

アンモニア/水を用いた海洋温度差発電における作動流体の影響

池上康之^{*1}, 麻生裕之^{*1}, 稲富純一^{*2}, 後藤寛和^{*2}, 森崎敬史^{*3}

Effect of flow rate of working fluid on OTEC using ammonia/water mixture

Yasuyuki IKEGAMI^{*5}, Hiroyuki ASOU, Junichi INADOMI,
Hirokazu GOTO, Takafumi MORISAKI

^{*5} Institute of Ocean Energy, Saga University
Honjo-machi 1, Saga, 840-8502 Japan

A working fluid flow rate is one of the important operating conditions. On the OTEC system using ammonia/water mixture as working fluid, the effect of the working fluid flow rate has never been clarified. So this paper describes the effect of the working fluid flow rate on the system. As a result, a maximum net turbine power of 15.6kW is obtained at warm and cold water flow rates of 400m³/h and working fluid flow rate of 6t/h. And, the characteristic turbine power output was found strongly dependent on the evaporator outlet pressure. So the reduction of the pressure drop at the separator is expected to improve the system efficiency.

Key words: OTEC, Ammonia/Water mixture, Working fluid flow rate, Net turbinePower.

1. 緒 言

エネルギー問題、環境問題が深刻化する中、自然エネルギーの開発が望まれている。なかでも海洋温度差発電(OTEC)は、安定した電力供給に加え、様々な複合利用が可能のため早期の実用化が期待されている⁽¹⁾。このような状況の中、OTECの実用化に向けて、アンモニア/水を用いたシステム高性能化に関する研究が行われている。理論的にはその有効性が示されているが、実験的にはその特性を十分活かしたシステムに至っていないのが現状である。これまでの研究において、熱源の温度差、流量、作動流体の組成がシステム特性および正味出力に及ぼす影響等が実験により検討され、最適な熱源の流量の存在などが明らかにされている。一方、重要な運転条件の一つである作動流体流量がシステム特性に及ぼす影響および最適運転条件等については、十分には明らかにされていない。

そこで本研究ではアンモニア/水を用いたOTECシステムにおいて作動流体流量がシステムに与える影響および高性能化のための最適運転条件等について検討を行う。さらに、作動流体流量がシステムに及ぼす特性を明らかにするサイクル計算を作成し、高性能化のための知見を得ることを目的とする。

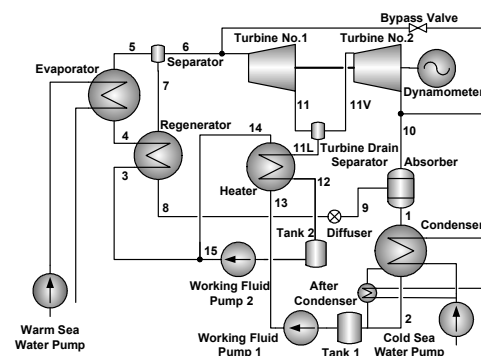


Fig.1 AWM cycle flow.

2. 実験装置及び実験方法

2.1 アンモニア/水を用いた海洋温度差発電

Fig. 1 に作動流体にアンモニア/水の混合流体を用いた海洋温度差発電(以下 AWM)のサイクルフロー線図を示す。水/アンモニアの作動流体は、循環ポンプにより再生器を経て蒸発器に送られ、温水と熱交換した後、蒸気となる。さらに分離器で飽和蒸気と飽和液に分けられ、蒸気はタービンに送られ仕事をし、液は再生器を通り吸収器に入る。タービンを出た蒸気は一部を抽気し加熱器に送られ、残りの蒸気は吸収器で液と合流し吸収される。作動流体は凝縮器に入りそこで冷水と熱交換をして凝縮する。凝縮されなかった蒸気はアフターコンデンサーへ送られ、タンクに戻る。その後、再び作動流体ポンプで再生器へと送られる。

^{*1} 佐賀大学 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄 1)

^{*2} 佐賀大学大学院 工学系研究科

^{*3} 佐賀大学 理工学部

E-mail: ikegami@ioes.saga-u.ac.jp

2.2 実験装置及び実験方法 Table 1 に主な実験条件を示す。作動流体流量がサイクルに与える影響を実験により検討するため、AMW の 30kW 実験装置を用いて実験を行った。実験は 30 分の定常運転を行い、その算術平均値を用いて解析を行った。なおアンモニア/水の物性値は M-PROPATH(Ibrahim and Kelein)⁽²⁾を用いて計算を行った。

2.3 実験における評価式 タービン出力 W_T および正味出力 W_{net} は式(1)～(7)より求めた。

$$W_T = m_{WF,TH}(h_6 - h_{11}) + m_{WF,TL}(h_{11} - h_{10}) \quad (1)$$

$$W_{net} = W_T - (W_{PWS} + W_{PCS} + W_{PWF}) \quad (2)$$

$$Q_E = m_{WS} c_p (T_{WSI} - T_{WSO}) \quad (3)$$

$$Q_C = m_{CS} c_p (T_{CSO} - T_{CSI}) \quad (4)$$

$$W_{PWF} = m_{WF,P1}(h_{13} - h_2) + m_{WF,P2}(h_3 - h_{15}) \quad (5)$$

$$W_{PWS} = (m_{WS} g \Delta H_{WS}) / \eta_{PWS} \quad (6)$$

$$W_{PCS} = (m_{CS} g \Delta H_{CS}) / \eta_{PCS} \quad (7)$$

ここで、温水交換熱量 Q_E 、冷水交換熱量 Q_C 、作動流体ポンプ動力 W_{PWF} 、温水ポンプ動力 W_{PWS} および冷水ポンプ動力 W_{PCS} を示す。作動流体流量 m_{WF} 、温水流量 m_{WS} 、冷水流量 m_{CS} 、温水蒸発器入口温度 T_{WSI} 、温水蒸発器出口温度 T_{WSO} 、冷水凝縮器入口温度 T_{CSI} 、冷水凝縮器出口温度 T_{CSO} 、蒸発器圧力損失 ΔH_{WS} 、凝縮器圧力損失 ΔH_{CS} および比エンタルピー h は実験値を用いた。評価式において温水ポンプ効率 η_{PWS} および冷水ポンプ効率 η_{PCS} は 0.85 とした。評価式中の添字は TH は高圧段タービン(タービン No.1)、TL は低圧段タービン(タービン No.2)、P1 は作動流体ポンプ 1、P2 は作動流体ポンプ 2 である。なお、比エンタルピーの添字の番号は Fig.1 内の番号に対応している。

3. 実験結果

3.1 作動流体流量の影響 Fig.2 に、作動流体流量 m_{WF} がタービン出力および蒸発器の交換熱量に与える影響を示す。このときの実験条件は、温水流量 400m³/h、冷水流量 400m³/h である。図より、タービン出力は 7t/h 付近で最大値となっている。Fig.3 に同条件下でのタービン流量 m_{TH} およびタービン出入口の比エンタルピー差 Δh_T を示す。本 AWM のシステムでは純物質を作動流体とする場合と異なり、作動流体流量が直接タービン

Table.1 Experiment conditions.

Item		Unit	Value
Warm source evaporator inlet	temperature	°C	31
	mass flow	m ³ /h	400,500
Cold source condenser inlet	temperature	°C	10
	mass flow	m ³ /h	400,500
Mass flow rate of working fluid		t/h	5~12

ンの作動流体流量とならない。AWM では作動流体は蒸発器を出たあと、分離器で飽和蒸気と飽和液に分離され、飽和蒸気がタービンの方へ流れる。すなわち、タービンの蒸気流量は、作動流体流量と分離器での分離率が影響する。図より、本実験の範囲では、タービン出入口の比エンタルピー差は作動流体流量に関わらずほぼ一定であることから、タービン出力にはタービン出入口における比エンタルピー差はほとんど影響を及ぼしていないと考えられる。つまり、本実験の範囲では、作動流体流量を変化させた際のタービン出力には、タービンの作動流体流量が支配的であることがわかる。

Fig.4 に気液分離器における分離率 ξ_5 を示す。この

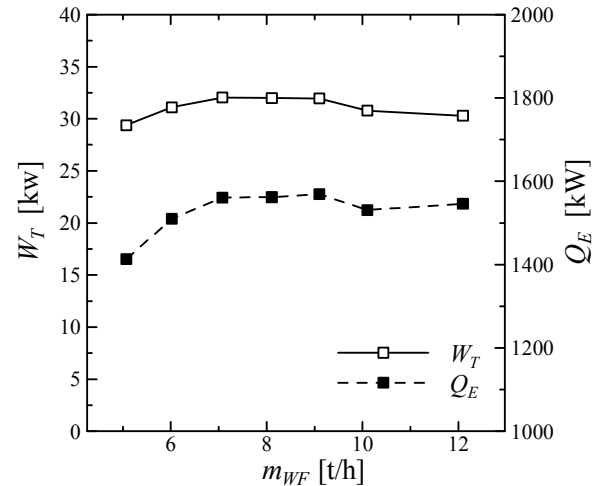


Fig. 2 Turbine power and Heat rate at evaporator

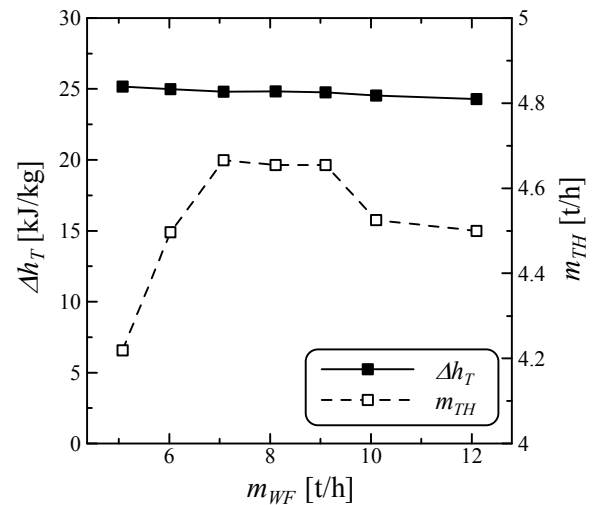


Fig.3 Flow rate of turbine and Specific enthalpy difference of turbine

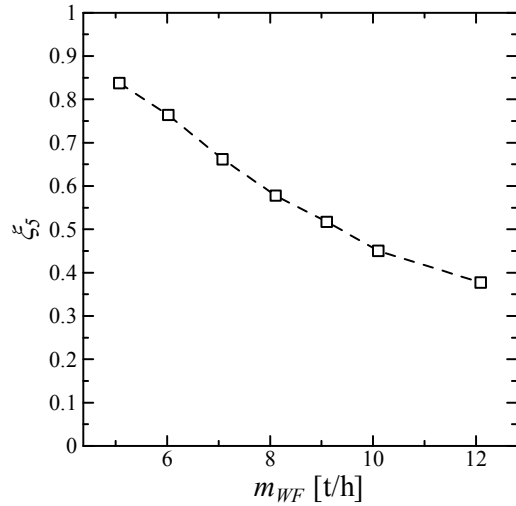


Fig.4 ratio of separation

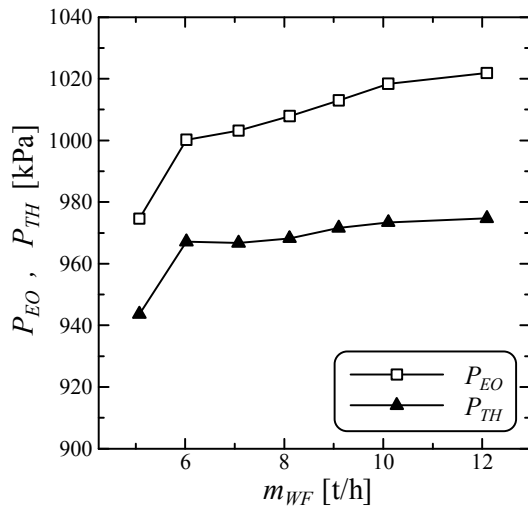


Fig.5 Turbine inlet and Evaporator outlet pressure

分離率は気液分離器により分離された飽和蒸気の作動流体流量に対する割合であり、この分離率と作動流体流量の積がタービンの作動流体流量となる。図より ξ_s は作動流体流量の増加とともに減少していることがわかる。これは作動流体流量の増加により、蒸発器出口の乾き度が小さくなったことが原因と考えられる。この結果、 m_{TH} は 7t/h 付近で最大となったと考えられる。

Fig.5 はタービンの作動流体流量の特性について検討するために、同条件での作動流体の蒸発器出口圧力とタービン入口圧力を示す。図中の蒸発器出口圧力とタービン入口圧力の圧力差は、気液分離器における圧力損失を示す。 m_{WF} が 5t/h から 6t/h に変化すると蒸発器出口およびタービン入口の双方で約 25kPa の圧力増加がみられる。これは熱流束の増加で蒸発器の性能が向上し、熱源と作動流体の温度差が小さくなったためと考えられる。図より m_{WF} が 6t/h 以上に増加すると、タービン入口の圧力はほぼ一定であるのに対し、蒸発器出口の圧力は増加していることがわかる。これは m_{WF} の

増加とともに気液分離器における圧力損失が増加したためと考えられる。湿り蒸気である蒸発器出口の圧力が増加すると、蒸発器出口の乾き度は小さくなり、蒸発器出口の比エンタルピーが減少する。その結果、作動流体流量の増加に反し、蒸発器出入口の比エンタルピー差が小さくなり、 m_{WF} が 7t/h より大きくなると交換熱量はほぼ一定になったと考えられる。

Fig.6 に正味出力比 W_{NET}/W_T と正味最大仕事率 $W_{NET}/W_{IB,max}$ を示す⁽³⁾。最大仕事 $W_{IB,max}$ は式(9)より求めた。

$$W_{IB,max} = \frac{(\sqrt{T_{WSI}} - \sqrt{T_{CSI}})^2}{C_{WS}^{-1} + C_{CS}^{-1}} \quad (9)$$

ここで、 C_{WS} および C_{CS} はそれぞれ高熱源と低熱源の熱容量[W/K]を示す。温水流量 400m³/h、冷水流量 400m³/h の条件において、作動流体流量 7t/h 付近で最大の正味出力比0.5と正味最大仕事率0.18が得られた。

3.2 熱源流量の影響 Fig.7 に、作動流体流量の影響が熱源流量によってどのように異なるかを検討するために、各熱源流量に対して作動流体流量を変化させた場合のタービン出力 W_T と正味出力 W_{NET} の関係を示す。このときの実験条件は、温水流量 400m³/h、冷水流量 400m³/h を基本条件とし、温水、冷水をそれぞれ 400m³/h から 500m³/h に増加させた場合である。図より、温水流量および冷水流量を増加させると、いずれも基本条件に対しタービン出力は増加していることがわかる。Fig.8 に、このタービン出力の増加を考察するために、タービン出入口の比エンタルピー差 Δh_T 、Fig.9 にタービンの作動流体流量 m_{TH} を示す。Fig.8 より、温水流量を増加させた条件および冷水流量を増加させた条件の双方において、 Δh_T は基本条件よりも大きくなっていることがわかる。これは、

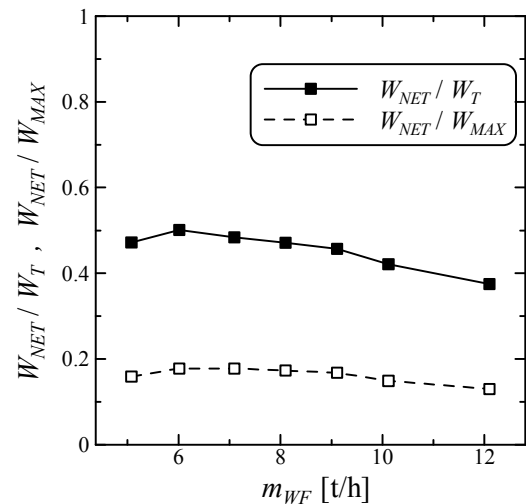


Fig.6 Turbine power and Net turbine power

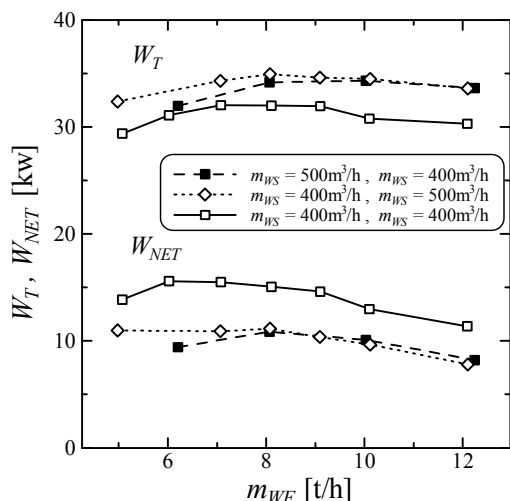


Fig.7 Turbine power and Net turbine power

温水流量が増加するとタービン入口の圧力が高くなり、冷水の流量が増加するとタービン出口の圧力が低くなるためだと考えられる。ここで、冷水流量を増やした条件に対し、温水流量を増やした条件の Δh_T の増加割合が小さいのは、温水を増やした条件では気液分離器の圧力損失により、タービン入口の圧力が高くなりづらいためだと考えられる。

Fig.9 より、熱源の流量を増加させると m_{TH} は増加していることがわかる。ここで Fig.10 に蒸発器における交換熱量 Q_E を示す。Fig.9 および Fig.10 より、 m_{TH} は Q_E の増加によって大きくなっていることがわかる。これは交換熱量が増加すると、蒸発器出口の比エンタルピーが増加し、蒸発器出口の乾き度が大きくなるためと考えられる。

以上より、熱源の流量を増加させると、 Δh_T と m_{TH} がそれぞれ増加し、タービン出力は基本条件に対し約 10%大きくなった。しかし、熱源流量を増加させることによるタービン出力の増加割合よりも、熱源のポンプ動力の増加割合が大きく、本実験の範囲での最大の正味出力(15.6kW)は、温水流量 400m³/h、冷水流量 400m³/h 作動流体流量 6t/h で得られた。

4. 計算及び計算方法

4.1 計算方法 AWM システムの特性を解明し、高性能化の知見を得るために、新しいサイクル計算方法を検討した。サイクル計算は、システム各点における質量バランスおよびエネルギーバランスの関係式を用いて行った。Fig.11(a), (b)に従来の計算と、本研究で提案したサイクル計算のフローチャートを示す。従来のサイクル計算方法は入力条件として熱源の出口温度を

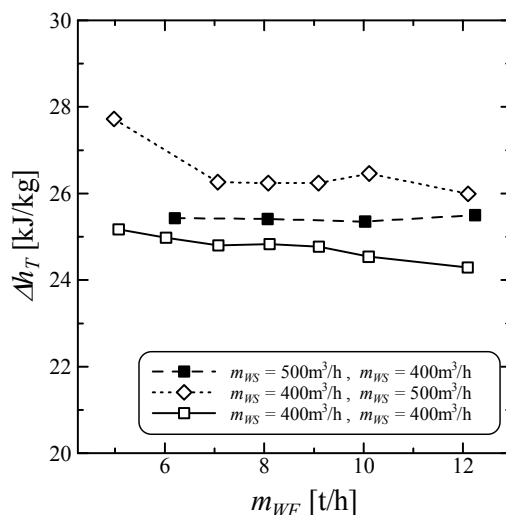


Fig.8 Specific enthalpy difference of turbine

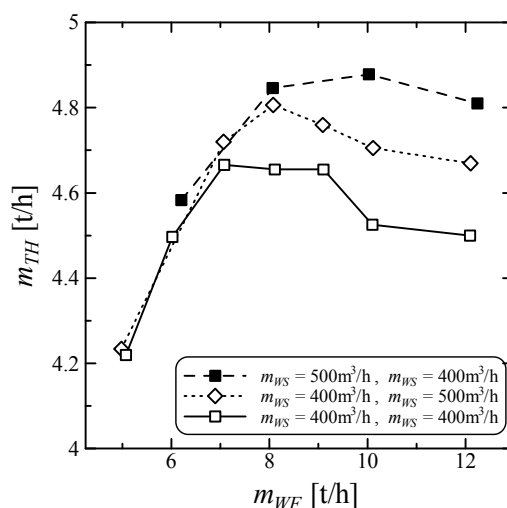


Fig.9 Flow rate at turbine

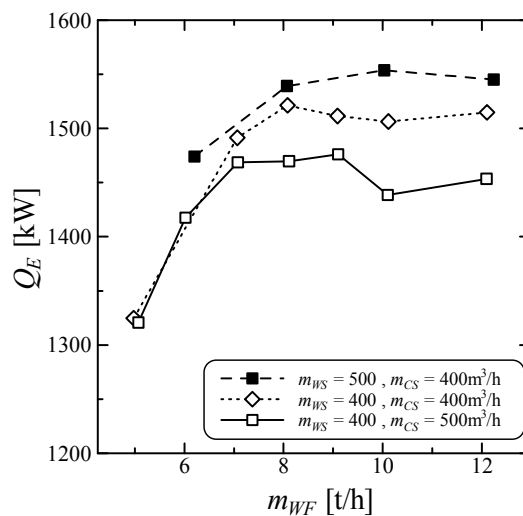
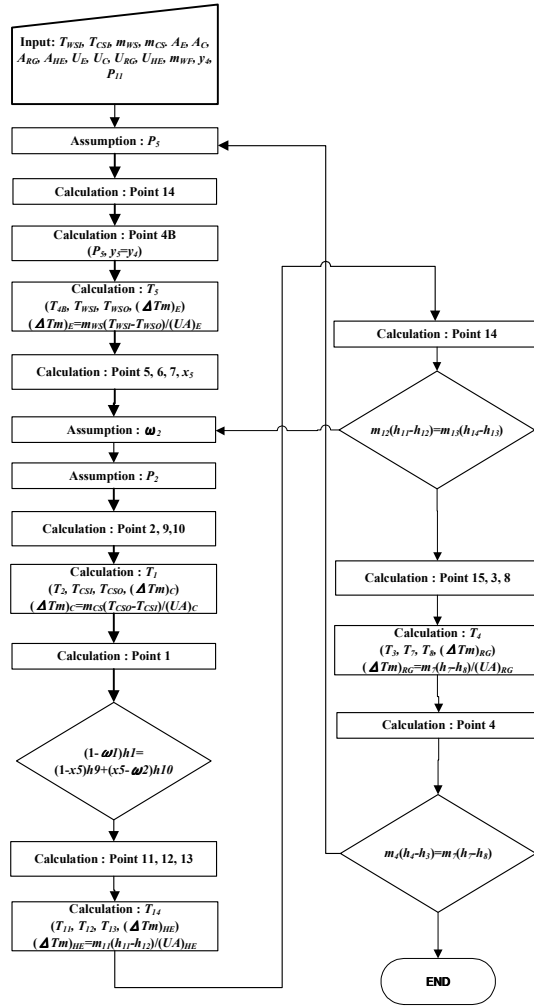
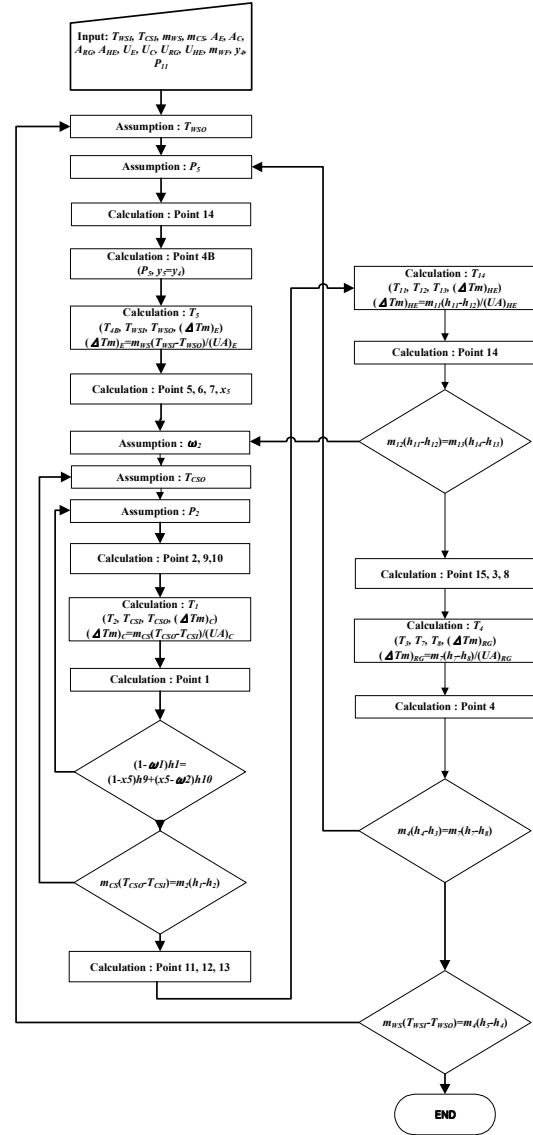


Fig.10 Heat rate at evaporator



(a)conventional method



(b)new method

Fig.11 schematic flow chart of calculation

与えていたが、作動流体流量を増加させると熱源の出口温度も変化するため作動流体流量の影響を明らかにする手法として十分とは言えない。そこで本研究では、実際に実験時に操作できる値と熱交換器の特性のみを入力条件として与える新しい計算方法を確立し、作動流体流量がシステムに及ぼす影響を試算した。本報ではこの計算を CASE.1 とする。さらに、実験により確認

Table 2 Given parameter conditions.

Item		Unit	VALUE
Warm source evaporator inlet	temperature	°C	31
	mass flow	m ³ /h	400
Cold source condenser inlet	temperature	°C	10
	mass flow	m ³ /h	400
Mass flow rate of working fluid		t/h	5~10

された気液分離器の圧力損失を考慮した試算(CASE.2)をおこない CASE.1 とあわせて比較をおこなった。

Table.2 に CASE.1 および CASE.2 の入力条件を示す。CASE.1 は入力条件として、熱源の入口温度、流量、作動流体の流量、組成、および実験値より求めた各熱交換器の熱通過係数を用いる。CASE.2 は気液分離器の圧力損失を考慮するために、CASE.1 の入力条件に加え、実験値の蒸発圧力と気液分離機器の圧力損失を与え、代わりに再生器の熱通過係数を入力条件から除いた。

4.2 実験結果との比較 Fig.12 にタービン正味出力の実験結果とあわせて本研究で行なったサイクル計算 CASE.1 および CASE.2 の結果を示す。実験値と CASE.2 は 7t/h 付近で最大の正味出力(約 17kW)を得るのに対し、CASE.1 は 9t/h 付近で最大正味出力(約 22kW)に達し

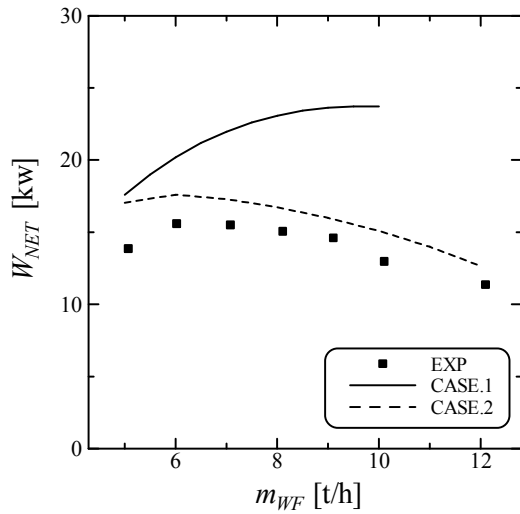


Fig.12 Net turbine power

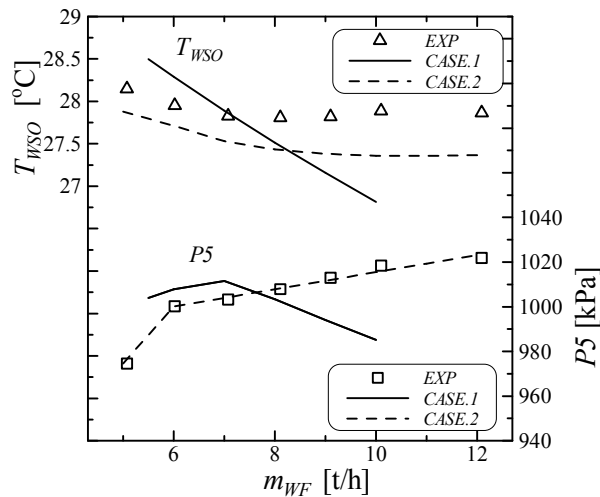


Fig.13 Evaporating pressure and Warm source outlet temperature

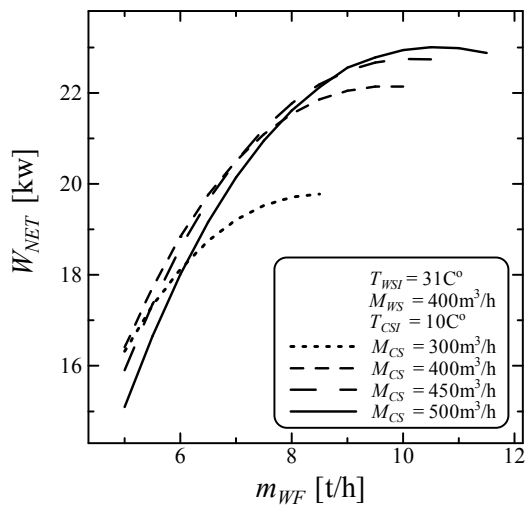


Fig.14 Calculating results of net turbine power

た. この正味出力の差を考察するために, Fig.13 に同条件下での蒸発圧力 $P5$ と温水出口温度 T_{WSO} を示す. 熱源の入口温度および熱源流量は一定条件であるため, 図中の温水出口温度が下がるほど温水の交換熱量は増加する. 図より, 実験結果と CASE.2 の温水出口温度は, m_{WF} が約 8 t/h より大きくなるとほぼ一定となっているが, CASE.1 の温水出口温度は単調に減少していることがわかる. これは Fig.12 に示すように, m_{WF} が 7 t/h より大きい条件では CASE.1 の蒸発圧力が減少したことで, 作動流体が増加しても蒸発器出口の比エンタルピーがほぼ一定に保たれたことが原因と考えられる. この結果より CASE.1 の場合, 交換熱量は作動流体流量とともに増加し, Fig.13 に示すような正味出力の増加が示されたと考えられる. 一方, 気液分離器における圧力損失が増加する CASE.2 と実験結果では, 圧力の増加により蒸発器出口の比エンタルピーは減少している. その結果, 作動流体流量を増やしても温水の出口温度は下がらず, 温水の交換熱量はほぼ一定となった. そのため作動流体流量を増やしてもタービンの流量は増加せず, CASE.2 と実験結果では m_{WF} が 7 t/h より大きくなると正味出力は減少したと考えられる. この計算結果から, 気液分離器の圧力損失を軽減させることで正味のタービン出力のさらなる増加が期待できると考えられる.

4.3 サイクル計算による高性能化の可能性の検討

Fig.14 に, 本研究による CASE.1 のサイクル計算手法を用いて, 気液分離器の圧力損失を零と仮定した場合の計算結果の一例を示す. 計算条件は, 実験条件を基に, 冷水流量を 300 m³/h から 500 m³/h に増加させて計算を行なった. 図より, 冷水の流量が多いほど各冷水流量に対する正味出力のピークは, 作動流体流量がより大きい条件に現れると考えられる. 一方, 冷水の流量が増加するにともない正味出力が増加しているが, その増加割合は小さくなっている. 本論文の範囲内では, 気液分離器の圧力損失が小さくなった場合, 500 m³/h 付近に冷水の最適流量が存在すると考えられる. このとき作動流体流量 10.5 t/h 付近で最大正味出力は約 23 kW となった.

5. 結論

アンモニア/水を用いた海洋温度差発電の高性能化を目的として, 作動流体流量がシステムに与える影響を実験的に評価し, その状態を評価するための新しいサイクル計算方法を提案することにより, 下記のことが明らかになった.

- (1)同一熱源条件下で作動流体流量を変化させて実験を行い、タービン出力が最大になる点が存在すること、および本実験装置においてその条件には蒸発圧力が大きく影響していることがわかった。
- (2)本実験の範囲内では、温水流量 $400\text{m}^3/\text{h}$ 、冷水流量 $400\text{m}^3/\text{h}$ 作動流体流量 6t/h で最大正味出力 15.6kW を得た。
- (3)高性能化の特性を明らかにするために新しいサイクル計算方法を検討し、実験値との比較により高性能化のための知見を得た。
- (4)新しい計算手法の計算により、気液分離器の圧力損失を限りなく小さくできれば、温水流量 $400\text{m}^3/\text{h}$ 、冷水流量 $500\text{m}^3/\text{h}$ の条件において、約 23kW の正味出力となった。

参考文献

- 1) William. H. Avery, Chih. Wu, Renewable Energy from the Ocean (A Guide to OTEC), Oxford Univ Pr(1994).
- 2) PROPATH group, A Program Package of Thermo-physical Properties of Fluids, Version11.1, PROPATH Group
- 3) Ikegami, Y. Bejan, A., On the Thermodynamic Optimization of Power Plants With Heat Transfer and Fluid Flow Irreversibilities, Trans. ASME J. Sol. Energy Eng., Vol.120, No.2, (1998), pp.134-14

