

1. 発電利用実証試験

昨年度までの試験に引き続き、沖縄県海洋深層水研究所（以下「実証設備」という。）の敷地内にある海洋温度差発電実証試験設備（以下「実証設備」という。）を用いて、海洋温度差発電技術の実用化に向け、技術の向上への寄与を目的として実証試験及び検討を行なった。

1.1 天候、気温、海水温の変化に応じた運転状態および発電出力等、性能検証に必要なデータの計測及び記録

運転状態は、前年度までと同様に、商用電力停電時や監視システムの停止時（メンテナンスもしくは台風対策等のための手動停止時）を除き、1秒毎および1分毎のデータを自動記録している。全データは膨大であるため、別途電子データで提出する。

以下に、今年度の運転の概況を示す。

1.1.1 海水温度と流量

昨年度までと同様に、海水（表層海水、深層海水とも）は、研究所および周辺企業を優先した利用を行なっている。

図 1-1 に本年度の表層海水温の推移、図 1-2 に同じく深層海水温の推移、図 1-3 に本実証試験に使用した表層・深層海水流量の推移を示す。今年度は、次項に述べる日間起動停止（DSS）運転試験の実施の目的で夜間に停止している期間があるため、海水のデータについては毎正午のものを使用している。¹

1.1.2 日間起動・停止（DSS）運転試験

今年度は、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。実施の背景と状況等は、第2章3節2項に詳述する。

1.1.3 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、平成26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）が平成28年9月から実証試験

¹ 発電プラントの停止期間は、表層水取水ポンプ、深層水取水ポンプとも、間欠的な運転となる。ポンプの停止時には、汲み上げ管内の海水が停止するため、配管周囲の気温や日射、水温などの入／放熱

を開始している。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。

- ①ユニット B 側の蒸発器・凝縮器の換装
- ②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、9月に①②の搭載工事が行われ、その後断続的に試験が行われている。

1.1.4 メンテナンス等による欠測期間

今年度の、メンテナンスやトラブル対応による主な欠測期間は次の通りである。

- ・4月末～5月上旬： 配管部塗装メンテナンスのため停止
- ・7月中旬： 熱交換器（ユニット A）開放点検作業
- ・10月初頭～11月上旬： 台風 18 号による監視制御装置被害復旧
- ・12月末～1月上旬： 年末年始期間および制御弁の交換

1.1.5 その他特記事項

前述の他、今年度に特有の試験条件を次に記す。

表層水温度の年間推移（平成28年度）＜毎日正午の記録：海水停止期間を除く＞

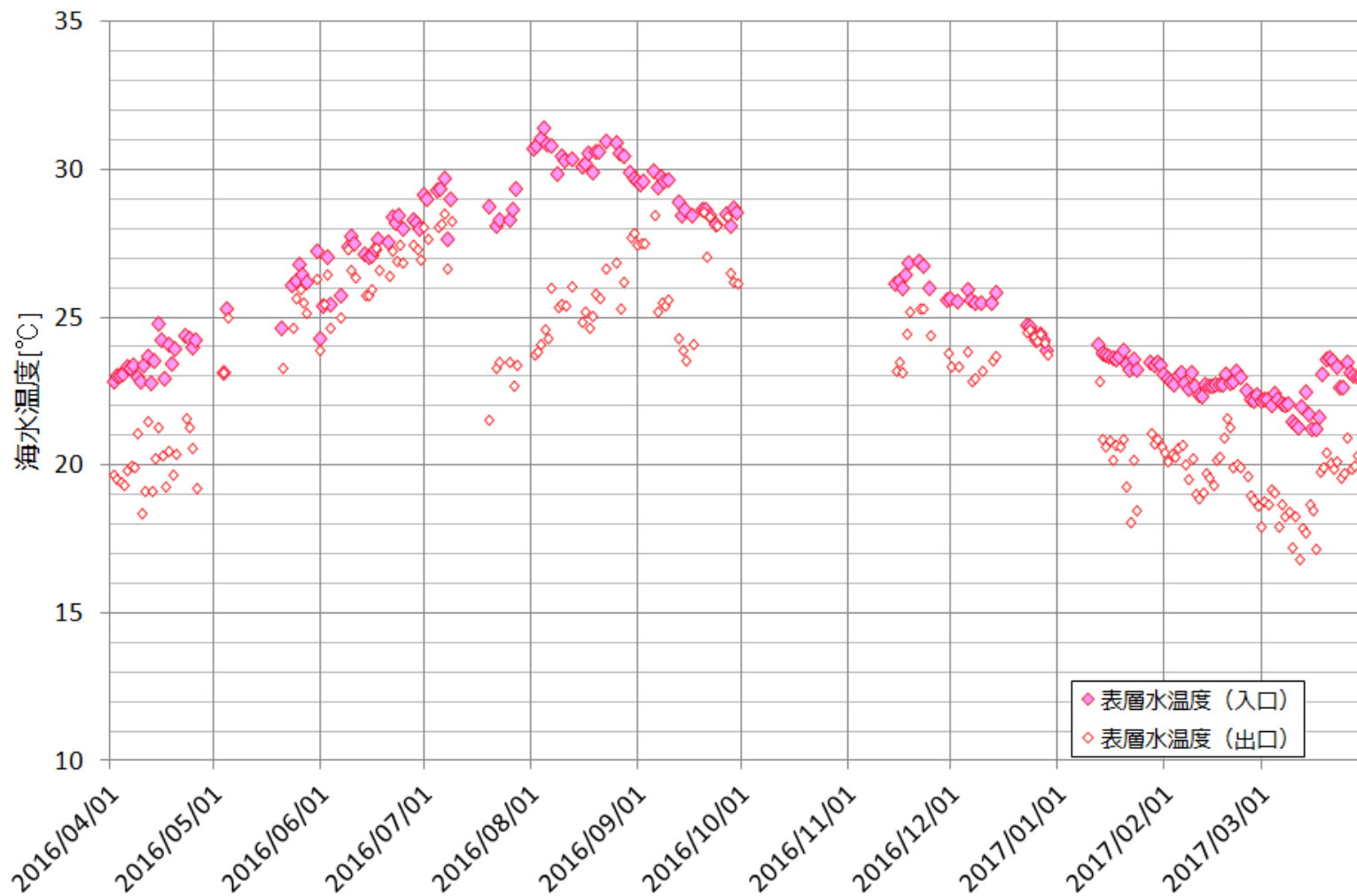


図 1-1 表層海水温の推移

深層水温度の年間推移（平成28年度）＜毎日正午の記録：海水停止期間を除く＞

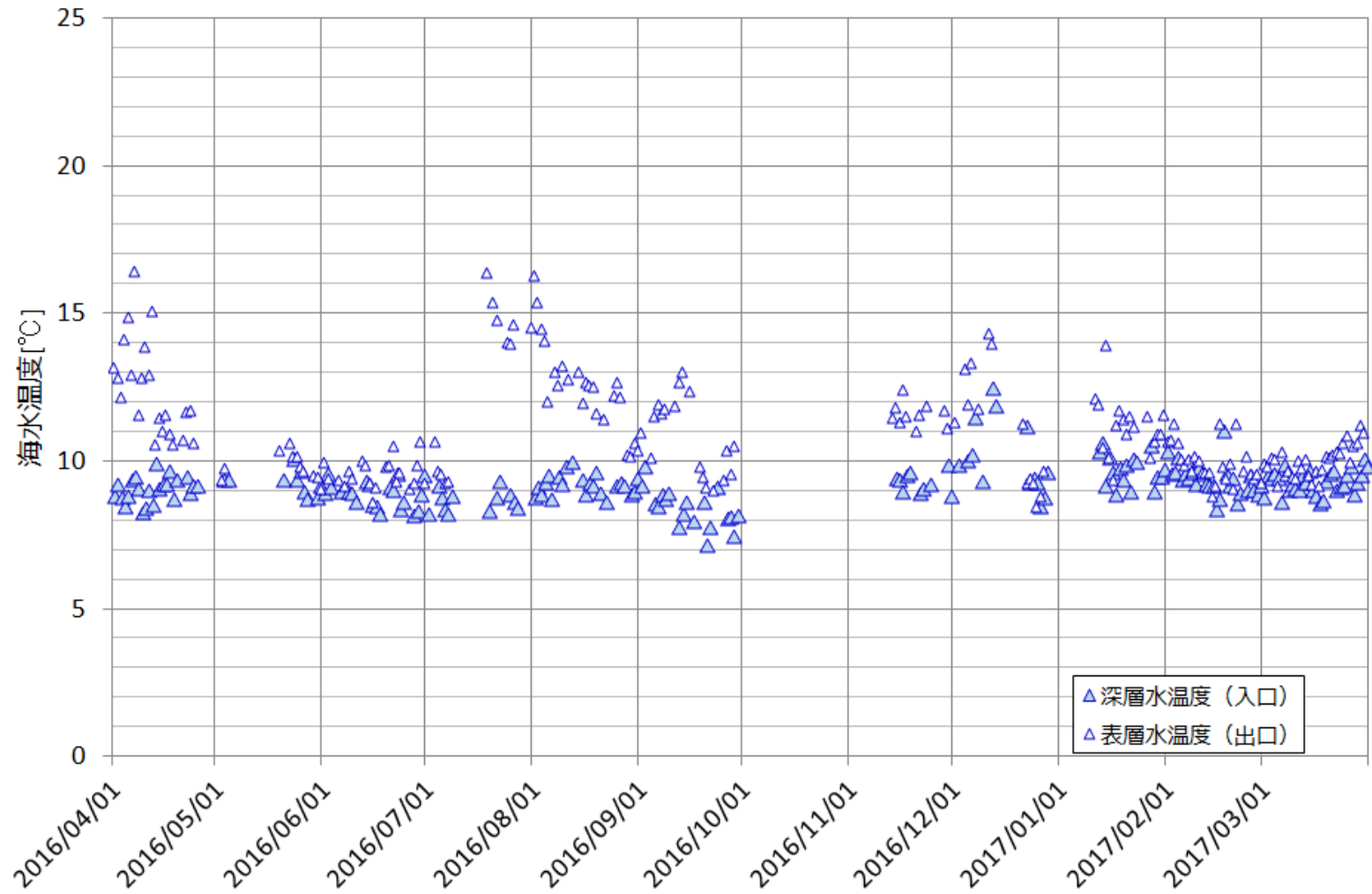


図 1-2 深層海水温の推移

表層水・深層水流量の年間推移（平成28年度）＜毎日正午の記録：停止期間を除く＞

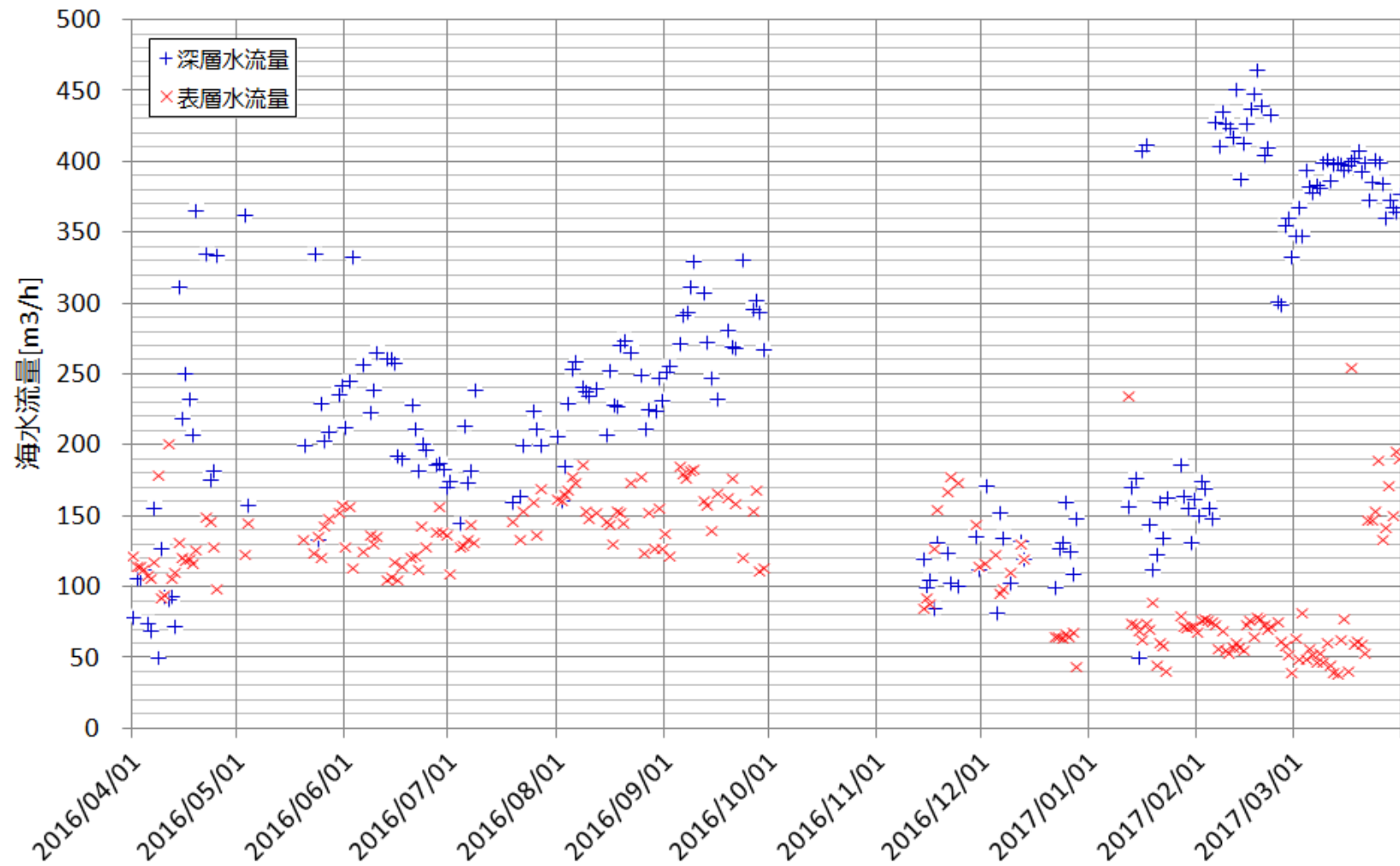


図 1-3 本実証試験に使用した表層・深層海水流量の推移

1.2 前節の性能検証を踏まえた発電効率の向上に向けた方法

1.2.1 検討の前程：昨年度までに得られた発電効率向上に関連する知見

本実証設備で採用されているランキンサイクルによる発電の場合、その熱サイクルとしての出力は図 1-4 に示すように、エントロピー-温度線図（S-T 線図）上の媒体状態の変化により囲まれる面積で計算される。

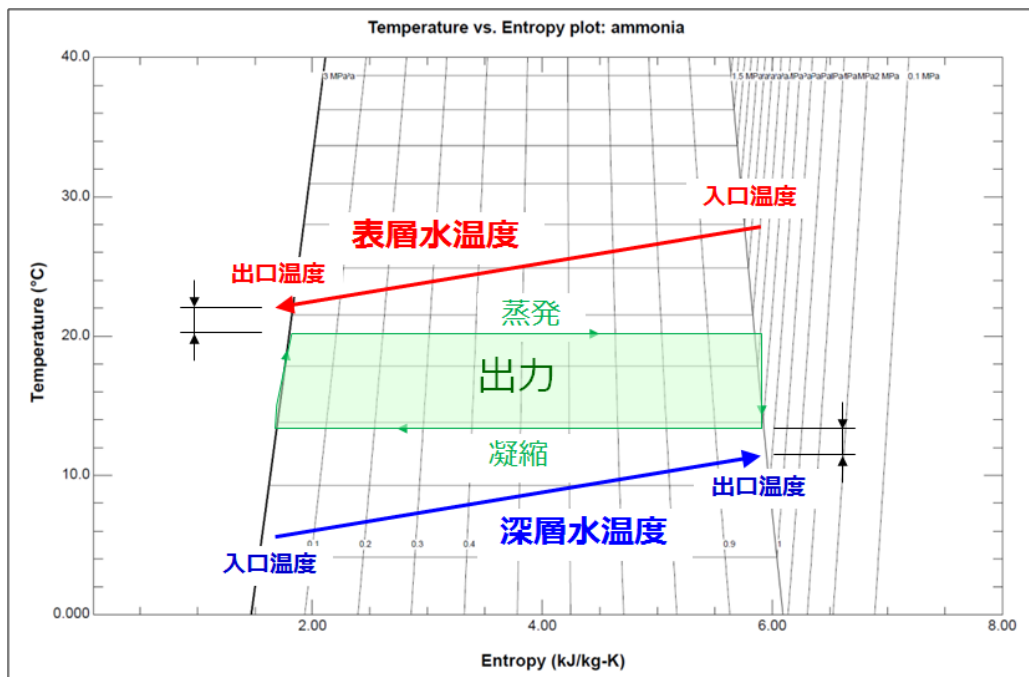


図 1-4 エントロピー-温度線図上のランキンサイクルの表現

表層海水温度および深層海水温度の条件が同じである場合、熱サイクルとしての出力を決定づけるのは、上に矢印で示す熱交換器ピンチ温度、すなわち「表層海水出口温度と媒体の蒸発温度との差」および「深層海水出口温度と媒体の凝縮温度の差」である。

一方、熱交換器の基本式である式 1-a に示す通り、熱源の状態を変えない限り、媒体間の温度差 MTD を小さくするほど、熱交換器伝熱面積 A が大きくなる基本的特性がある。したがって、上記のピンチ温度を小さくして MTD を下げることは、熱交換器を大きくし、全体としてコスト上昇を招く。したがって、単純に発電効率を上げることを目的とするのではなく、コスト上昇とのバランスを考慮した上で、発電コストを最小とする熱サイクル設計を行なう必要がある。この最適設計に関する検討は、本事業の検討委員である佐賀大学海洋エネルギー研究センター 池上康之副センター長が参画する NEDO「海洋エネルギー実証研究」等で行われている。

$$Q = U \cdot A \cdot \text{MTD} \dots\dots\dots (式 1-a)$$

where:

Q : 交換熱量 [kW]

U : 総括熱伝達係数 [kW/(m²・°C)]

A : 熱交換器伝熱面積[m²]

MTD : 媒体間平均温度差 [°C]

このように、熱源の状態に応じて最適な設計が決定されるが、それは逆にいえば、熱源が変化すると最適な設計点が変わってしまうことを意味する。本実証設備は、過去の年間平均海水温度（および流量）において最適値をとる設計がなされていたが、実際の海水温度は夏季と冬季で 2 つのピークがある頻度分布（図 1-5）となっており、年間平均海水温度をとる期間は正規分布よりはるかに少ないことが分かった。

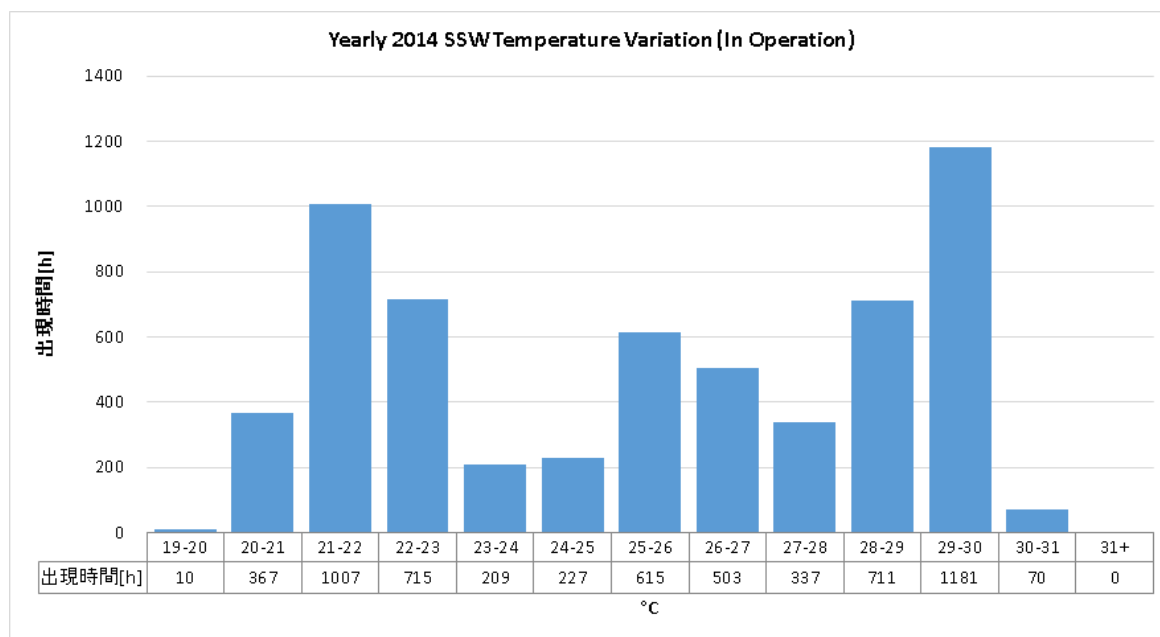


図 1-5 表層海水温度の頻度分布(平成 26 年度報告書より)

夏季と冬季で機器の設計を変えることは不可能であるが、熱サイクル上の運転点を変えることは、タービン発電機に変速ピッチノズルを用いることで可能となる。そこで、昨年度（平成 27 年度）は変速ピッチノズルによる出力の上昇（年間を通じての発電効率の向上）について検討し、次の結果を得た。

(1) 可変ピッチノズルによる出力向上のしくみ

表層海水および深層海水の、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 1-6 に示す通り、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 1-6 の左側の運転状態を取る。逆に流量に対して差圧が大きいタービンでは、同図の右側の運転状態を取ることになる。

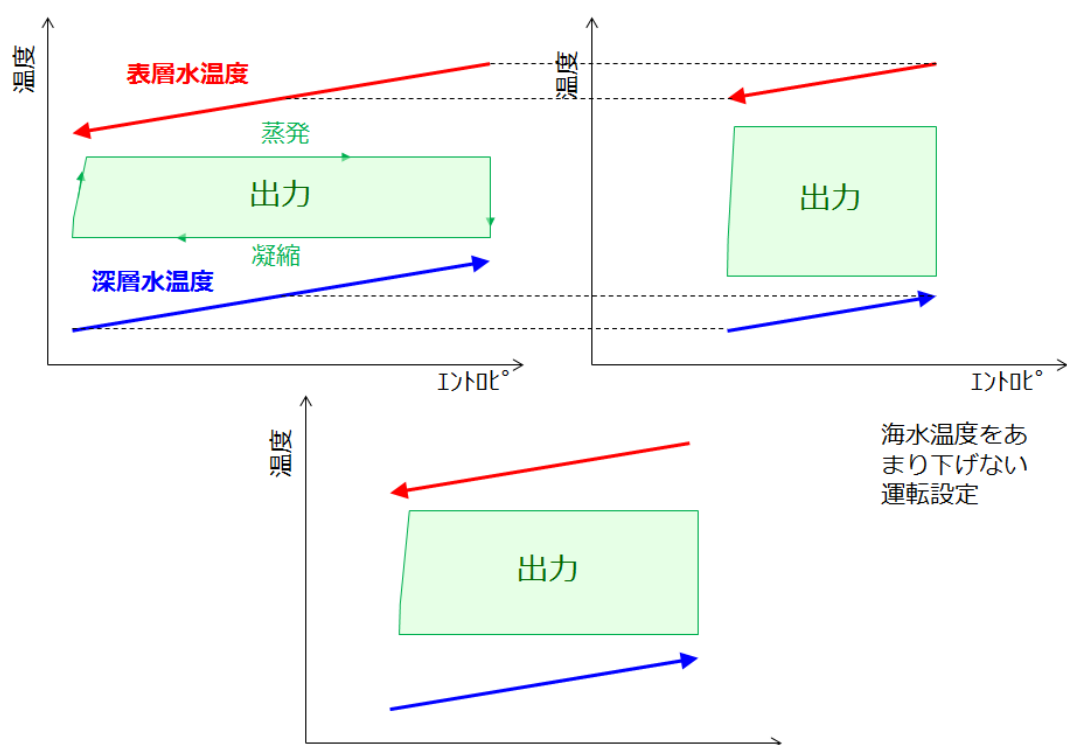


図 1-6 タービン特性(流量-差圧特性)による出力の違い

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。これに伴い、タ

ービンの流量－差圧特性が変化する。

(2) 昨年度検討結果の概要

設計条件は、平成 26 年度の報告書における送電端出力 1MW 級の設備のもの（表 1-1）を採用し、この条件（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℃のケースにおいて、可変ピッチノズル有無による熱サイクル出力の比較を行なった。

表 1-1 設計条件

項目	単位	計画値	備考	実証設備
表層海水				
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	
深層海水				
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	

結果を図 1-8～図 1-11 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、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 1-12 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。図中に示す通り、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%未滿となってしまうことが分かった。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 1-12）。

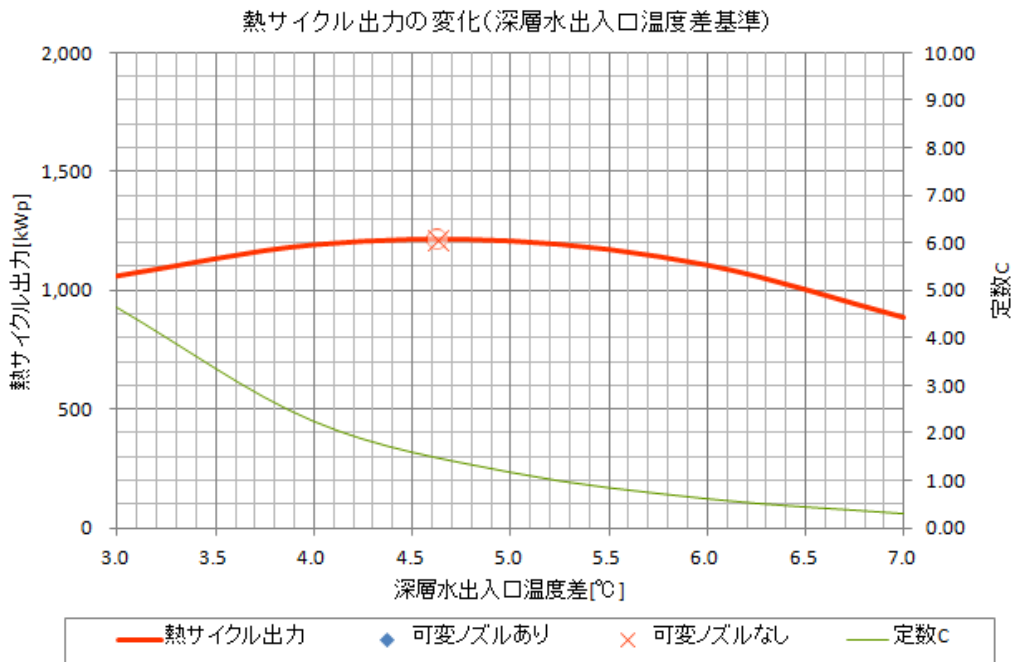


図 1-7 設計条件における熱サイクル出力

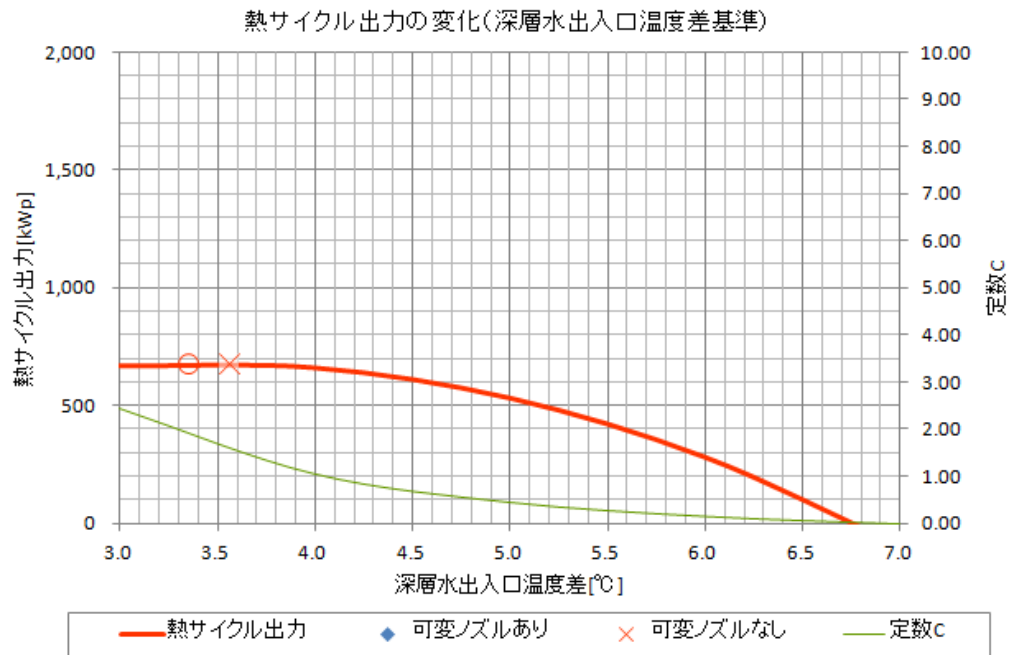


図 1-8 温度差 16°Cにおける熱サイクル出力

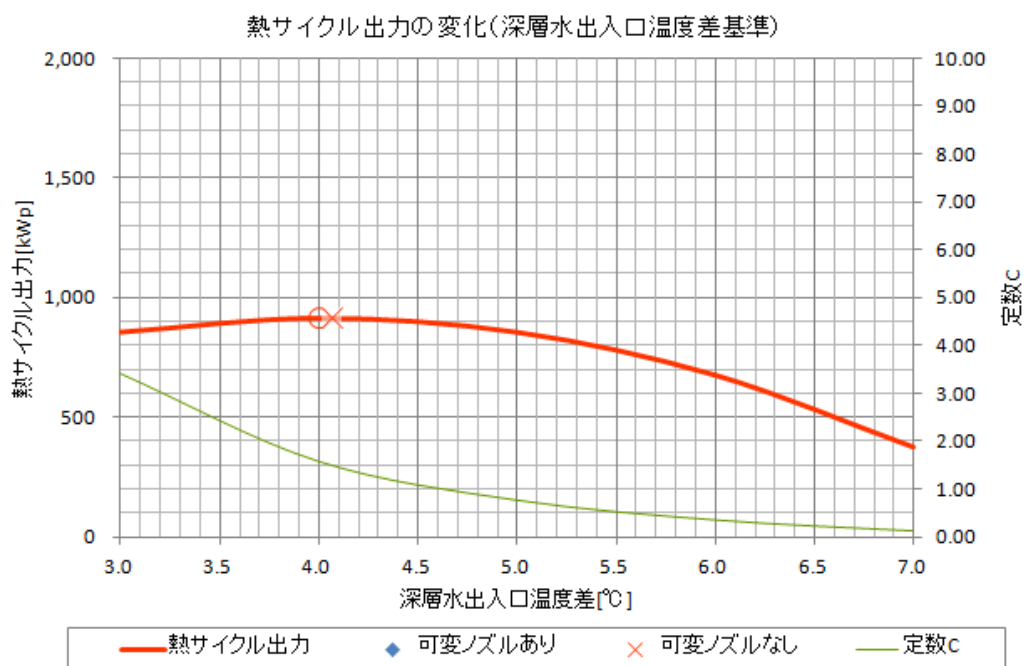


図 1-9 温度差 18°Cにおける熱サイクル出力

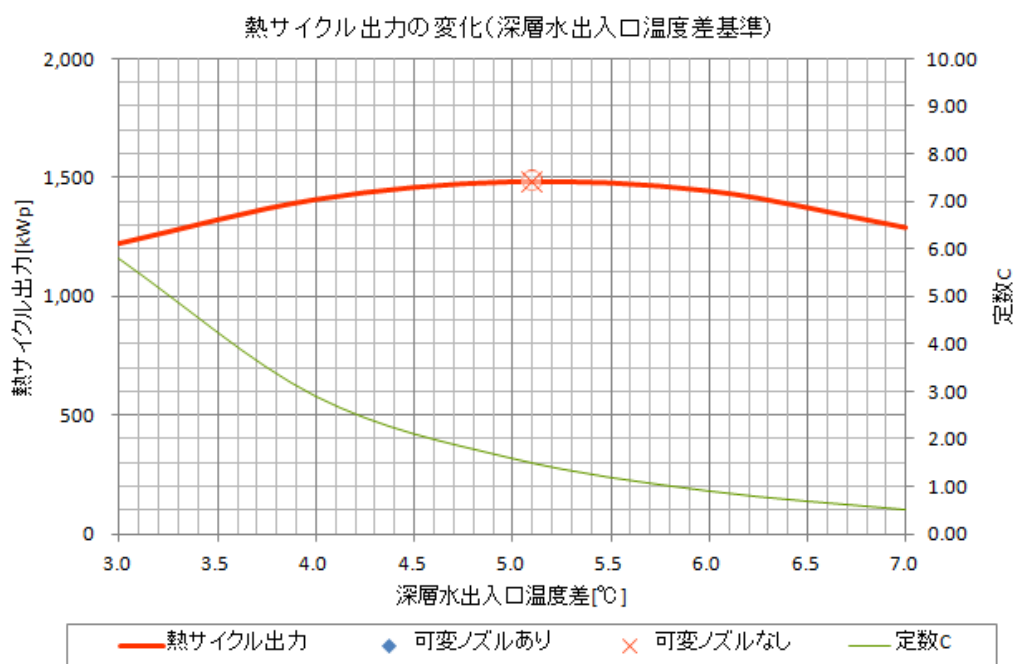


図 1-10 温度差 22°Cにおける熱サイクル出力

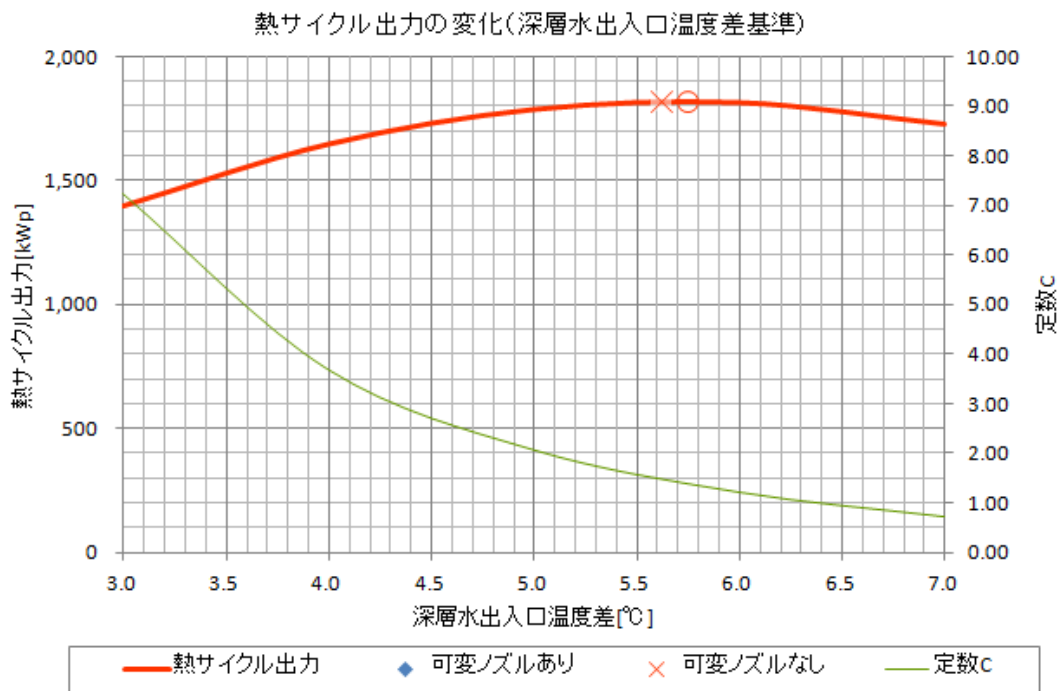


図 1-11 温度差 24°Cにおける熱サイクル出力

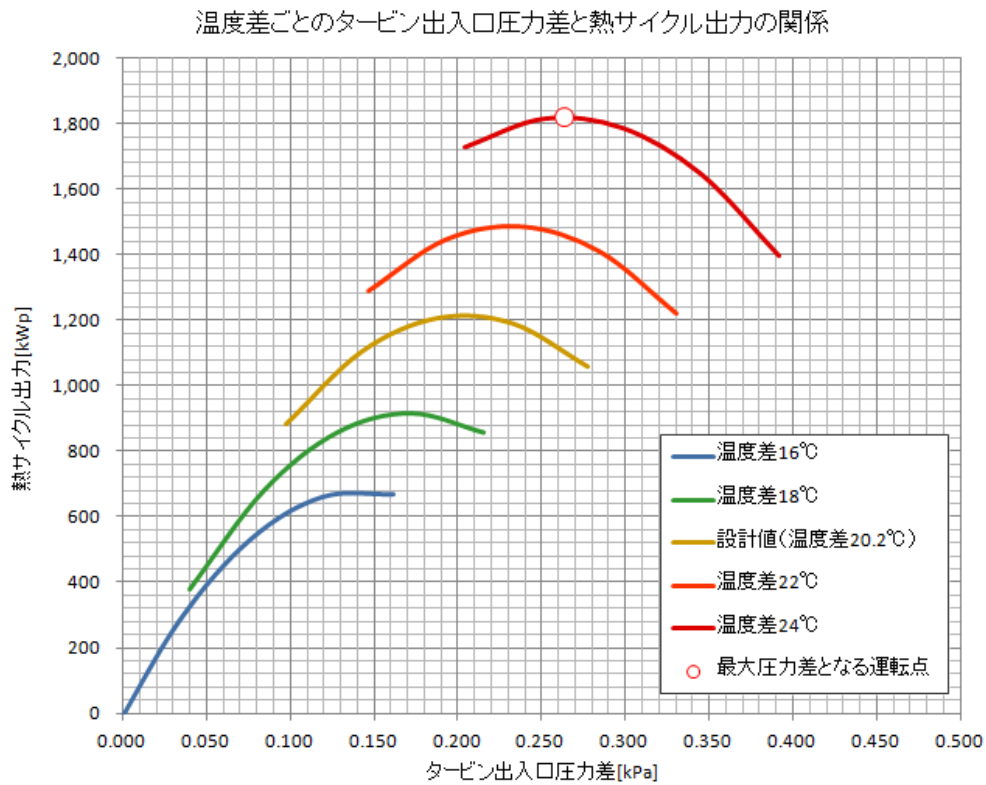


図 1-12 タービン出入口圧力差と熱サイクル出力

1.2.2 タービンの特性を考慮した効率向上 (H28 年度検討)

前項で述べた検討においては、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。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 1-13）となる。

$$\text{速度比} = U/C_0 \dots\dots\dots (式 1-b)$$

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

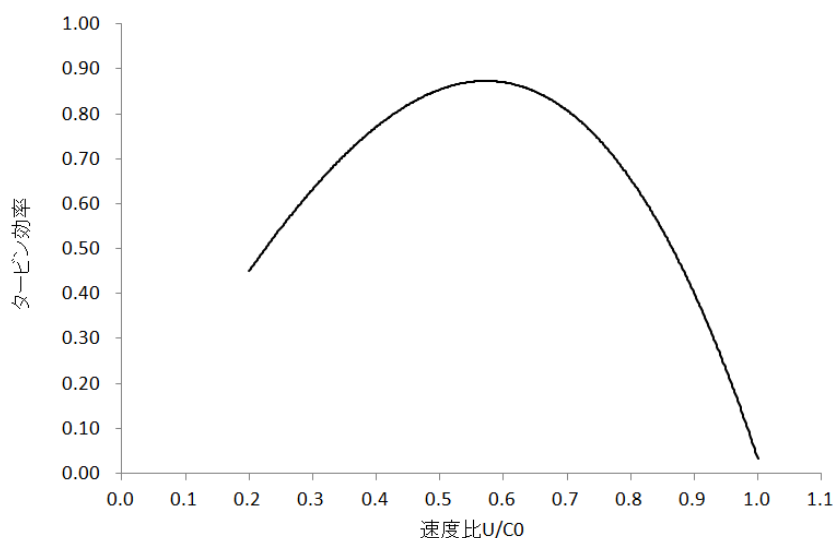


図 1-13 速度比とタービン効率(イメージ)

(1) 季節毎の作動流体ガスの流速

1.2.1 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 1-15～図 1-18 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）

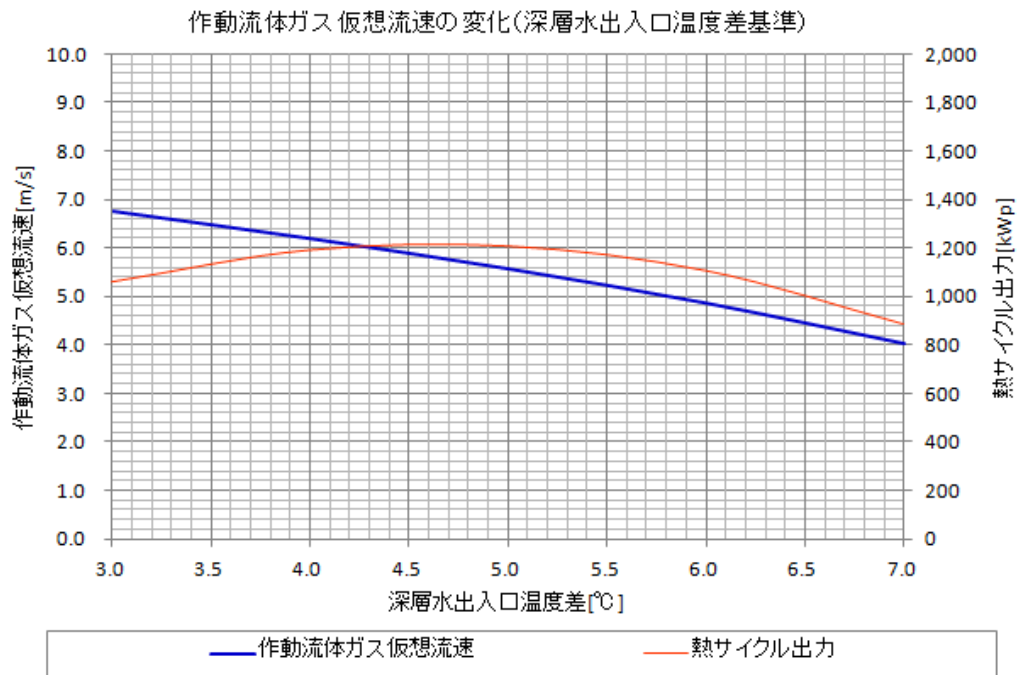


図 1-14 設計条件(温度差 約 20°C)における作動流体ガス流速

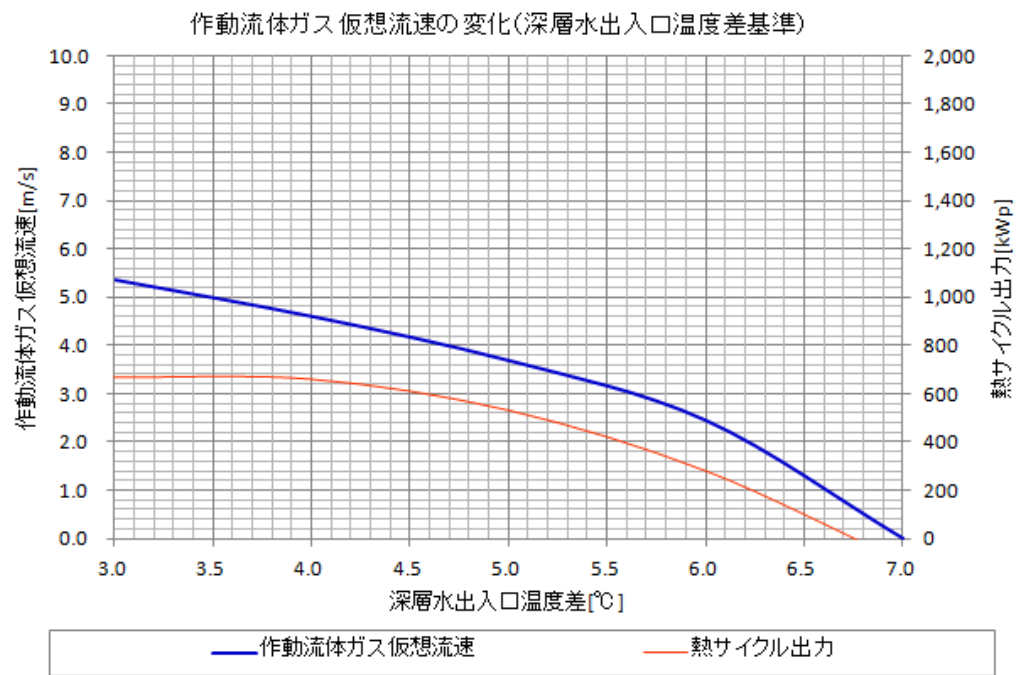


図 1-15 温度差 16°Cにおける作動流体ガス流速

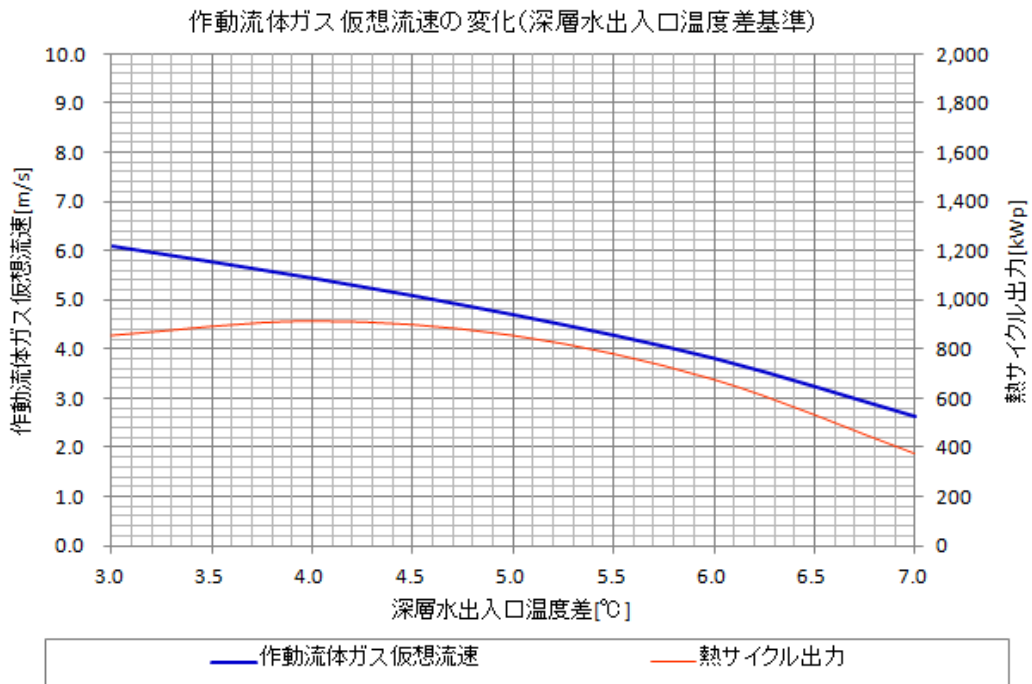


図 1-16 温度差 18°Cにおける作動流体ガス流速

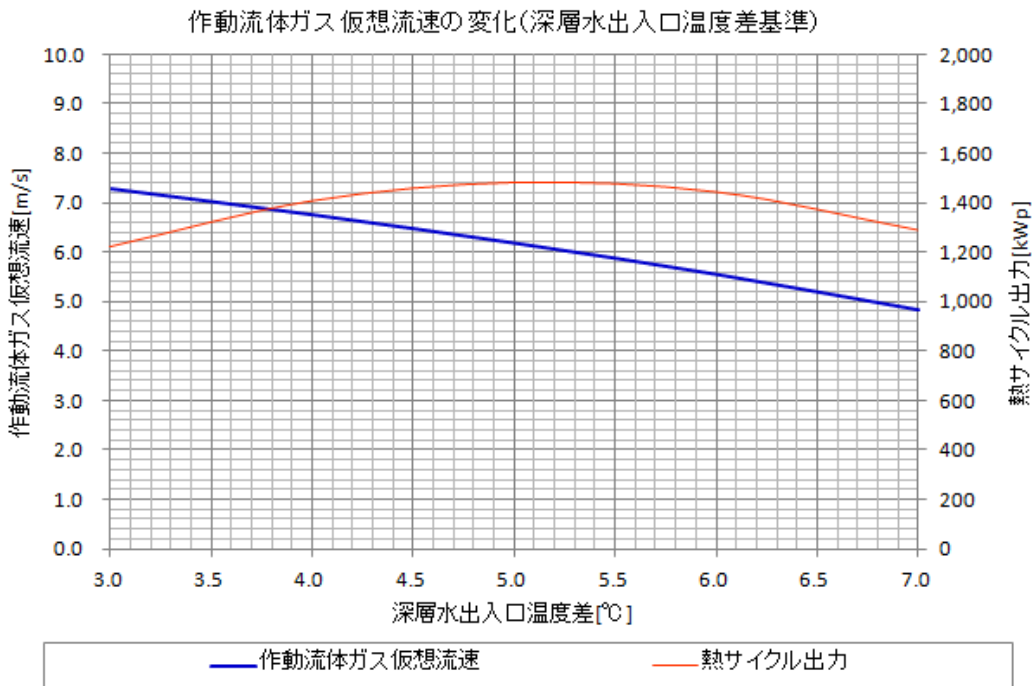


図 1-17 温度差 22°Cにおける作動流体ガス流速

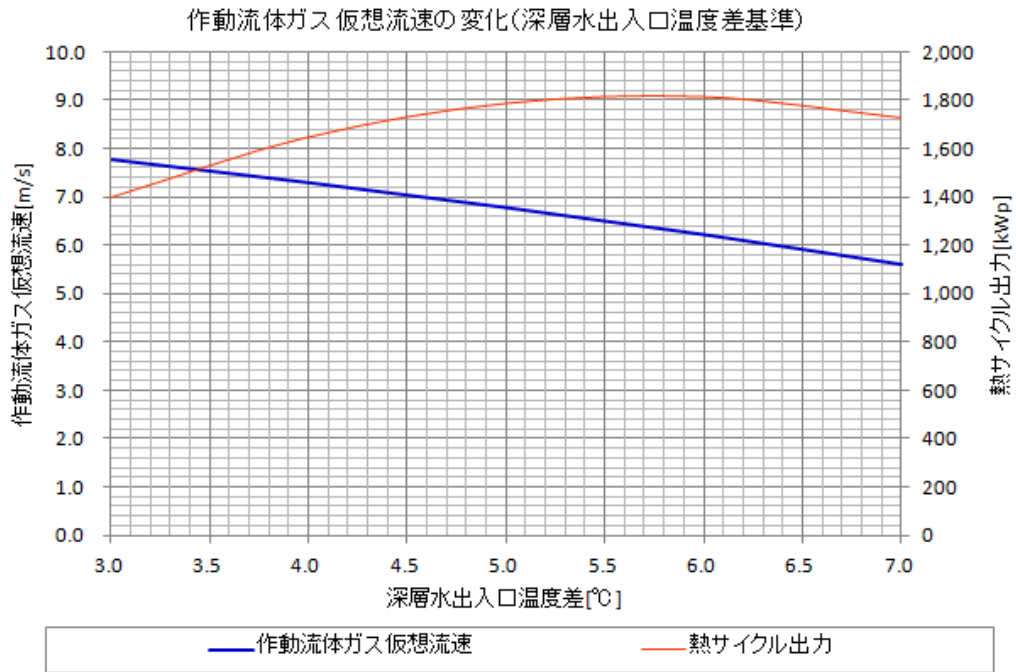


図 1-18 温度差 24°Cにおける作動流体ガス流速

(2) 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 1-19、図 1-20 となる。

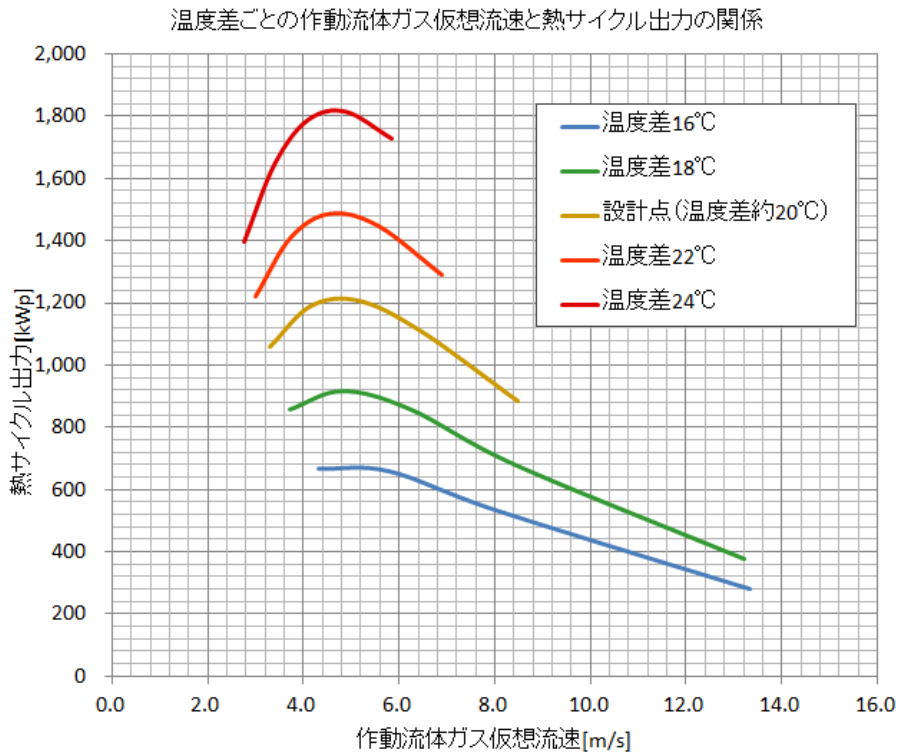


図 1-19 作動流体ガス仮想流速と熱サイクル出力の関係

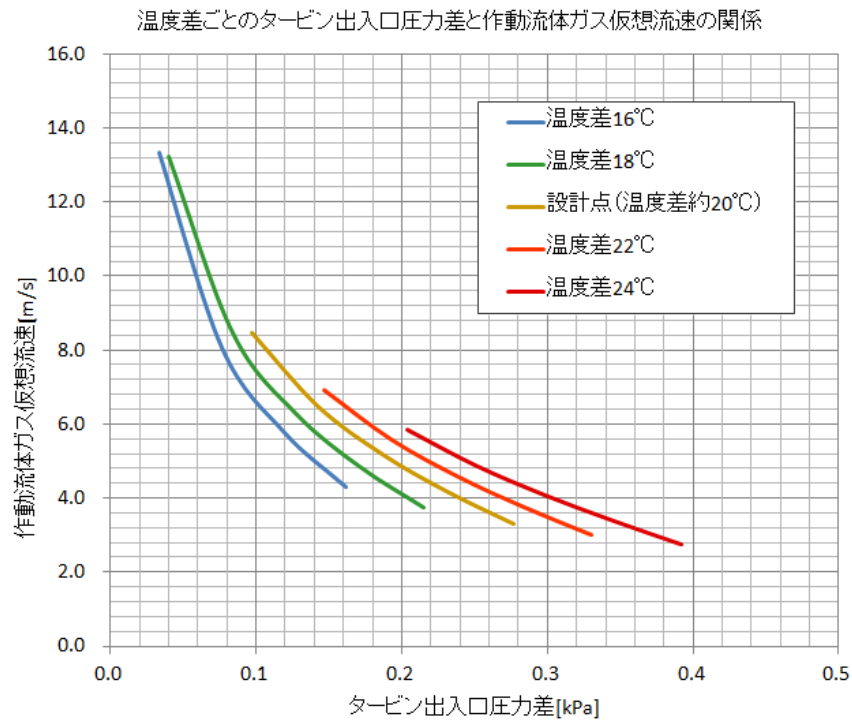


図 1-20 タービン出入口圧力差と作動流体ガス仮想流速の関係

(3) 考察

① 図 1-12 タービン出入口圧力差と熱サイクル出力の関係から、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。

② 図 1-20 タービン出入口圧力差と作動流体ガス仮想流速の関係から、①の通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 1-19 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。