

2.4 実証試験

2.4.1 発電利用実証試験（ユニット A）

(1) 長期自動運転に関する試験（系統連系時）

ユニット A は、発電試験用運転として可能な限りの連続運転と発電試験を実施した。平成 25 年度の運転時間は本格稼働を開始した平成 25 年 4 月 15 日～平成 26 年 3 月末までの 11.5 ヶ月間で 3900 時間、また、平成 26 年度（平成 26 年 4 月 1 日～平成 27 年 3 月末）の 12 ヶ月間で 6521 時間である。各年度の運転時間履歴を図 2-6、図 2-7 に示す。

ユニット A については、平成 25 年度はタービン発電機を系統連系した上での長期連続運転（無人・自動）は実施しておらず、試験データ取得時のみタービン発電機を有人で運転した。これに対して、平成 26 年 4 月 7 日に系統連系を開始して以降は、無人自動連続運転を実施している。

また、試験に用いた表層水、深層水の流量の推移を図 2-8 および図 2-9 に、温度の推移を図 2-10 および図 2-11 に、それぞれ示す。深層水および表層水の利用については、既存利用先（研究所および周辺企業）を優先しているため、季節、時刻および取水ポンプの運転台数により、発電への利用可能流量が変動する。また、平成 25 年 9 月以前は、既存設備において表層海水用の既設濾過器への注水を連続で、それ以降はバッチ式で行なっている。このため、平成 25 年 9 月以降は表層水の流量が注水の有無によって大きく変動する。典型的な表層水流量の日間変動について、図 2-12 に示す。また、夏期にも、バッチ式で深層海水を利用する民間企業があり、日間の流量がかなり小さくなる場合が存在する（図 2-13）。

表層海水の温度は、短期的（数時間単位）ではほとんど気温の影響を受けない。日射の影響としては昼夜の温度差として 0.5℃未満の変動が見られる。例として夏期に晴天が続いた 3 日間の温度変化を図 2-14 に示す。表層海水温度が大きく変動するのは、台風前である。台風接近直前の 3 日間の表層海水の温度変化を図 2-14 に、また同時期の深層海水の温度変化を図 2-15 に示す。なお深層海水温度は年間を通じて表層海水より短期的変動は大きい、その理由は現在のところ不明である。

なお、平成 26 年度は、いくつかの予期せぬ故障およびメンテナンスにより、系統連系発電運転を停止せざるを得ない事例が数回見られた。各事例と次プロジェクトでの対策案を、表 2-5 に示す。

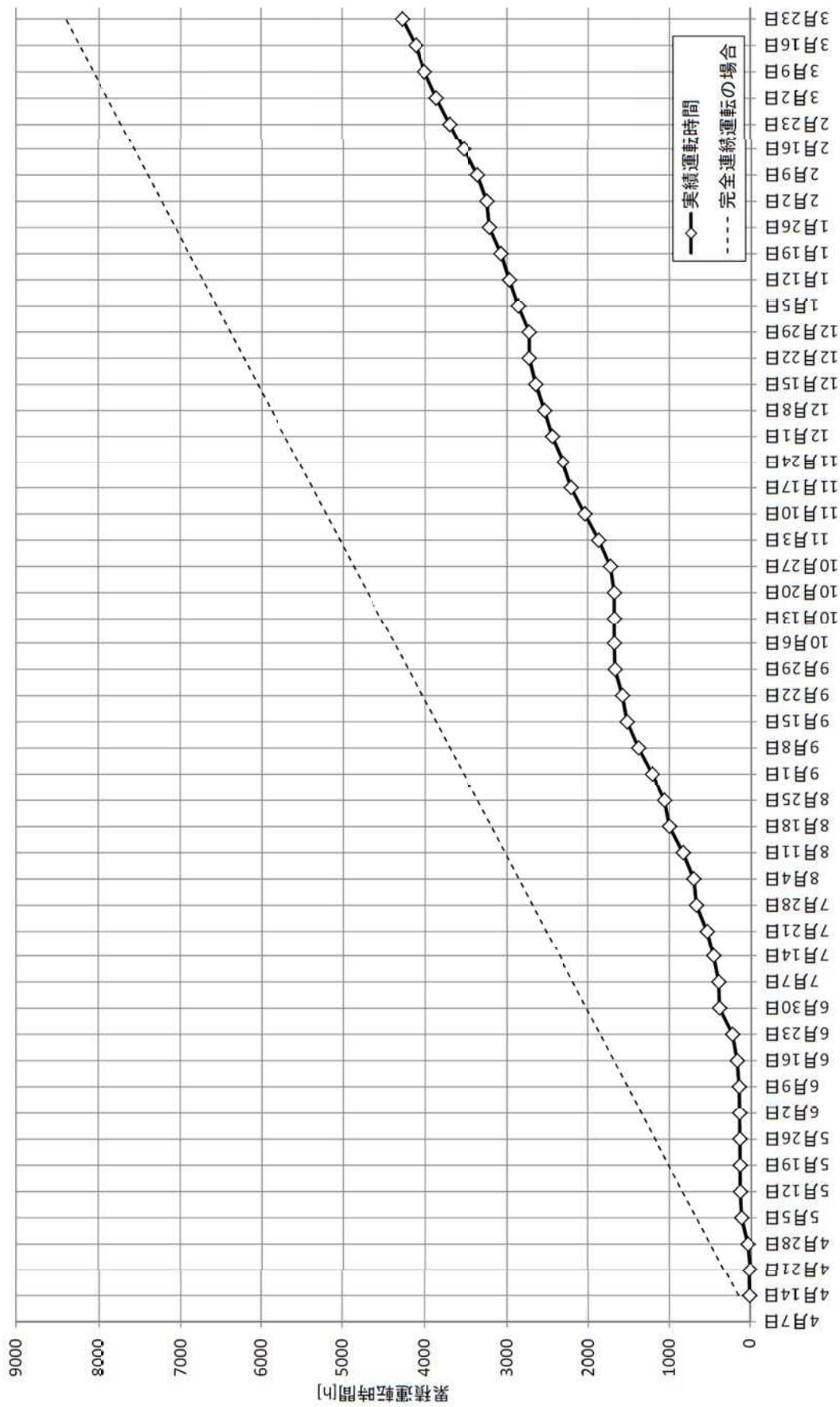


図 2-6 ユニットA 累積運転時間(平成 25 年度)

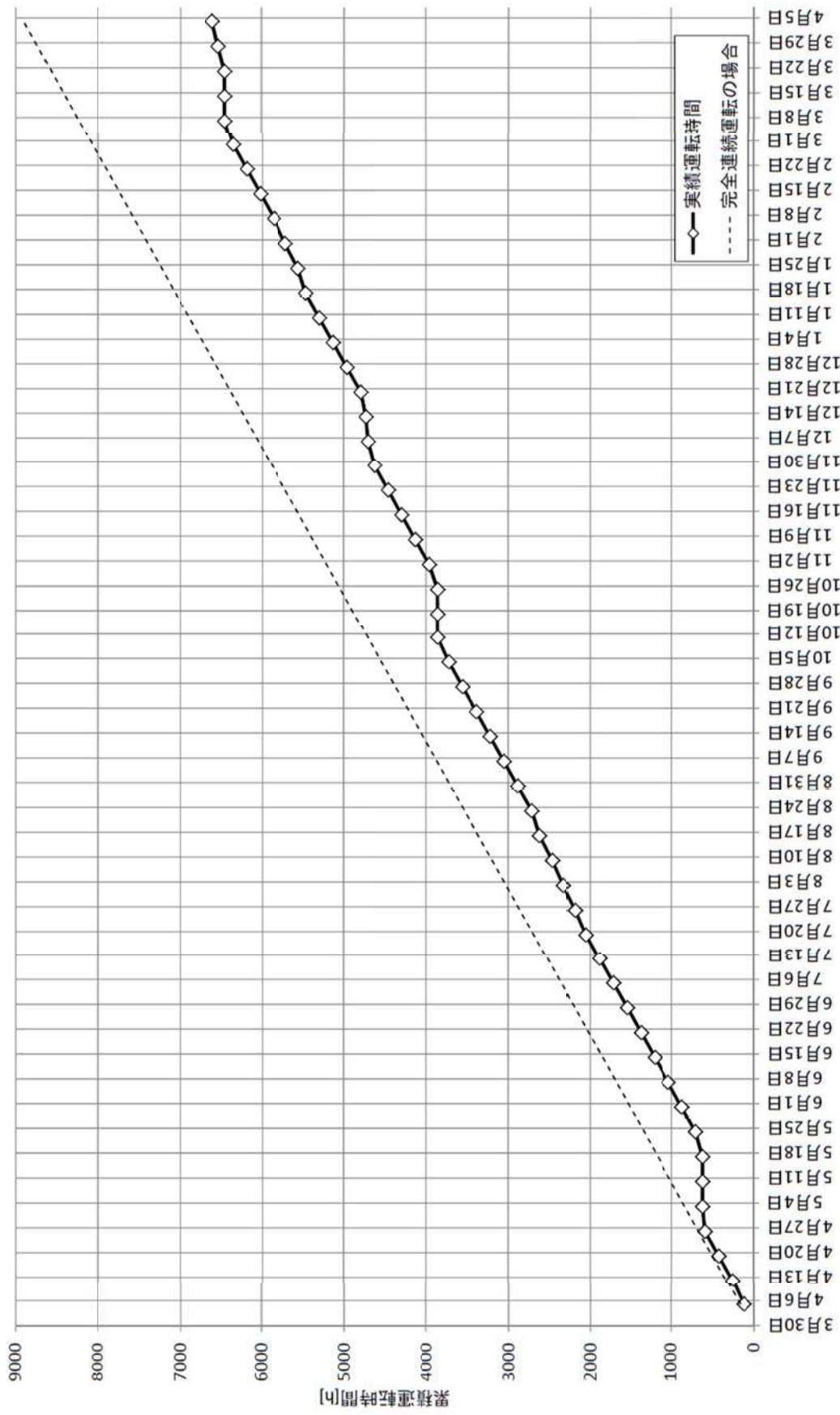


図 2-7 ユニット A 累積運転時間(平成 26 年度)

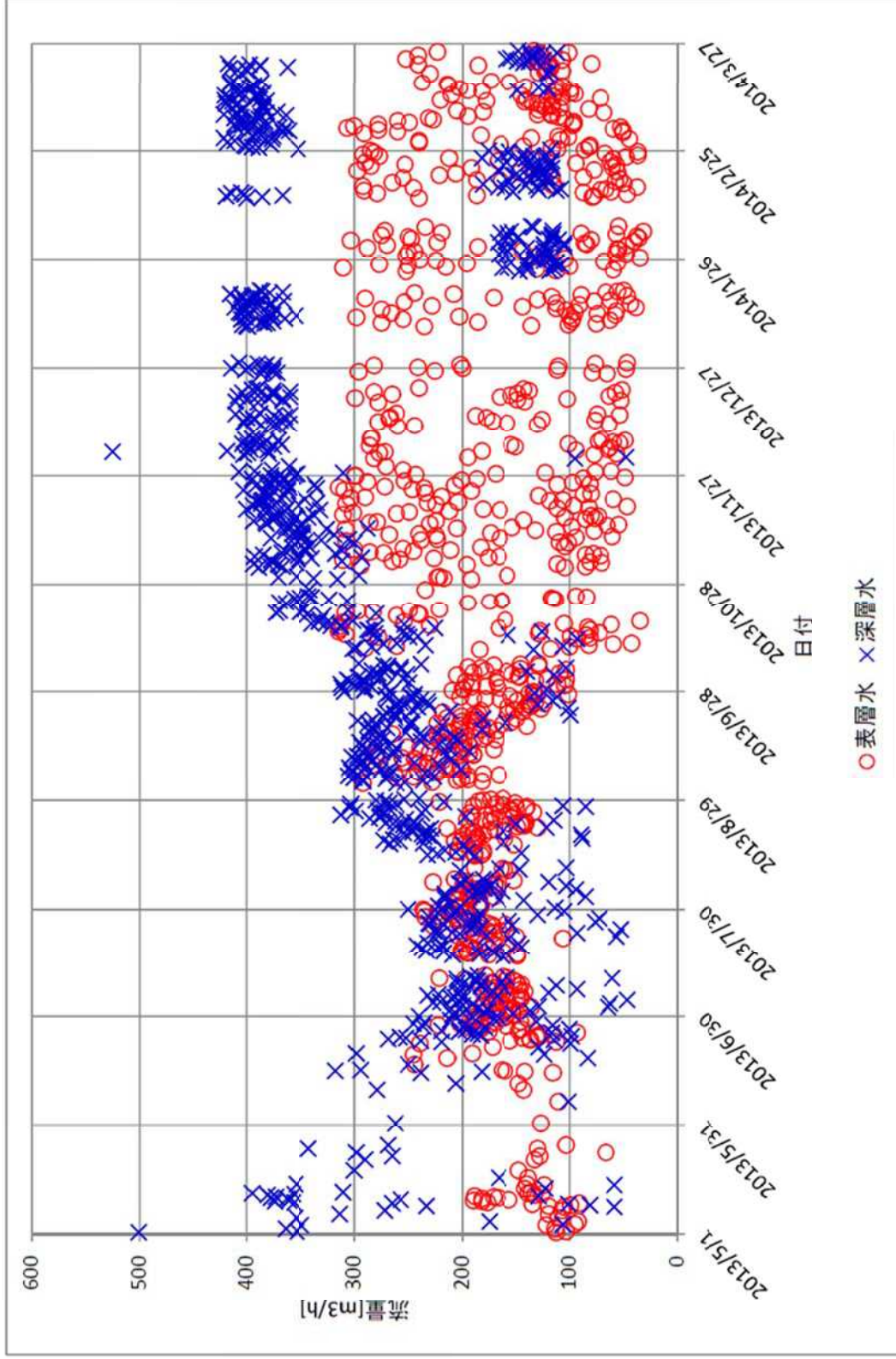


図 2-8 表層水および深層水流量(6 時間毎)の推移(平成 25 年度)

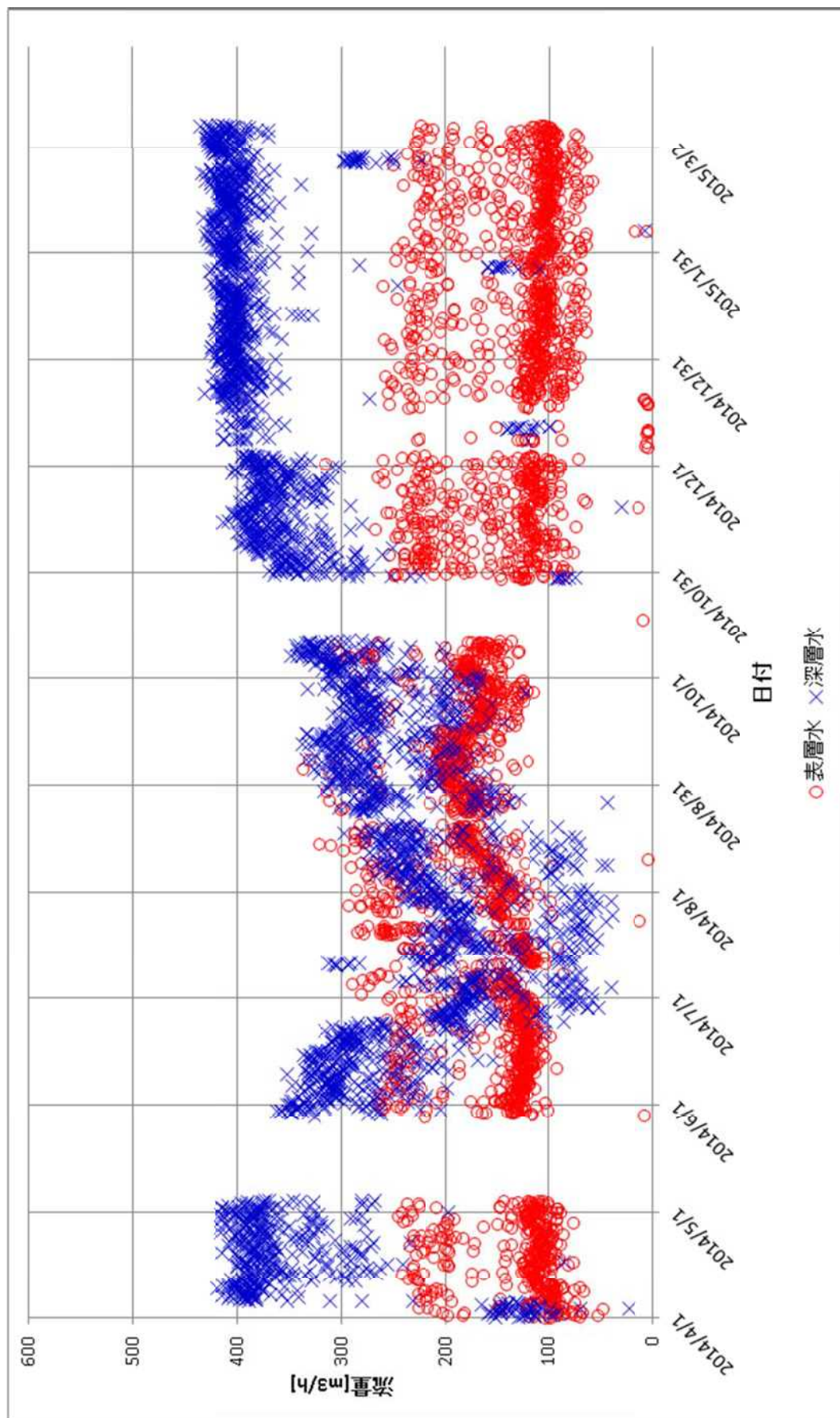


図 2-9 表層水および深層水流量(2 時間毎)の推移(平成 26 年度)

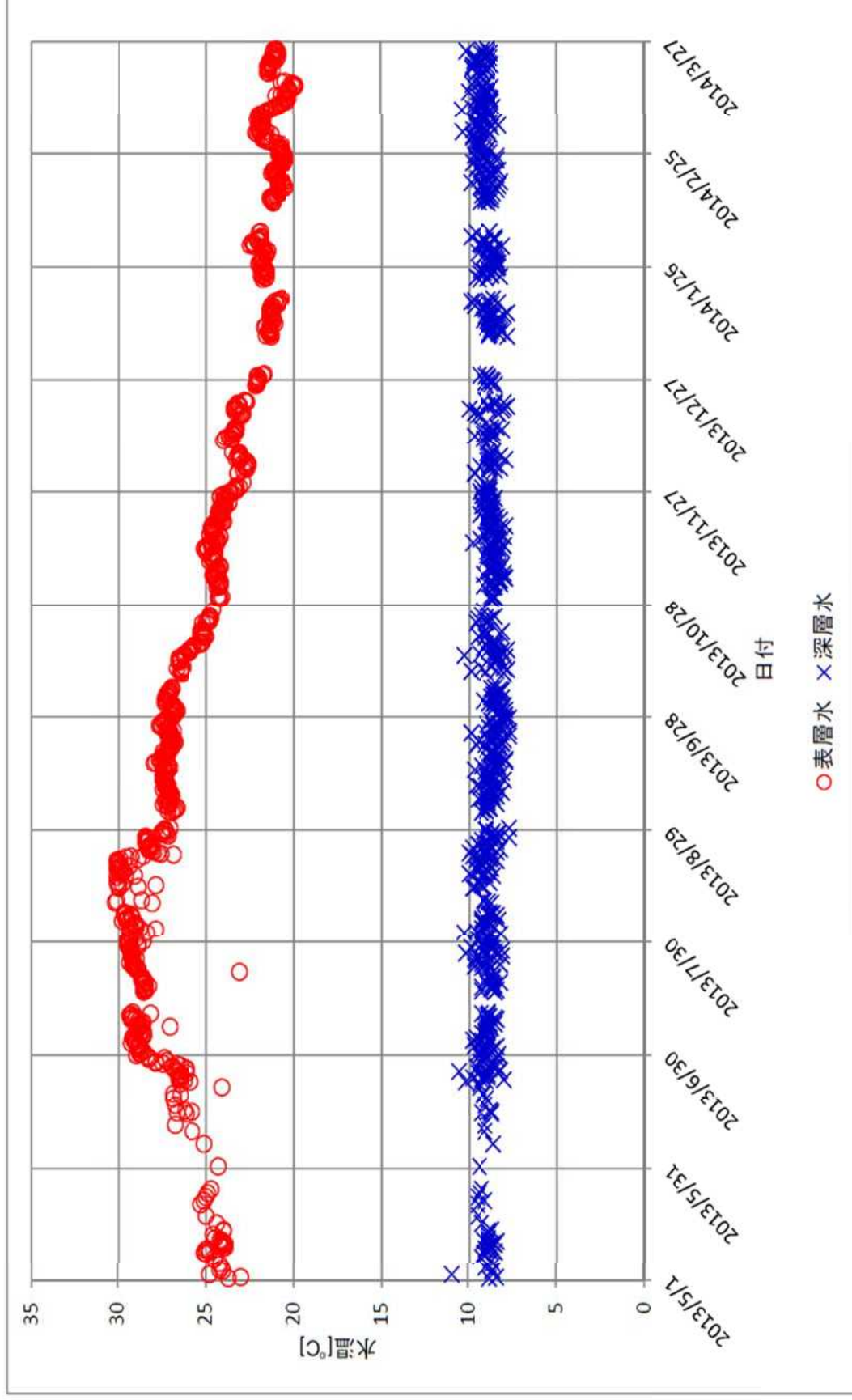


図 2-10 表層水および深層水温度(6時間毎)の推移(平成 25 年度)

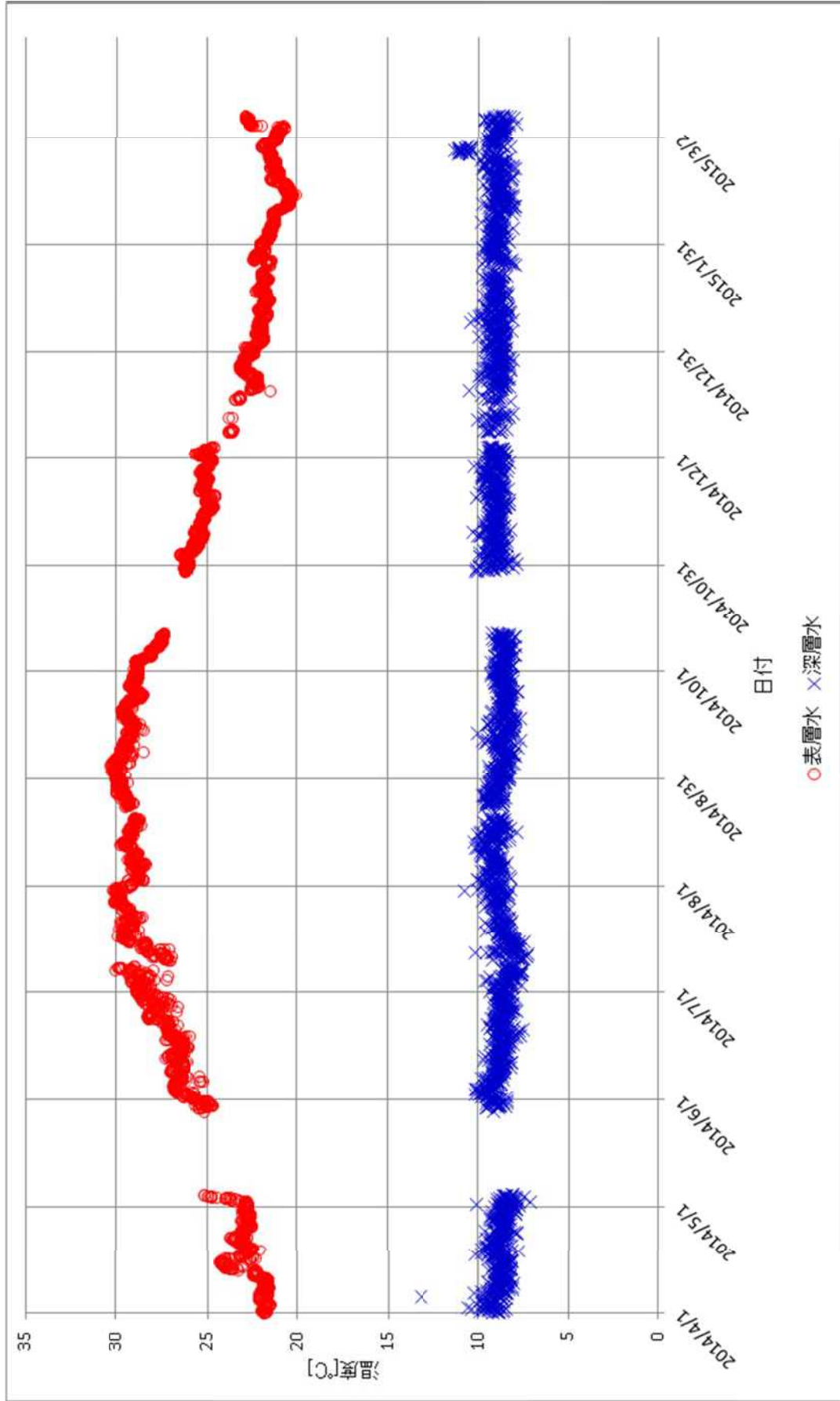


図 2-11 表層水および深層水温度(2時間毎)の推移(平成 26 年度)

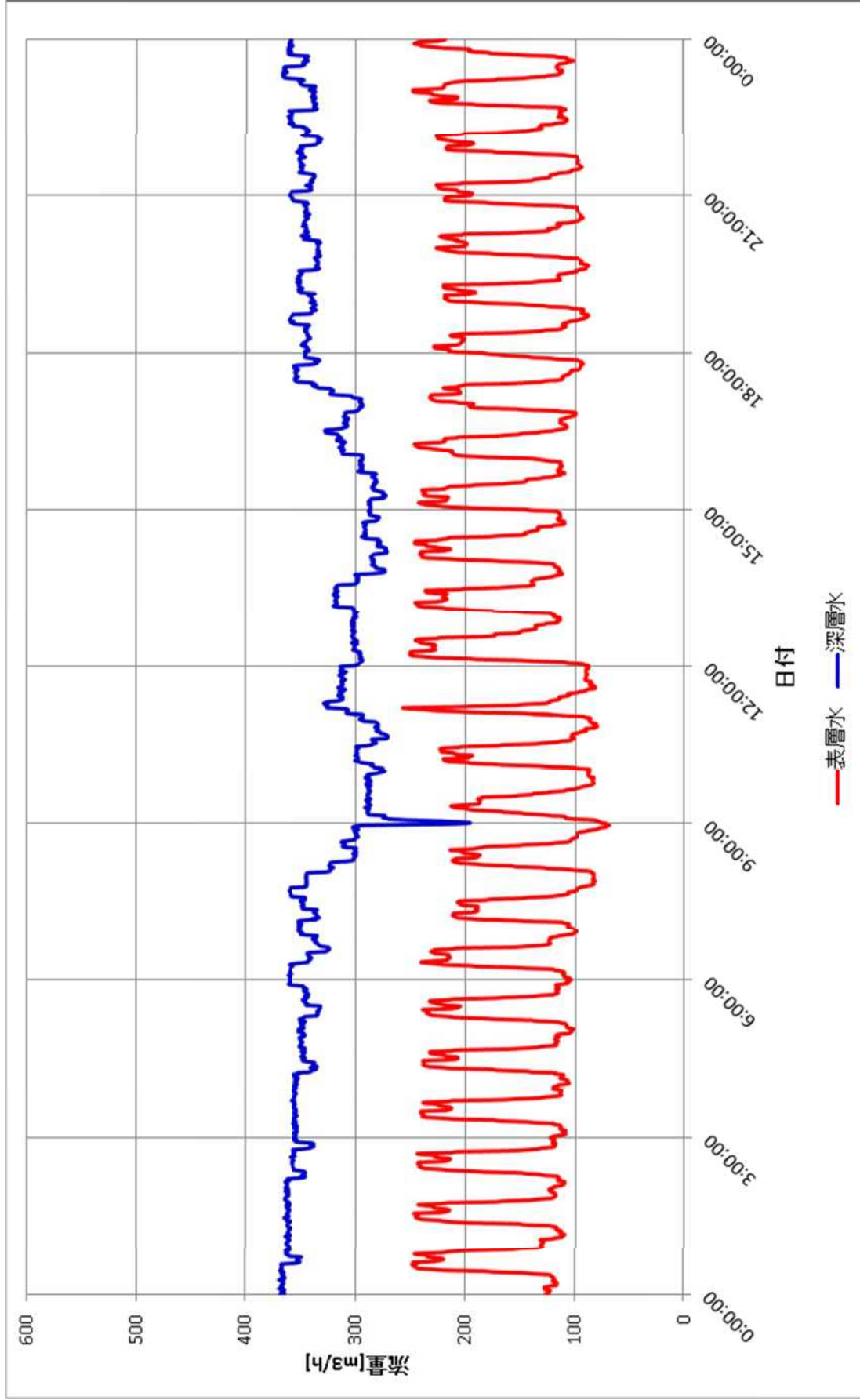


図 2-12 表層水および深層水流量の日間推移(典型的な例: 平成 26 年 11 月 1 日)

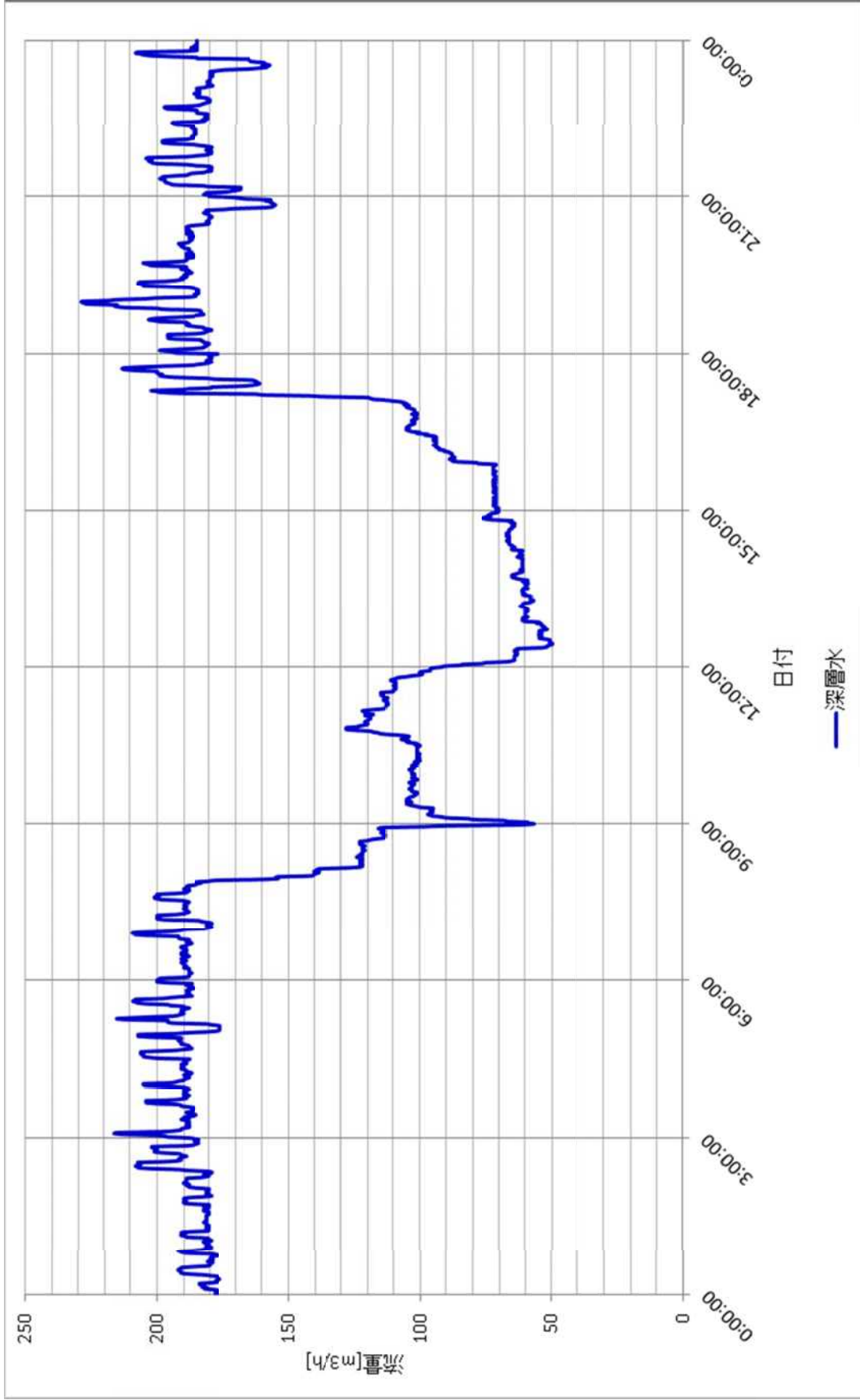


図 2-13 深層水流量(1分毎)の日間推移(夏期のシビアな例:平成26年7月4日)

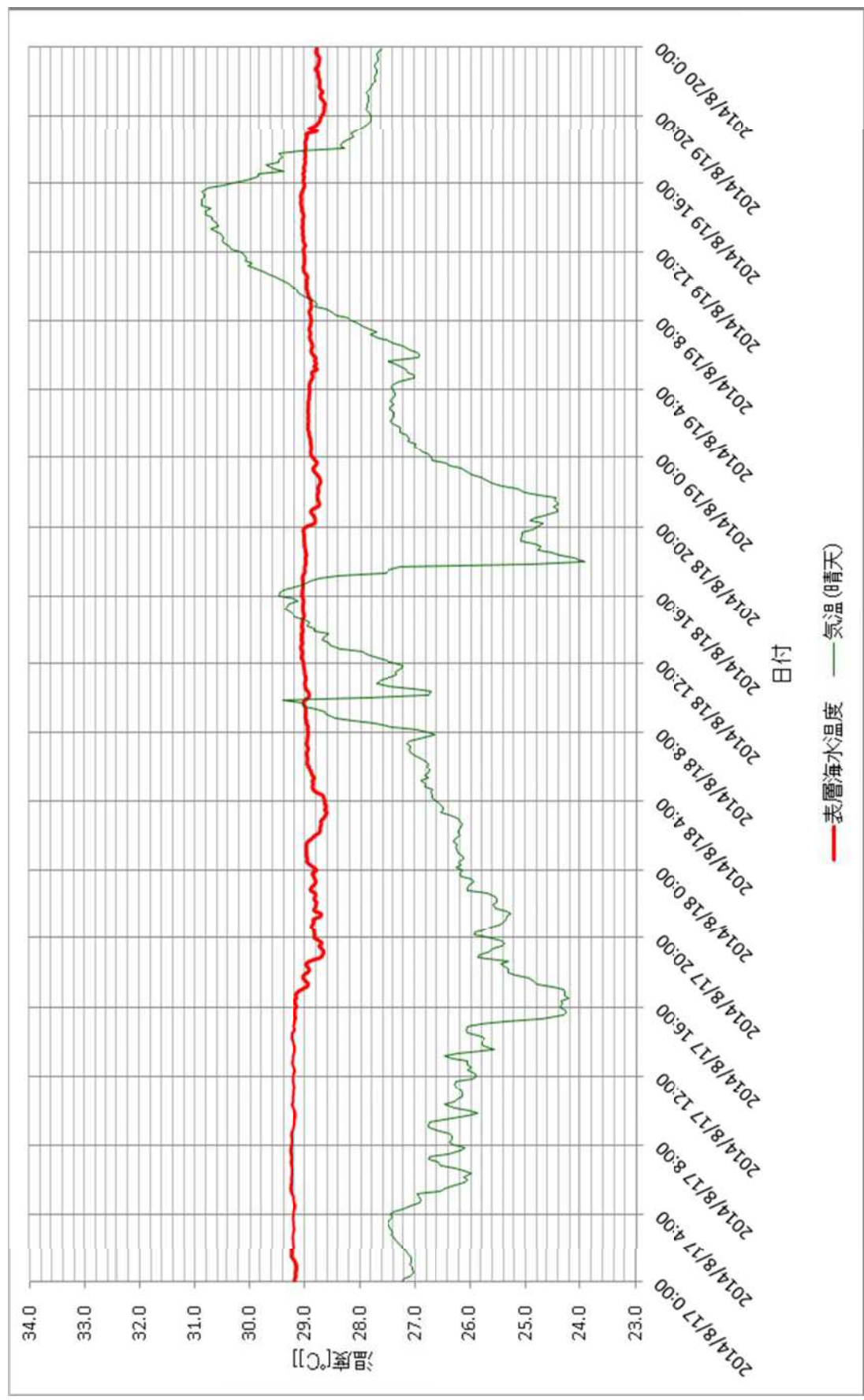


図 2-14 表層水温度(10分毎)の3日間推移(夏期晴天時:平成26年8月17日~8月19日)

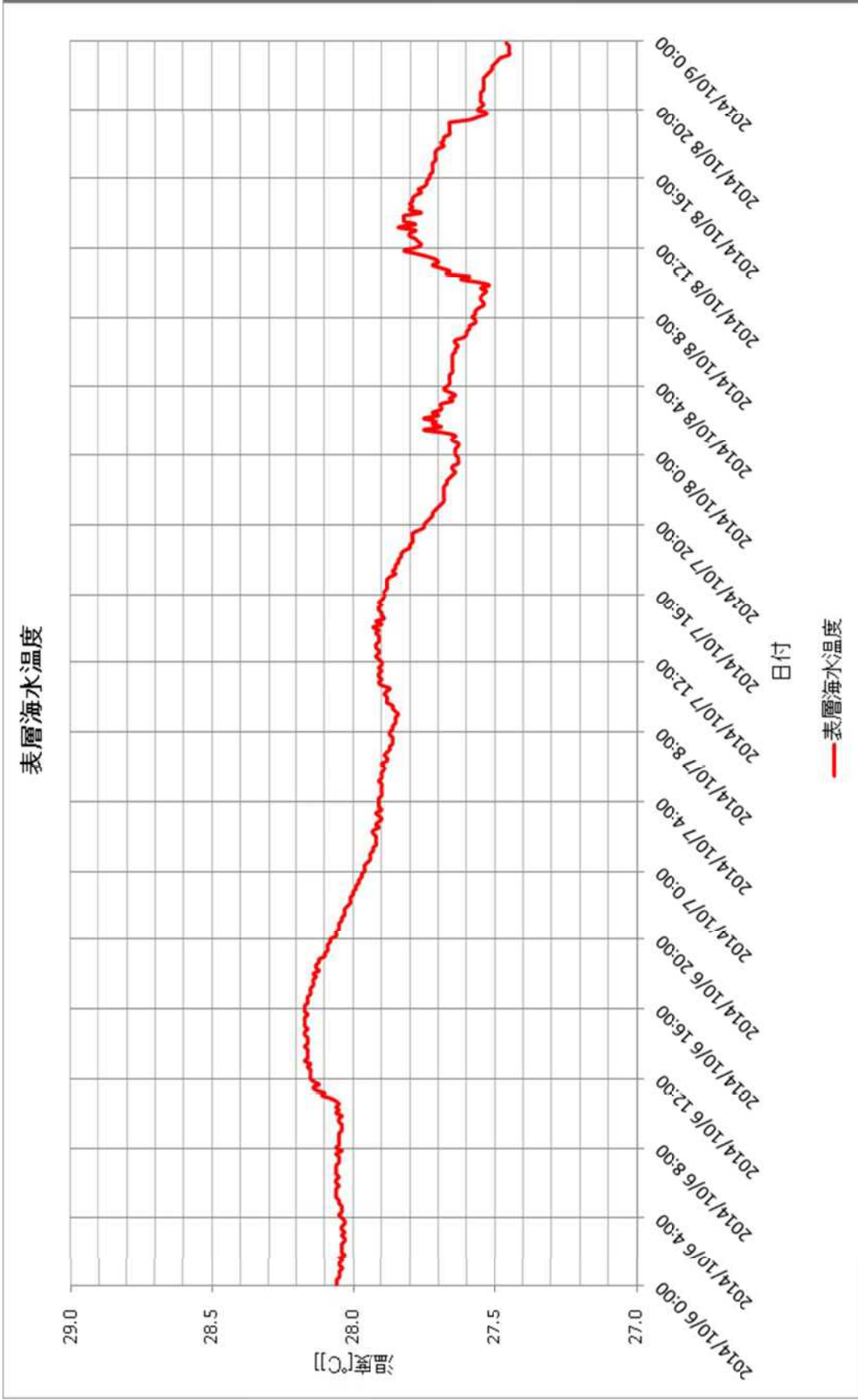


図 2-15 表層水温度(10 分毎)の 3 日間推移(台風前の最も変動が激しいケース: 平成 26 年 10 月 6 日~10 月 8 日)

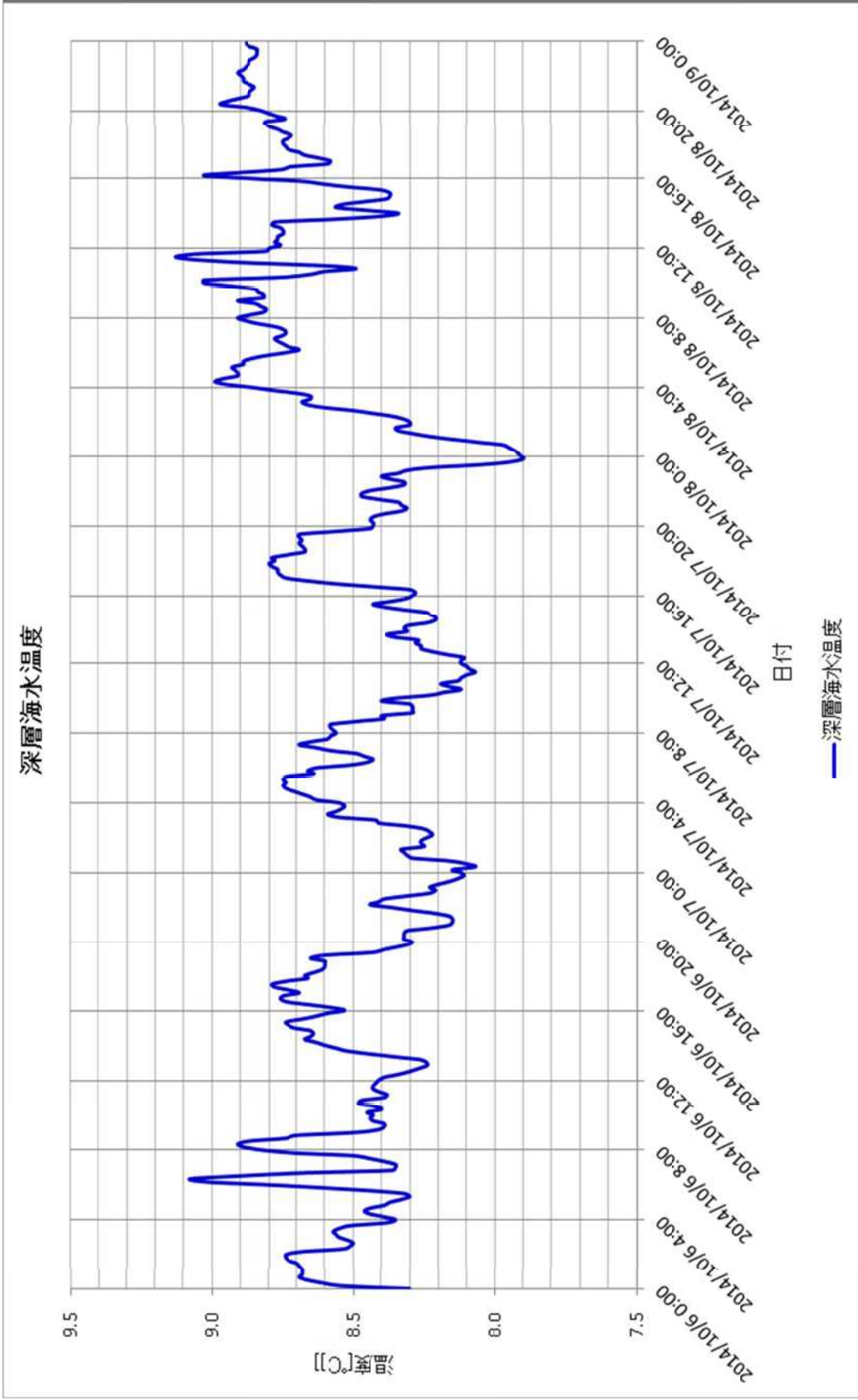


図 2-16 深層水温度(10 分毎)の 3 日間推移(典型例:平成 26 年 10 月 6 日~10 月 8 日)

表 2-5 停止事例一覧(平成 26 年度)

日付	停止理由	停止期間	次プロジェクトでの対策(案)
4月7日	発電制御盤 設定調整(安定化)のための手動停止	3日	-(トラブルではない)
5月5日	付近への落雷による制御機器故障(図 2-17) 実証設備から約 50mの電柱に落雷。該電柱の支線がたるんでおり、落雷時に風により実証設備への通信ケーブルと接していたと考えられる。このため、通常支線を通じて地面に流れ込むはずのサージ電流が、プラント通信機器に流れてしまい故障に至った。	3週間	今回は、支線がたるんでいる電柱に落雷したことで、それが通信ケーブルと接していたことでの 2 重の不運が重なった。レアケースとはいえ、支線がたるんでいなければ起こらなかった故障である。次ステップでは、設備本体だけでなく、周辺の状況にも日常的に注意を払う。
7月22日	台風対策として手動停止	2日	-(トラブルではない)
7月31日	台風対策として手動停止	1日	-(トラブルではない)
8月3日	研究所停電のため自動停止	1日	-(トラブルではない)
8月9日	冷房用小径管補修のため手動停止	1日	-(トラブルではない)
8月19日	熱交換器海水ヘッダ塗装補修のため手動停止	3日	塩害対策(建屋内への建設、換気口への塩害防止フィルター設置)
10月7日	台風による既存海水タンク水位計～発電ユニット間の信号線保護管の破損とケーブル断線(図 2-18) 台風による飛来物もしくは突風により、既存深層水タンク水位計～発電ユニット間の信号線保護管が破損し、ケーブルが断線した。このため、既存深層水タンクの水位が計測できなくなり、自動運転が不可能となった。	3週間	今回のケーブル破断箇所は、本設備固有のもので、次ステップでは存在しない。ただし、一般論として、ケーブル破断により設備停止が必須となるものについては、二重化を検討する。

日付	停止理由	停止期間	次プロジェクトでの対策(案)
12月3日	東京大学による深層水を用いた海藻類生育試験設備の配管工事のため、発電設備への海水供給を停止した。	10日	－(トラブルではない)
12月13日	制御装置用の無停電電源装置(UPS)に、塩害による故障が生じた。UPSをバイパスする形で配線を直し、UPS修理期間をしのいだ。	3日	塩害対策(建屋内への建設、換気口への塩害防止フィルター設置)
1月22日	研究所電気設備点検のため、商用電力受電を停止した。このため、本設備も停止した。この機会を利用して塩害対策塗装を行なったため、停止期間が長くなった。	4日	－(トラブルではない)
2月5日	研究所の海水タンク点検のため、手動停止	1日	－(トラブルではない)
3月3日	制御室内の天井部ドレンパッドからの漏水により、逆変換装置(PCS)の上部ファンから内部に浸水、PCSをショートさせた。これにより、系統連系を維持することが出来なくなった。	3週間	配置面で、制御室内への水配管は行わない。



図 2-17 【写真】平成 26 年 5 月 落雷事故



図 2-18 【写真】平成 26 年 10 月 台風による信号ケーブル破断

(2) 熱サイクル効率の推移 (平成 26 年度)

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 2-19** に示す入力値から出力値を算定する。

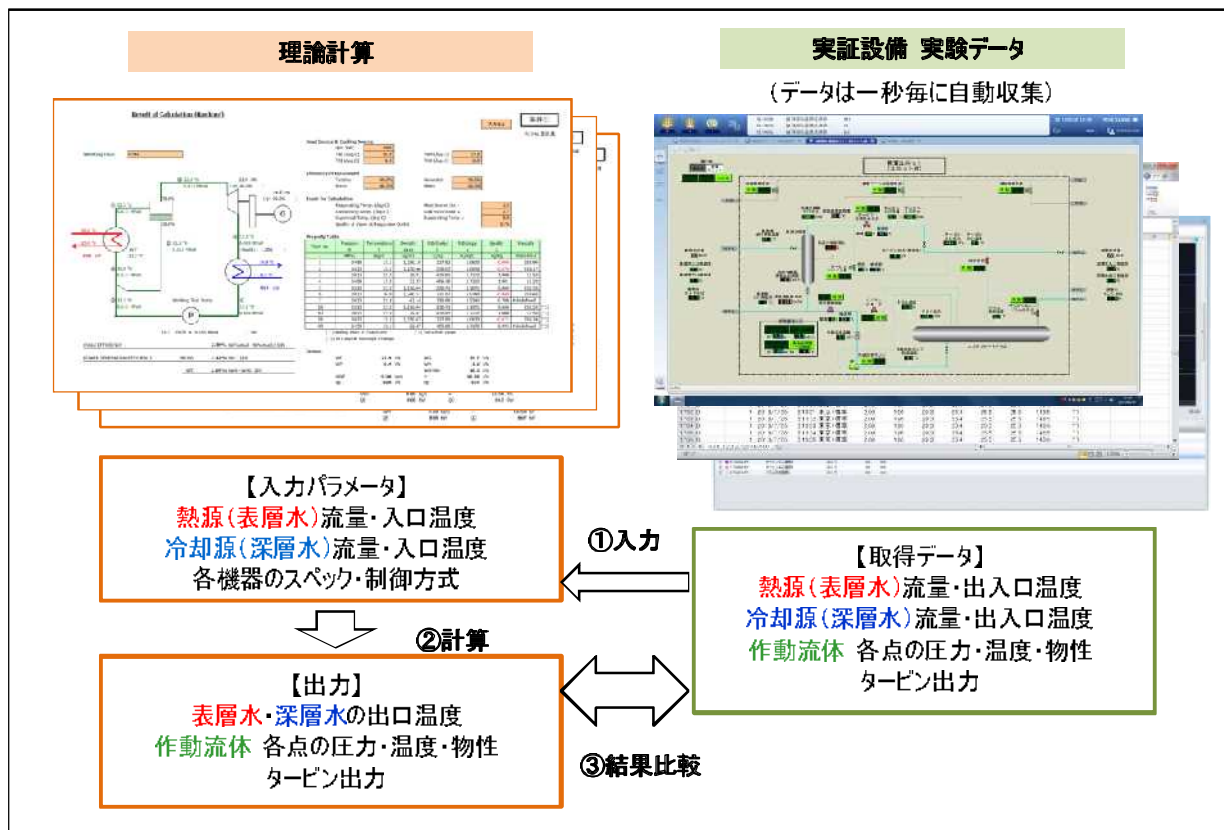


図 2-19 シミュレーションと実測値の比較フロー

②比較結果(例)

平成 25 年 7 月 28 日 9 時の運転における主要データを用いて、前項で述べた比較を行なった結果を一例として**図 2-20** 及び**表 2-6** に示す。総合的な結果として、熱サイクルとしての出力(タービン出力)は、実測値がシミュレーション値を上回っている。

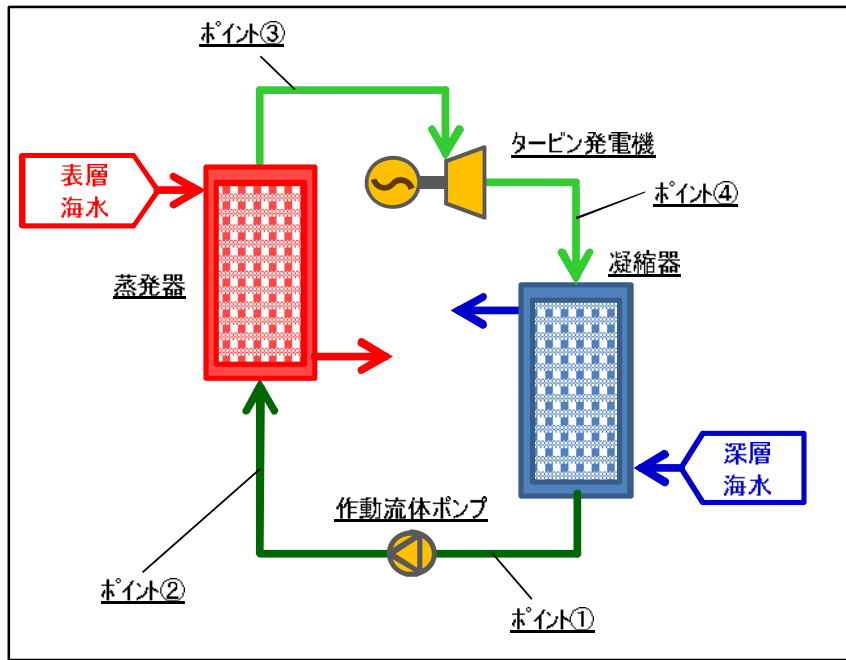


図 2-20 ユニット A の熱サイクル(比較のポイント)

表 2-6 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
深層海水			
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 (①)	kPaA	483	496
蒸発器出口 (③)	kPaA	638	632
凝縮器入口 (④)	kPaA	487	486
温度			
WFポンプ前 (①)	℃	15.4	14.9
蒸発器入口 (②)	℃	15.7	15.1
蒸発器出口 (③)	℃	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

(c)シミュレーションー実測値との比較データ

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。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 2-21)

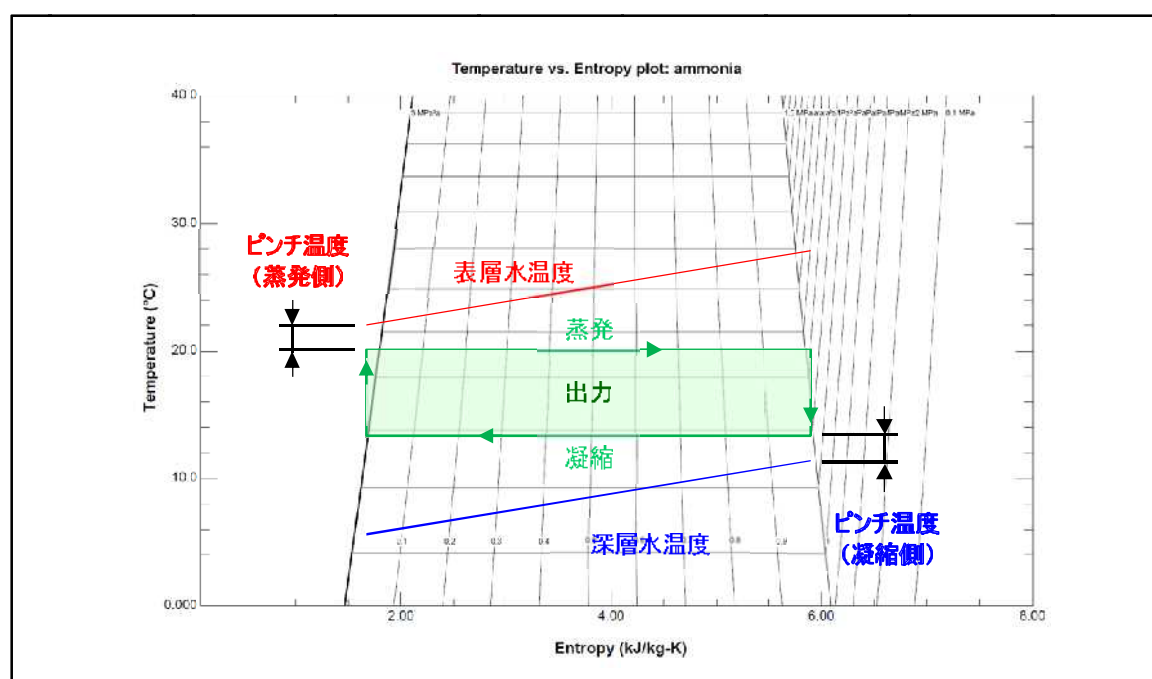


図 2-21 ランキンサイクルにおける出力決定要因

ここでは、平成 26 年度における熱サイクル効率の推移を図 2-22 に示す。

さらに、ピンチ温度を設計値(蒸発器側 1.5°C、凝縮器側 2.2°C)に固定した場合の予測熱サイクル効率と実測値との比較(実測値/予測値の比)を図 2-23 に示す。

熱サイクル効率

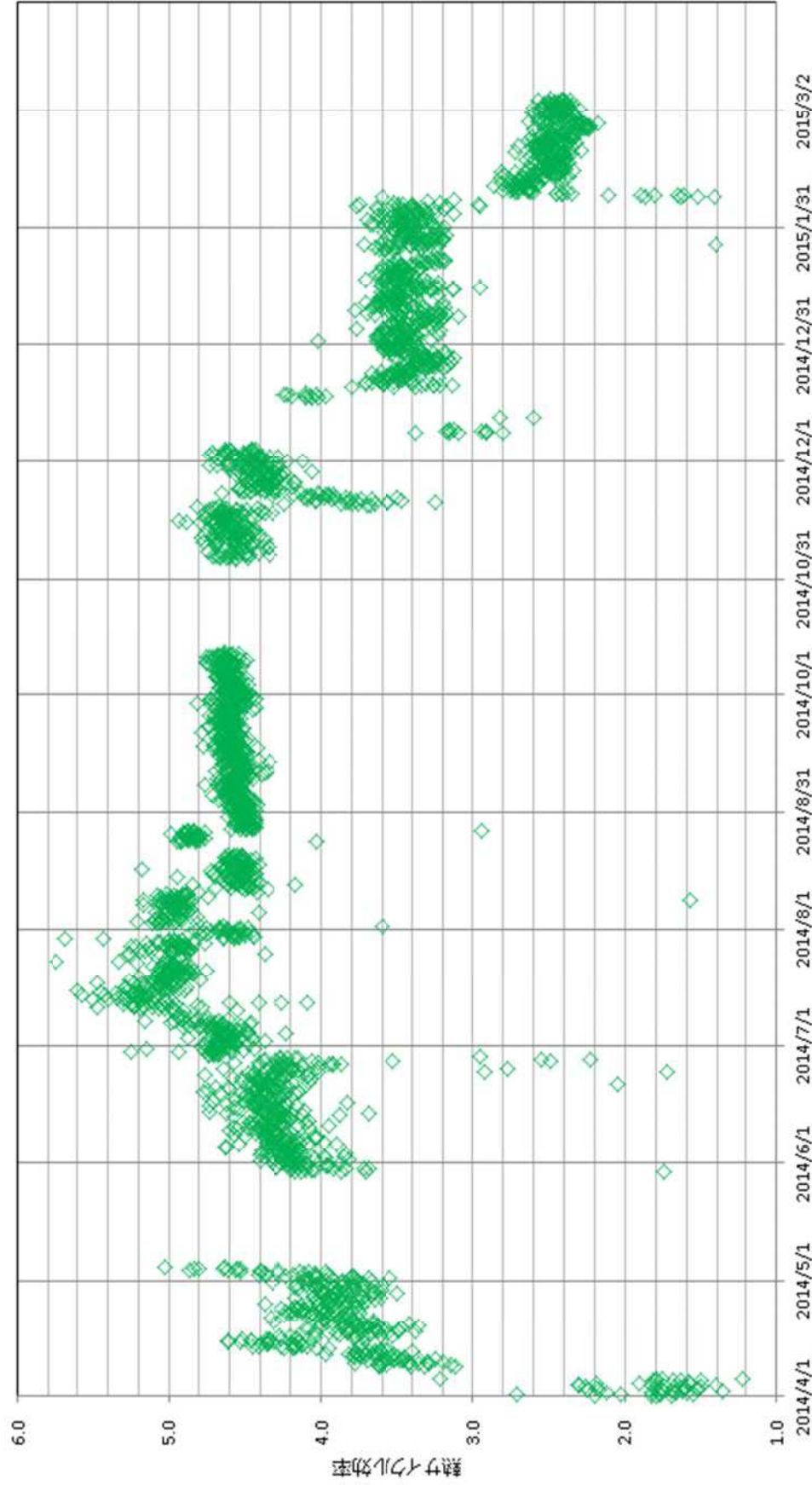


図 2-22 熱サイクル効率の推移(平成 26 年度)

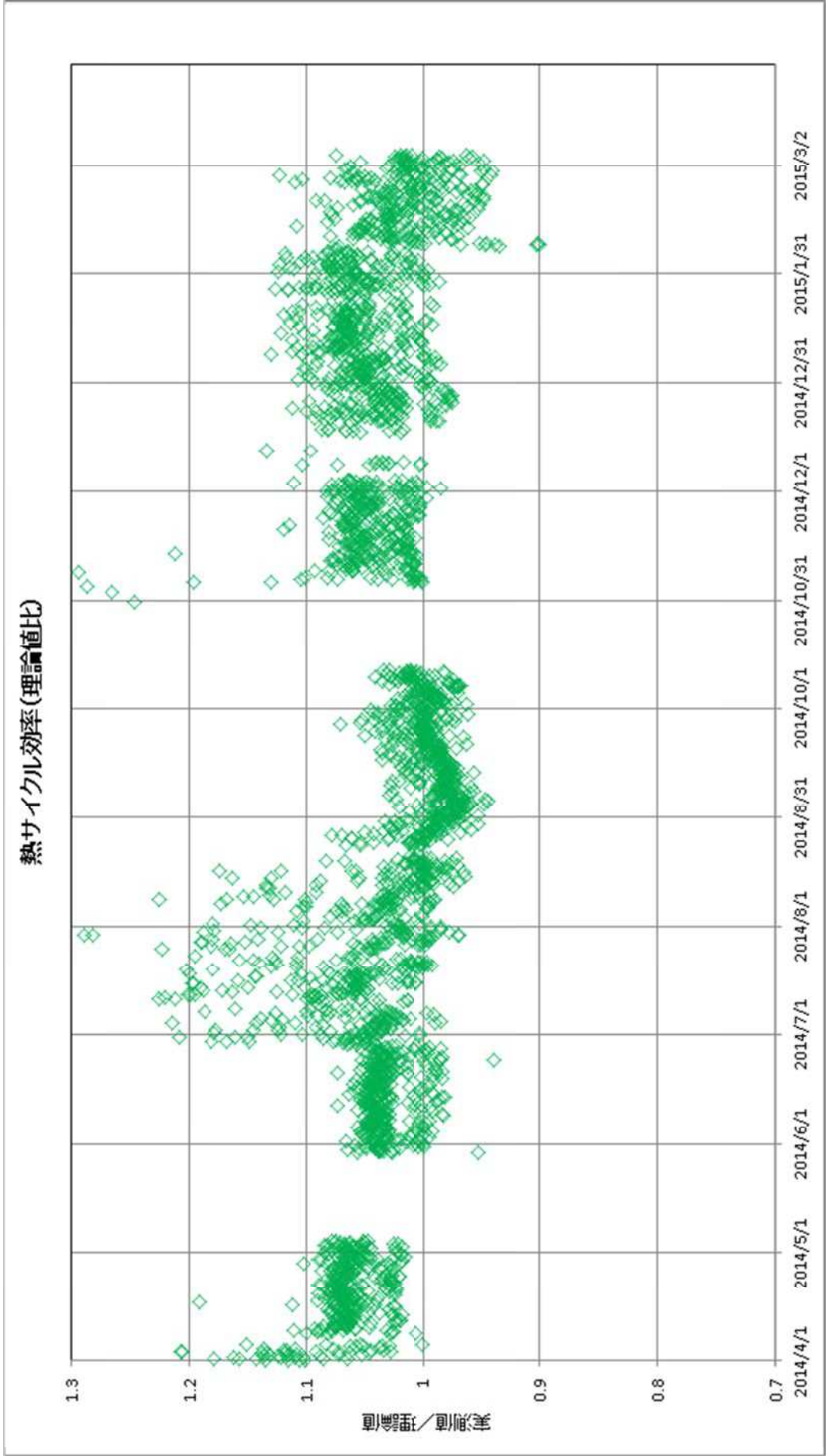


図 2-23 熱サイクルの予測効率と実測値との比較(実測値/予測値の比)(平成 26 年度)

(3) タービン効率の推移 (平成 26 年度)

①タービン効率算定法

前項では、熱サイクル面での出力面での検討を行なった。

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、次の式により、タービン発電機効率を評価した。

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

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。

②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 2-7 に示す。

表 2-7 タービン発電機効率計算例

物性値	単位	タービン入口 (実測値ベース) 添え字 i [*1]	タービン出口	
			実測値ベース 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	-	$\eta_T = \frac{W_{T,a}}{G_{WF}(h_i - h_{O_{is}})} = 0.65$		

[*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、so_is = si) 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。

(4) 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) 発電機解列 (系統連系離脱) 時の自動緊急停止

両ケースとも、本設備は問題なく停止した。図 2-24 に(a)海水供給の急停止時の設備内圧力の挙動、図 2-25 に(b) 発電機解列 (系統連系離脱) 時の自動緊急停止の設備内圧力の挙動を示す。



図 2-24 海水供給の急停止時の挙動

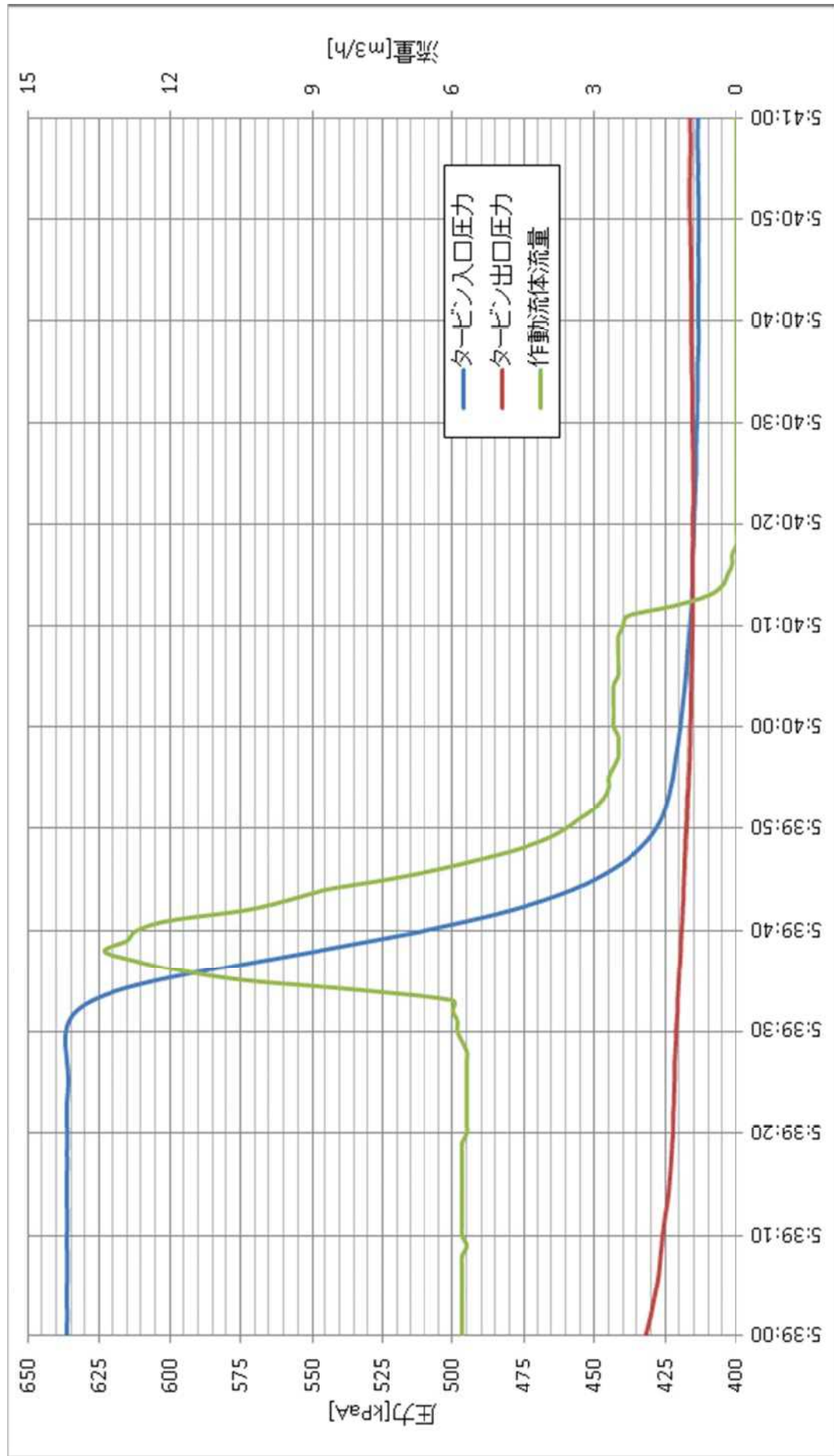


図 2-25 発電機解列時の挙動(作動流体ポンプは自動停止)

(5) 自動制御運転における最適運転点模索のための試験

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 2-26、図 2-27 および図 2-28 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なうことが経済的である。

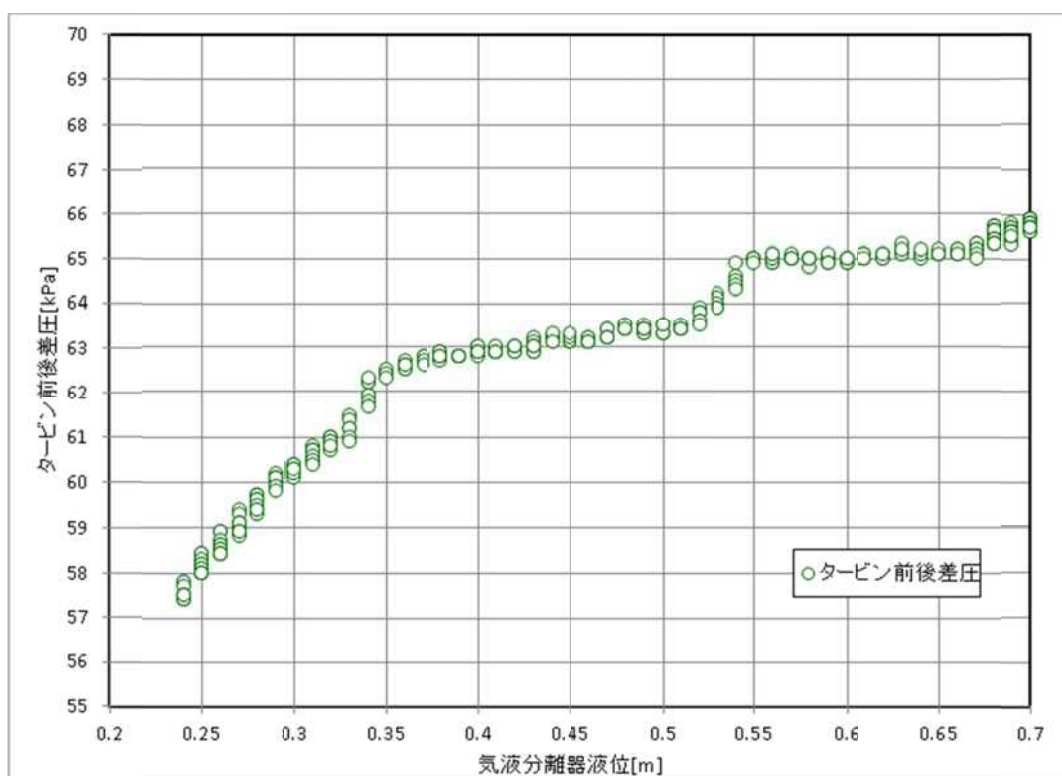


図 2-26 気液分離器の液位とタービン前後差圧との関係(平成 26 年 4 月試験時)

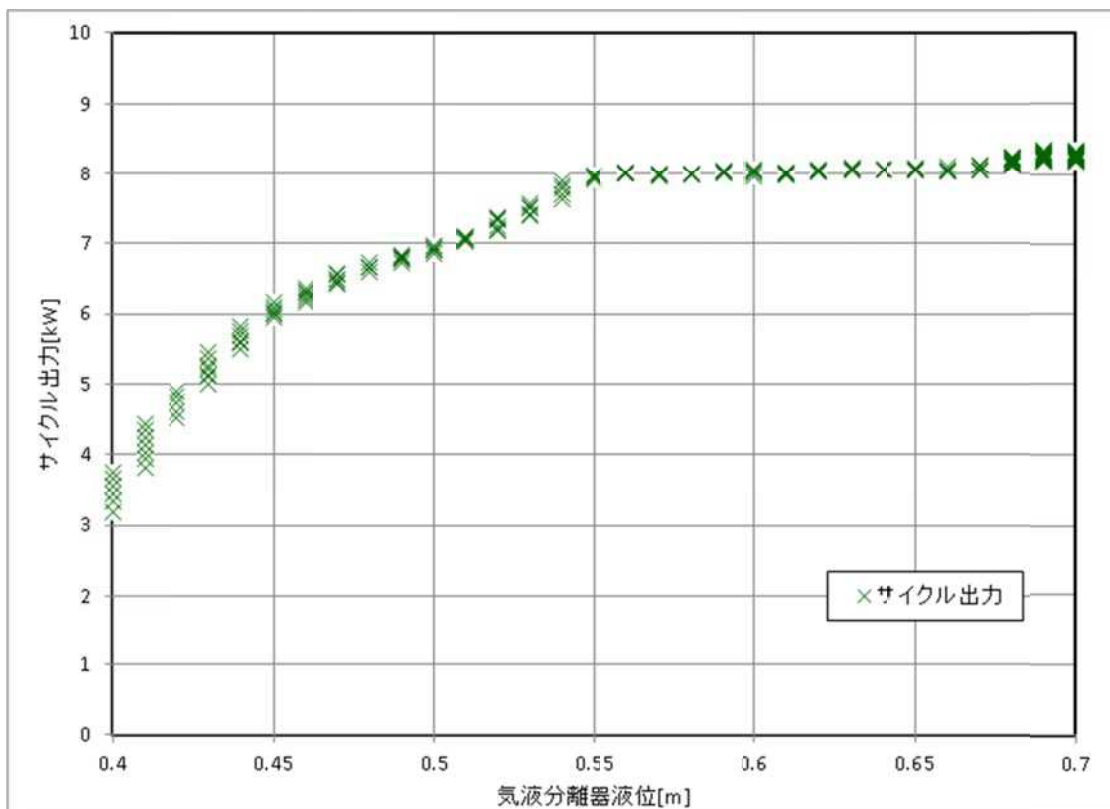


図 2-27 気液分離器の液位と熱サイクル出力との関係(平成 26 年 4 月試験時)

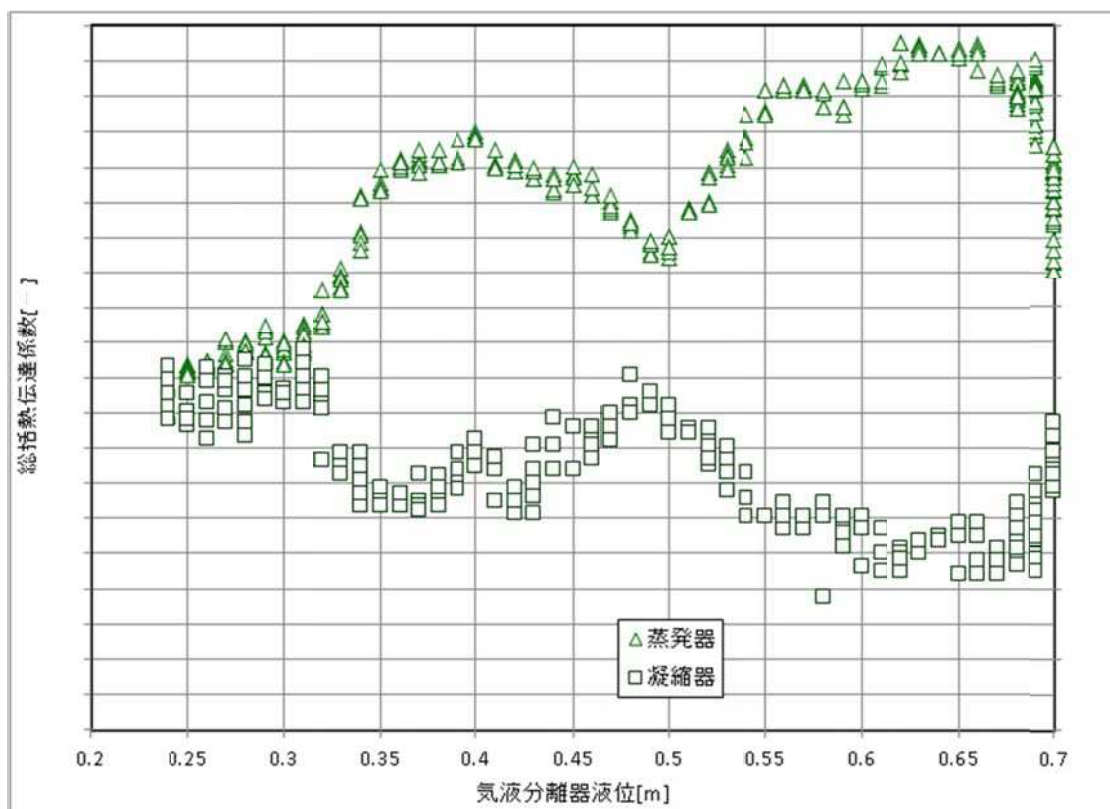


図 2-28 気液分離器の液位と熱交換器伝熱性能との関係(平成 26 年 4 月試験時)

(6) 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

平成 23 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海水流量を変動させ、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 2-29、図 2-30（低液位での試験）および図 2-31、図 2-32（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。

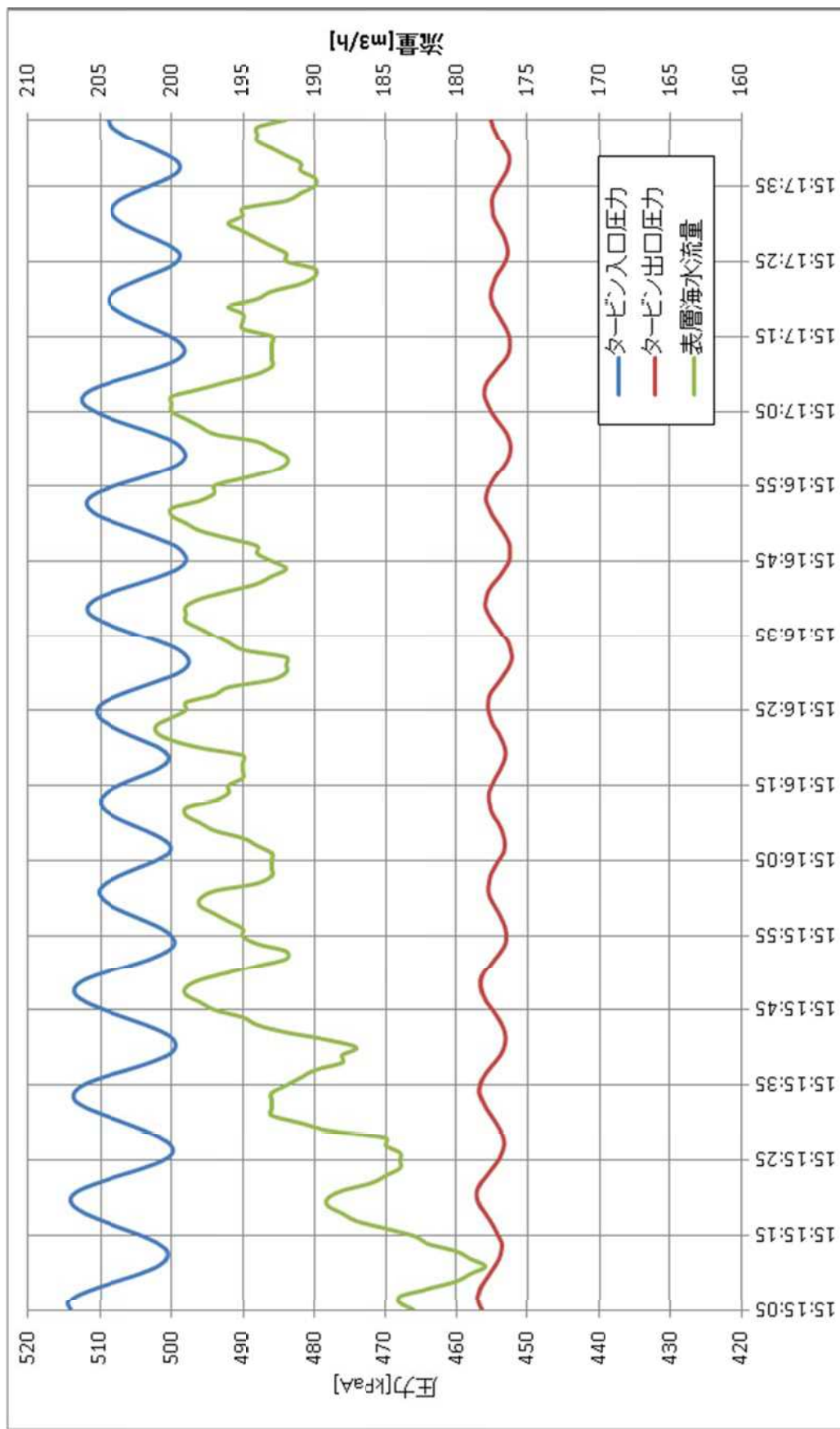


図 2-29 表層海水流量変動とタービン前後の圧力(気液分離器＝低液位時)

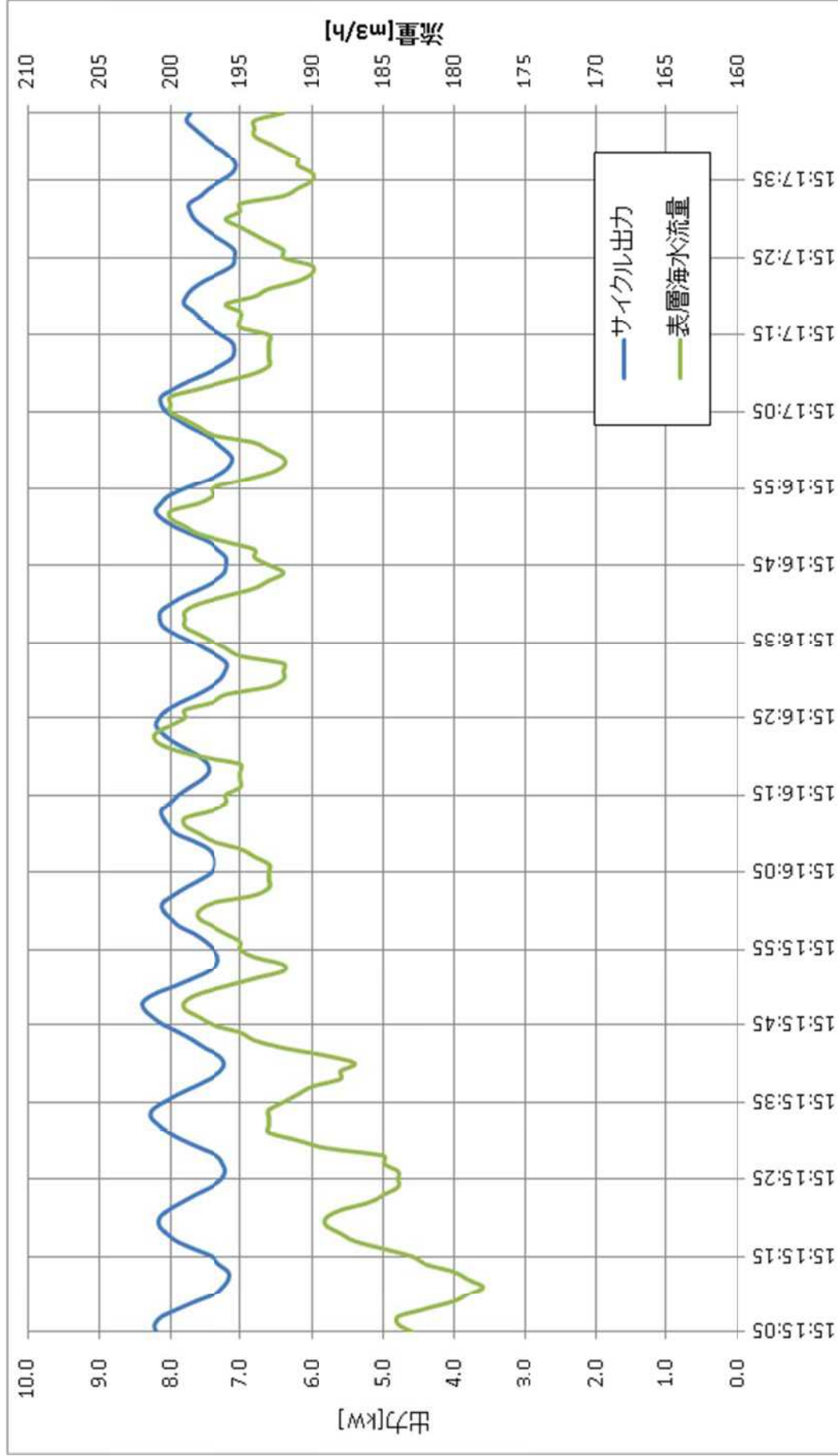


図 2-30 表層海水流量変動と熱サイクル出力(気液分離器＝低液位時)

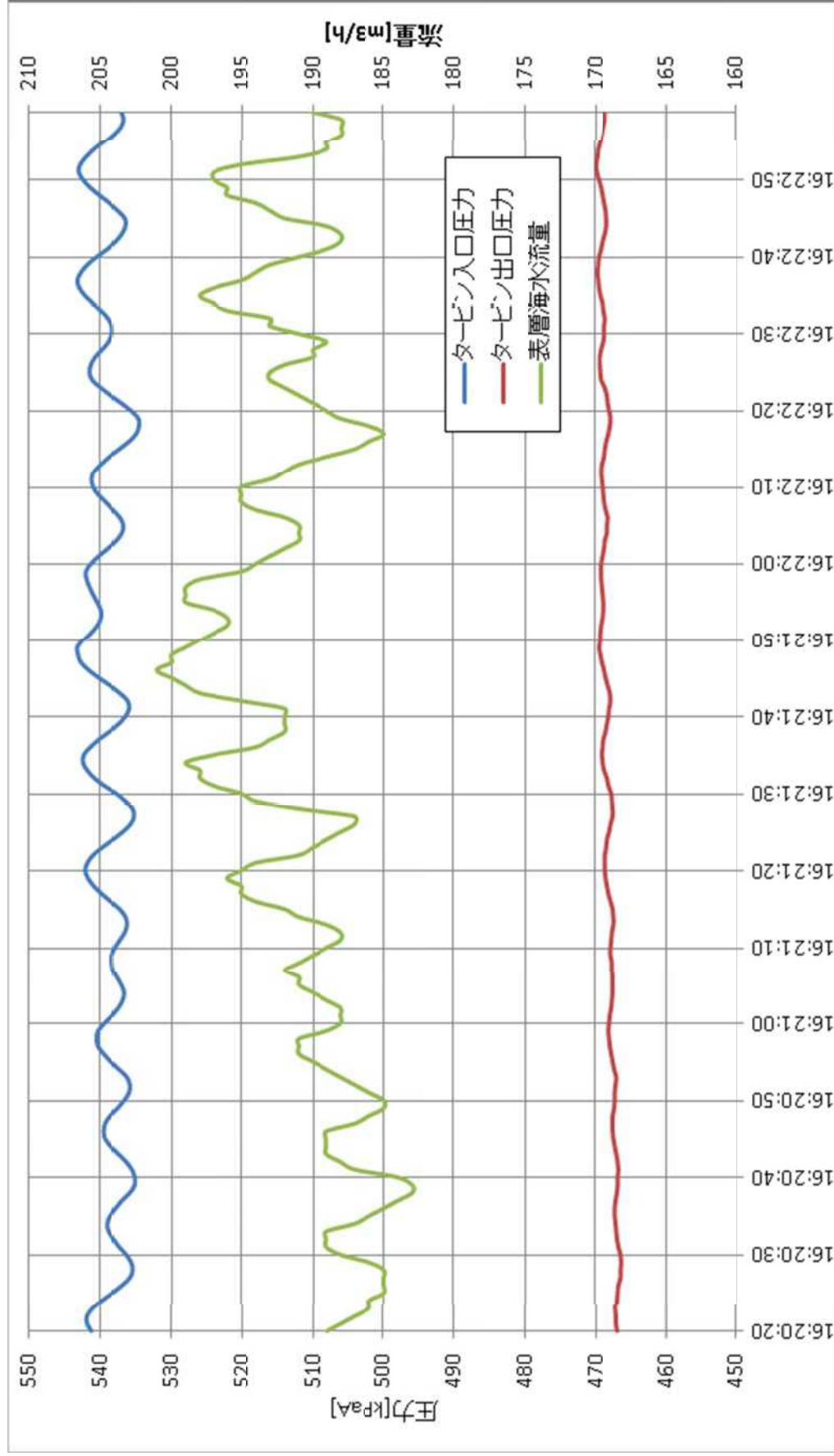


図 2-31 表層海水流量変動とタービン前後の圧力(気液分離器＝高液位時)

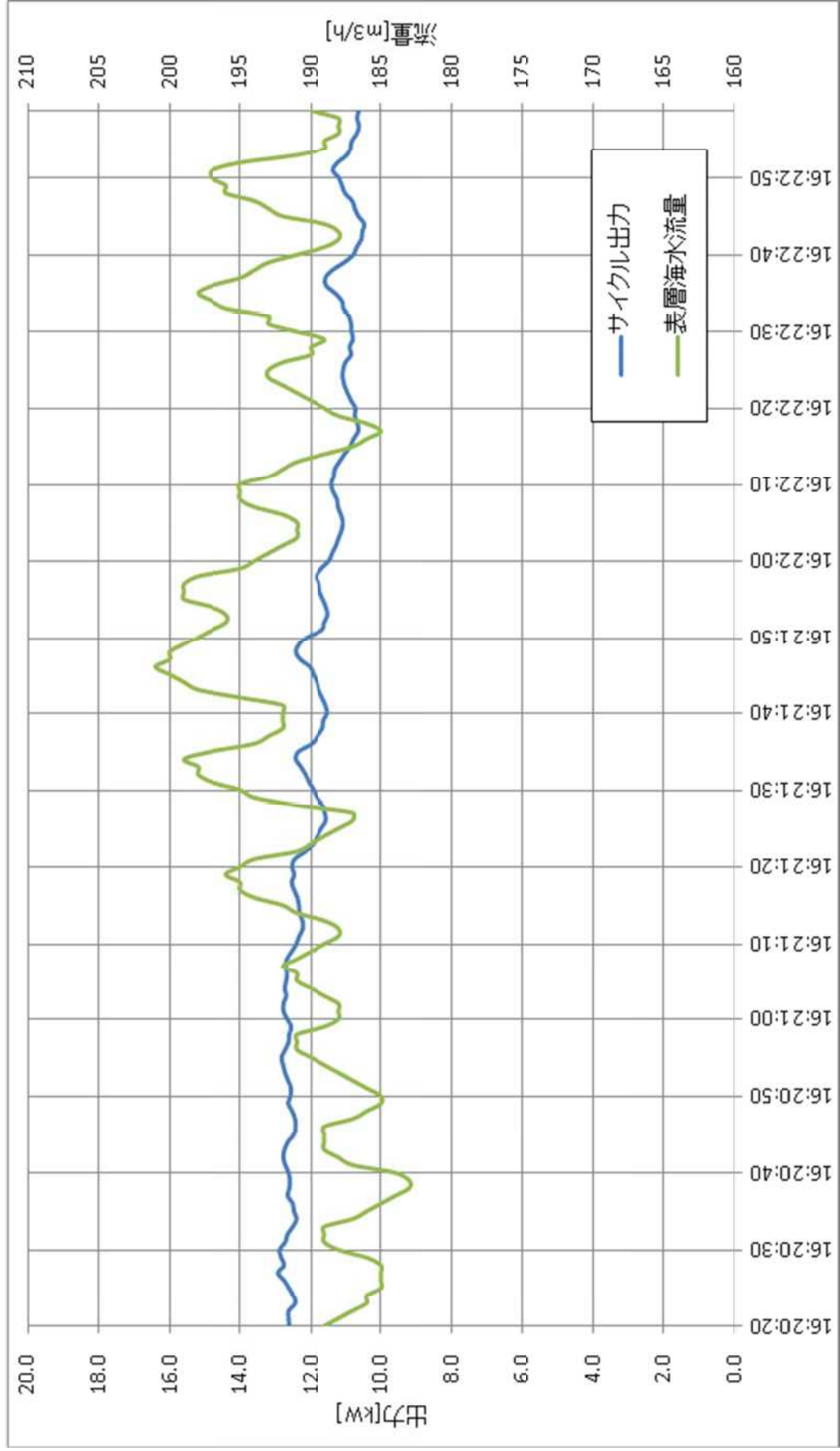


図 2-32 表層海水流量変動と熱サイクル出力(気液分離器 = 高液位時)

(7) 最大負荷運転試験

最大負荷運転試験として、本章3節で述べた設計条件③になるべく近い運転条件にて試験を行った（実施日：平成26年7月21日）。設計条件と実際の運転状態との比較を表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などの結果となった。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。

表 2-8 最大負荷運転試験の結果概要

項目	単位	設計条件	実測値
表層水			
入口温度	℃	29.5	29.7
出口温度	℃	26.5	26.8
流量	m ³ /h	237	240
深層海水			
入口温度	℃	9.1	9.0
出口温度	℃	12.9	13.2
流量	m ³ /h	197	195
作動流体			
圧力			
WFポンプ前 (①)	kPaA	483	496
蒸発器出口 (③)	kPaA	638	632
凝縮器入口 (④)	kPaA	487	486
温度			
WFポンプ前 (①)	℃	15.4	14.9
蒸発器入口 (②)	℃	15.7	15.1
蒸発器出口 (③)	℃	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

(8) まとめ

前項までの試験結果により得られた結論を以下に述べる。

- ・一年間を通じて、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、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、表層海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特性によるものであり、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。これらは次のプロジェクトに生かすべき教訓となった。
- ・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、次の通りと推測される。
 - ①運転温度が気温（水温）に近いと、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。
 - ②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。
 - ①タービン発電機の流量－差圧特性
 - ②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）このうち②については本設備で実験を行うことができたが、①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なかった。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、性能向上に寄与すると考えられる。