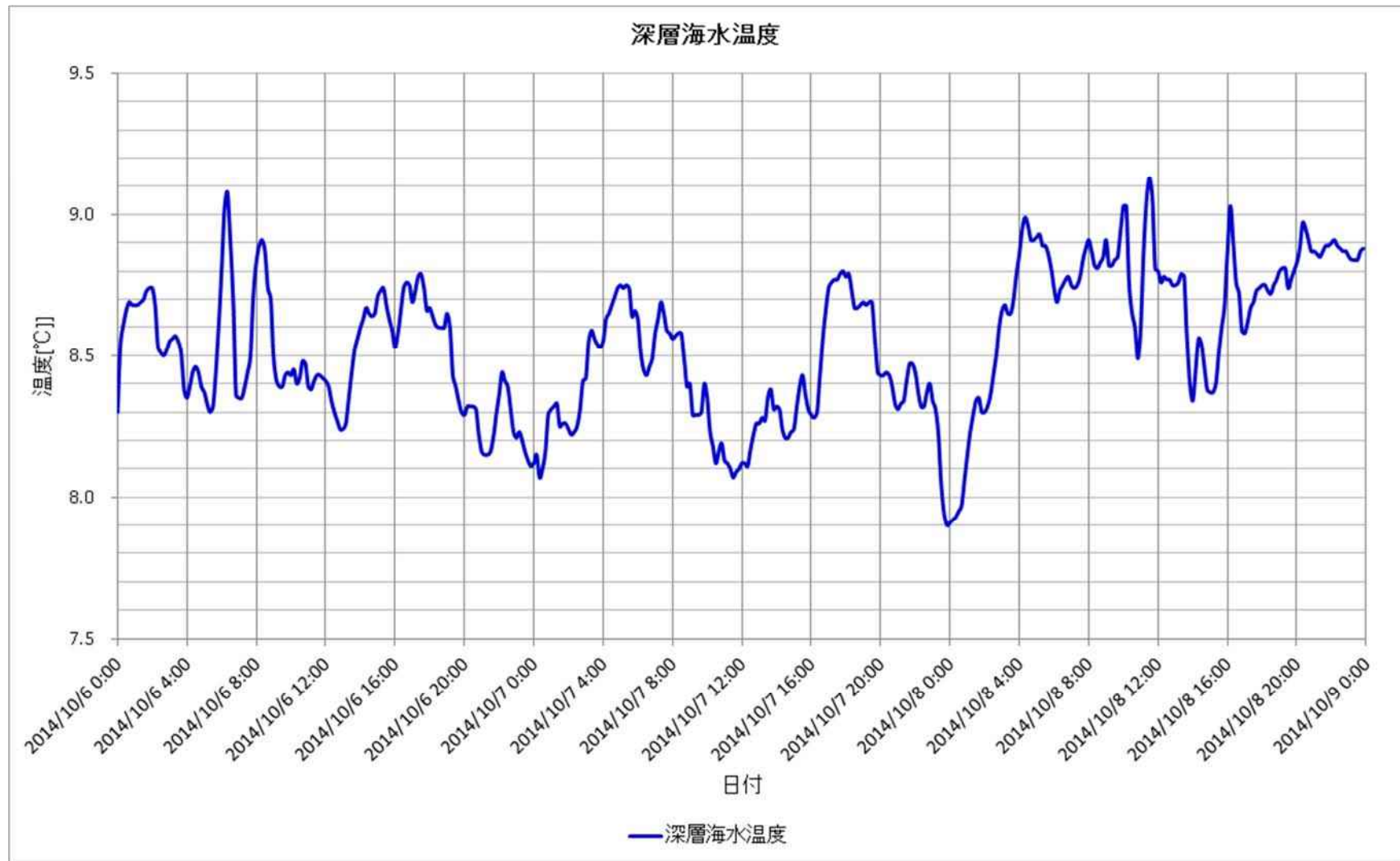


図 2-29 深層水温度（10分毎）の3日間推移（典型例：2014年10月6日～10月8日）

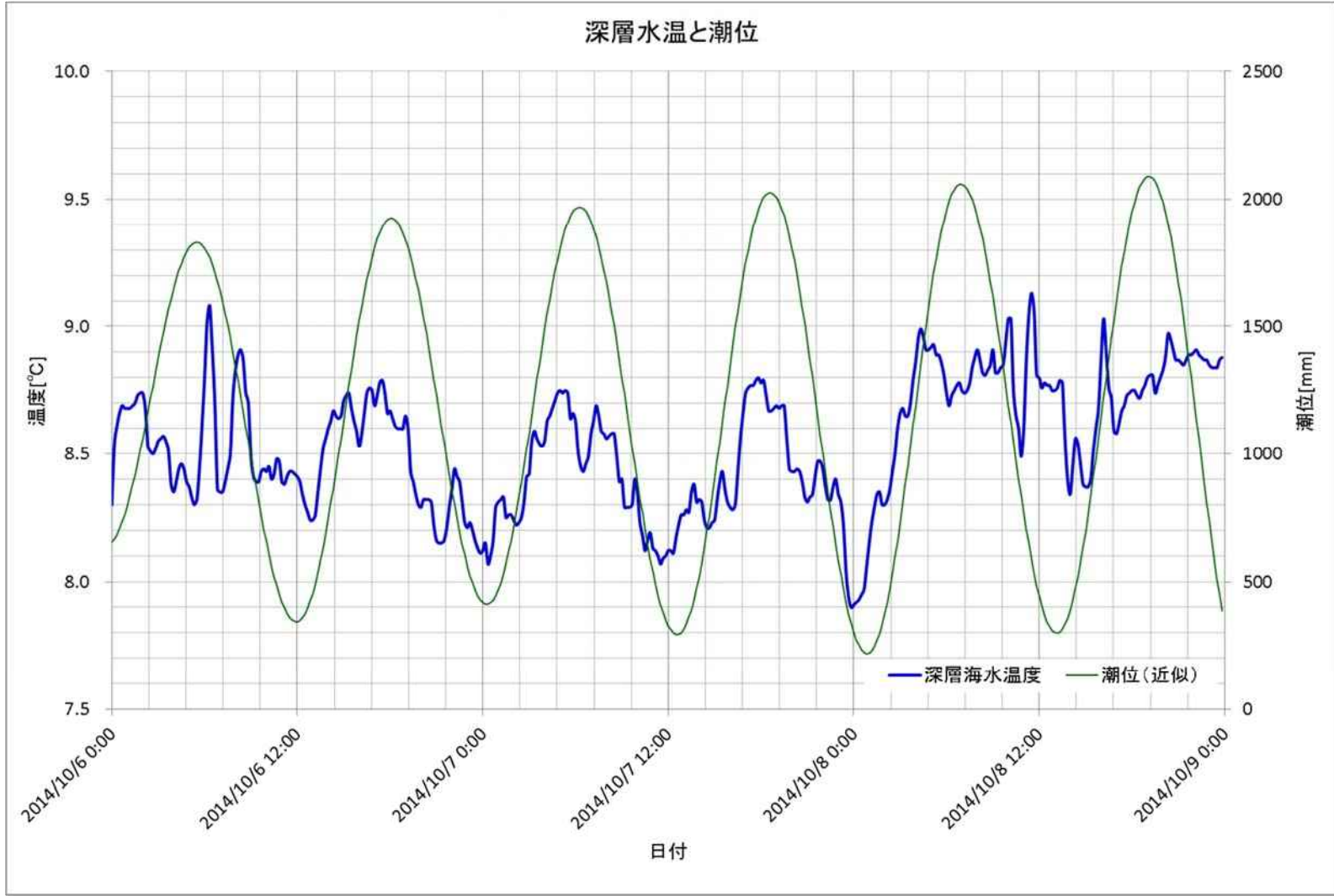


図 2-30 潮位と深層水温の推移

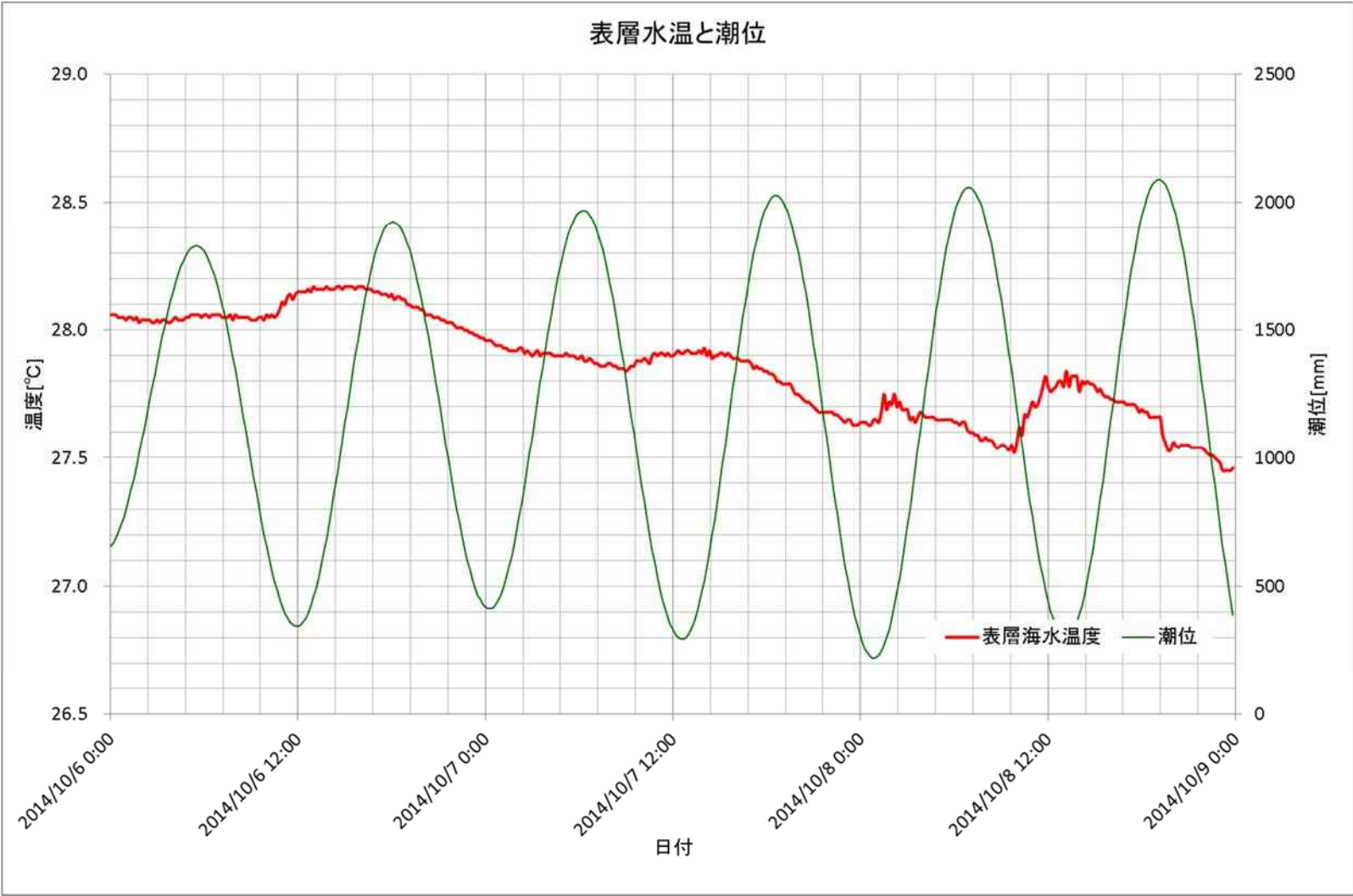


図 2-31 潮位と表層水温の推移

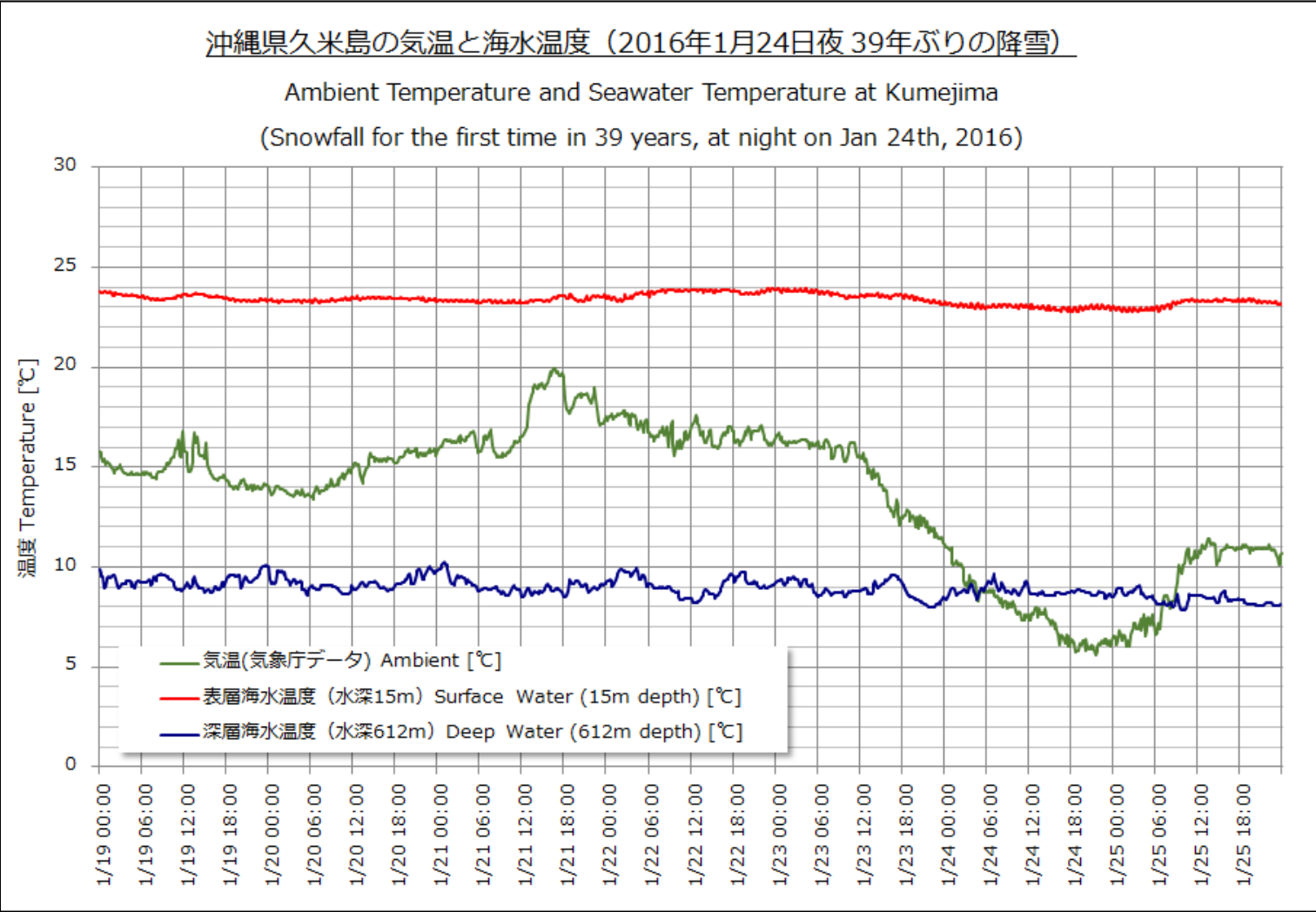


図 2-32 気温急変時の表層水温度変化

2.5.2 運転履歴

図 2-33～図 2-44 に各年度の実証設備累積運転時間の推移を示す。

また、以下、通常の運転とは異なる特記事項を記す。

(1) 日間起動・停止 (DSS) 運転試験

2017 年 6 月から 12 月にかけて、一日のうちに発電プラントの起動と停止を行う「日間起動・停止 (DSS) 運転」試験を実施した。このため、プラントの稼働が間欠的となっている。

(2) NEDO「海洋エネルギー実証研究」への設備貸与

本実証設備を含む周辺地域は、2014 年 7 月 15 日に「海洋再生可能エネルギー実証フィールド」として、内閣官房総合海洋政策本部により選定を受けている。この活用の一環として、国立大学法人佐賀大学およびジャパン マリンユナイテッド株式会社 (JMU) が 2016 年 9 月から 2017 年 6 月にかけて実証試験を実施した。なお、この実証試験は、国立研究開発法人新エネルギー・産業技術総合開発機構 (NEDO)「海洋エネルギー技術研究開発 / 海洋エネルギー発電システム実証研究」の一部として実施されている。

同実証研究においては、本設備に次の変更を行っている。

ユニット B 側の蒸発器・凝縮器の換装

ユニット B 側へのタービン発電機および周辺設備の追設

このため、2016 年 9 月に の搭載工事が行われ、その後 2017 年 6 月末までの期間、断続的に試験が行われている。

(3) メンテナンス等による欠測期間

2.4 節に述べた日常点検・補修、定期点検・補修、トラブル対応を行っている期間は稼働を停止しているため、欠測期間となっている。

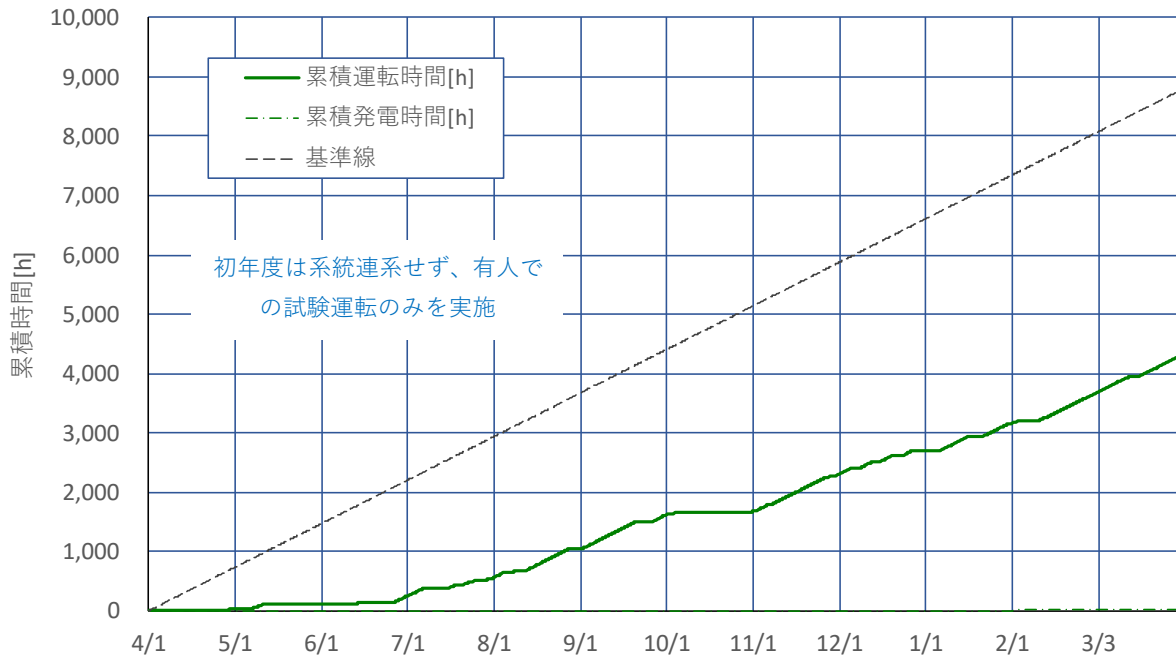


図 2-33 ユニット A 累積運転時間 (2013 年度)

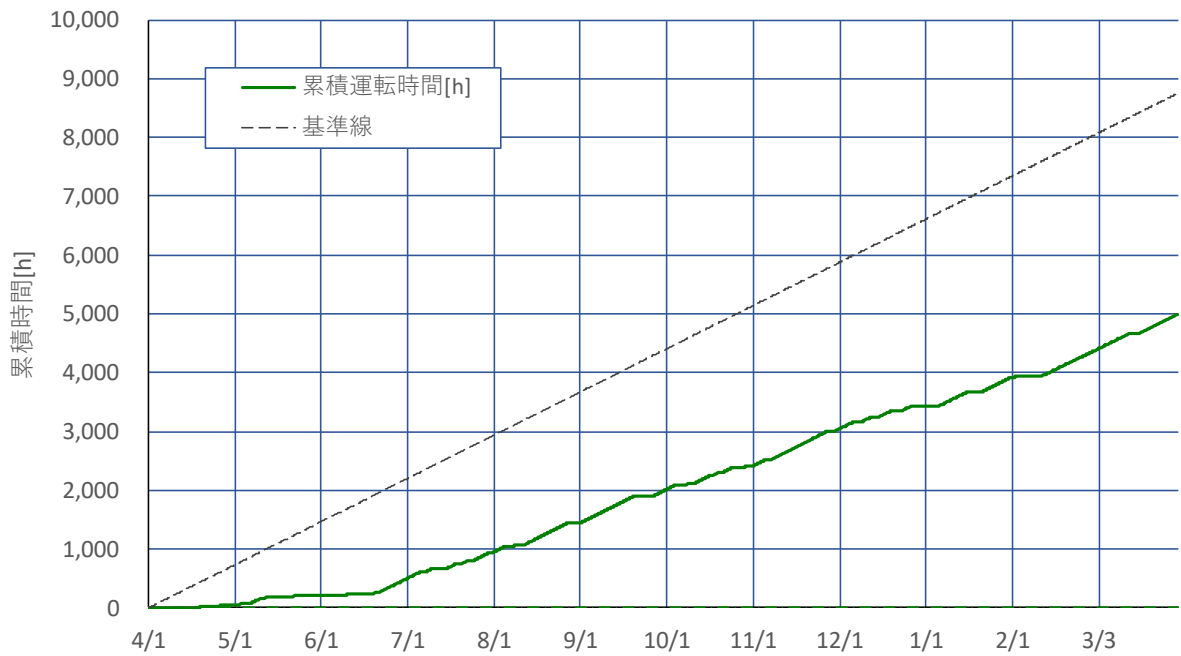


図 2-34 ユニット B 累積運転時間 (2013 年度)

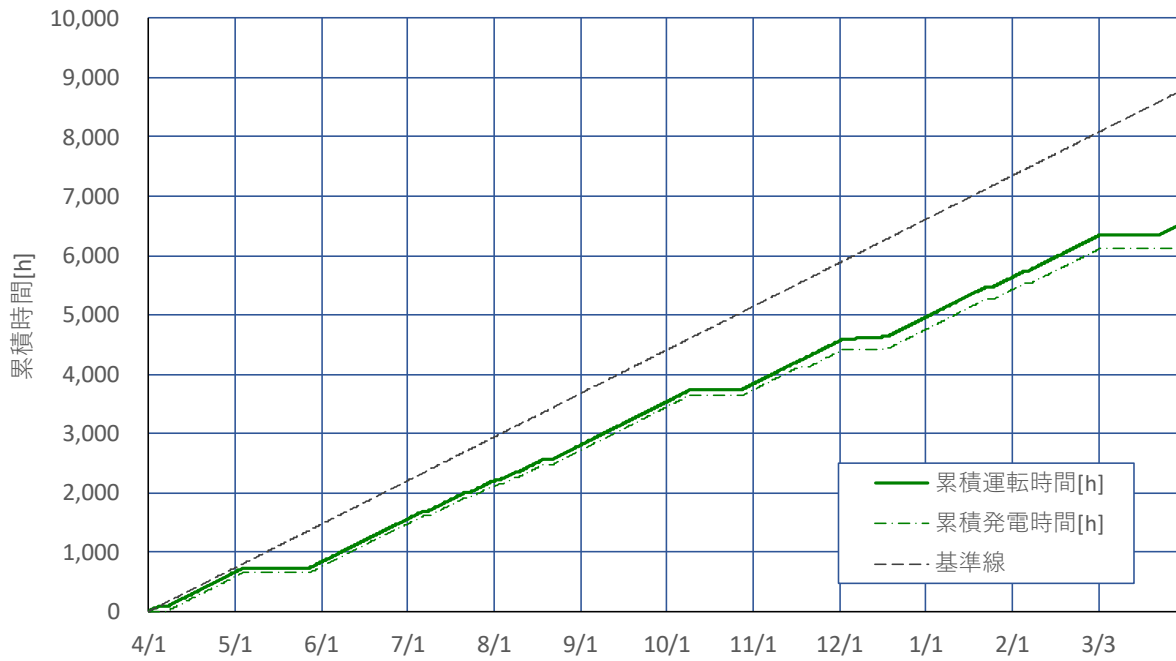


図 2-35 ユニット A 累積運転時間（2014 年度）

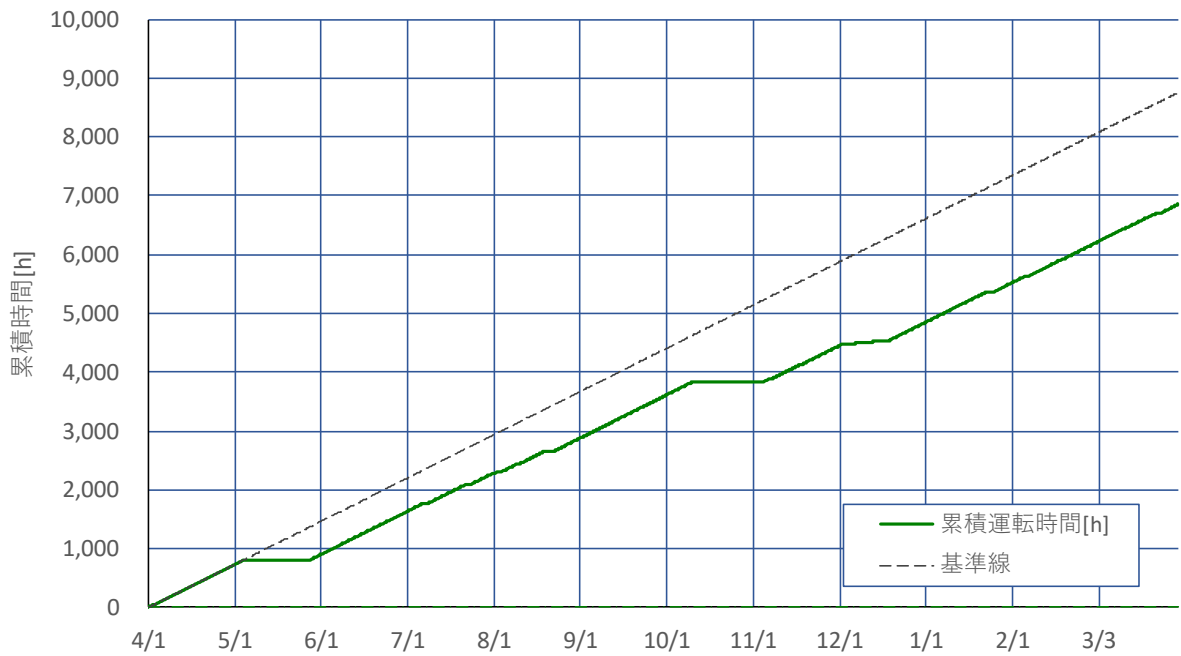


図 2-36 ユニット B 累積運転時間（2014 年度）

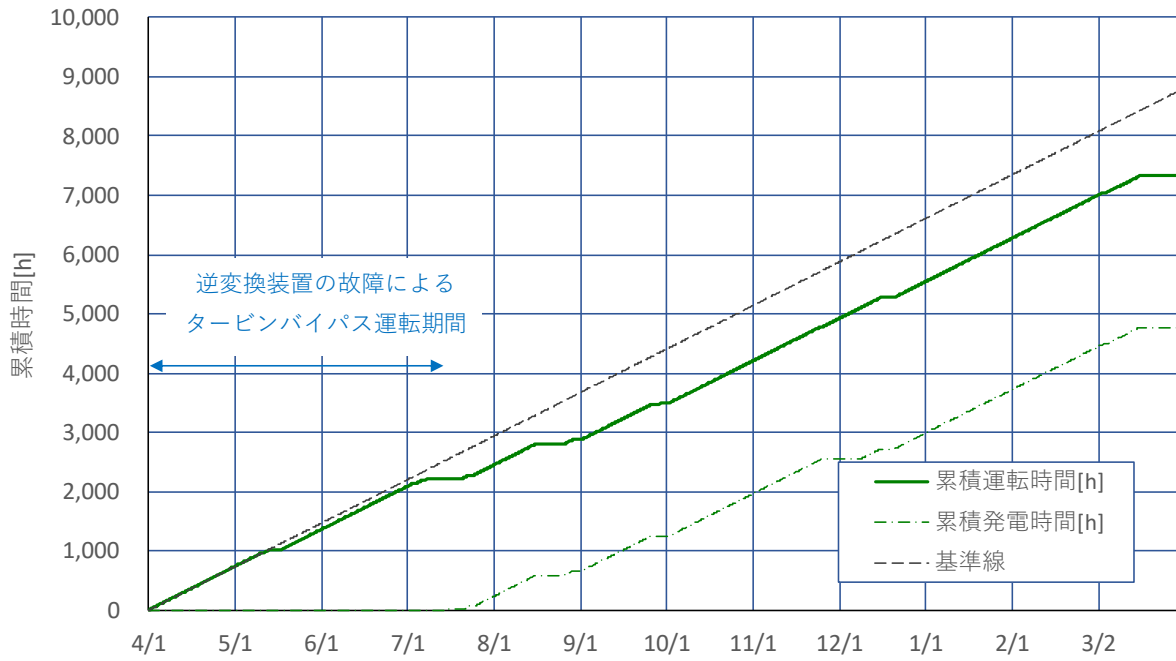


図 2-37 ユニット A 累積運転時間 (2015 年度)

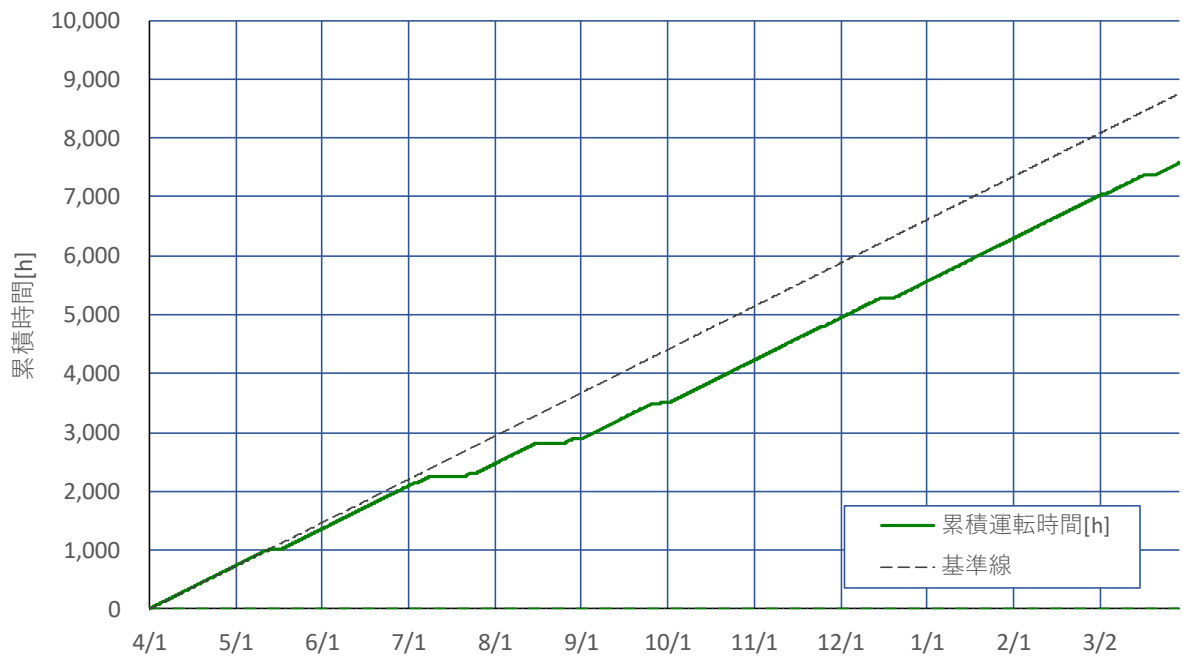


図 2-38 ユニット B 累積運転時間 (2015 年度)

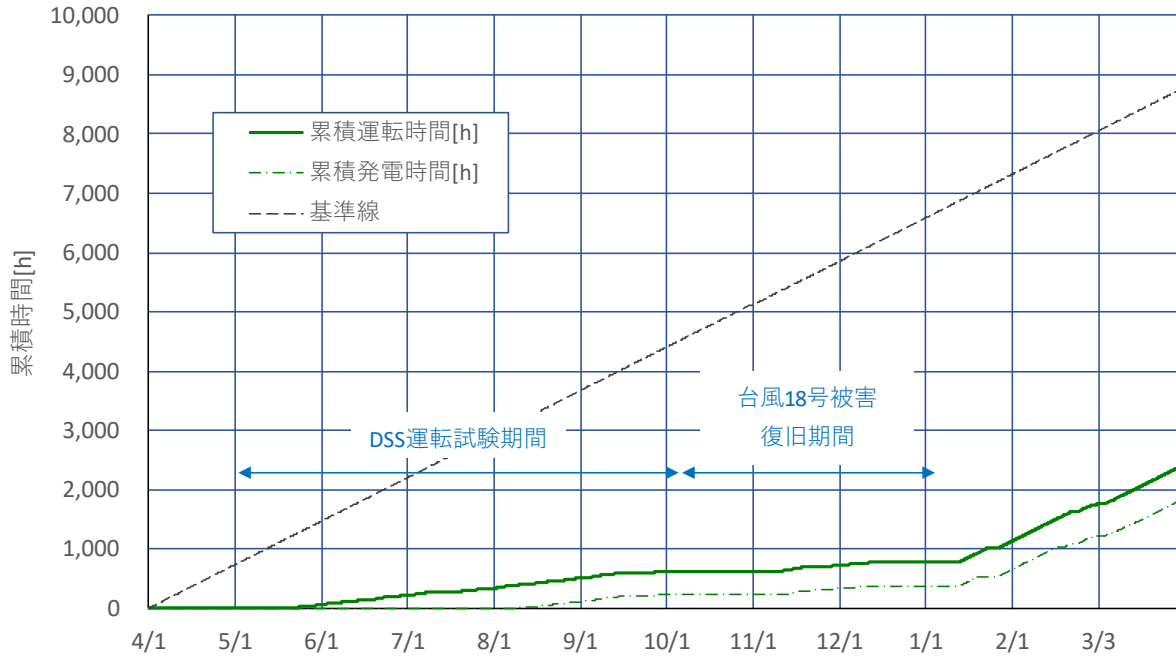


図 2-39 ユニット A 累積運転時間 (2016 年度)

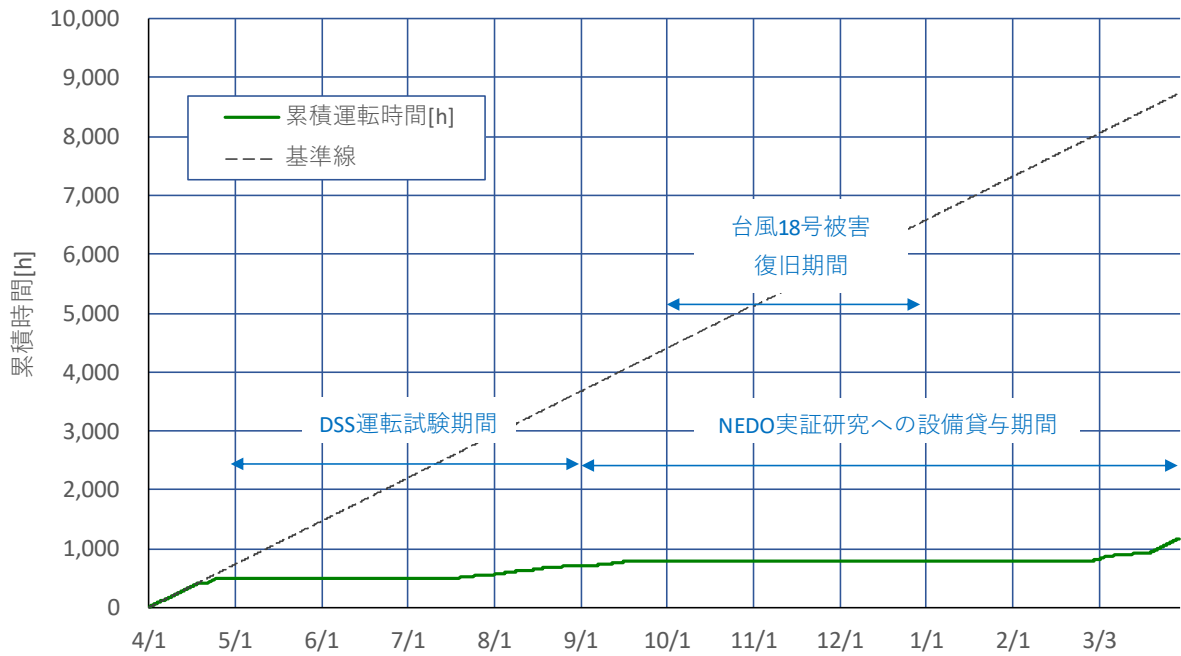


図 2-40 ユニット B 累積運転時間 (2016 年度)

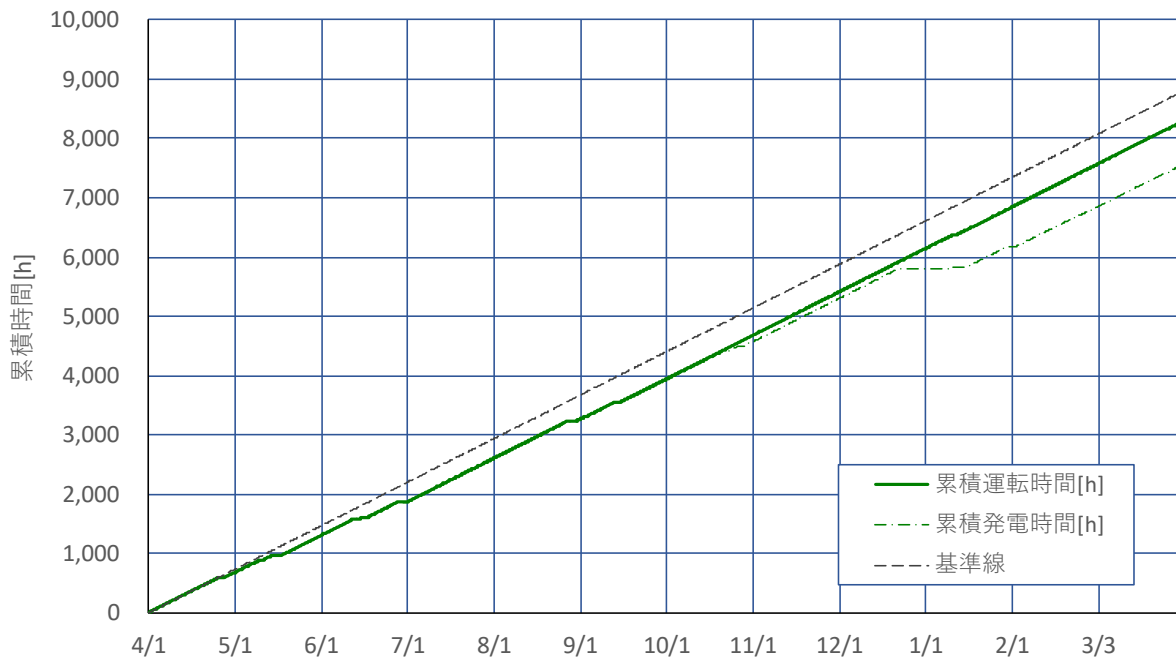


図 2-41 ユニット A 累積運転時間 (2017 年度)

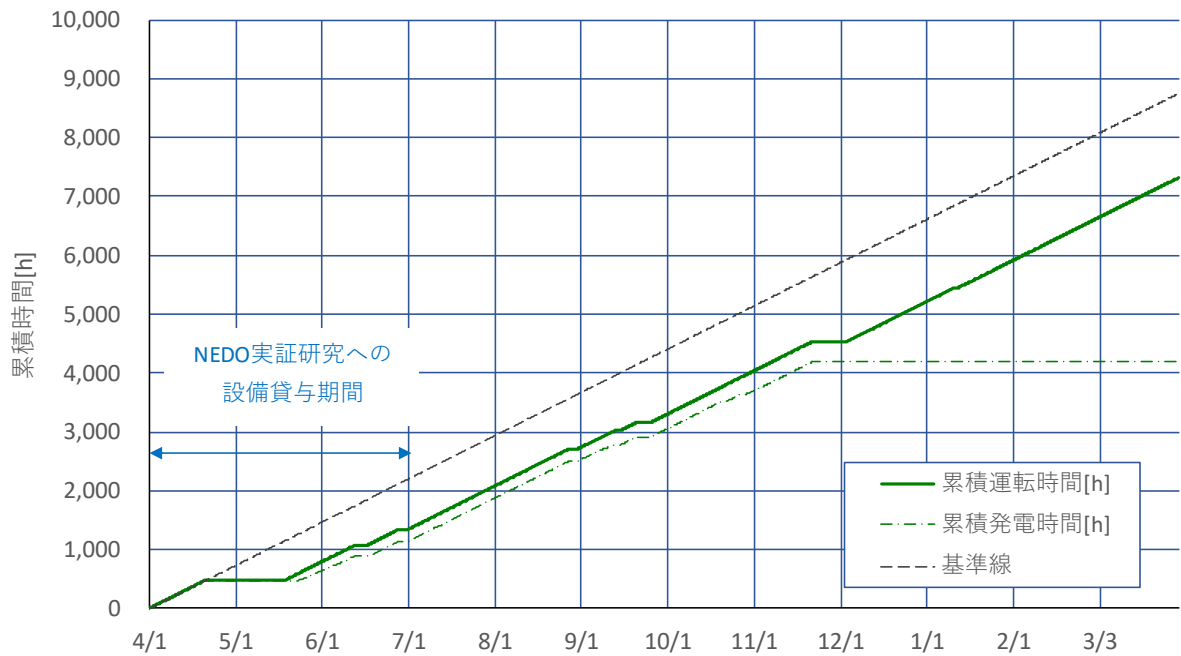


図 2-42 ユニット B 累積運転時間 (2017 年度)

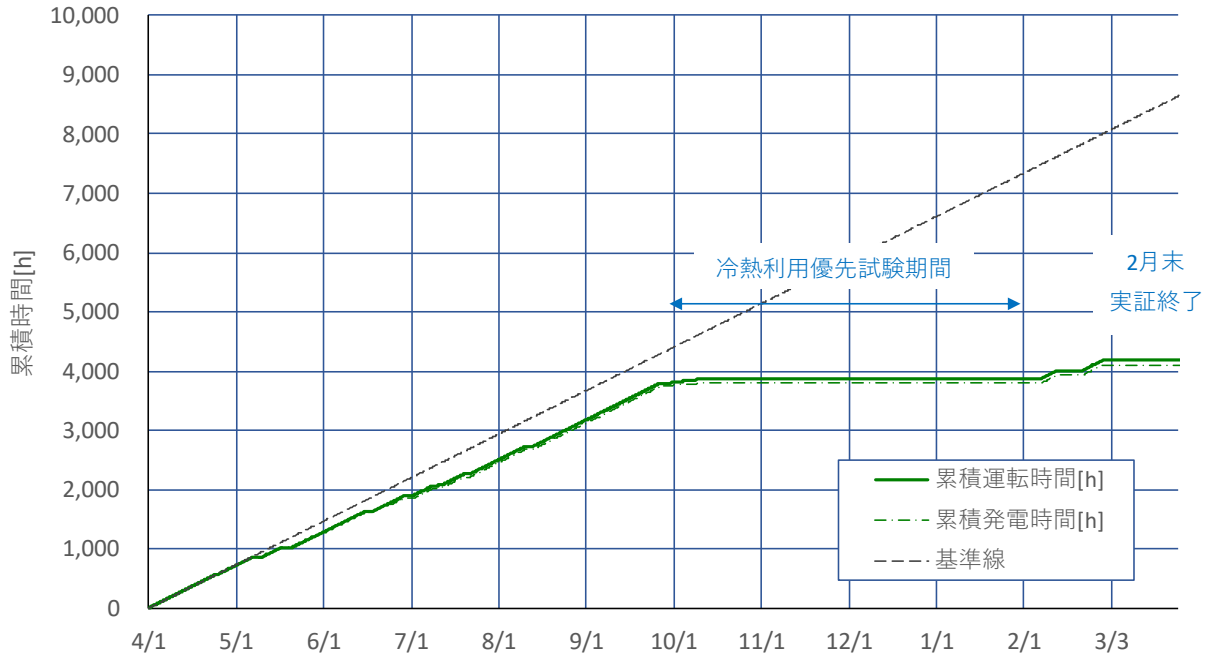


図 2-43 ユニット A 累積運転時間 (2018 年度)

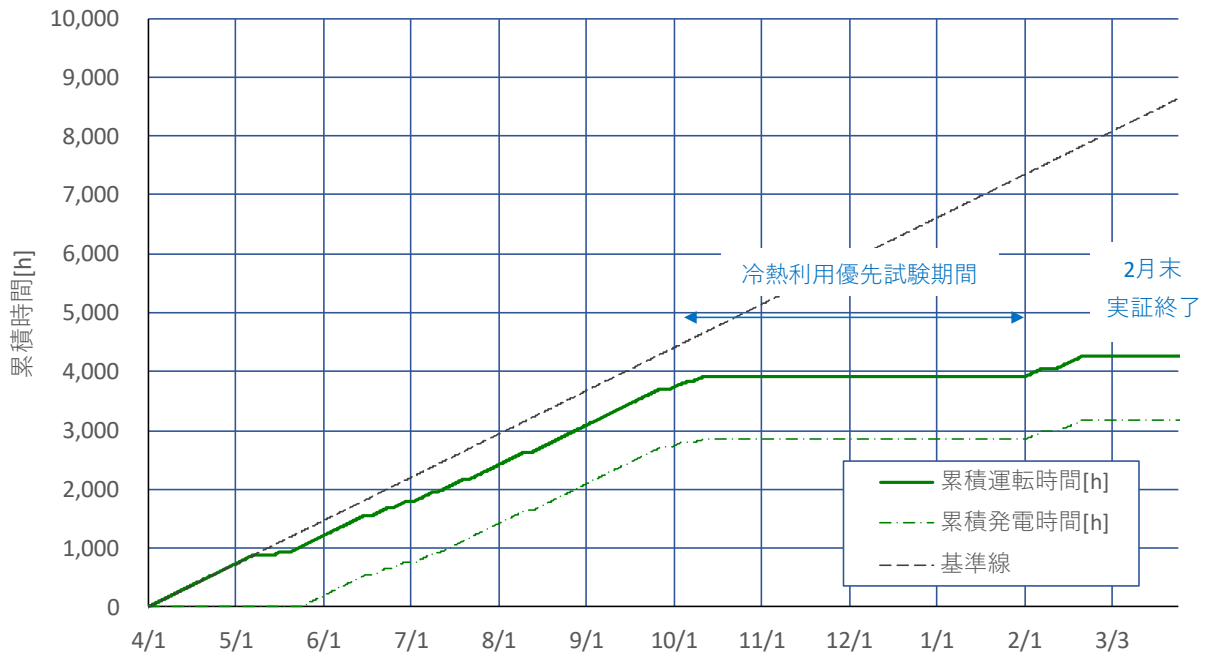


図 2-44 ユニット B 累積運転時間 (2018 年度)

2.5.3 熱サイクル効率の検証

(1) 熱サイクル効率に関するシミュレーションとの比較手法

本実証設備では、熱サイクルにおける各ポイントの温度、圧力等を実測、一秒毎に記録している。一方、シミュレーションでは、図 2-45 に示す入力値から出力値を算定する。

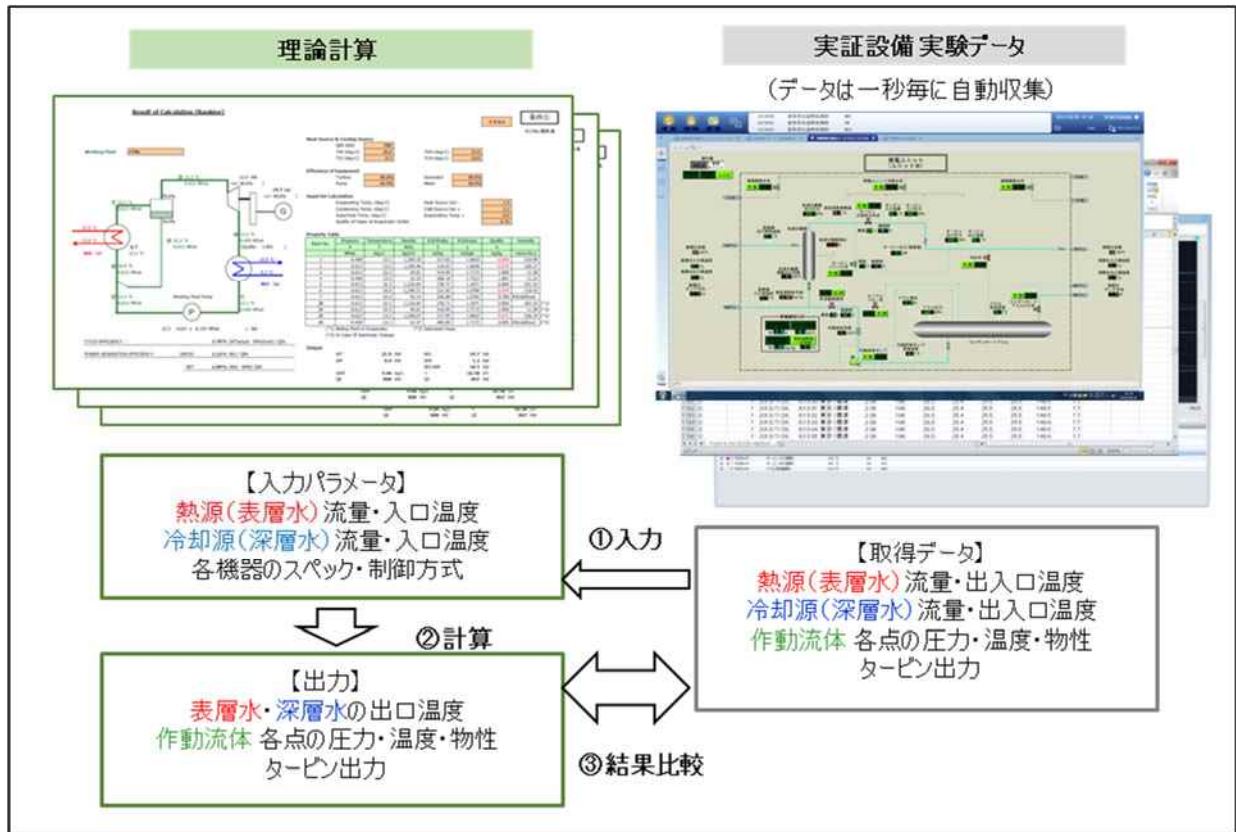


図 2-45 シミュレーションと実測値の比較フロー

シミュレーション方法

熱サイクルの出力の最大の決定要因は、蒸発圧力（タービン発電機入口圧力）及び凝縮圧力（タービン発電機出口圧力）である。これは、蒸発圧力（蒸発温度）が高ければ高いほど、また凝縮圧力（凝縮温度）が低ければ低いほど、熱サイクルとしての出力が大きくなるためである。本シミュレーションにおいては、熱サイクル上の各点における作動流体の流量、圧力、温度とそれに従属する比エンタルピ、比エントロピ等を求めることにより、熱サイクルとしての出力を求めた。

なお、海洋温度差発電の場合、蒸発器における表層水出口温度と蒸発温度との最小温度差（ピンチ温度（蒸発側））及び凝縮器における深層水出口温度と凝縮温度との最小温度差（ピンチ温度（凝縮側））が小さいほど、出力が大きくなる（図 2-46）

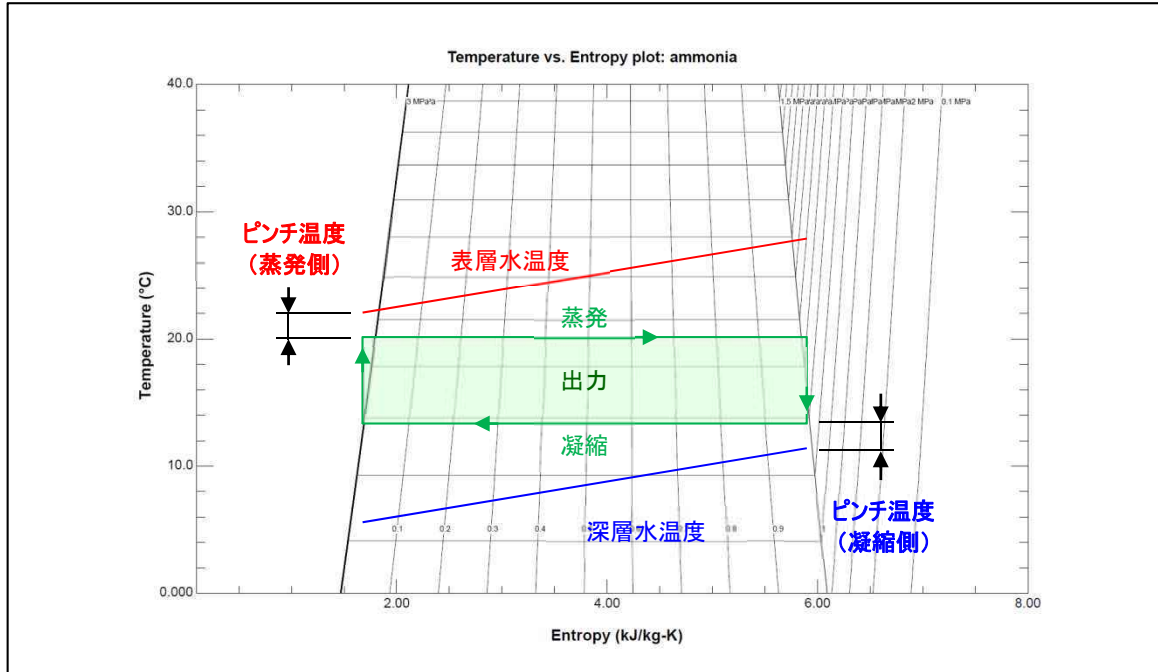


図 2-46 ランキンサイクルにおける出力決定要因

(2) 比較結果 (例)

試験条件と比較結果

2.2.2 項で述べた設計条件 になるべく近い運転条件にて試験を行った (実施日 : 2014 年 7 月 21 日)。設計条件と実際の運転状態との比較を図 2-47 および表 2-8 に示す。

本試験においては、タービン発電機の特性から、作動流体の流量が設計より低く、差圧は設計より大きくなるとの結果となった。このため、発電効率としては設計条件よりも高いが、出力は小さいという結果となった。

タービン発電機の流量 - 差圧特性は、タービン入口ノズル角度によって調整することが出来る。本実証設備はタービンが小型のためノズル角度を外部から可変とすることは困難であったため採用できなかったが、より大型のプロジェクトでは可変ノズルを使用することが望ましいことが分かる。

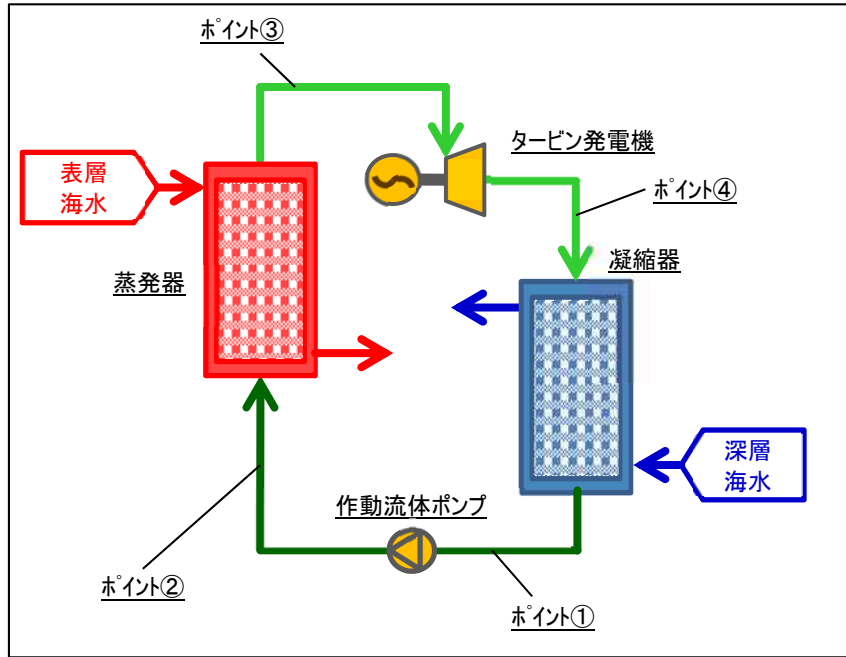


図 2-47 ユニット A の熱サイクル（比較のポイント）

表 2-8 ユニット A 比較例

項目	単位	実測値	シミュレーション
表層水			
入口温度		29.5	左記を入力
出口温度		26.5	26.4
流量	m ³ /h	237	左記を入力
深層水			
入口温度		9.1	左記を入力
出口温度		12.9	12.8
流量	m ³ /h	197	左記を入力
作動流体			
圧力			
WFポンプ前 ()	kPaA	483	496
蒸発器出口 ()	kPaA	638	632
凝縮器入口 ()	kPaA	487	486
温度			
WFポンプ前 ()		15.4	14.9
蒸発器入口 ()		15.7	15.1
蒸発器出口 ()		23.3	23.3
タービン発電機出力	kW	(15.7)	15.4
発電機出力	kW	13.2	13.1

(3) 各年度の熱サイクル効率の推移

上記のとおり実施したシミュレーション値と実測値との比較（実測値／シミュレーション値の比率）について、推移を図 2-48～図 2-51 に示す。ただし、各年度で特殊な試験条件を設定してデータ計測を行っていた期間および DSS 運転と台風復旧、NEDO 実証事業への設備貸与で特殊な運転状態が続いた 2016 年度を除く。

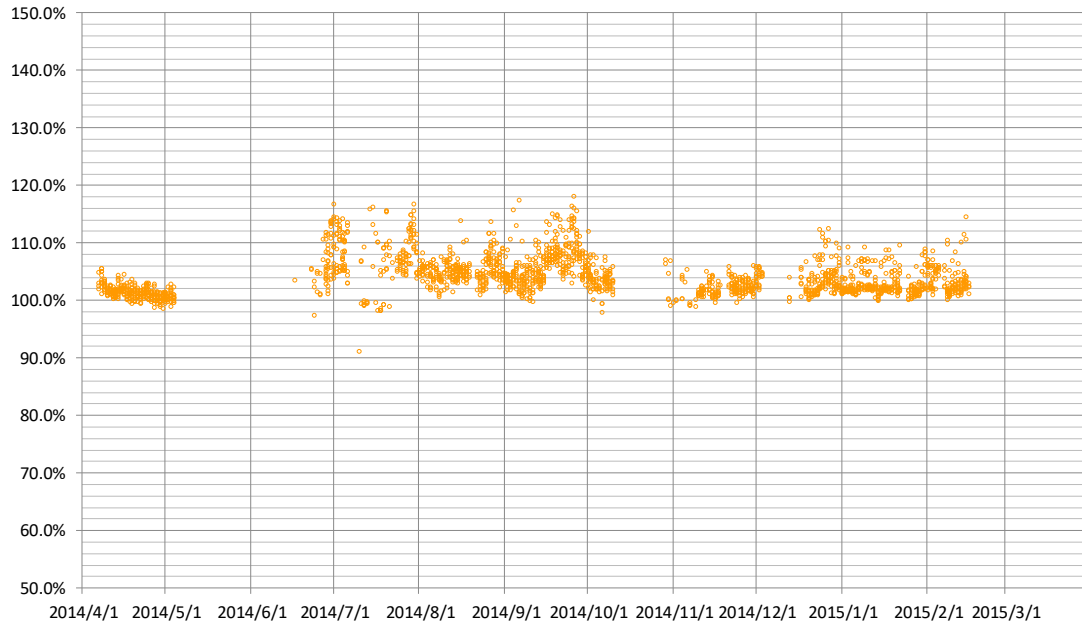


図 2-48 熱サイクル効率の推移 (Unit-A)(2014 年度)

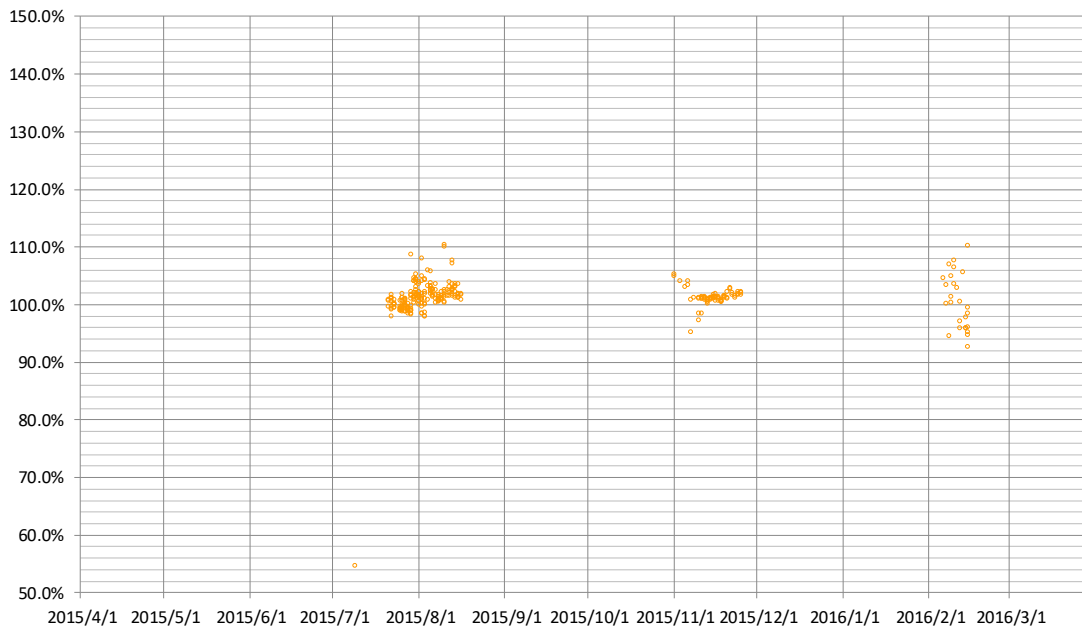


図 2-49 熱サイクル効率の推移 (Unit-A)(2015 年度)

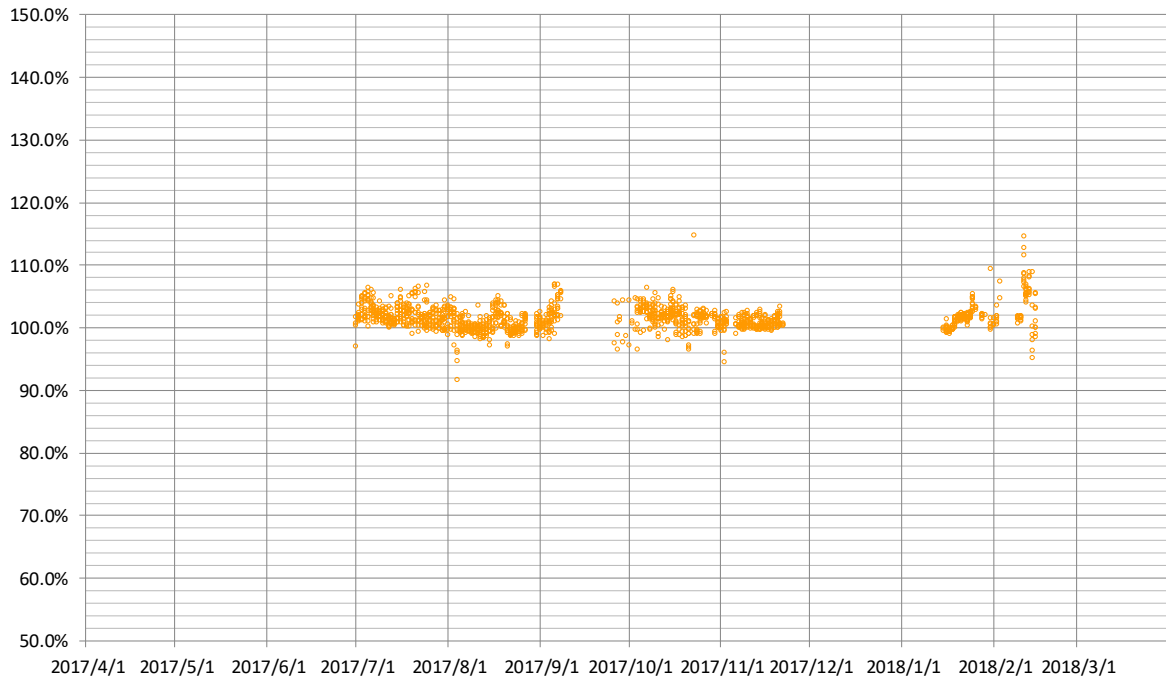


図 2-50 熱サイクル効率の推移 (Unit-A)(2017 年度)

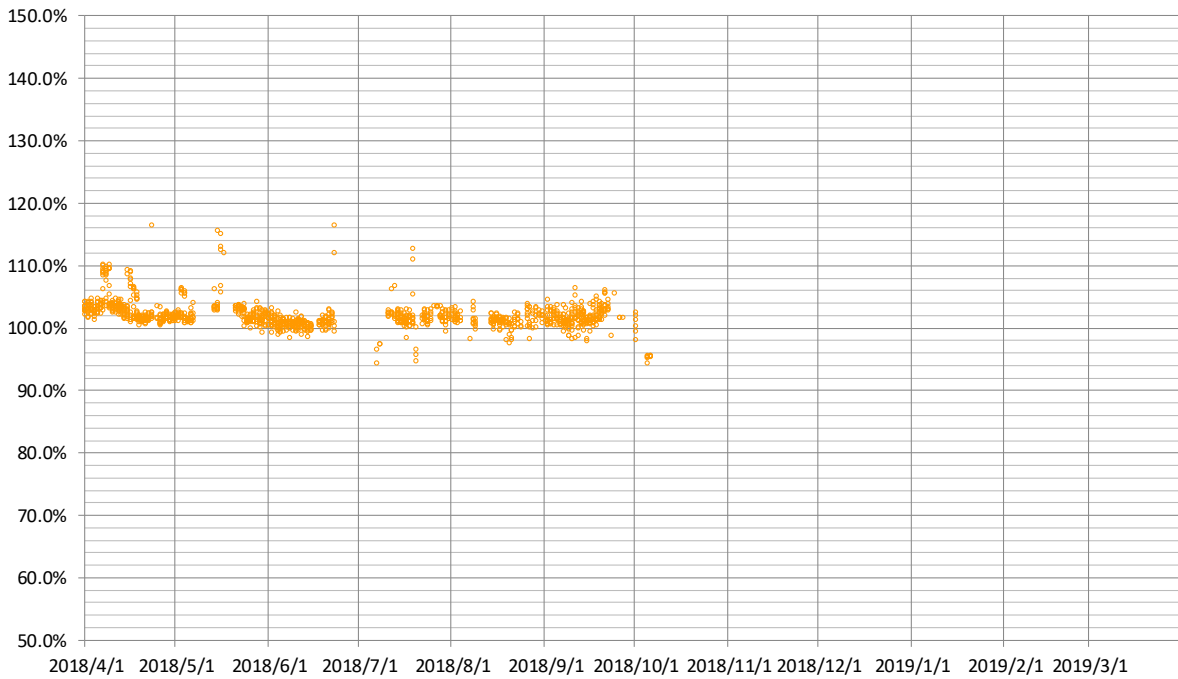


図 2-51 熱サイクル効率の推移 (Unit-A)(2018 年度)

2.5.4 機器効率の検証

(1) 熱交換器（蒸発器・凝縮器）

海水を通水する熱交換器は、海水内の生物汚れの付着により、短期間で伝熱性能の低下や圧力損失の増加が懸念されることから頻繁な清掃が必要であることが知られている。一方、本実証設備が設置された沖縄県海洋深層水研究所では、清浄性が高く汚れが付きにくいとされる深層水だけではなく、表層水を用いた熱交換器も開所以来 15 年間以上清掃を行わずに順調に稼働させてきた実績もある。

そこで、熱交換器の性能について、2013 年 6 月中旬以降の経時変化を記録し、汚れによる性能低下を観察した。運転が安定した 2014 年度以降の各年度の結果を図 2-53～図 2-57 に示す。本設備においては海水流量が常に変動するため、これに伴い伝熱性能も変動する。そこでこれらのグラフでは、シミュレーションによる計算値との比率（実測値 / シミュレーション値）をプロットすることによって、海水流量の変動を無視できるようにしている。使用したデータは、2 時間毎の Unit-A におけるデータから、極端な条件（特殊な条件を設定した試験を実施している、海水の流量変動が大きい、NEDO 研究開発への設備貸与期間、DSS 運転期間（2016 年度）等）を省いたものである。また 2.5.2 項で述べた日常点検補修・定期点検補修・トラブル対応の期間、また、海水側への空気の混入等により異常値を示したと見られるデータも除く。±20% 程度の誤差が出るが、この原因は海水の流量および温度変化に伴うセンサー間のタイムラグによるものと考えられる。

なお、逆洗の効果検証のために数回逆洗操作を行っているが、顕著な変化は見られなかった。

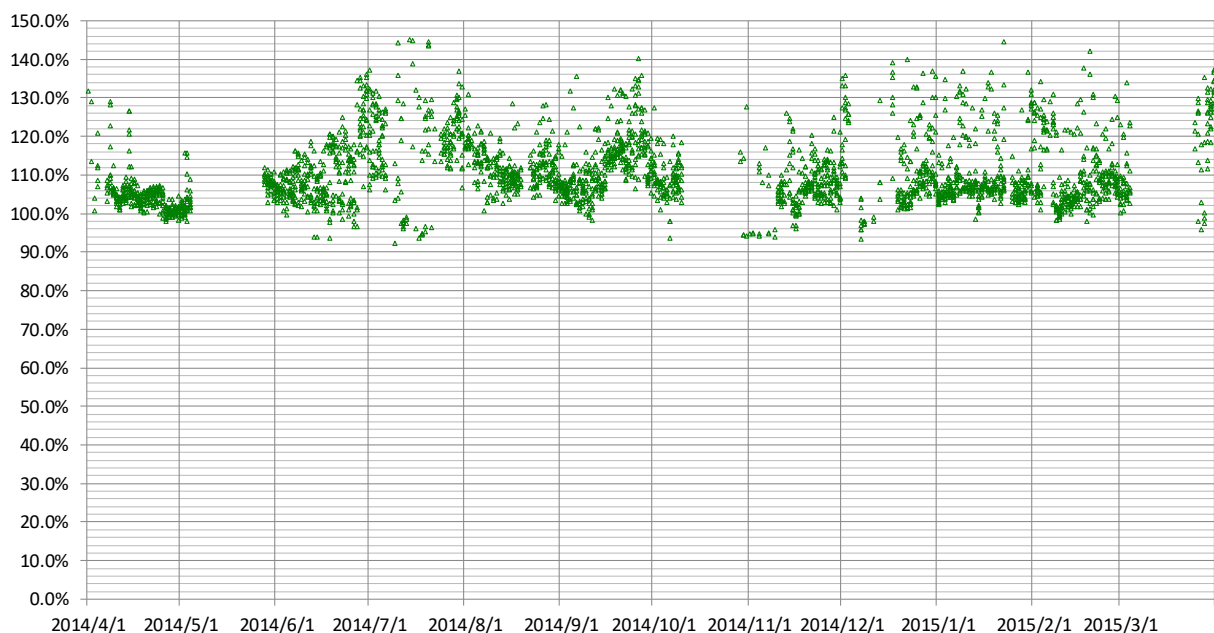


図 2-52 蒸発器伝熱性能（総括熱伝達係数：シミュレーション値との比較）経時データ（2014 年度）

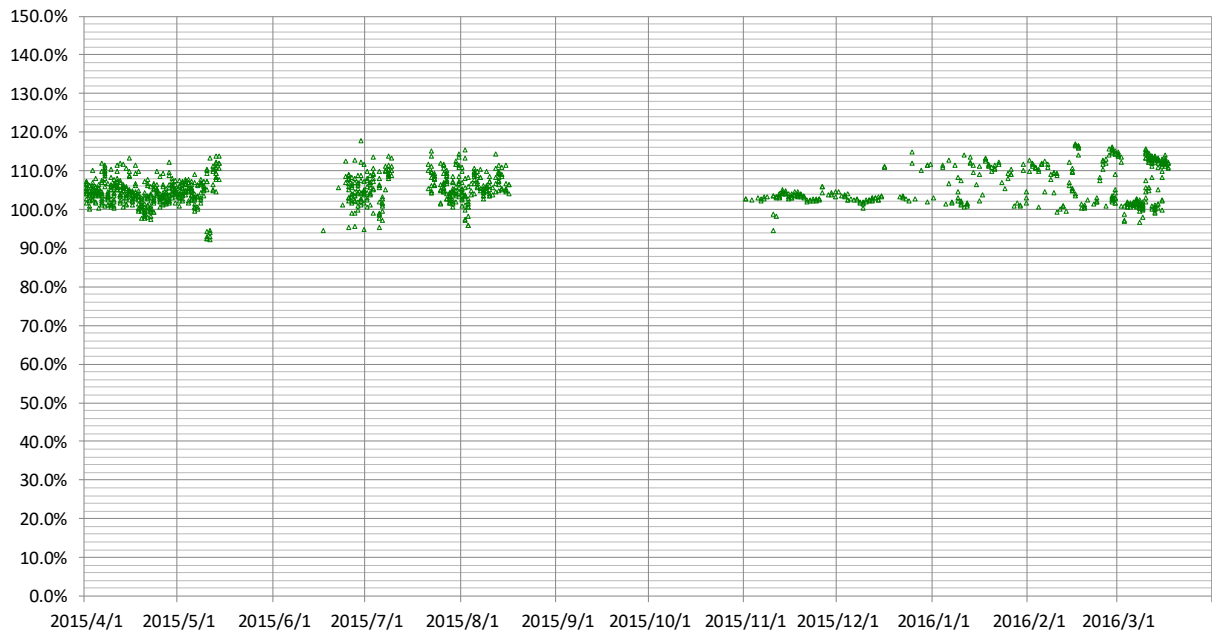


図 2-53 蒸発器伝熱性能（総括熱伝達係数：シミュレーション値との比較）経時データ（2015 年度）

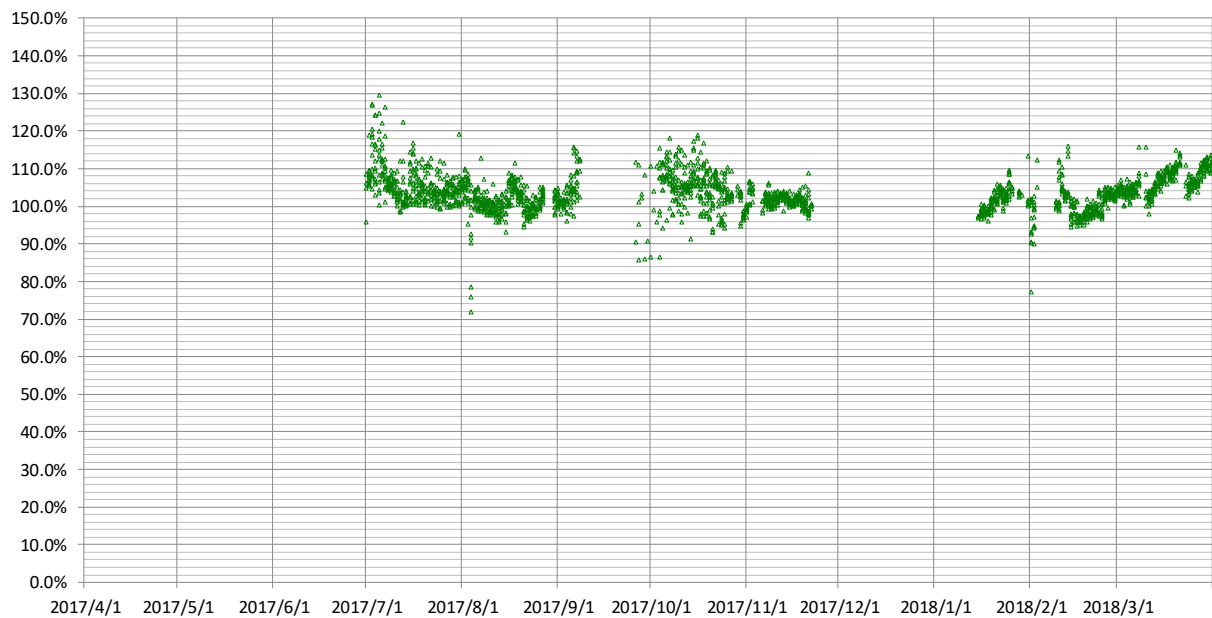


図 2-54 蒸発器伝熱性能（総括熱伝達係数：シミュレーション値との比較）経時データ（2017 年度）

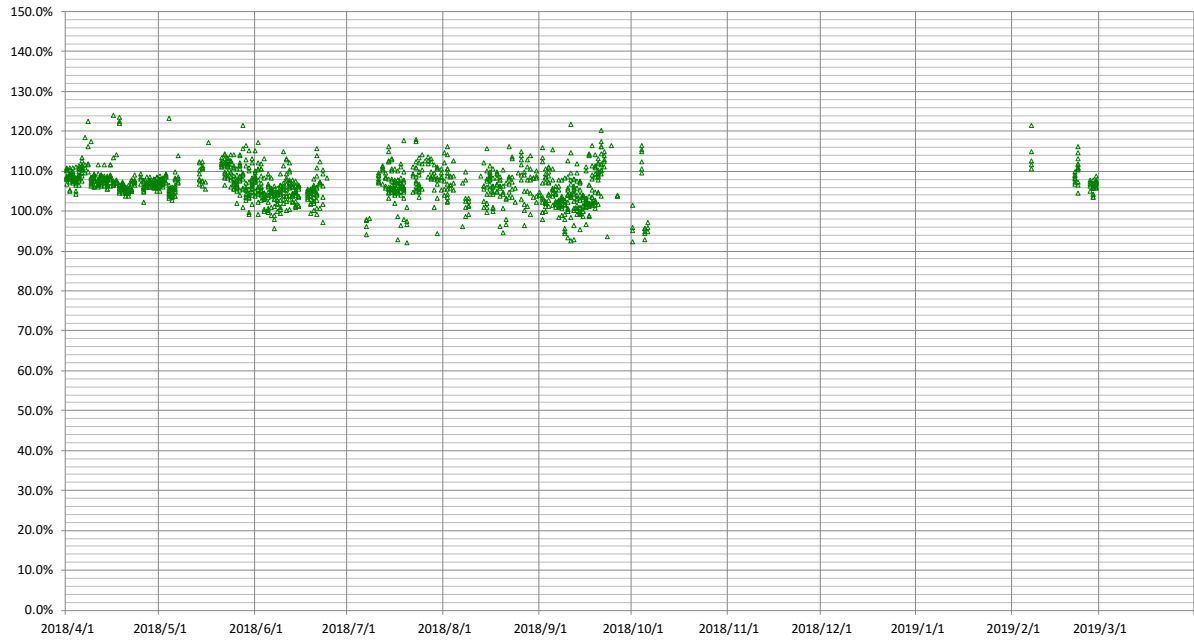


図 2-55 蒸発器伝熱性能（総括熱伝達係数：シミュレーション値との比較）経時データ（2018 年度）

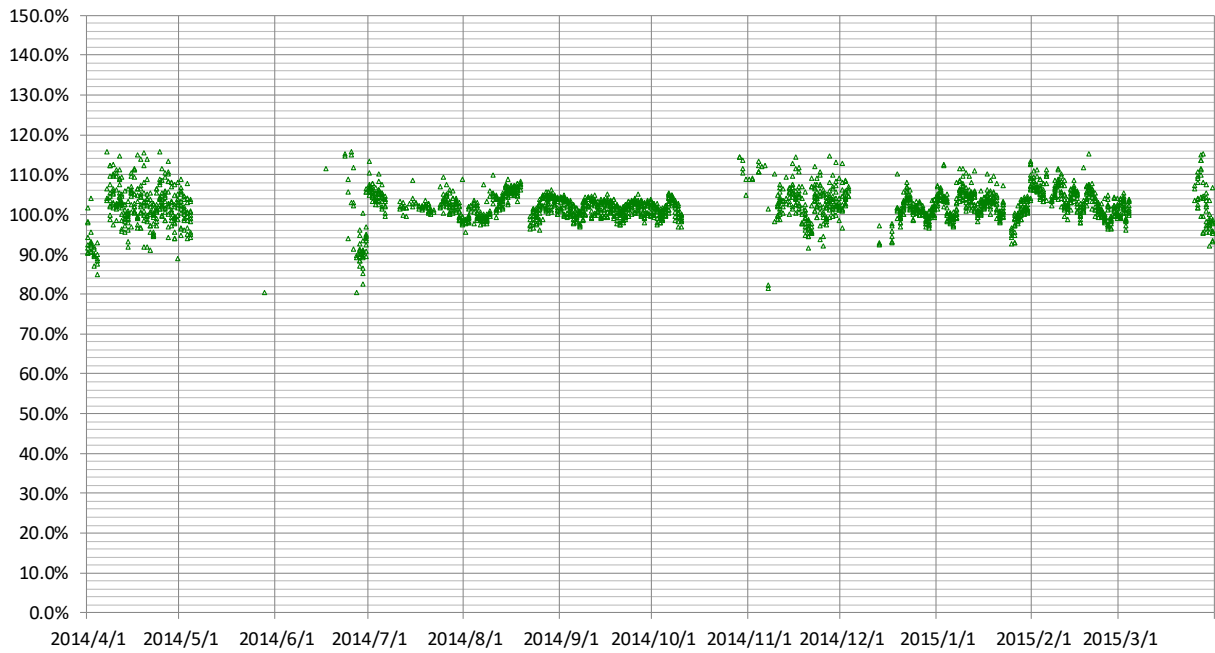


図 2-56 凝縮器伝熱性能（総括熱伝達係数：シミュレーション値との比較）経時データ（2014 年度）

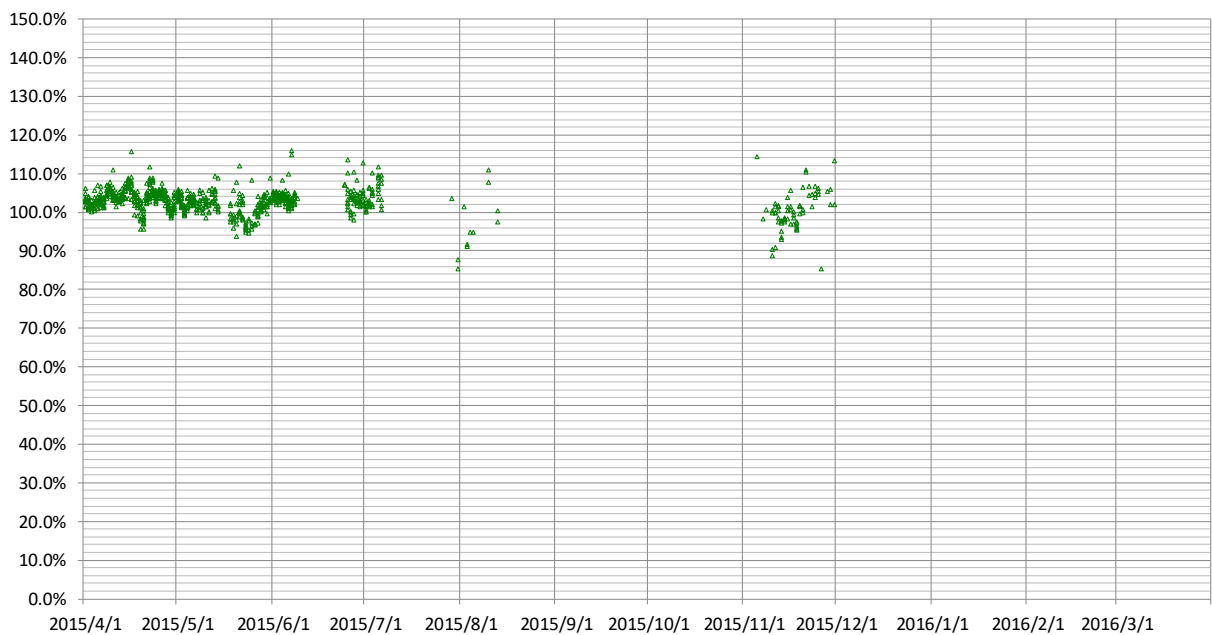


図 2-57 凝縮器伝熱性能（総括熱伝達係数：シミュレーション値との比較）経時データ（2015 年度）

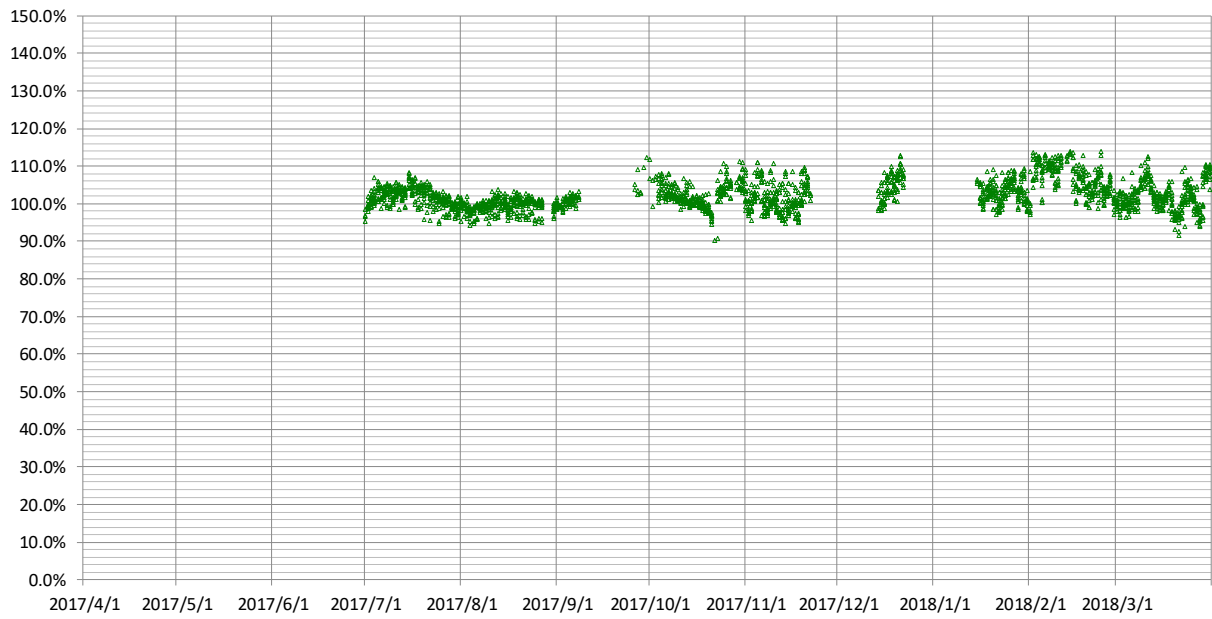


図 2-58 凝縮器伝熱性能（総括熱伝達係数：シミュレーション値との比較）経時データ（2017 年度）

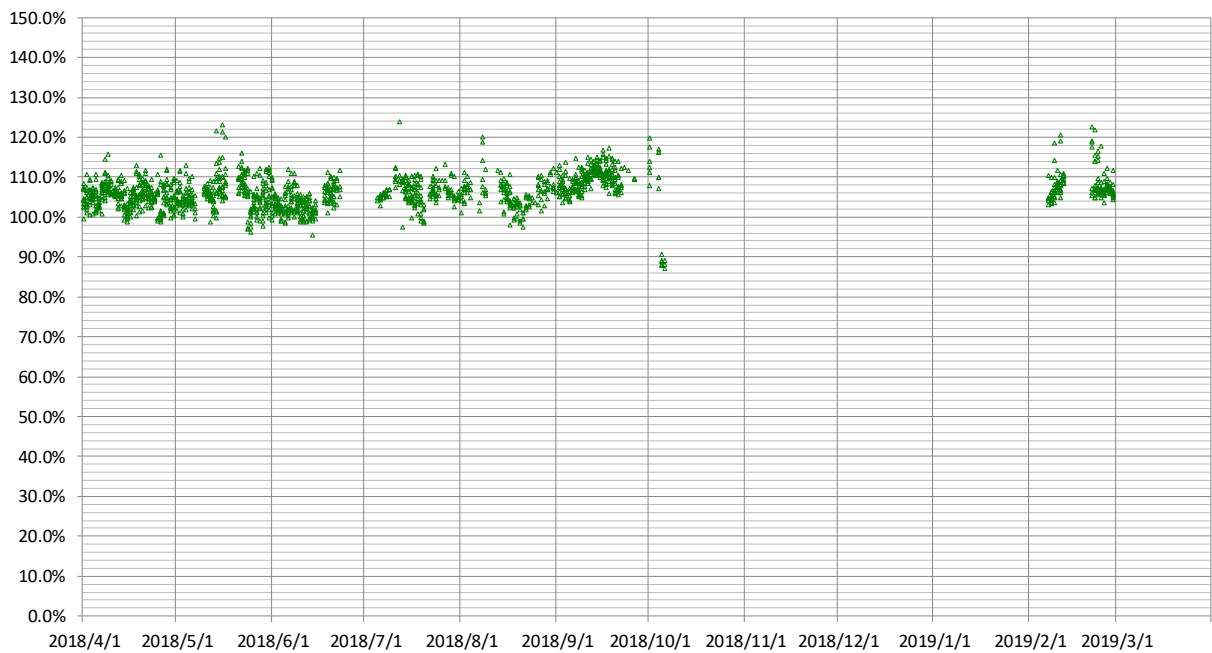


図 2-59 凝縮器伝熱性能（総括熱伝達係数：シミュレーション値との比較）経時データ（2018 年度）

運転条件を変化させた熱交換器性能試験

ランキンサイクルを用いた海洋温度差発電において、プラント稼働時に運転者が人為的に制御できる運転条件は「蒸発器出口蒸気の乾き度（もしくは過熱度）」である。また、これに付随して凝縮器入口蒸気の乾き度（もしくは過熱度）も変化する。

蒸発器出口蒸気の乾き度（もしくは過熱度）は蒸発器の伝熱性能（ピンチ温度）及び熱サイクル出力に、凝縮器入口蒸気の乾き度（もしくは過熱度）は凝縮器の伝熱性能（ピンチ温度）及び熱サイクル出力に、それぞれ影響する。

そこで、本設備を用いて蒸発器出口蒸気の過熱度を操作し、蒸発器、凝縮器の伝熱性能及び熱サイクル出力の変化を観察した。結果を図 2-60～図 2-63 に示す。

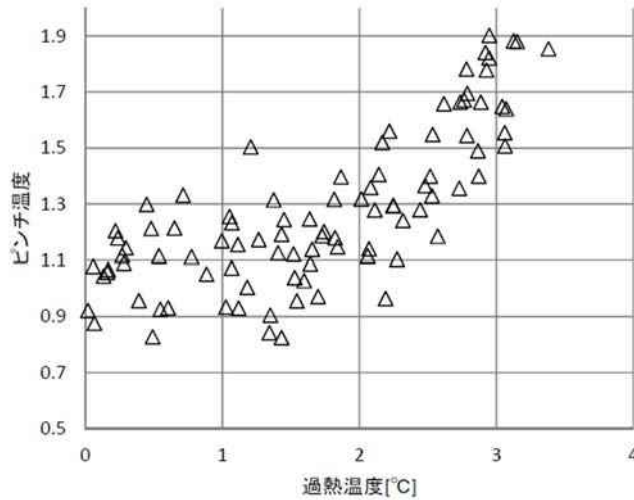


図 2-60 蒸発器出口過熱度とピンチ温度の関係

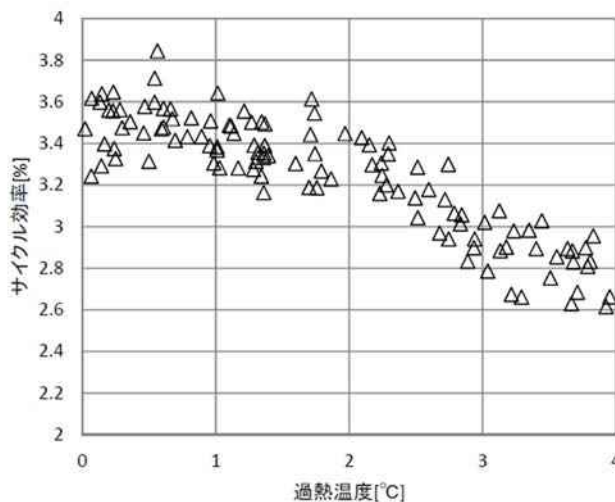


図 2-61 蒸発器出口過熱度と熱サイクル出力の関係

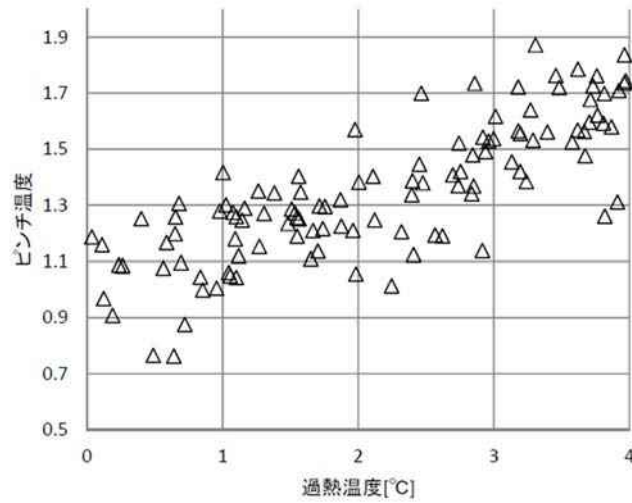


図 2-62 凝縮器入口過熱度とピンチ温度の関係

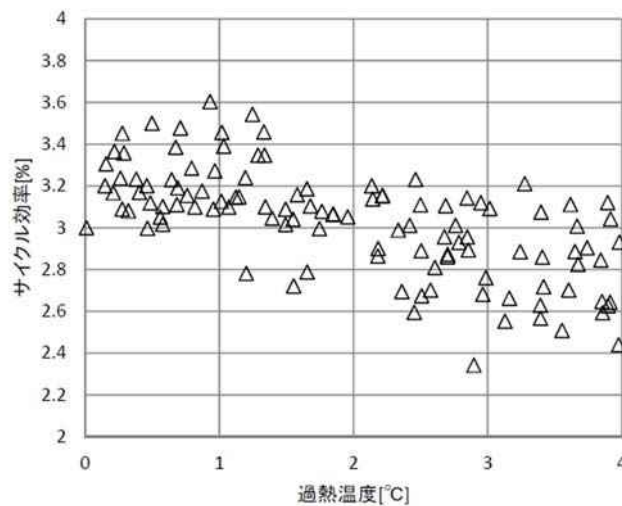


図 2-63 凝縮器入口過熱度と熱サイクル出力の関係

一年間での性能劣化度合いの比較（2014 年度実施）

一年間での性能の劣化度合いを調べるため、2013 年 3 月と 2014 年 3 月の運転において、海水流量、温度、作動流体乾き度が類似しているデータをピックアップし、比較を行った。代表的な結果として、蒸発器の総括熱伝達係数、および凝縮器の海水側圧力損失について、結果をそれぞれ図 2-64（総括熱伝達係数）・図 2-65（海水側圧力損失）に示す。

蒸発器、凝縮器いずれについても性能の劣化が見られず、汚れの付着は飽和状態となることが窺われる。

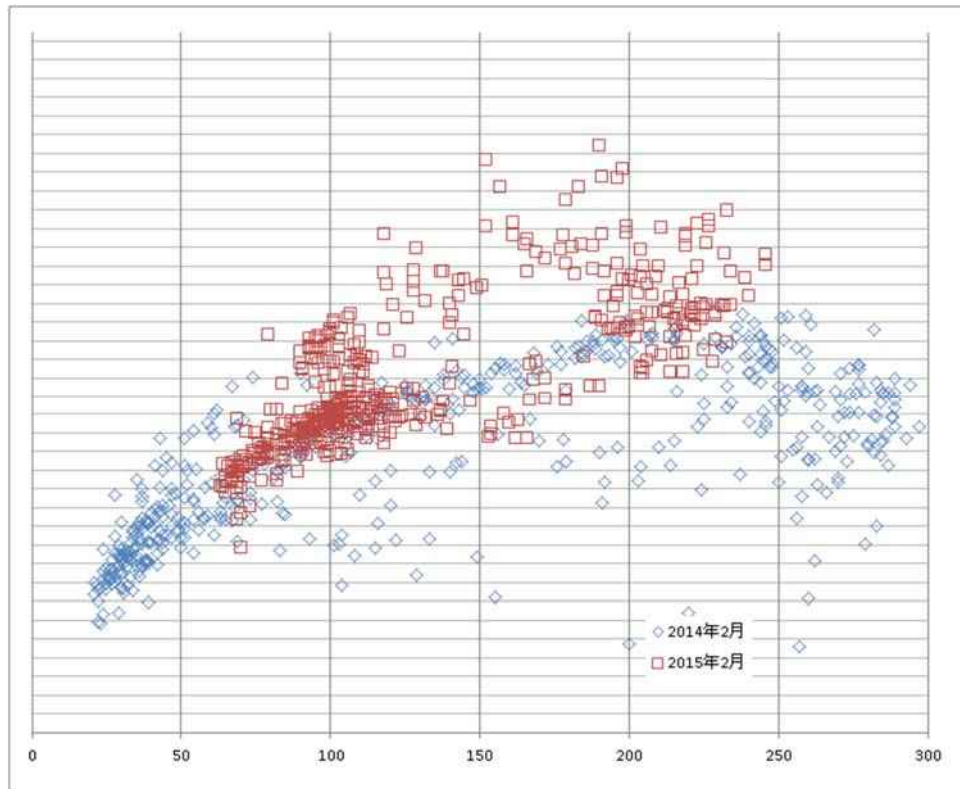


図 2-64 蒸発器伝熱性能(総括熱伝達係数)の比較



図 2-65 凝縮器圧力損失(海水側)の比較

(2) タービン発電機

2.5.3 項では、熱サイクル出力面での検討を行ったが、実際の発電出力では、熱サイクルにより取り出せる理論出力に対して、機械的・電氣的な効率：タービン効率及び発電機効率の考慮が必要となる。そこで、次のとおり、タービン発電機効率を評価した。

タービン発電機効率の算定法

タービン発電機効率は、一般的な定義（下記）に従った。

$$\eta_T = \frac{W_{T_a}}{G_{WF} \cdot (h_i - h_{ois})}$$

ただし、

- W_{T_a} : タービン発電機出力実測値[kW]
- G_{WF} : 作動流体流量[kg/s]
- h_i : タービン入口部エンタルピ° [kJ/kg]
※タービン入口部温度(実測値)及び圧力(実測値)から物性計算ソフト(REFPROP ver.9.0)を用いて計算した。
- h_{ois} : タービン出口部エンタルピ° [kJ/kg]
※タービン出口部圧力(実測値)及びエントロピ°(理想的な断熱変化時:タービン入口部エントロピ°と同じ値)から物性計算ソフト(REFPROP ver.9.0)を用いて計算した。

タービン効率算定例

(2)項で用いた計算例と同じデータでのタービン発電機効率を

表 2-9 に示す。

表 2-9 タービン発電機効率計算例

物性値	単位	タービン入口 (実測値 h_i - s_i) 添え字 i [*1]	タービン出口	
			実測値 h_o - s_o 添え字 o_a	断熱変化時 [*2] O_{is}
温度 T		23.6	-	14.8
圧力 P	kPaA	638	487	487
比エンタルピ h	kJ/kg	411.6	-	406.0
比エントロピ s	kJ/kg-	1.717	-	1.717
乾き度 X	kg/kg	1.0 (飽和蒸気)	-	0.995
作動流体流量 GWF	kg/s	4.3		
タービン発電機効率	-	$\eta_T = \frac{W_{T-a}}{G_{WF} \cdot (h_i - h_{o_{is}})} = 0.65$		

[*1] 実測した圧力と飽和蒸気状態であることから、他の物性値を REFPROP にて算定した。

[*2] 実測した圧力と、比エントロピ (断熱変化仮定のため、 $s_{o_{is}} = s_i$) から他の物性値を算定した。

ただし、大規模プラントでは今回と異なるタイプのタービンを採用する。運転範囲についてタービン効率カーブをあらかじめ把握しておくとともに、オフデザインでも効率が落ちにくい可変ノズル方式 (タービン入口のノズルの角度を外部から変更できる方式) の採用を検討する (2.6.1 項参照)。

2.5.5 制御性の検証

(1) OTEC 実証試験設備の制御方法に関する検証

OTEC (前述のランキンサイクルの場合) の運転において、発電出力抑制や海水流量制御を行わない限り、通常の制御要素は「作動流体流量」のみとなる。そこで、本実証設備においては、次の要素を一定とするように、次の3つの因子による自動制御モードを設けた。

蒸発器・気液分離器液位一定制御モード

蒸発器出口における作動流体蒸気過熱度一定モード

蒸発器出口における作動流体蒸気湯き度一定モード

OTEC への入熱量が増えたとき（たとえば海流や潮汐、波浪により海水温度が変化して温度差が大きくなったとき、また、本設備においては使用する海水量が増加したとき）、作動流体の蒸発量が増えるとともに蒸発器出口の圧力が上昇する。これに伴い、作動流体ポンプの流量 - 揚程特性から、作動流体流量は減少する。一方蒸発量が増加していることから、蒸発器および気液分離器内の液位は下がることになる。そこで ①では、気液分離器の液位が下がる = 入熱量の上昇と見なし、作動流体流量を増加させる（下記の電動調整弁開度を上げる）方向に制御を行う。また、ある入熱量に対して作動流体流量を変化させると、蒸気の湯き度（湿り蒸気の場合）・過熱度（過熱蒸気の場合）も変化する。蒸気の湯き度や過熱度は、熱交換器の性能に大きく影響することから、②のモードを設けた。

なお、作動流体流量の流量は、作動流体ポンプ吐出側に設備した電動調整弁（LV211A/B）に拠っている。

長期の自動制御運転に適した制御モードの選定（2013 年度）

運転開始年度となる 2013 年度は、前述の ①～③のモードの中で、長期の自動制御運転に適したモードを選定し、本実証設備の場合は 蒸発器・気液分離器液位一定制御モードが最適という結論となった。

その理由は、計装類に生じるタイムラグであった。圧力センサーや流量センサーが数秒単位のタイムラグで計測値を得られるのに対し、温度センサーは保護管の設置が不可欠であるため、保護管の管材および内部の流体の熱容量の影響を受けて正確な値を得るまでに数分単位のタイムラグが生じる。特に OTEC の場合は ①の温度変化の影響が相対的に大きいため、温度を介した制御は難しい。本実証設備は、商用機と異なり海水の流量が頻繁に変化するので、より温度センサーのタイムラグが問題になりやすい環境であるという要素もある。

②の蒸気過熱度および ③の蒸気湯き度は直接的な計測が困難であるため、温度と圧力を用いて間接的に求めており、温度センサーの指示値の利用が必須となる。①の液位は直接計測が可能である上にタイムラグも小さいため、これを選定した。

自動制御運転における最適運転点模索のための試験（2014 年度）

最適運転点模索のため、気液分離器の液位と、タービン前後差圧、熱交換器性能、熱サイクル出力の関係を試験した。結果をそれぞれ図 2-66、

図 2-67 および図 2-68 に示す。気液分離器の液位が高いほど各種の性能指標も高くなるが、ある液位を超えるとほぼ一定となる閾値があることが分かる。

運転時は、この閾値より高い運転点で運転を行うことが経済的である。

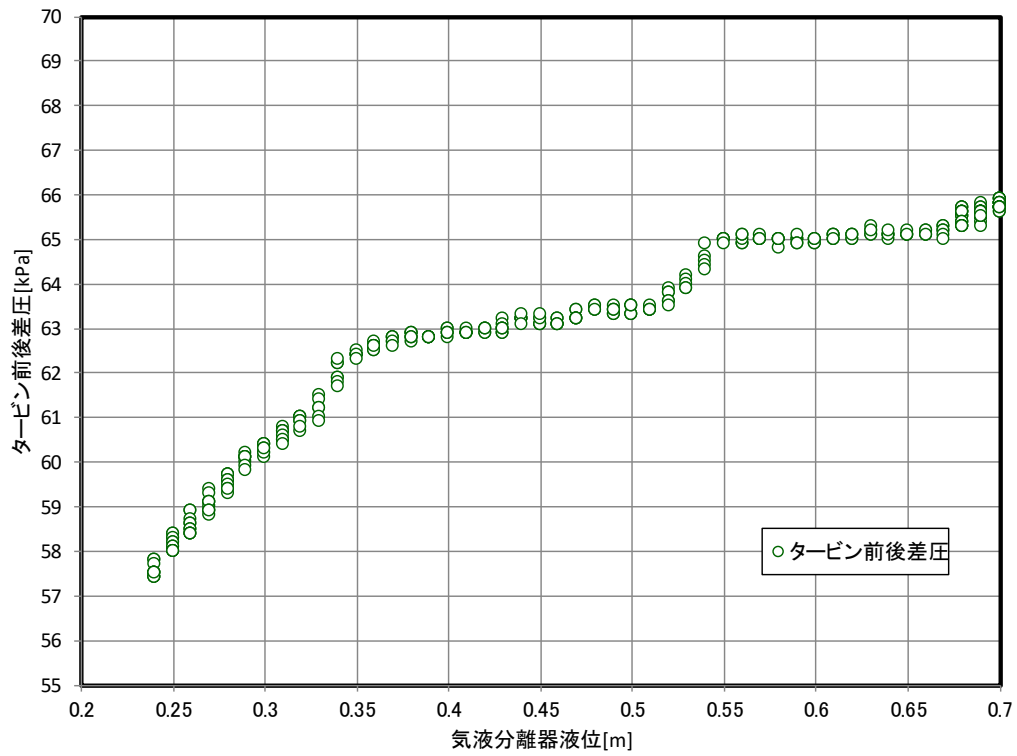


図 2-66 気液分離器の液位とタービン前後差圧との関係（2014 年 4 月試験時）

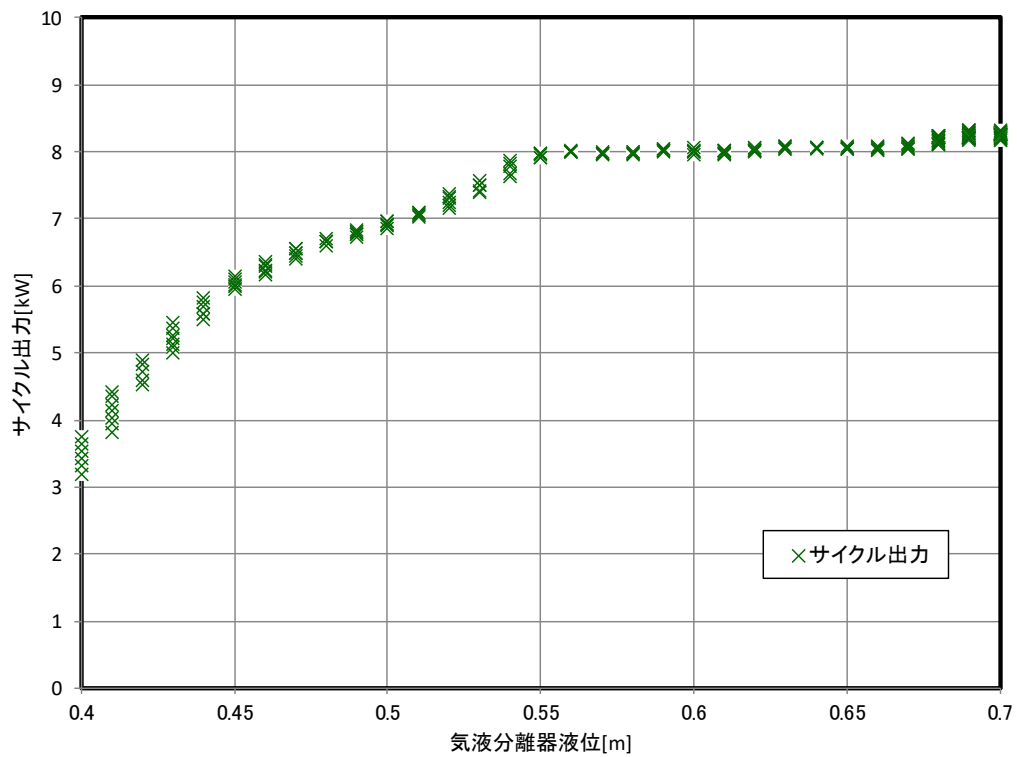


図 2-67 気液分離器の液位と熱サイクル出力との関係（2014 年 4 月試験時）

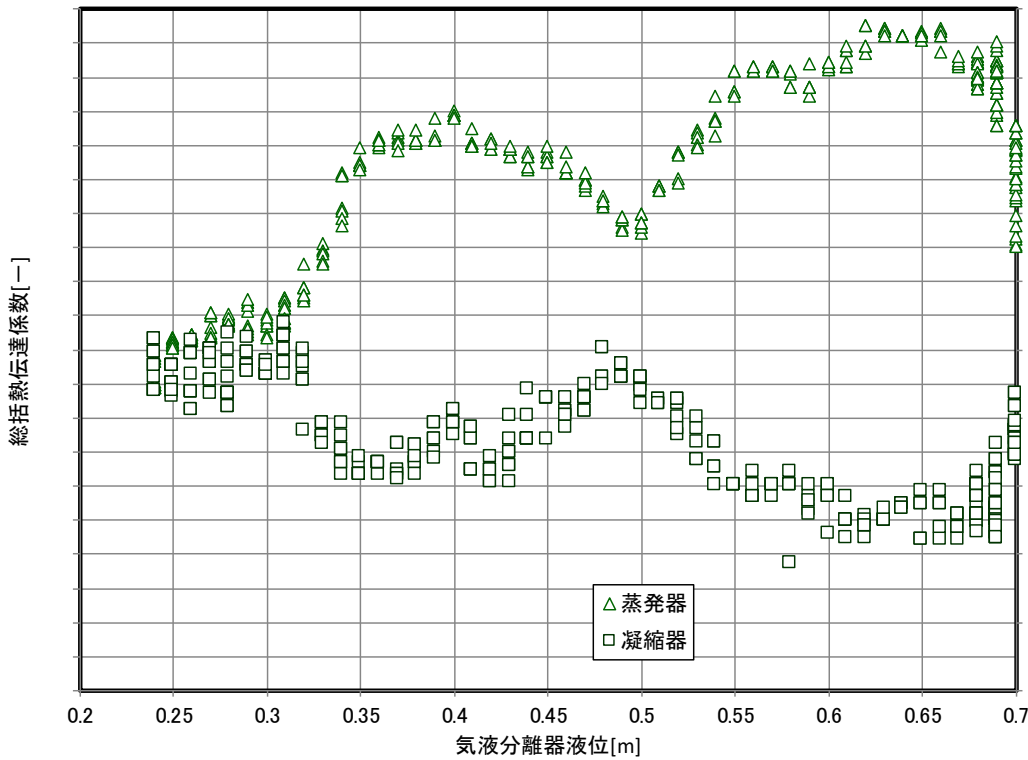


図 2-68 気液分離器の液位と熱交換器伝熱性能との関係（2014 年 4 月試験時）

自動制御の調整（2015～2018 年度）

上記の作動流体流量制御の制御方式には「PID 制御」を採用している。PID 制御は工業プラントで広く用いられる制御方式で、制御対象の現在値と目標値との偏差（Proportional）、その積分（Integral）、微分（Differential）の 3 要素により入力を決定する（本件では制御対象が液位、入力が制御弁の開度）。

上記 P、I、D の 3 要素それぞれに対し、その感度を決定する係数を設定できるため、これを変えることで制御特性を調整することが可能である。ただし、感度が高すぎると、頻繁な調整により系の振動が収束しないなど、系全体の安定度が低下する。一方感度が低すぎると、外部からの急激な変化（起動・停止時や、本設備においては海水流量の急変時）に対応が追いつかず、制御対象（液位）が上/下限を超えて設備が緊急停止することになる。

本事業では 2015 年から、運転状況を見ながら係数を調整し、安定性と変動対応性の両方を満たす制御を模索してきた。制御性の基準として、2.5.3 節で示した「出力の実測値/シミュレーション値」を用いて基準値を「 $100 \pm 5\%$ 以内」とすると、基準値内に収まるデータ比率は年々少しずつ上昇傾向となった。なお、基準値から外れるデータは、上記のセンサー類のタイムラグおよび誤差が原因と考えられる（たとえば、海水温が変化した際、出力の実測値は電流・電圧

センサーで検知するためタイムラグはほぼ無いが、シミュレーション値は少なくとも海水の温度センサーの指示値を用いるので数分単位のタイムラグが生じる)。

表 2-10 基準値内のデータ比率の推移

年度	2015	2016	2017	2018
基準値内データ	84.4	88.1	86.8	91.2

(2) 機器故障時シミュレーション運転試験

機器故障時のシミュレーションとして、次の2ケースを試験した。

- (a) 海水供給の急停止
- (b) 作動流体ポンプの急停止

両ケースとも、本設備は問題なく停止した。図 2-69 に(a)海水供給の急停止時の設備内圧力の挙動、図 2-70 に(b)作動流体ポンプの急停止時の設備内圧力の挙動を示す。

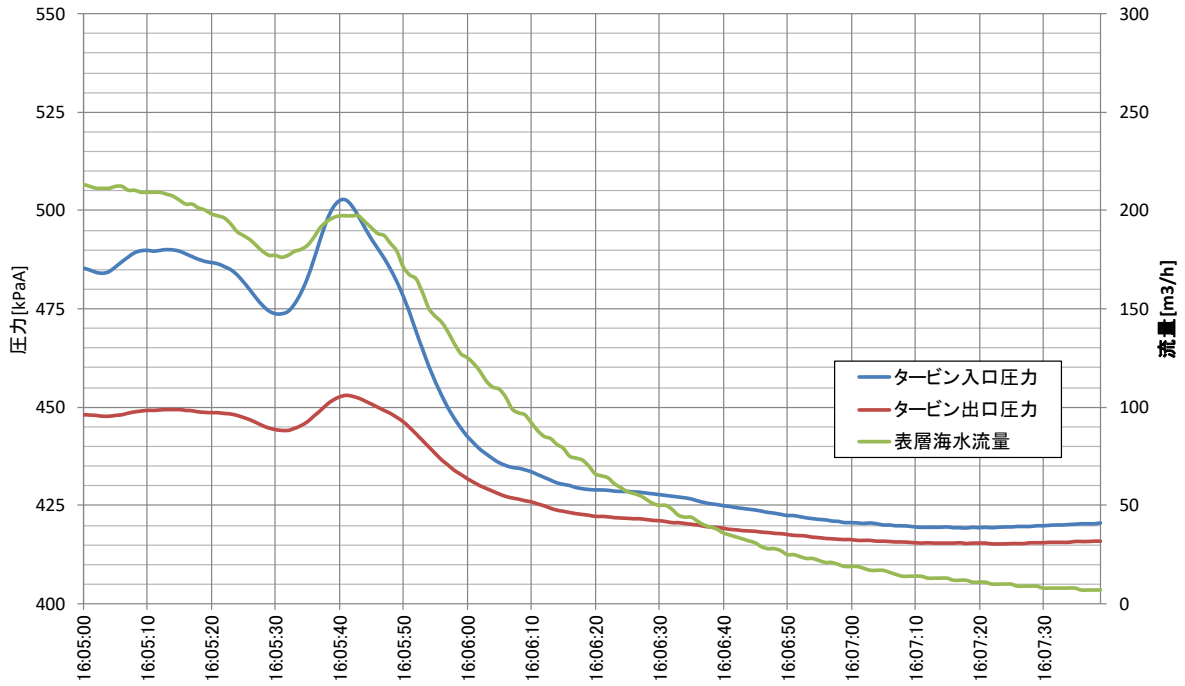


図 2-69 海水供給の急停止時の挙動

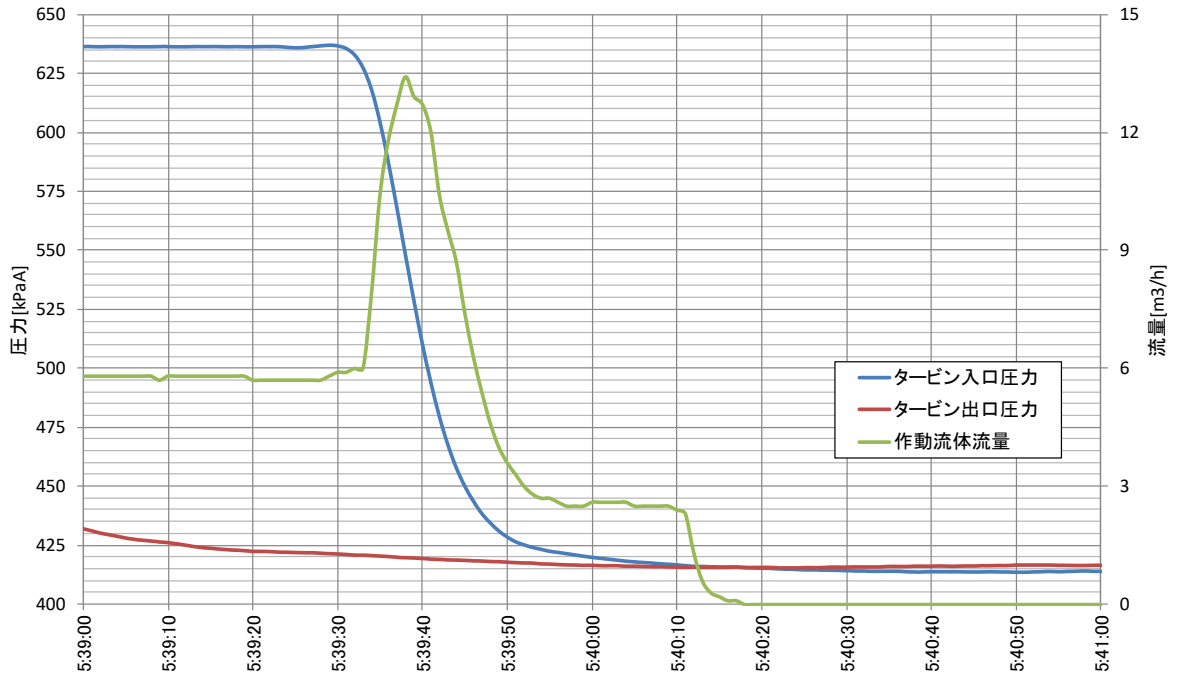


図 2-70 作動流体ポンプの急停止時の挙動

(3) 浮体を想定した周期的変動がタービン発電機にもたらす影響に関する試験

2011年度より NEDO「次世代海洋エネルギー技術研究開発(海洋温度差発電)」として株式会社神戸製鋼所と佐賀大学が受託している研究開発(第 部 1.2.2 項参照)では、浮体式 10MW プラントの概念設計を、浮体も含めて実施している。

この浮体の設計条件として採用されている最もシビアな海象での波周期は 12 秒である。そこで、海水弁操作により、波に最も影響を受ける恐れのある表層水流量を変動させ、タービン前後の圧力変化と熱サイクル出力を観測した。この際、前項で述べた気液分離器の液位が低い場合と高い場合について試験を行った。結果を図 2-71、図 2-72(低液位での試験)および 図 2-73、図 2-74(高液位での試験)に示す。

前項で気液分離器の液位が高い運転点で大きい出力が得られると述べたが、周期的変動の際の安定性についても液位が高い方が圧力変動を抑制できる結果となった。これは、気液分離器内の液がバッファとして働くからであると考えられる。

ただし、いずれの場合においても、タービン発電機に不具合は生じず、浮体中でも発電が継続できることが確認できた。

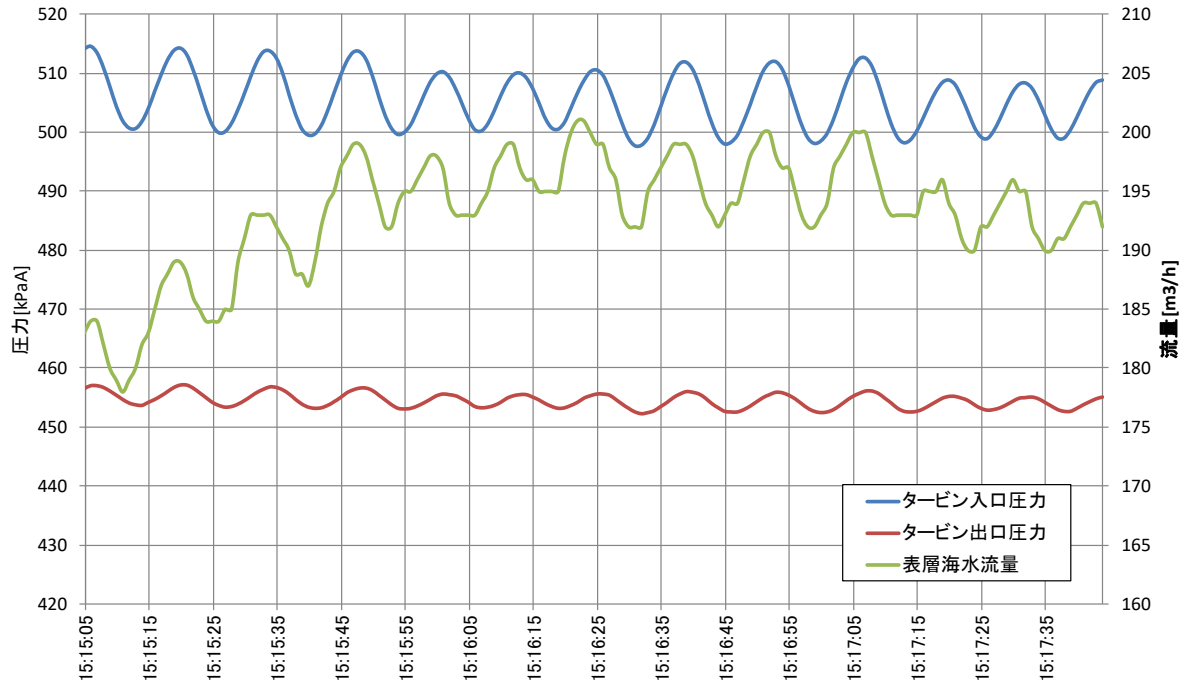


図 2-71 表層水流量変動とタービン前後の圧力（気液分離器 = 低液位時）

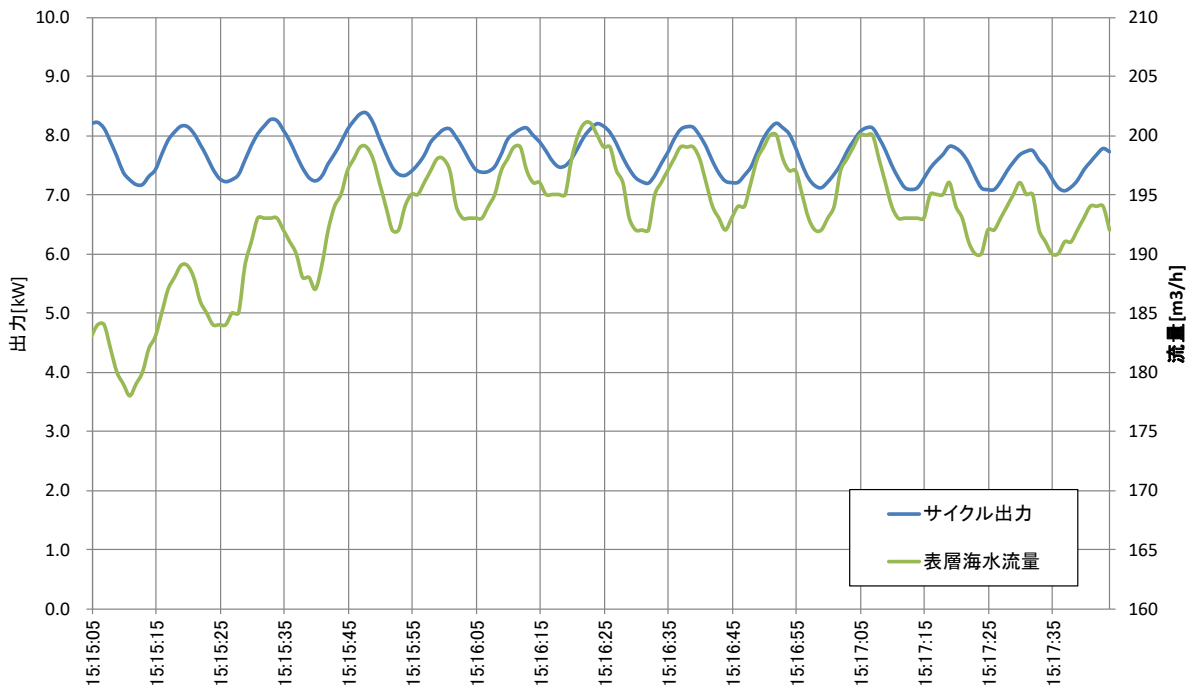


図 2-72 表層水流量変動と熱サイクル出力（気液分離器 = 低液位時）

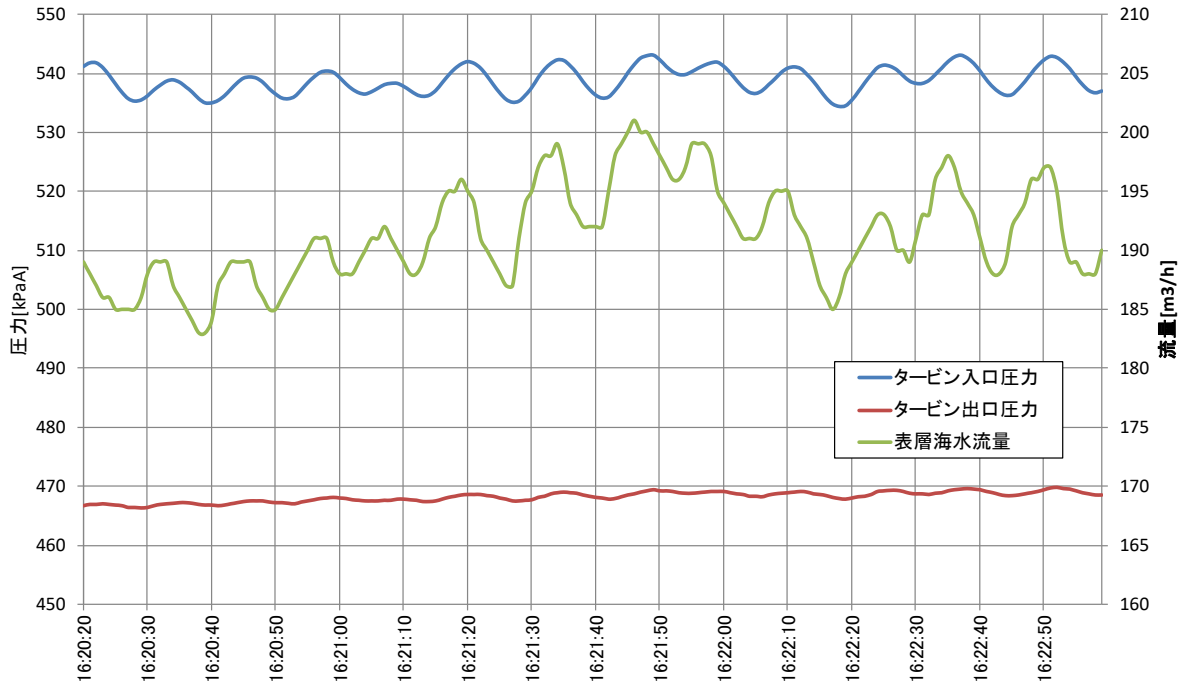


図 2-73 表層水流量変動とタービン前後の圧力（気液分離器 = 高液位時）

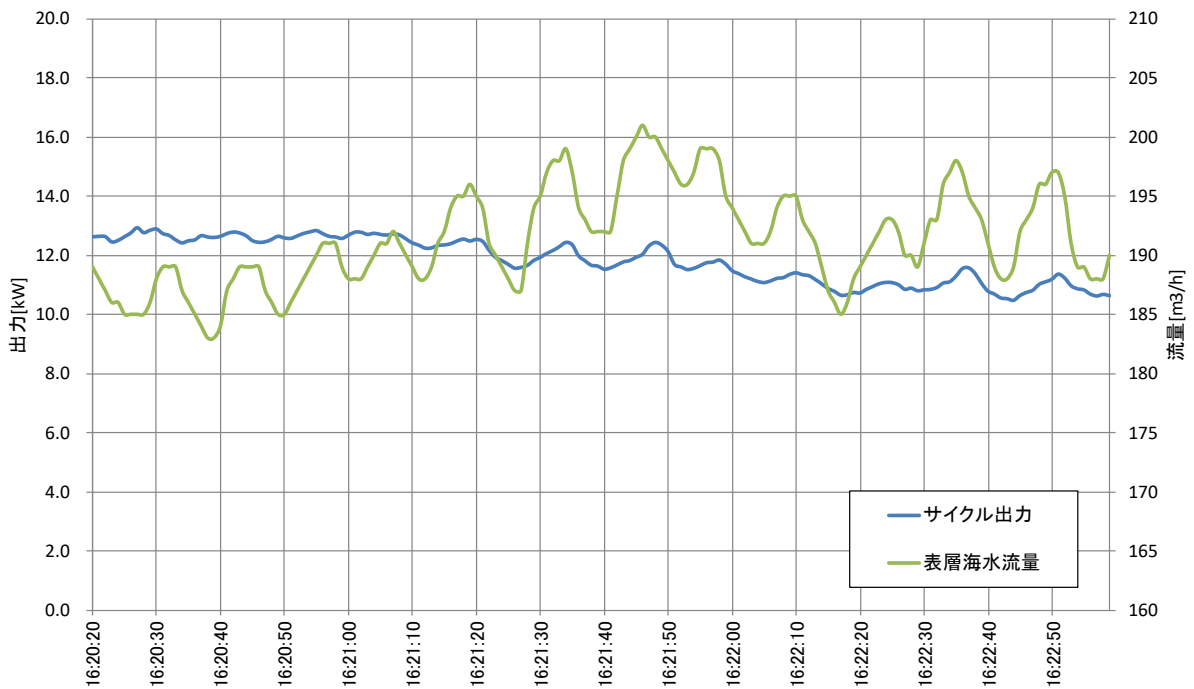


図 2-74 表層水流量変動と熱サイクル出力（気液分離器 = 高液位時）

2.5.6 発電後海水の高度複合利用のための日間起動・停止運転（DSS 運転）

2016年7月より、「取水設備の規模拡大を想定し、実際に農林水産業を営む民間事業者等の協力を得て、発電後海水の複合利用の実証試験を行い、その有効性及び実現性及び課題等について評価・検討を行う」¹ことを目的に、沖縄県委託事業「海洋温度差発電における発電後海水の高度複合利用実証事業」が開始された（第Ⅰ部参照）。

そこで発電利用実証事業では、発電後海水の利用に向けて発電側として必要となる可能性がある日間起動・停止運転（DSS：Daily Start Stop 運転）の実証運転を行った。6月から12月にかけて約半年間のDSS運転後、最も起動・停止のダメージが懸念されるタービン発電機を開放点検し、軸受等の損耗を確認した。

(1) DSS 運転実証試験の経緯

発電以外の用途での深層水・表層水の月間使用量

深層水利用産業では、特に使用水量の多い水産養殖業が冷熱利用用途が中心であることから、夏季の使用量が極端に増大する。一方、表層水は年間を通じて一定の需要があり、夏季になるとその一部が深層水で代替される。例として2014年度における深層水の使用量推移を図2-75に、表層水の使用量推移を図2-76に示す。

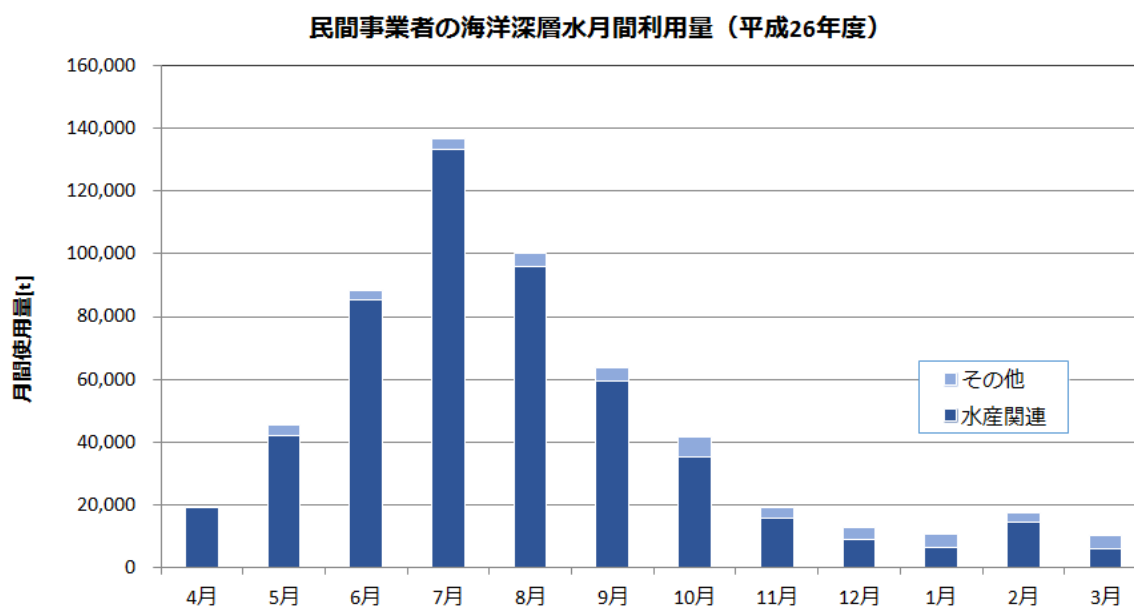


図 2-75 民間事業者の深層水の月間使用量推移（2014年度）
（民間事業者ヒアリング結果による）

¹ 沖縄県「海洋温度差発電における発電後海水の高度複合利用実証事業 企画提案募集要項」

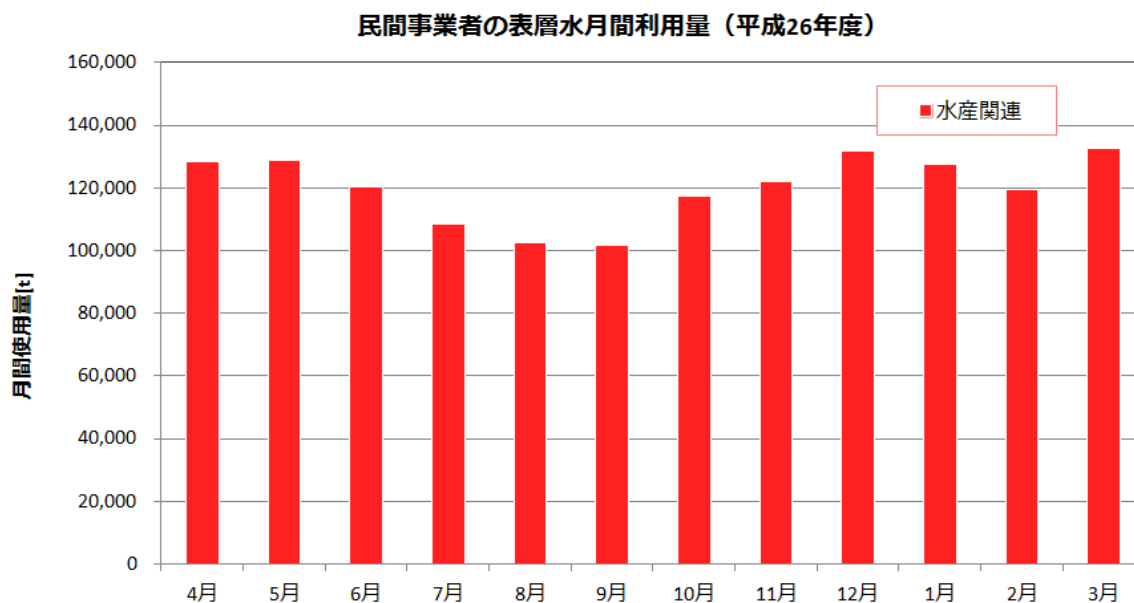


図 2-76 表層水の月間使用量推移（2014 年度）
（民間事業者ヒアリング結果による）

時間毎の使用量については、需要先のうち海洋温度差発電実証設備でしか計測を行っていないため、発電以外の需要について「取水ポンプの定格吐出量から発電使用分を差し引く」という形で、2015 年 7 月の代表的な日について時間別使用量の推移を表したものを図 2-77 に示す。

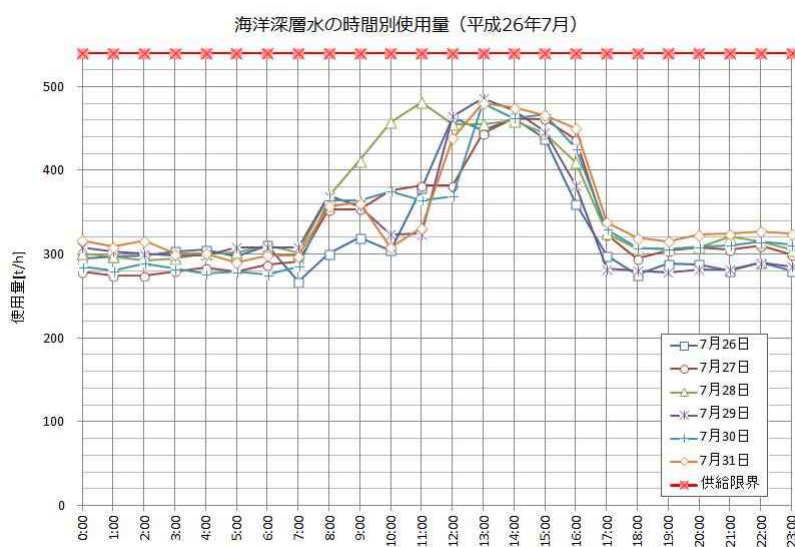


図 2-77 夏季の深層水の時間別使用量（発電を除く）の日間推移の推定（2015 年 7 月）

DSS 運転が必要とされる可能性

上記のとおり、日間でも発電以外の産業の深層水需要が大きく変化する。これらの需要を優先した場合「夏季の晴天時の昼間に OTEC を停止する」という運転もありうる。特に、2010 年代後半の太陽光発電の大量導入により、電力供給が昼間に過剰になり夕方に不足する、という事態が国内外で発生している。このため OTEC を昼間停止しその分を各産業の冷熱供給に融通、日射負荷による冷熱需要が弱まる夕方から発電を再開する、という可能性も、特に小型 OTEC では選択肢の一つとなりうる。

以上を鑑み、日間起動・停止運転：DSS 運転の実証を行う。

(2) DSS 運転とは

主に日間で変動する電力需要への対応のため、発電機を毎日起動・停止する運転方式である。回転機は起動および停止時に大きな負荷がかかるため、回転部に堅牢性が要求される。

パワーアカデミーによる電気工学用語集²には、次のとおり定義されている。

「供給電力は、時々刻々と変化する需要に対応して変化させる必要がある。近年は昼間と夜間の電力需要の差がますます広がり、昼間と夜間では火力発電所の発電機を停止して供給力を調整している。負荷変動が激しい需要のピーク部分に対しては揚水式水力、小容量火力、調整池式水力、一部石油火力が分担する。負荷変動の少ないベース部分に対しては原子力、大容量石炭火力、自流式水力が用いられる。ピーク部分とベース部分の間帯の需要を受け持つ電源として、一部石油火力、LNG（液化天然ガス）火力があり、毎日起動停止することが必要になる。このためには起動停止の容易さ、起動時間の短縮、機器寿命の維持、起動損失の低減、部分負荷効率の向上等が要求され、タービンバイパス系統の設置、変圧運転方式の採用、熱応力低減対策等の設備改善を実施している³。

(3) 海洋温度差発電における起動時および停止時のタービン発電機の挙動

起動時および停止時におけるタービン発電機の回転数、および内部温度の推移を図 2-78（起動時）および図 2-79（停止時）に示す。

タービン発電機の起動においては、回転開始から定常回転数に至るまで、1～2 分と応答性が早い。停止についても同様である。タービン内部のラジアル軸受については、いずれも起動・停止時に急速な温度変化を示すが、最大 50 程度であることから、火力発電等で用いられる数百レベルの温度変化に比べれば、はるかに対応が容易な条件となっている。

² パワーアカデミー事務局、「電気工学用語集」, <http://www.power-academy.jp/learn/glossary/id/65>（2019 年 3 月閲覧）

³ (株)エネルギーフォーラム、「電気事業事典」電気事業講座 2008 別巻（2008）

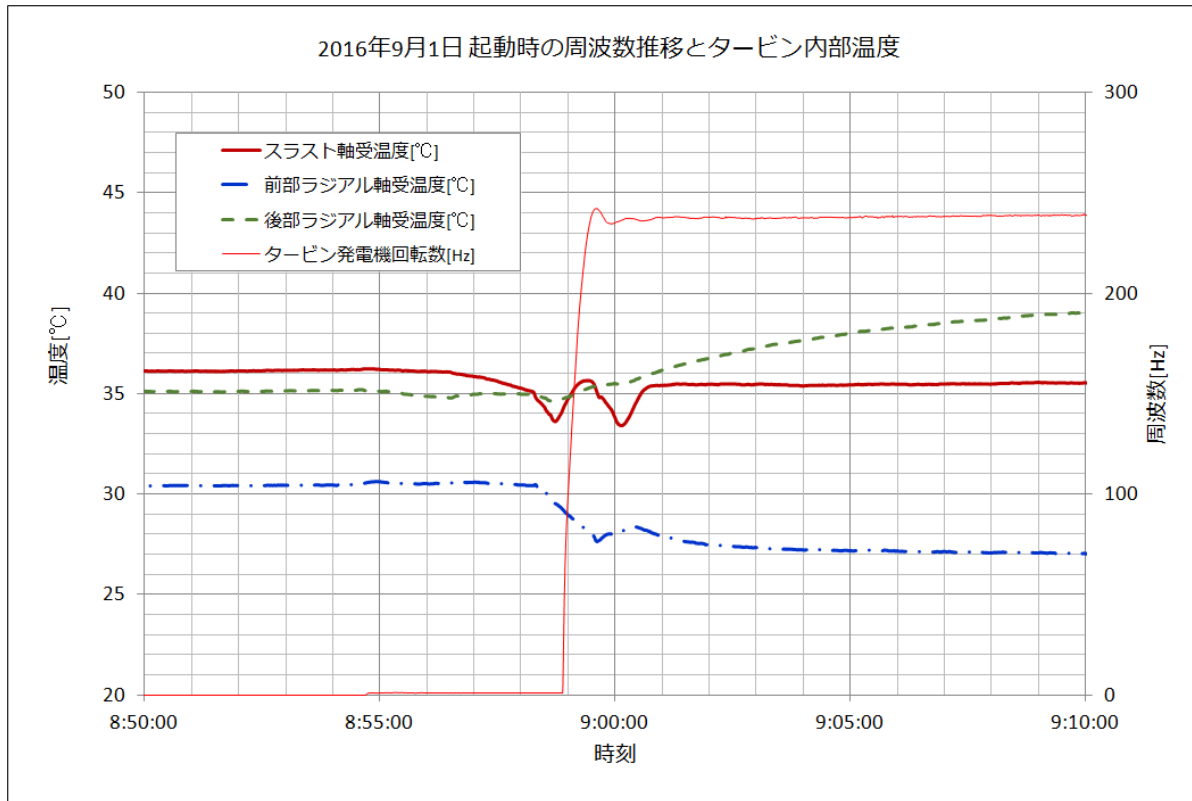


図 2-78 タービン起動時の周波数推移とタービン内部温度の例（2016年9月1日）

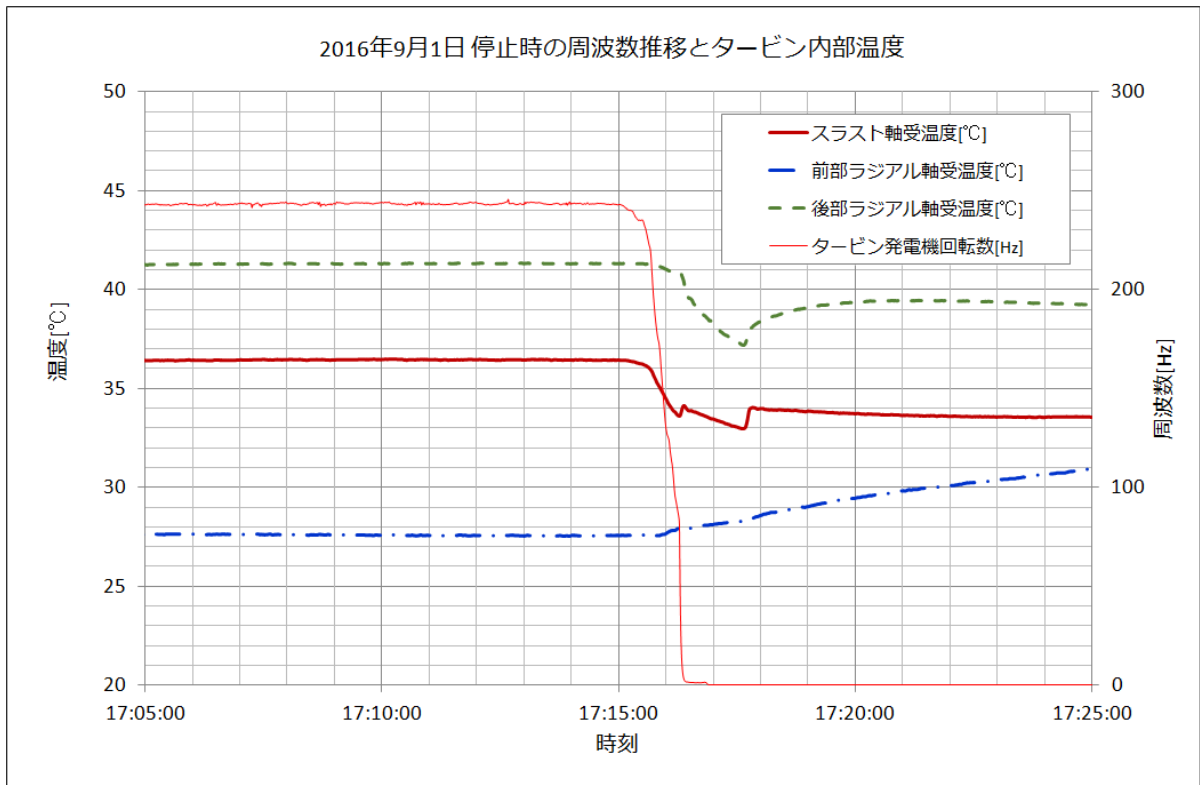


図 2-79 タービン停止時の周波数推移とタービン内部温度の例（2016年9月1日）

(4) DSS 運転によるタービン内部への負荷の確認

半年間の DSS 運転（起動・停止回数約 150 回）前後のタービン内部（軸受部）の状況について、比較写真を図 2-80～図 2-83 に示す。なお、DSS 運転前の写真は 2016 年 3 月に実施した年次開放点検時、DSS 運転後の写真は 2017 年 1 月に実施した年次開放点検時のものである。

100 回を超える起動・停止にかかわらず、擦痕はほとんど見られなかった。



図 2-80 スラストカラー（ブレード側）左：DSS 前、右：DSS 後 擦痕の伸展なし



図 2-81 スラストカラー（発電機側）左：DSS 前、右：DSS 後 いずれも傷なし



図 2-82 ラジアル軸受（前部）左：DSS 前、右：DSS 後 擦痕の程度は DSS 後の方が若干激しい
ラジアル軸受は、2016 年 3 月の点検後に新品に交換している



図 2-83 ラジアル軸受（後側）左：DSS 前、右：DSS 後 擦痕の程度はほぼ変わらない
ラジアル軸受は、2016 年 3 月の点検後に新品に交換している

(5) DSS 運転に関するまとめ

本実証試験では、半年間の DSS 運転では、タービン内部の状態も含めて問題は見られなかった。大出力の場合、タービン発電機の減速方式が本設備とは異なるため注意が必要であるものの、システム全般として DSS 運転への対応は可能であると考えられる。

2.5.7 タービンの流量 圧力（膨張比）特性による出力向上の検討

(1) タービン特性と出力との関係

表層水および深層水の、温度および流量といった環境条件が与えられ、熱交換器の性能および容量が定まっても、なお熱サイクルは様々な運転状態を取り得る。図 2-84 に示すとおり、同図中央の条件に対して、発電効率を犠牲にして海水の温度をより多く使い入熱量を増やす運転状態（図左）、反対に発電効率を上げて入熱量を減らす運転状態（図右）がある。

この運転状態を定めるのが、海洋温度差発電の一般的な設計においては、タービンの流量 - 差圧特性である。すなわち、タービンにどれだけの流量が流れた際に、タービン前後にどれだけの差圧が付くか、の指標である。

流量に対して差圧が小さいタービンでは、熱交換器での交換熱量（ほぼタービン流量に比例）すなわち海水の出入口温度差を大きくとっても蒸発 - 凝縮間の圧力差（ほぼ温度差に比例）が小さいため、運転状態としては図 2-84 の左側の運転状態を取る。逆に流量に対して差圧が小さいタービンでは、同図の右側の運転状態を取ることになる。

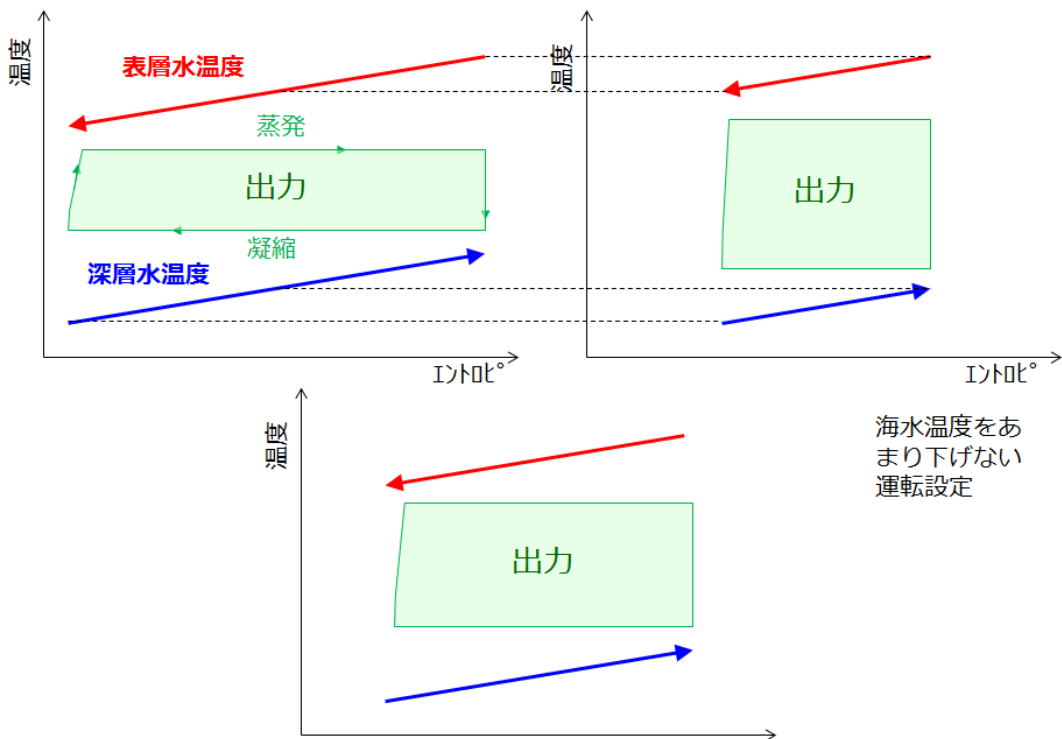


図 2-84 タービン特性（流量-差圧特性）による出力の違い

このタービン特性を変化させることが出来る機構が可変ピッチノズルである。ラジアルタービン入口における固定翼（ラジアルタービンにおけるノズル）の角度（ピッチ）を変化させることで、作動流体のガスの圧力エネルギーを運動エネルギーに変換する特性を変化させるのである。これに伴い、タービンの流量 - 差圧特性が変化する。

(2) タービン特性と季節変動

タービン特性は、季節変動（表層水温度の季節変動）の影響の受けやすさにも関係する。図 2-85 に示すとおり、熱効率が小さく海水温度差を大きく取った熱サイクルは、表層水温度の低下（表層水 - 深層水間の温度差の低下）の影響を受けやすい。

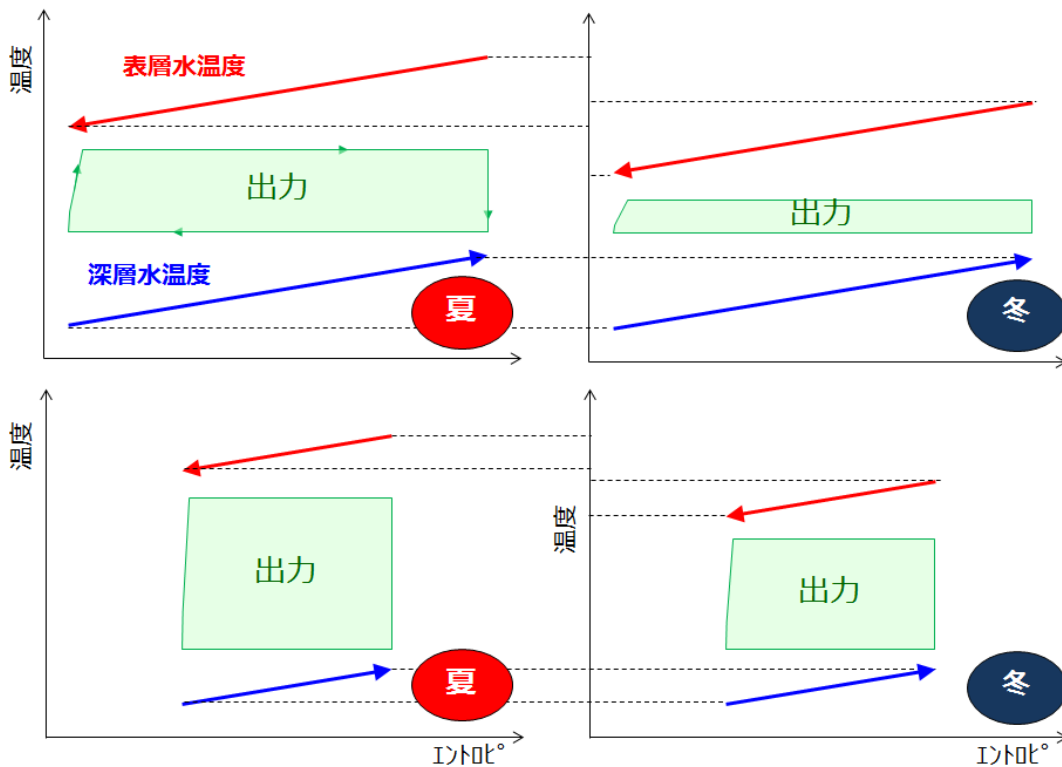


図 2-85 海水条件を同じとした場合の出力の季節差

(3) タービンを模擬した膨張弁の開度（流量 - 膨張比特性）による熱サイクルへの影響試験

ユニット B では、タービン発電機の代わりに、タービンを模擬した膨張弁が搭載されている。ここでは、この開度を変化させることにより膨張弁の流量 - 圧力（膨張比）特性を変化させ、熱サイクルへの影響を評価した。開度に対する蒸発器の交換熱量及び熱サイクル出力の変化を、それぞれ図 2-86、図 2-87 に示す。

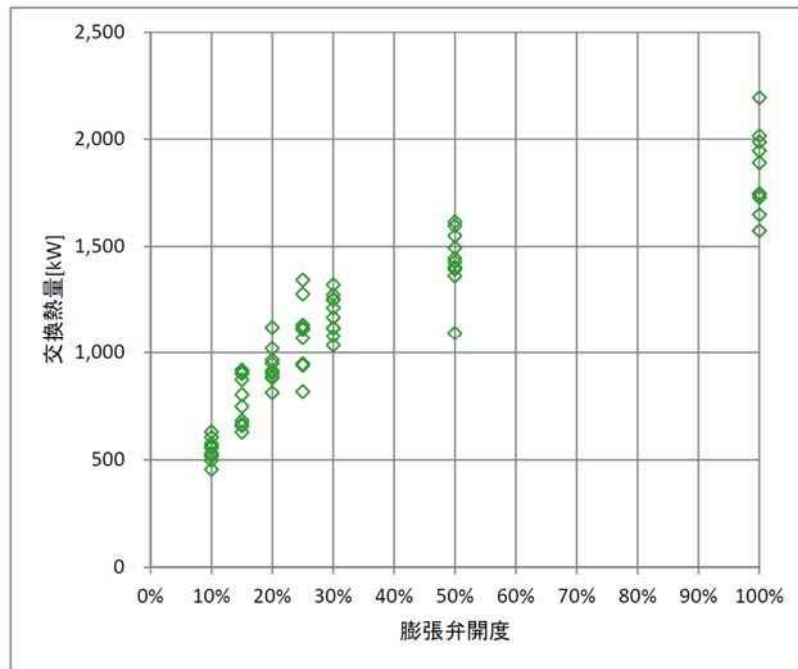


図 2-86 開度に対する蒸発器の交換熱量の変化

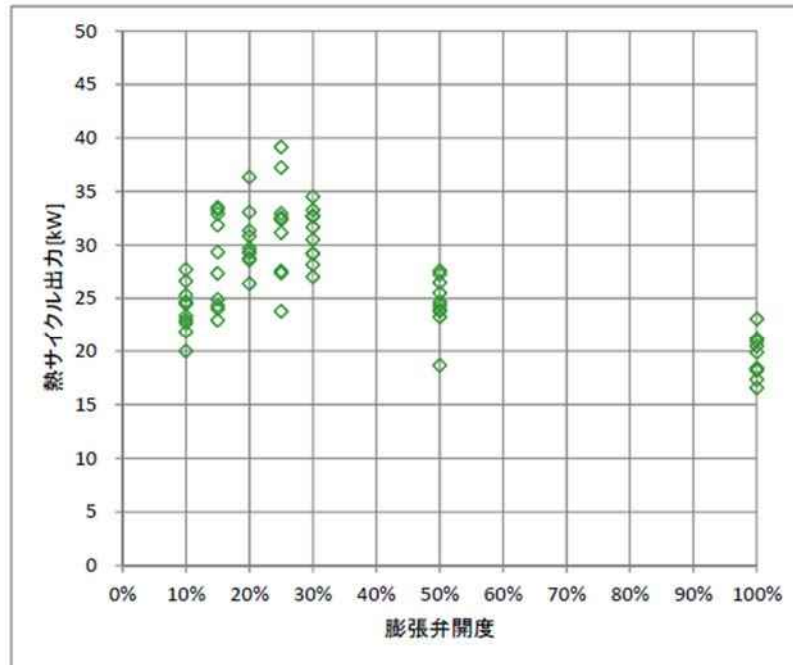


図 2-87 開度に対する熱サイクル出力の変化

(4) 可変ピッチノズルによる出力向上度の検討方法

可変ピッチノズルにおける流量 - 差圧特性は、本実証試験の結果から次の式のとおり概算される。

$$P = C \cdot \rho \cdot V^{1.8} = C \cdot \rho^{-0.8} \cdot G^{1.8} \dots\dots\dots(式 2-a)$$

where:

P : タービン前後差圧 [Pa]

C : タービン特性による定数 [-]

ρ : タービン入口における作動流体ガス密度[kg/m³]

V : タービン入口における作動流体の体積流量 [m³/s]

G : 作動流体の質量流量 [kg/s]

この式について、定数 C を固定した場合（可変ピッチノズル不採用）および固定しなかった場合（可変ピッチノズル採用）のそれぞれについて、熱サイクルの出力の変化を表層 - 深層の温度差ごとにグラフ化する。なお、今回の検討では、タービン発電機効率は無視して熱サイクルとしての出力を示す。

設計条件は、2014 年度の報告書における送電端出力 1MW 級の設備のもの（表 2-11）を採用する。この設計条件（表層 - 深層の温度差が約 20℃）に対して、表層 - 深層の温度差が 16℃、18℃、22℃、24℃ のケースで、比較を行う。

表 2-11 設計条件

項目	単位	計画値	備考	実証設備
表層水				
取水深度	m	15		15
取水温度		25.9(年間平均)	沖縄近海の JODC データ	
取水量	m ³ /h	10,950	計画値	
深層水				
取水深度	m	800		612
取水温度		5.7	沖縄近海の JODC データ	8~10
取水量	m ³ /h	8,350	計画値	

(5) 可変ピッチノズルによる出力向上度の検討結果

図 2-88 に、設計条件における熱サイクル出力を示す。また、表層 - 深層の温度差が 16、18、22、24 のケースにおける熱サイクル出力の差異について、それぞれ図 2-89 ~ 図 2-92 に示す。

設計条件から温度差が離れるほど、出力の差異が大きくなる傾向があるものの、出力向上に対する効果はほとんどないことが明らかとなった。本実証試験では、可変ピッチノズルを装備していないが、出力の面では次プロジェクトでこれを採用しても、出力の大きな増加は見込めないことが確認された。

一方、本検討から、出力最大点におけるタービンの出入口差圧が、夏季と冬季とで大きく違うことが判明した。1MW 級 OTEC で採用予定のタービン発電機は、出入口差圧が定格最大値の 80% を切ると、失速を防ぐために自動停止してしまう仕様である。この自動停止を防ぐ目的では、可変ピッチノズルが必要となる。本件については次項に述べる。

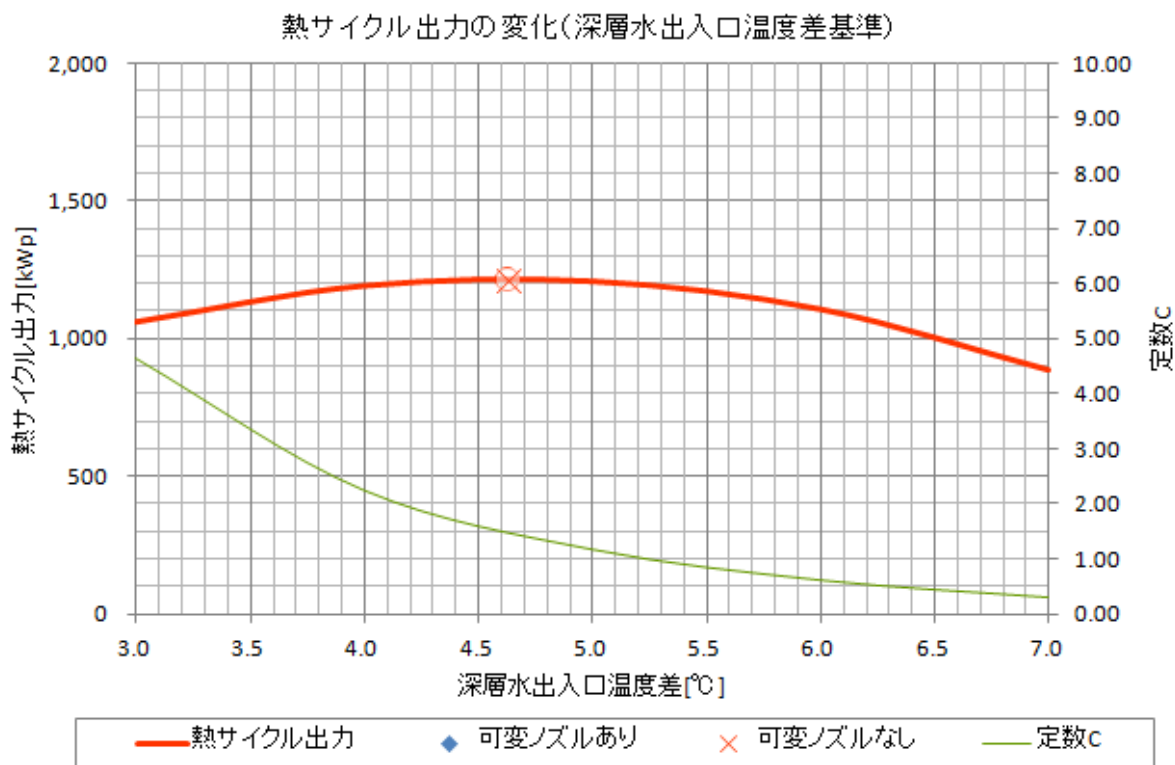


図 2-88 設計条件における熱サイクル出力

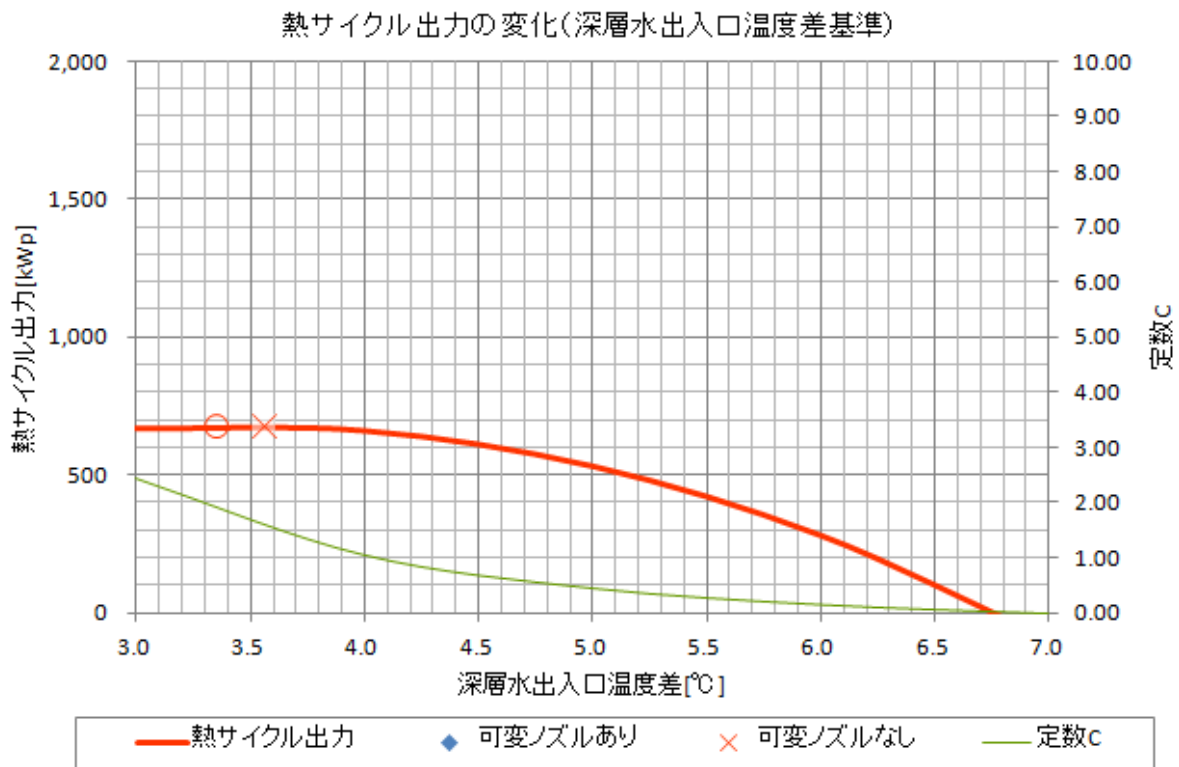


図 2-89 温度差 16 における熱サイクル出力

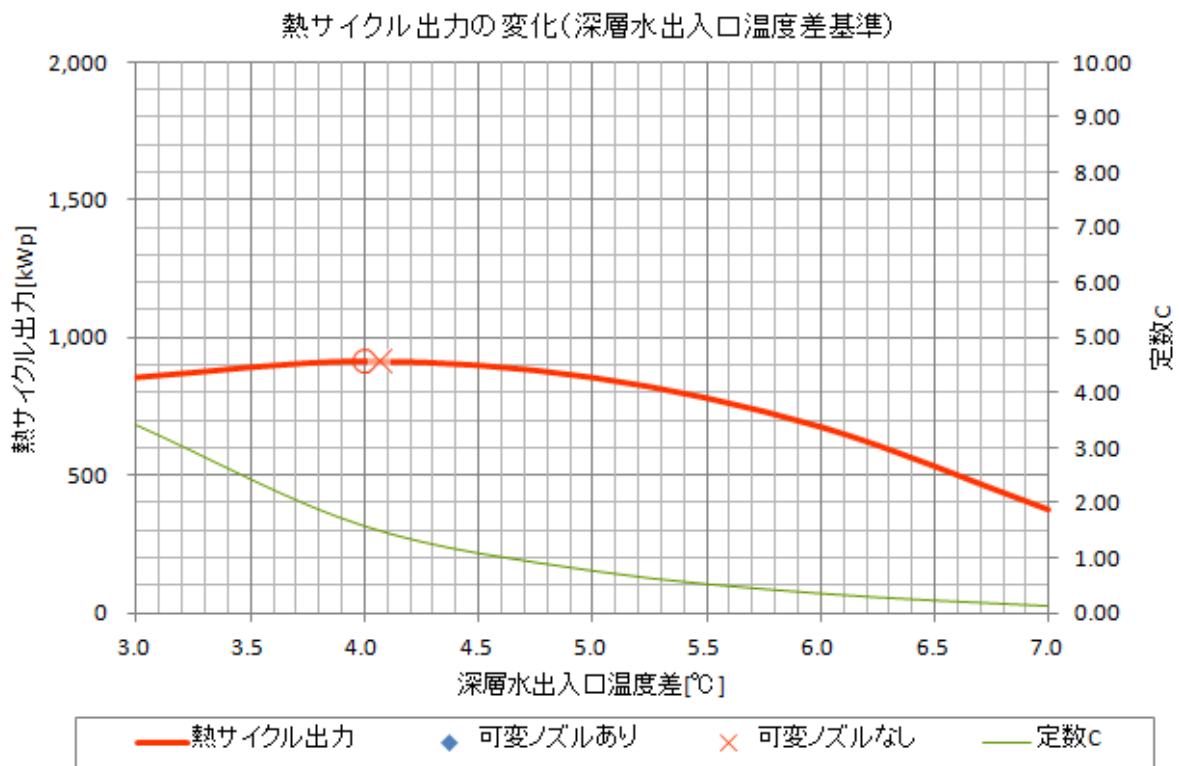


図 2-90 温度差 18 における熱サイクル出力

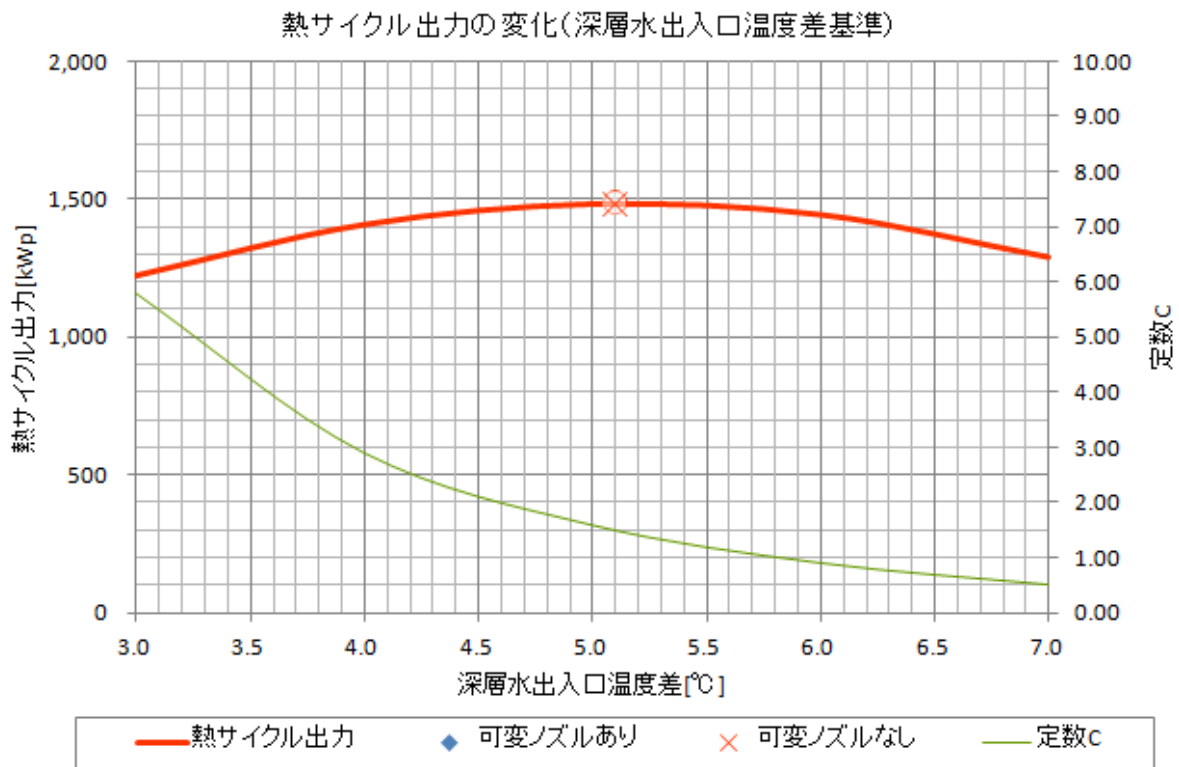


図 2-91 温度差 22 における熱サイクル出力

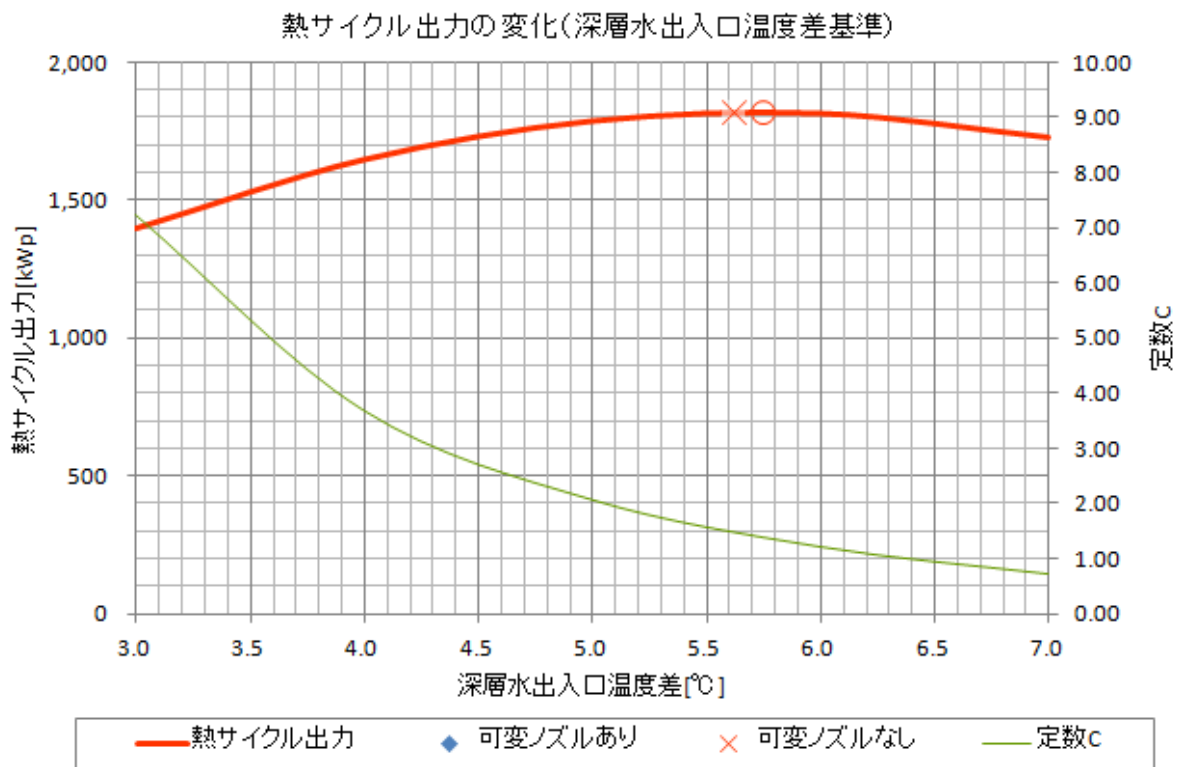


図 2-92 温度差 24 における熱サイクル出力

(6) 可変ピッチノズルによるタービン失速抑止効果の検討結果

1MW 級 OTEC で採用予定のタービン発電機は、出入口差圧が定格最大値の 80%を切ると、失速を防ぐために自動停止してしまう仕様である。

そこで、前項で行った検討について、図 2-93 にタービン出入口圧力差と熱サイクル出力の観点から再整理する。図中に示すとおり、可変ピッチノズルを装備しない場合、出入口差圧が定格最大値の 80%未満となってしまうことが分かる。したがって、単段ランキンサイクルを採用する場合は、可変ピッチノズルの採用が必要となる。

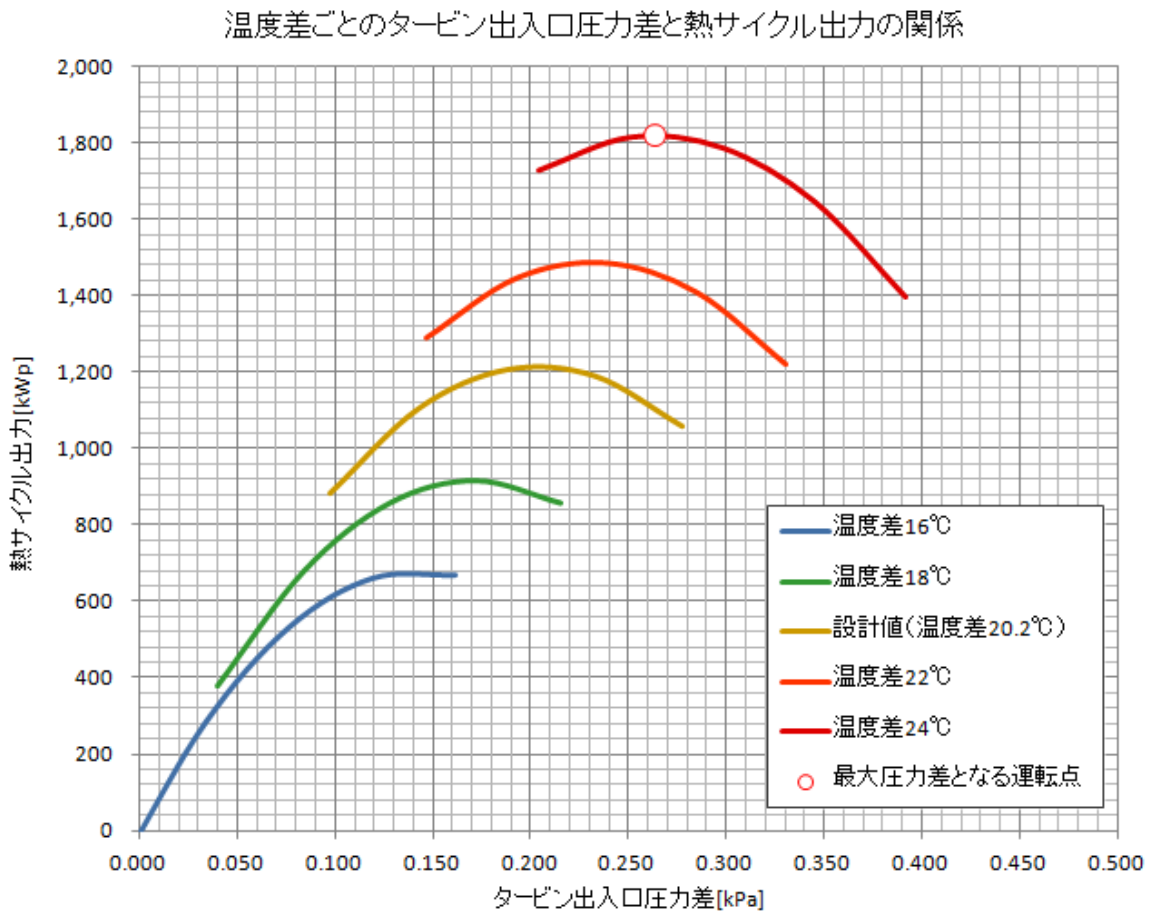


図 2-93 タービン出入口圧力差と熱サイクル出力

(7) タービンの効率カーブの考慮

ここまでの検討においては、タービンの流量 出入口差圧（膨張比）を変化させることにより、熱サイクル出力がどの程度向上できるかを検討した（2016年度）。一方で、実際のタービン出力はタービン効率と熱サイクル出力との積として与えられることから、タービン効率への影響も検討する必要がある。タービン効率は、式 1-b で与えられる速度比に対して機器固有の関数（図 2-94）となる。

速度比 = U/C_0 (式 2-b)

where:

U : タービン周速

C_0 : 作動流体ガスの仮想流速 = $\sqrt{\Delta H}$

ΔH : タービン出入口でのエンタルピー落差

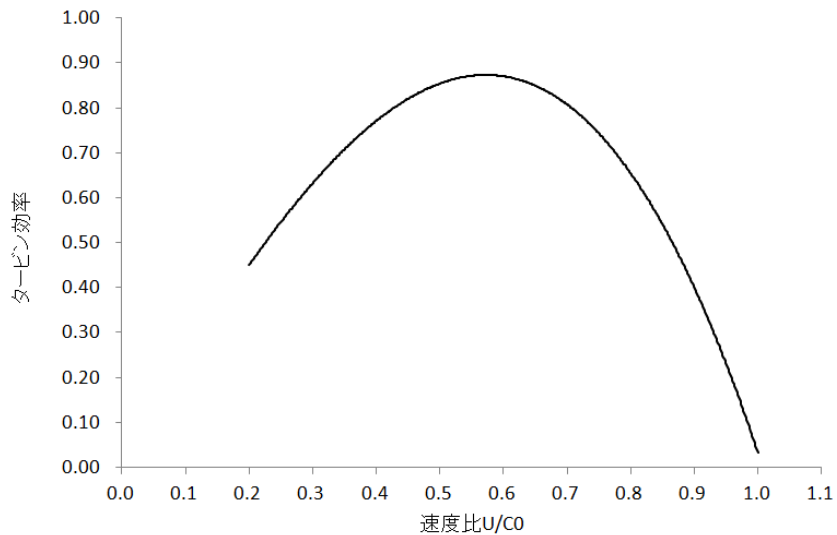


図 2-94 速度比とタービン効率（イメージ）

季節毎の作動流体ガスの流速

前項と同様の条件：表層 - 深層の温度差が設計値、16、18、22、24 のケースにおいて、式 1-b における作動流体ガス流速 C_0 がどのように変化するか、熱サイクル効率と併せて図 2-96 ~ 図 2-99 に示す。（速度比 U/C_0 において、定回転数タービンでは U が一定であるため）

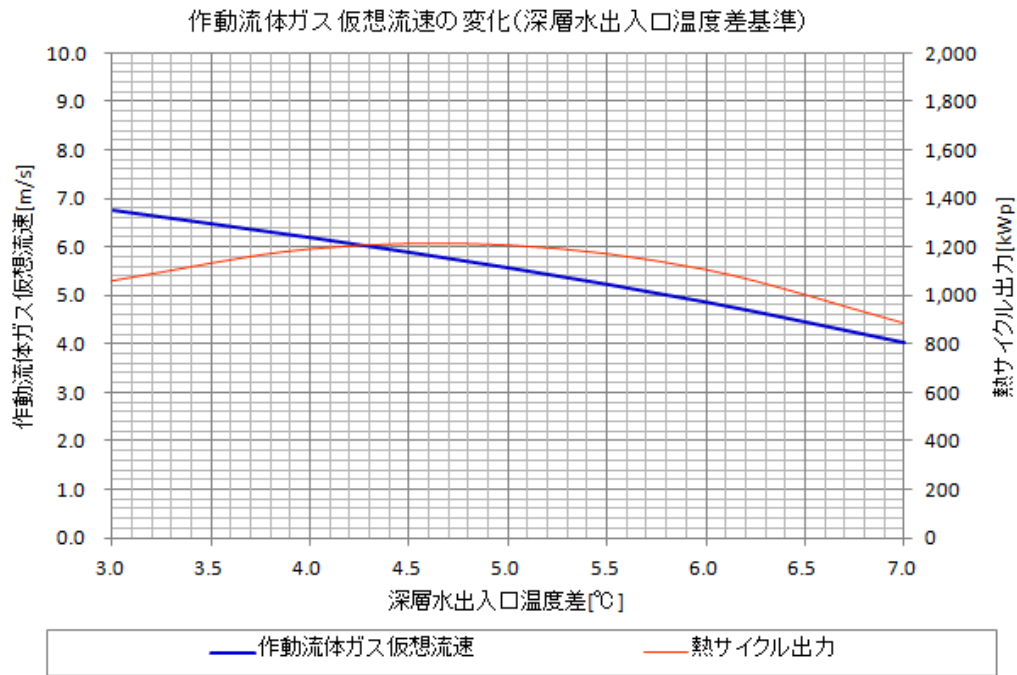


図 2-95 設計条件 (温度差 約 20) における作動流体ガス流速

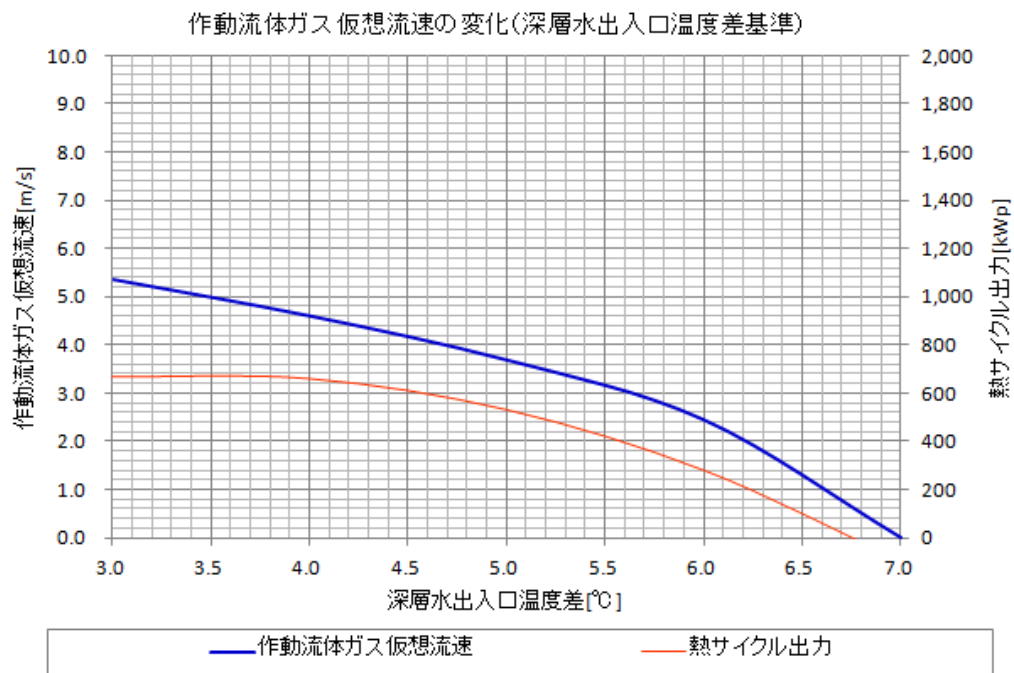


図 2-96 温度差 16 における作動流体ガス流速

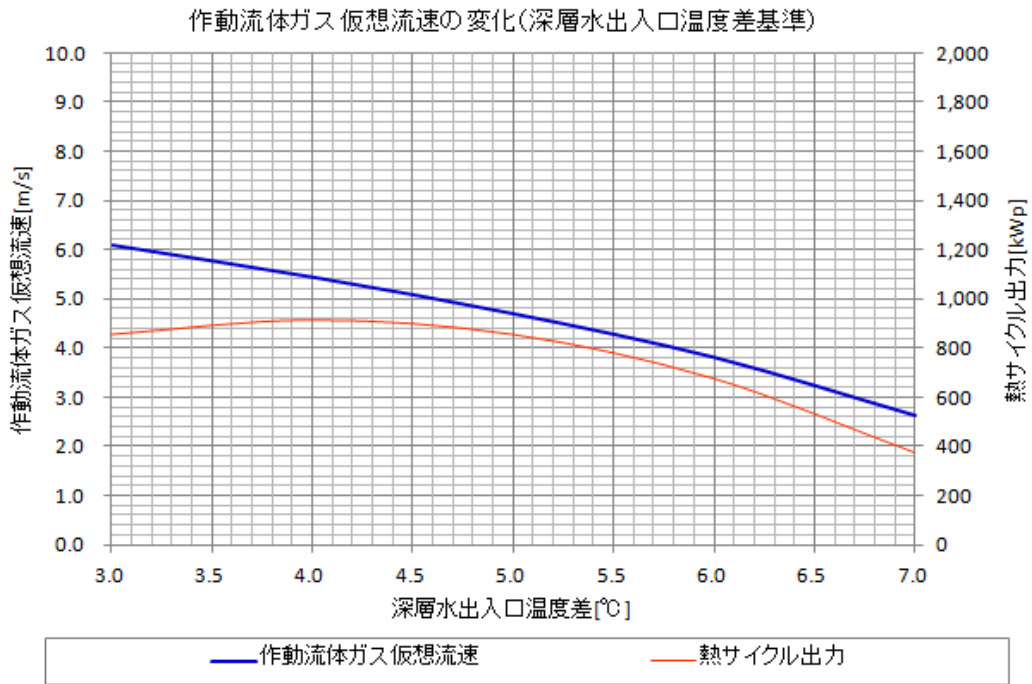


図 2-97 温度差 18 における作動流体ガス流速

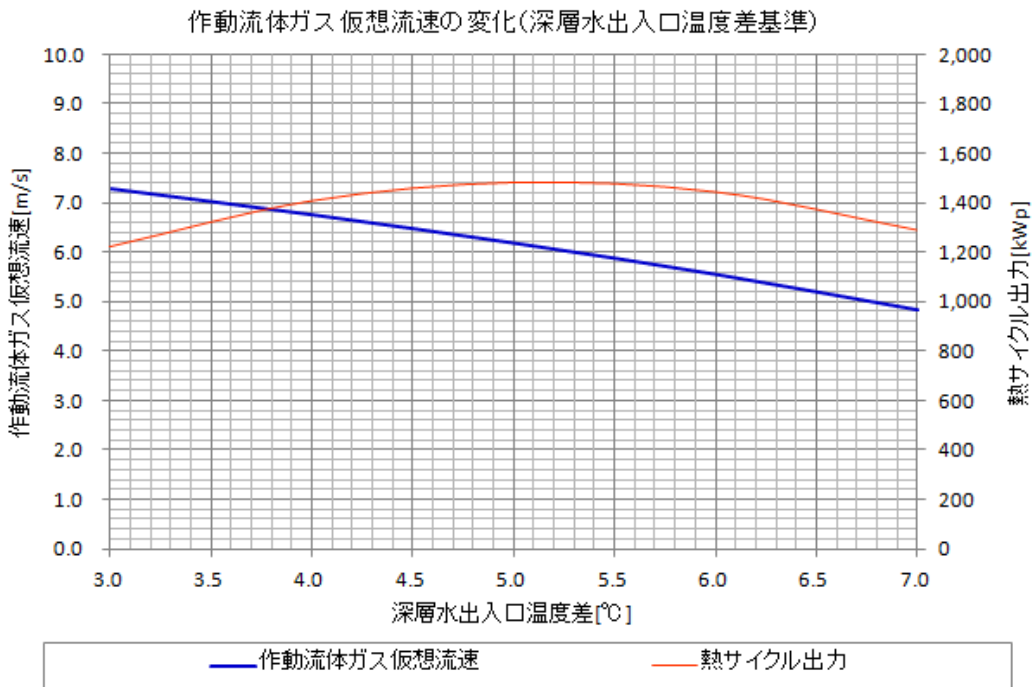


図 2-98 温度差 22 における作動流体ガス流速

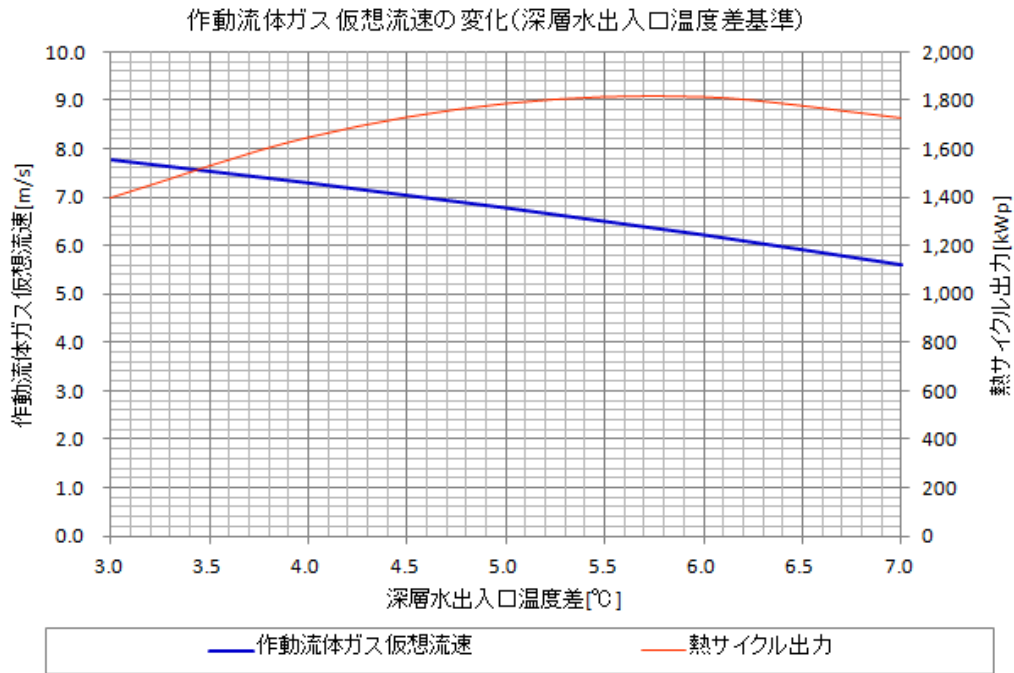


図 2-99 温度差 24 における作動流体ガス流速

結果のまとめ

このデータを作動流体ガス仮想流速と熱サイクル出力の関係、タービン出入口圧力差と作動流体ガス仮想流速の関係としてまとめると、それぞれ図 2-100、図 2-101 となる。

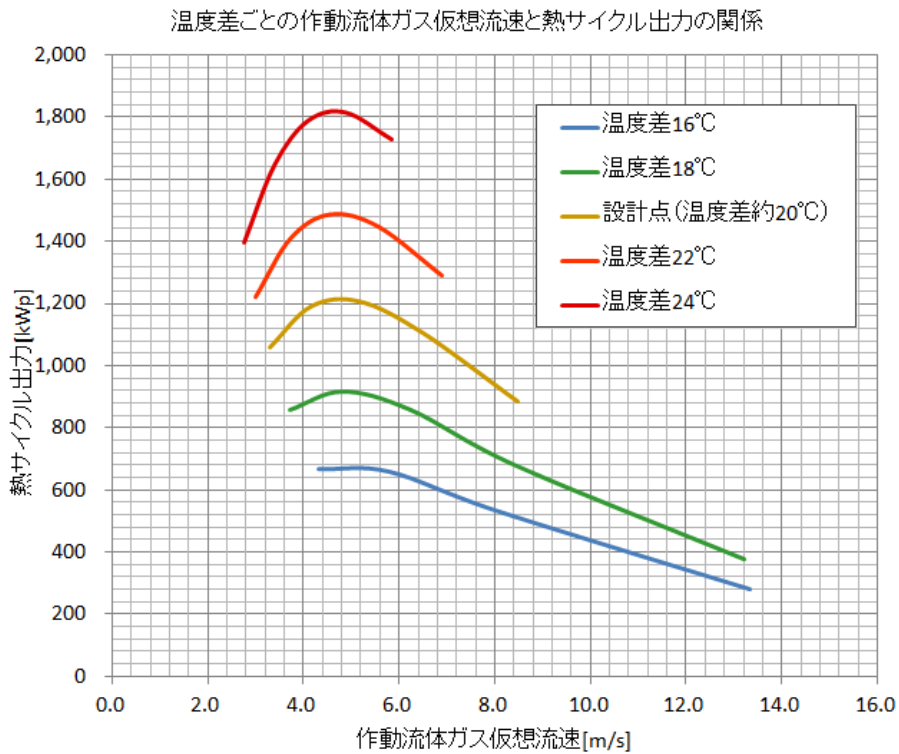


図 2-100 作動流体ガス仮想流速と熱サイクル出力の関係

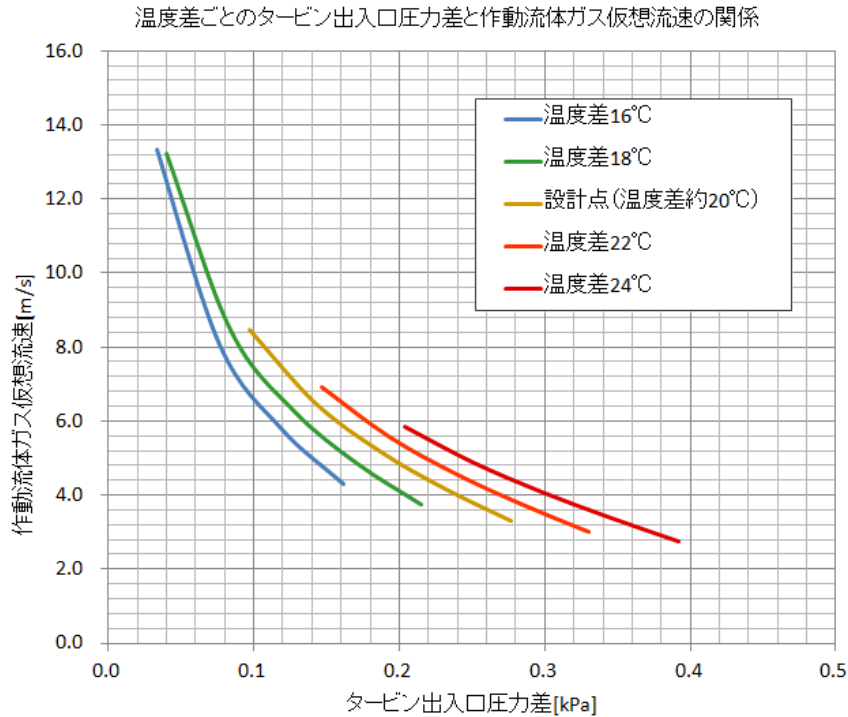


図 2-101 タービン出入口圧力差と作動流体ガス仮想流速の関係

考察

の関係から、冬季（温度差が小さい時期）には最大出力を与えるタービン出入口圧力差よりも高い圧力差で、逆に夏季（温度差が大きい時期）には低い圧力差で運転を行う必要がある（失速を防ぐため）。この目的のため、単段ランキンサイクルでは可変ピッチノズルの装備が必須となる。

から、 のとおり圧力差を調整して運転した場合、作動流体ガス仮想流速は近い数値（4.0～6.0程度）となる。図 2-100 作動流体ガス仮想流速と熱サイクル出力の関係を含めて考えると、いずれのケースでも比較的 maximum 出力に近い運転点を達成できることが分かる。

2.5.8 タービンと発電機との相関を考慮した出力向上検討

(1) タービン発電機の回転数、トルクと発電効率との相関関係

前項までの検討においては、タービンにおける周速、ガス仮想流速、タービン効率、タービン膨張比（前後差圧）、タービン特性等について考察した。一方、タービンが接続される発電機においては、原理的に回転数（周速に比例）は電圧に、トルクは電流にほぼ比例する。図 2-102 に、周速 回転数を媒介したタービンと発電機との相関について示す。

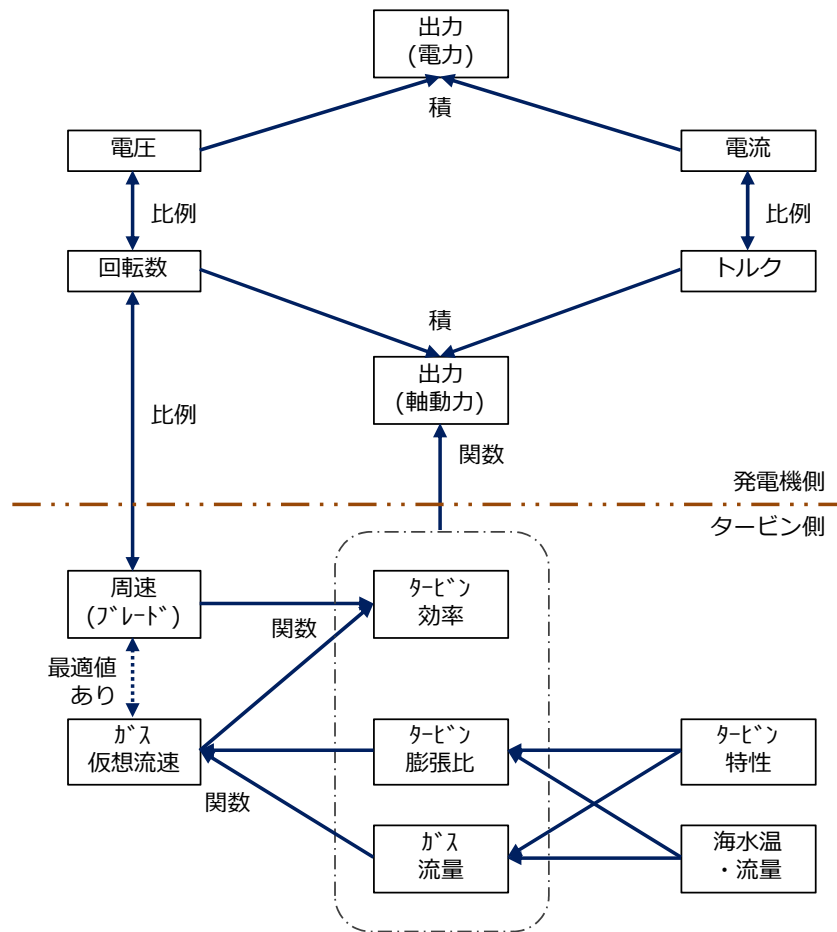


図 2-102 タービンと発電機におけるパラメータの相関関係

ここで、前項で述べたとおり、周速 / ガス仮想流速には、タービン効率を最大にするための最適比が存在するため、発電機 - タービンはその最適化を考慮した設計が必要となる。

(2) タービン発電機の回転数とトルクに注目した 2017 年度の運転状況

ユニット A に設置されているタービン発電機 A（回転数は PCS（Power Control System）で制御）について、回転数とタービン発電機効率、および発電機出力電流（トルクに比例）の

三者の関係をまとめた（図 2-103～図 2-105）。タービン発電機総合効率については約 65%にとどまっているが、これは海水流量や温度の制約により定格出力に比べて格段に小さい出力での運転となっていることが原因と考えられる。

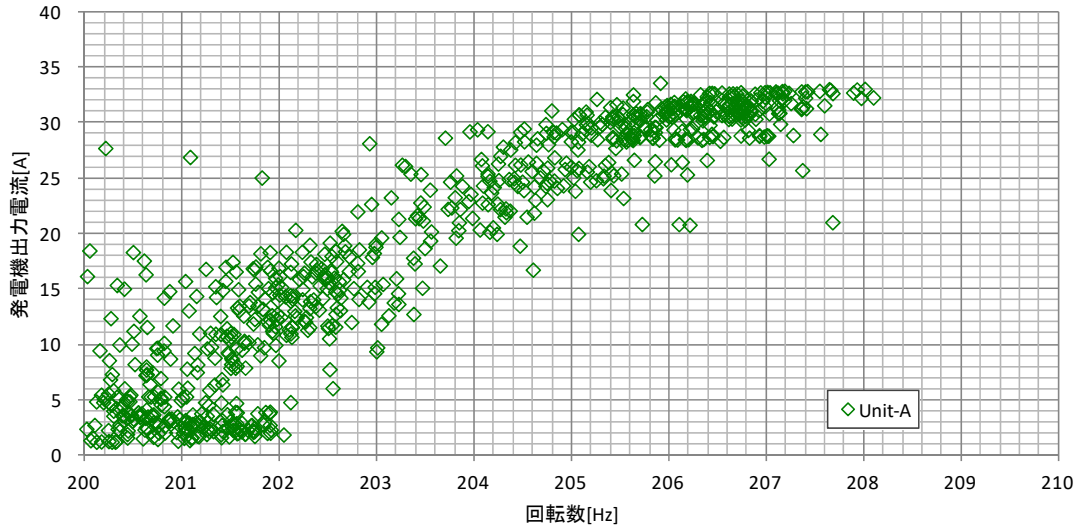


図 2-103 回転数と発電機出力電流（トルクに比例）

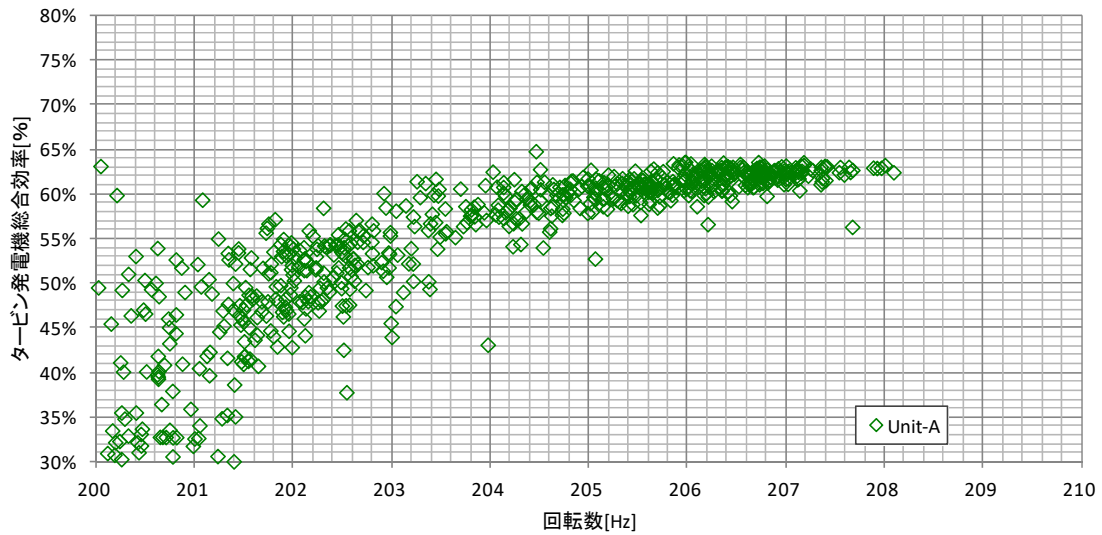


図 2-104 回転数とタービン発電機効率

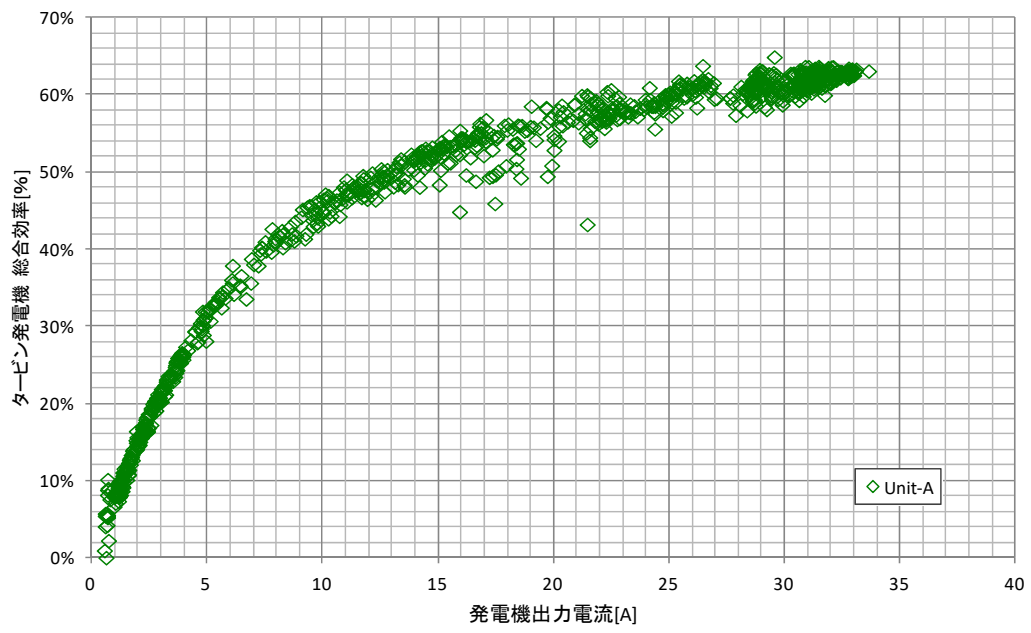


図 2-105 発電機出力電流（トルクに比例）とタービン発電機効率

(4) 小規模ユニット（回転数可変発電機）における最適制御方法の考察

本設備を含めて小型の上記タービンにおいては、回転数可変の発電機が用いられることが多い。発電した電力を使用する際には、PCS（Power Control System：逆変換装置）を用いて、商用電力の周波数に変換することとなる。

この場合、「タービンの周速」（発電機の回転数）は可変かつ操作可能であるため、「海水温」（および流量）の変化に対して「タービン効率」を最大化する回転数となるよう、運転前あるいは運転中に設定を行うことができる。1.2.1.項の考察と併せて考えると、回転数可変発電機を備える小規模ユニットでは可変ピッチノズルを装備する必要はなく、PCSで最適制御を行うことができることが分かる。

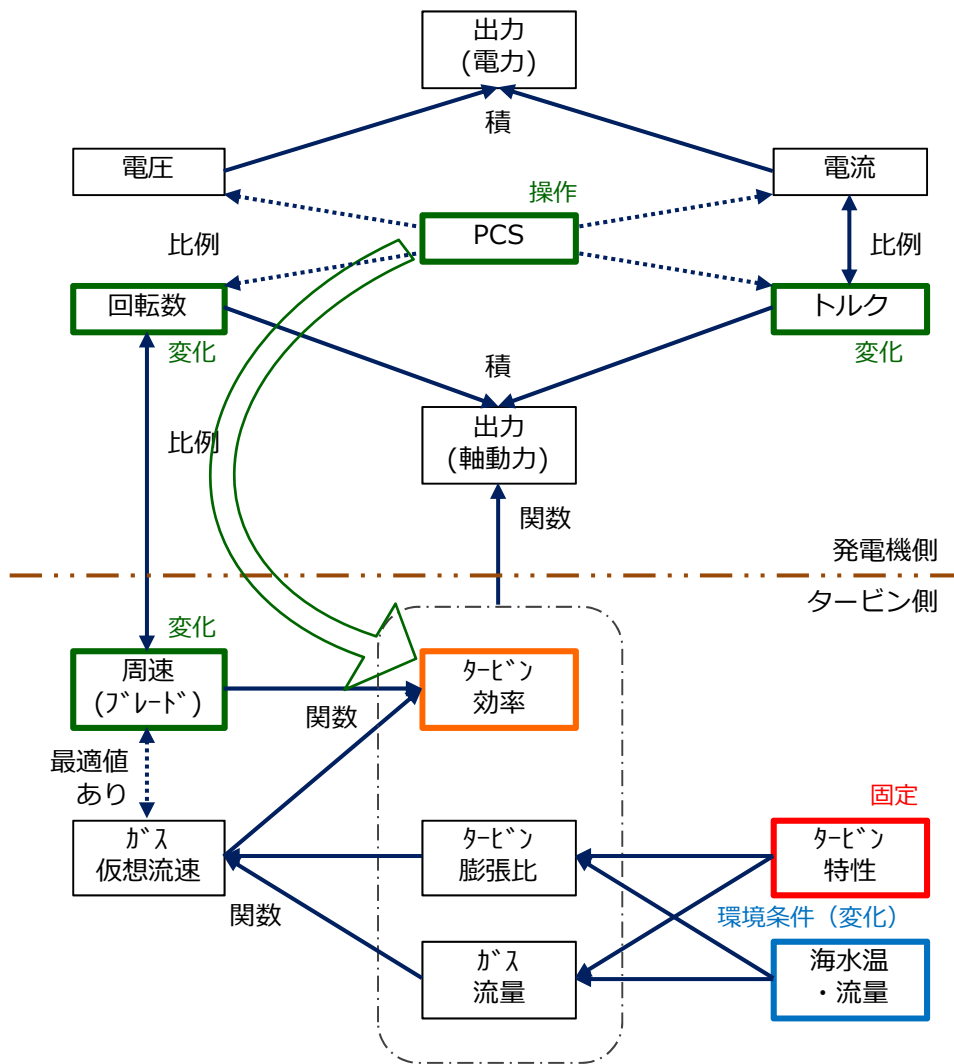


図 2-107 最適制御の流れ（回転数可変発電機・可変ピッチノズルなし）

2.5.9 実証試験により得られた知見のまとめ

本節で述べた試験および解析、検討結果により得られた知見を以下に整理する。

2013年度から2018年度を通して、熱交換器やタービン発電機、作動流体ポンプ等、発電設備内の主要機器が故障することなく、2014年度からは自動無人連続運転を続けることができた。これは、技術的信頼性を確認する試験として、大きな成果であった。

また、冬期は表層水 - 深層水の温度差が12程度であったにも関わらず、24時間連続運転を継続できた。このときの出力は、表層水量が少ないこともあって、2~3kW程度である。ターンダウン可能域は10%未満と、非常に広い運転域を持っている。

ただし、これは今回採用したタービン発電機の実績によるものであり、より出力の大きいプロジェクトにおいては別のタイプのタービン発電機が採用されると見込まれることから、ターンダウン可能域は慎重に確認する必要がある。

一方で、やむを得ず設備を停止したのは、落雷や台風等設備外部要因でのトラブル、塩害対策メンテナンス等、結露水の漏水等、周辺設備に起因するものが全てであった。これらは次のステップのプロジェクト等にも生かすべき教訓となるものであろう。

熱サイクル効率については、すべての年度において、計画値（シミュレーション予測値）を年間平均で約5%上回る良好な結果が得られた。これは、熱交換器性能が計画値よりも性能が高かったことが要因と考えられる。

- (ア) 熱交換器性能については、特に蒸発器において、各年度とも計画値（シミュレーション予測値）より平均約5~7%性能（総括熱伝達係数）が高かった。これは、本設備の設計時の想定よりも海水による汚損がはるかに小さく、蒸発器の海水側の性能が経時的に落ちなかったためと考えられる。なお凝縮器についても平均0~3%程度性能が高いが、これは計測誤差範囲内である。深層水は、海洋のどの場所においても性状がほぼ同じと考えられることから、凝縮器の海水側の汚れはほぼ無視することが出来ると考えてよいのではないか。

一方、表層水は場所によって性状が異なるため、久米島での試験でほとんど汚れが無視できるといっても、他プロジェクトではその場所に合った技術検討が必要となる。

制御性については、2013年度に3パターンの作動流体流量制御方法を試験し、その後はそのうち最良の方法（蒸発器・気液分離器の液位制御）で長期連続自動運転を行った（条件を設定しての実験時は除く）。また、自動運転の安定性と強靱性に関する制御の幅と感度のパラメータについては試験中適宜調整し、商用規模プラントと異なり海水流量が常に変動する厳しい条件の本実証設備においても、最終年度の2018年度には運転時間の90%以上において出力が基準値（シミュレーション予測値）の±5%以内に収まる制御が可能となった。

機器故障や浮体を想定した揺動のシミュレーション運転試験を実施したが、いずれも問題は起こらなかった。この理由については、次のとおりと推測される。

- 運転温度が気温（水温）に近いので、熱源や作動流体が急に停止してもヒートショックが起こらない。
- タービン前後差圧も小さいため、機械的な負荷も小さい。

ある海水温度と流量が与えられた際、発電設備の運転点を確定する要因は、次の２点である。

- 作動流体流量の制御方法（本設備では、気液分離器液位で制御）
- タービン発電機の流量 - 差圧特性

このうち前者については本設備で実験を行うことができたが、後者についてはタービンが小型のためノズル角度を外部から可変とすることは困難であったため実験できず理論的な検討のみとした。より大出力のプロジェクトでは、タービン発電機に可変ノズルを採用して運転点を制御することが、発電の安定性向上に寄与すると考えられる。

3. 海洋温度差発電システムの確立に関する検討

3.1 海洋温度差発電の建設費用低減に関する検討

3.1.1 海洋温度差発電の発電コストの概要

第 部 1.2 節で述べたとおり、海洋温度差発電（OTEC）の発電コストの精度は、周辺技術の成熟によって大きく向上している。以下に、OTEC の発電コスト算定について、近年の取り組みを公開資料等から記す。

2010 年代の資料としては、まず、NEDO 再生可能エネルギー白書 初版(2010 年 7 月)および第 2 版(2014 年 4 月)に、海洋エネルギー資源利用推進機構(OEA-J) 海洋温度差発電分科会による発電コスト算定値が掲載されている（図 3-1）。出力 10MW 級で 20 円/kWh 前後、出力 100MW 級で 10 円/kWh と、既存の火力発電や原子力発電に匹敵する発電コストとなっている。また、数百 kW 以下の規模では、発電のみで経済性を成立させることが困難であるため、他の海洋深層水利用と複合させることが推奨されている。

この発電コストは、NEDO「次世代海洋エネルギー発電技術研究開発(海洋温度差発電)」(2011～2014 年度)において、設置海域を沖縄周辺に設定して精査されている。この算定においては、2012 年度に本「海洋深層水の利用高度化に向けた発電利用実証事業」において OTEC 実証試験設備を建設した(株)IHI プラント建設・(株)ゼネシス・横河電機(株)の 3 社、および、浮体構造のコスト算定のため造船大手のジャパン マリンユナイテッド(株)が参画して、出力 1MW 級および 10MW 級の発電プラントの発電コストが算定された。商用化時の発電コストは 1MW 級で 31.0～44.5 円/kWh、10MW 級で 18.6～23.5 円/kWh とされ、前掲の NEDO 再生可能エネルギー技術白書とほぼ同等の値が得られている（図 3-2）。

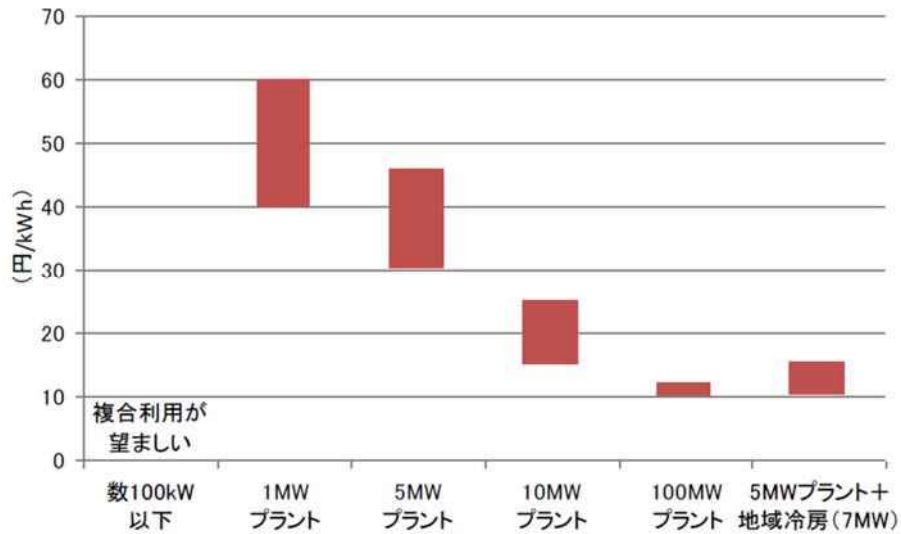
これに続く NEDO「海洋エネルギー発電システム実証研究(海洋温度差発電)」(2014～2017 年度)では、出力 10MW 級の OTEC について浮体構造内の配置見直し等によるコスト精査がジャパンマリンユナイテッド(株)によって行われ、出力 10MW 級の発電コストは 20.7～26.3 円/kWh と改訂された（図 3-3）。

なお、比較のための参考として、資源エネルギー庁発電コストワーキンググループによる一般的な発電方式の発電コスト算定結果（2014 年モデルプラント）を図 3-4 に示す。

3.1.2 要素技術の技術的成熟度と費用低減シナリオ

海洋温度差発電に用いられる要素技術は、他の技術分野で既に商用化されているものが多い。表 3-1 に各要素技術の現状と開発余地を示す。

また、これを基に、技術の成熟度と発電コストへの寄与度（発電コストに占める割合）についてマッピングを行った（図 3-5）。



プラント規模	コスト	備考
数 100kW 以下	未試算	複合利用（海水淡水化、リチウム回収）が望ましい。
1MW プラント	50 円/kWh 程度 (40～60 円/kWh)	量産によって、40 円/kWh 以下になる可能性あり。
5MW プラント	30.4～45.7 円/kWh 注	海洋温度差発電量のみの評価。
10MW プラント	20 円/kWh 程度 (15～25 円/kWh)	量産によって、さらに経済性が向上する可能性あり。
100MW プラント	10 円/kWh 程度	量産によって、さらに経済性が向上する可能性あり。
5MW プラント+ 地域冷房 (7MW)	10.3～15.3 円/kWh 注	海洋温度差発電量+冷熱を電力換算して合わせた評価。

注：試算値の幅は金利の設定条件（3, 5, 8%）による。

図 6-16 海洋温度差発電の発電コスト

出典：OEAJ 海洋温度差発電分科会資料

図 3-1 NEDO 再生可能エネルギー技術白書第 2 版掲載の発電コスト¹

¹ NEDO 編, NEDO 再生可能エネルギー技術白書 第 2 版, 第 6 章 p.19, (2014.2)
https://www.nedo.go.jp/library/ne_hakusyo_index.html (2019.3 閲覧)