

2 段ランキンサイクルを用いた 海洋温度差発電システム

Double-Stage Rankine Cycle for Ocean Thermal Energy Conversion

森崎敬史¹・池上康之²

Takafumi MORISAKI and Yasuyuki IKEGAMI

Abstract

Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) is able to supply stable electric power and presents a variety of integrated applications. The thermal efficiency of the cycle using pure substance as working fluid that converts thermal energy of the ocean into work increases with a decrease of irreversible losses in the cycle or an increase of the effective temperature difference between evaporating and condensing temperature of the working fluid. Therefore, improvement in the system performance is achieved by decreasing the irreversible losses in the evaporators and the condensers. This paper investigates the thermal performance of Double-stage Rankine (D-Rankine) cycle that employs independent equipment in two Rankine cycles. The D-Rankine cycle was compared with the Single-stage Rankine (S-Rankine) cycle as well as Kalina cycle and has shown the best performance in terms of maximum output power. The advantage of using two independent cycles is that it decreases irreversible losses in the heat exchangers. As a result, in the case of equal working fluid flow rates in D-Rankine cycle, the warm and the cold water temperature differences in cycles-No.1 and -No.2 are almost identical. The difference of power output between D-Rankine cycle and S-Rankine cycle at a fixed thermal efficiency increases with an increase of the thermal performance of the heat exchangers. In the case of high thermal performance, the maximum power output of D-Rankine cycle is about 15% and 2% higher than that of S-Rankine cycle and Kalina cycle, respectively.

Key Words: Ammonia, Double-Stage Rankine cycle, Heat exchange, Ocean thermal energy conversion (OTEC), Thermodynamics

要 旨

海洋温度差発電 (OTEC) は、エネルギーおよび環境問題が深刻化する中、再生可能な自然エネルギーの一つとして注目されている。この OTEC の一層の高効率化のために、近年、非共沸混合媒体であるアンモニア/水を作動流体として用い熱交換器における不可逆損失を低減させるための種々のサイクルが検討されている。一方、非共沸混合媒体を用いるため熱交換器における熱伝達係数の低下が懸念される。そこで、本研究では、作動流体に純媒体を用いて熱交換器における不可逆損失を低減させるための 2 段ランキンサイクルに注目した。そのサイクル特性および有効性を明らかにするために、新しい性能解析を行った。さらに、このシステムと一般的な (単段) ランキンサイクルおよびカリナサイクルとの比較を行った。その結果、伝熱性能が高い場合、2 段ランキンサイクルは、最大出力時で、ランキンサイクルより約 15%、カリナサイクルより約 2% 出力が高くなることが明らかとなった。

キーワード: アンモニア, 海洋温度差発電, 2 段ランキンサイクル

¹佐賀大学大学院 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番)

²佐賀大学海洋エネルギー研究センター (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1 番)

1. 緒 言

海洋温度差発電 (OTEC) は、エネルギーおよび環境問題が深刻化する中、その利用推進が期待されている。一方、OTEC は海水の温度差を利用しているため、火力や原子力発電と比較して利用できる温度差が 20~25℃ と小さく、サイクル熱効率が原理的に従来の発電システムと比較して低くなる。そのため、各構成機器の性能向上に留まらず、各構成機器の性能を考慮したシステム全体の高効率化が重要となる。これまで、OTEC システム全体の高性能化および OTEC と関連した海洋深層水の複合利用に関する様々な研究が行われている (池上, 2011; 一瀬ら, 2007; 井関, 2000; 中岡ら, 2003; 大内ら, 2012; 高橋・井関, 2000; 和嶋ら, 2006)。

OTEC で用いられる発電サイクルは、クローズドサイクル式とオープンサイクル式の 2 つに大きく分類できる。オープンサイクル式は、(1) アンモニアなど有機系の作動流体を用いないこと、(2) 海水の淡水化が同時に行われるなどの利点が挙げられるが、不凝縮ガスによる系の不安定性や大型化が困難であることが懸念されている。このため現在は、クローズドサイクル式が主流である。

従来のクローズドサイクル式のシステムでは、アンモニア等の低沸点媒体を作動流体に用いたランキンサイクルの研究開発が主に行われていた。火力や原子力発電などの熱機関にも広く用いられているランキンサイクルでは、熱源から受け取った熱エネルギーを仕事へ変換する際のサイクル熱効率は、サイクル内部の不可逆損失の低減などで向上する。そのため、この不可逆損失を低減させシステムの高性能化を図るために Kalina (1984) は、非共沸混合媒体であるアンモニア/水を作動流体として用いるカーリーナサイクルを提案した。上原ら (1993) は、カーリーナサイクルが様々な設計パラメーターに対して従来のアンモニア純媒体を用いるランキンサイクルよりサイクル熱効率が向上することを理論的に明らかにした。さらに、上原ら (1998) がカーリーナサイクルの課題を解明し、アンモニア/水を用いた新しいサイクルを考案した。しかし、いずれのサイク

ルにおいても非共沸混合媒体を用いた場合、熱伝達係数が純媒体のそれよりも低下することが懸念される。このため、非共沸混合媒体を用いた場合、(1) 不可逆損失の低減化によるサイクル熱効率向上のメリットと (2) 伝熱性能の低下のデメリットを十分に把握して、システム全体の高性能化を図ることが重要である。特に、その伝熱性能の低下の傾向は、凝縮器の方が蒸発器のそれより大きいといわれている。(Ikegami *et al.*, 2010; Panchal *et al.*, 1981; Starling *et al.*, 1974, 1978)。

一方、システムの高性能化のための手法の一つとして、純物質の作動流体を使用する熱機関を多段で用いる多段ランキンサイクルなどが考えられる。この多段で用いることによって熱交換過程での不可逆損失を低下させる方法は、従来から熱力学の分野では概念的に提案されている (Anderson and Anderson Jr. (1966); Ibrahim and Klein (1995))。しかし、これらの研究は、熱力学的に無限段など理想的なサイクルや凝縮器が単段のみであることや、一条件のみでの検討に留まっている。このため、純物質を作動流体に用いた多段ランキンサイクルのシステム特性やその有効性、システムの最適化などについては、ほとんど明らかにされていないのが現状である。特に、それぞれが単独の構成機器を持つ多段システムにおけるサイクル熱効率、最適熱源温度変化、交換熱量および出力等のシステム特性は十分に明らかにされていない。同様に、作動流体に非共沸混合流体を用いて不可逆損失を低減するシステムとの差異については、全くわかっていない。

多段ランキンサイクルを用いる場合、一般的にサイクル熱効率の向上が期待される一方、次のことが懸念される。

(1) 単段ランキンサイクルより必要な機器の数が増えてシステムが複雑になる。(2) 同一面積の熱交換器を用いた場合、熱源水側の流路が長くなり圧力損失が増えて必要なポンプ動力が増大する。(3) 単段よりシステムの運転制御が複雑化する。このため、多段ランキンサイクルを用いる場合、サイクル熱効率の向上と熱源水側の圧力損失の増大を十分考慮してシステムを構築することが重要である。一方、近

年、低圧力損失で高性能な熱交換器が開発されている（池上ら、2008）。また、OTECでは運用や保守を考慮して単一の発電システムでなく、複数の発電システムに分けて建設されることが多い。このような状況により、2段ランキンサイクルが注目されるようになっている。

そこで、本報では海洋温度差発電システムの高性能化を目的とし、純物質を作動流体として用いる多段ランキンサイクルのシステム特性およびその有効性を明らかにするために、先ず第一段として、それぞれが単独の構成機器としての2段のランキンサイクルについて検討する。このシステムの性能解析を行うとともに、一般的な（単段）ランキンサイクルおよびカーナサイクルとの比較を行う。その比較においては、利用する熱交換器の伝熱性能（熱通過係数×伝熱面積）は、同条件として行う。

2. 2段ランキンサイクル

図1に純媒体を用いたサイクル、図2に非共沸混合流体を用いたサイクルのT-s（絶対温度-比エントロピー）線図について概念的に示す。図1に示すように、純媒体を用いたシステムにおいて熱効率を増加させるためには、熱交換器の伝熱性能を増加さ

せ、熱源と作動流体との温度差を小さくする必要がある。非共沸混合流体を用いた場合、図2に示すように熱交換器における不可逆損失およびシステム圧力の低減化などが期待できる。一方で、非共沸混合媒体を作動流体として用いることで熱伝達係数が単成分のそれよりも低下することが懸念される。

図3に2段のサイクルのT-s線図について概念的に示す。本研究では、図3に示すように、熱機関を2段で用いることで、熱交換過程における不可逆損

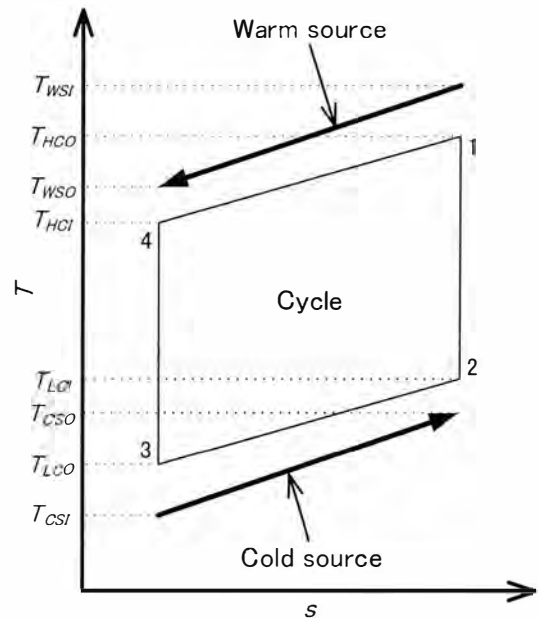


図2 非共沸混合流体における概念的な T-s 線図

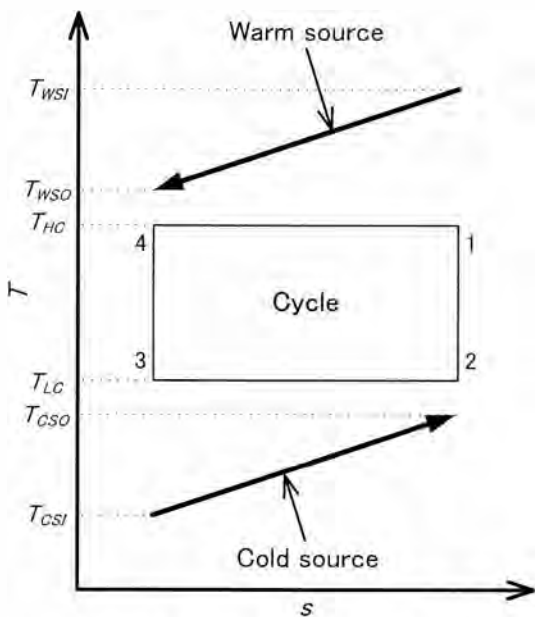


図1 純媒体における概念的な T-s 線図

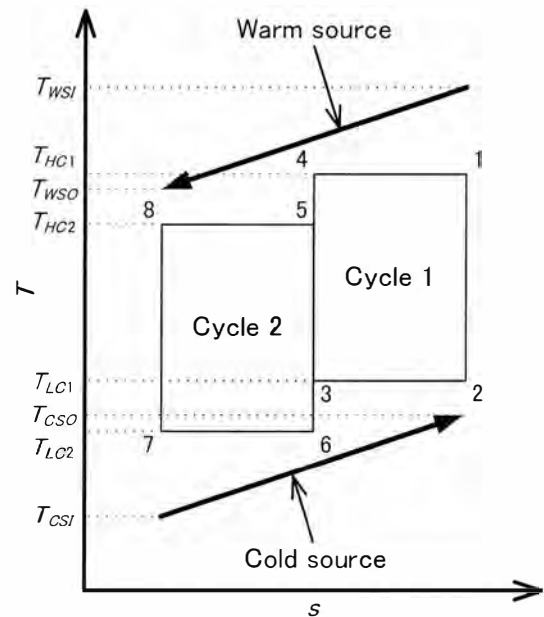


図3 2段ランキンサイクルの概念的な T-s 線図

失を低下でき、システム性能の向上が期待される。図4に検討する2段ランキンサイクルの概念図を示す。2つのランキンサイクルのそれぞれが単独の蒸発器、凝縮器およびタービン等を設置している。図3に示す熱機関の作動温度範囲と温熱源および冷熱源との熱交換のバランスを考慮し、温熱源は高温側のサイクルから蒸発器を順次通過させ、冷熱源は低温側のサイクルから順次通過させる。

3. サイクル解析方法および解析条件

3.1 関係式

単段ランキンサイクルに関する解析は、後述する2段ランキンサイクルの高温側もしくは低温側のサイクルの関係式を同様に用いた。

カーリーナサイクルに関する解析は、上原ら(1994)の計算モデルおよび関係式を用いた。

2段ランキンサイクルの解析は以下の仮定を用いて行った。(1) 凝縮器出口では飽和液、(2) 蒸発器出口では飽和蒸気、(3) 作動流体ポンプ内での圧縮

過程およびタービンでの膨張過程は等エントロピー変化とする、(4) 配管や熱交換器で生ずる圧力損失は無視できる。これらの仮定より、以下の関係式が得られる。

2段ランキンサイクルの高温側のサイクル(Cycle-No. 1)の凝縮器(2→3)において熱交換される熱量 Q_{C1} は次式より計算される。

$$Q_{C1} = m_{WF1} (h_2 - h_3) \quad (1)$$

$$Q_{C1} = m_{CS} c_{P,CS} (T_{CSO} - T_{CSM}) \quad (2)$$

$$Q_{C1} = U_{C1} A_{C1} (\Delta T_m)_{C1} \quad (3)$$

$$(\Delta T_m)_{C1} = \frac{(T_2 - T_{CSO}) - (T_3 - T_{CSM})}{\ln \frac{T_2 - T_{CSO}}{T_3 - T_{CSM}}} \quad (4)$$

ここで、 m は質量流量、 h は比エンタルピー、 U は熱通過係数、 A は伝熱性能、 c_p は定圧比熱、 ΔT_m は対数平均温度差、 T_{CSM} および T_{CSO} はサイクルNo. 1における冷熱源の凝縮器入口および出口温度を示す。なお、添字C1はサイクルNo. 1の凝縮器、WF1はサイクルNo. 1の作動流体、CSは冷熱源、数字1~8は図4における2段ランキンサイクルの各状態点を示す。

Cycle-No.1の蒸発器(4→1)において熱交換される熱量 Q_{E1} は次式より計算される。

$$Q_{E1} = m_{WF1} (h_1 - h_4) \quad (5)$$

$$Q_{E1} = m_{WS} c_{P,WS} (T_{WSI} - T_{WSM}) \quad (6)$$

$$Q_{E1} = U_{E1} A_{E1} (\Delta T_m)_{E1} \quad (7)$$

$$(\Delta T_m)_{E1} = \frac{(T_{WSI} - T_1) - (T_{WSM} - T_{4B})}{\ln \frac{T_{WSI} - T_1}{T_{WSM} - T_{4B}}} \quad (8)$$

ここで、 T_{WSI} および T_{WSM} はサイクルNo. 1における温熱源の蒸発器入口および出口温度を示す。なお、添字E1はサイクルNo. 1の蒸発器、WSは温熱源を示す。

低温側のサイクル(Cycle-No.2)の凝縮器(6→

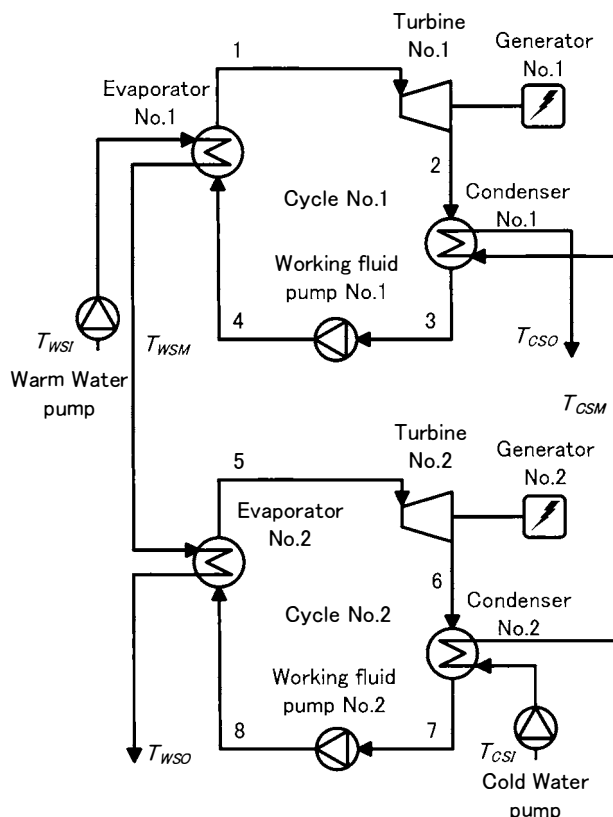


図4 2段ランキンサイクルフロー

7) において熱交換される熱量 Q_{C2} は次式より計算される.

$$Q_{C2} = m_{WF2}(h_6 - h_7) \quad (9)$$

$$Q_{C2} = m_{CS}c_{P,CS}(T_{CSM} - T_{CSI}) \quad (10)$$

$$Q_{C2} = U_{C2}A_{C2}(\Delta T_m)_{C2} \quad (11)$$

$$(\Delta T_m)_{C2} = \frac{(T_6 - T_{CSM}) - (T_7 - T_{CSI})}{\ln \frac{T_6 - T_{CSM}}{T_7 - T_{CSI}}} \quad (12)$$

ここで, T_{CSI} および T_{CSM} はサイクル No. 2 における冷熱源の凝縮器入口および出口温度を示す. なお, 添字 C2 はサイクル No. 2 の凝縮器, $WF2$ はサイクル No. 2 の作動流体を示す.

Cycle-No.2 の蒸発器 (8 → 5) において熱交換される熱量 Q_{E2} は次式より計算される.

$$Q_{E2} = m_{WF2}(h_5 - h_8) \quad (13)$$

$$Q_{E2} = m_{WS}c_{P,WS}(T_{WSM} - T_{WSO}) \quad (14)$$

$$Q_{E2} = U_{E2}A_{E2}(\Delta T_m)_{E2} \quad (15)$$

$$(\Delta T_m)_{E2} = \frac{(T_{WSM} - T_5) - (T_{WSO} - T_{8B})}{\ln \frac{T_{WSM} - T_5}{T_{WSO} - T_{8B}}} \quad (16)$$

ここで, T_{WSM} および T_{WSO} はサイクル No. 2 における温熱源の蒸発器入口および出口温度を示す. なお, 添字 E2 はサイクル No. 2 の蒸発器を示す.

2 段ランキンサイクルの Cycle-No.1 の出力 W_1 , Cycle-No.2 の出力 W_2 およびその総和の出力 W は以下の式で求められる.

$$W_1 = m_{WF1}[(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)] \quad (17)$$

$$W_2 = m_{WF2}[(h_5 - h_6) - (h_8 - h_7)] \quad (18)$$

$$W = W_1 + W_2 \quad (19)$$

サイクル熱効率 η_{th} は以下の式で求められる.

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_E} = \frac{W_1 + W_2}{Q_{E1} + Q_{E2}} \quad (20)$$

3.2 計算条件および解析方法

サイクルの解析における作動流体は, 単段ランキンサイクルおよび 2 段ランキンサイクルは純アンモニアを, カリーナサイクルはアンモニア/水の混合流体を用いた. 解析条件は, 温水入口温度 28℃, 冷水入口温度 5℃, 温水および冷水流量 5.0 kt/h, 蒸発器および凝縮器の伝熱性能 $(UA)_{E,C} = 8.0$ MW/K を基本条件とし, 作動流体流量を 1 ~ 350 t/h と変化させて計算を行った. なお, 2 段ランキンサイクルでは各々の系の蒸発器および凝縮器の伝熱性能 $(UA)_{E,C}$ ならびに作動流体流量を等しくし, その総和はランキンサイクル, カリーナサイクルにおける蒸発器および凝縮器の伝熱性能ならびに作動流体流量と等しいものとする. カリーナサイクルではアンモニアの質量分率 y を 0.95 kg/kg, 再生器の伝熱性能 $(UA)_{RG}$ を 50 kW/K とした. アンモニアの物性値は P-PROPATH (PROPATH group, 2008) を, アンモニア/水の物性値は M-PROPATH (Ibrahim and Kelein) (PROPATH group, 2008) をそれぞれ用いて計算を行った. 解析では, 与えられた温熱源および冷熱源入口温度, 各流量, 蒸発器および凝縮器の伝熱性能を与えて, 式(1)~式(16)より各状態点でのエネルギーおよび質量バランスを解いて, 温・冷熱源出口温度, 作動流体の各状態量 (温度および圧力等), 出力およびサイクル熱効率を得た.

4. 解析結果および考察

4.1 作動流体流量比に関する検討

2 段ランキンサイクルにおいて, 高温側サイクル (Cycle-No.1) の作動流体流量 m_{WF1} と低温側サイクル (Cycle-No.2) の作動流体流量 m_{WF2} との割合がシステムに及ぼす影響について解析する.

図 5 および図 6 は, 2 段ランキンサイクル, 単段ランキンサイクルおよびカリーナサイクルのサイク

ル熱効率 η_{th} および出力 W の比較の一例を2段ランキンサイクルのサイクル全体に対する Cycle-No.1 の作動流体流量比 m_{WF1}/m_{WF} について示す。なお、サイクル全体の総作動流体流量 m_{WF} は 80 t/h とした。図中の丸記号○は、最大出力 W_m とそのサイクル熱効率 $\eta_{th,m}$ をそれぞれ示す。

図5および図6より、Cycle-No.1 および Cycle-No.2 の作動流体流量が等しい条件で2段ランキンサイクルのサイクル熱効率 η_{th} および出力 W は最大となることが確認できる。これは、Cycle-No.1 および Cycle-No.2 の作動流体流量が等しい条件では、

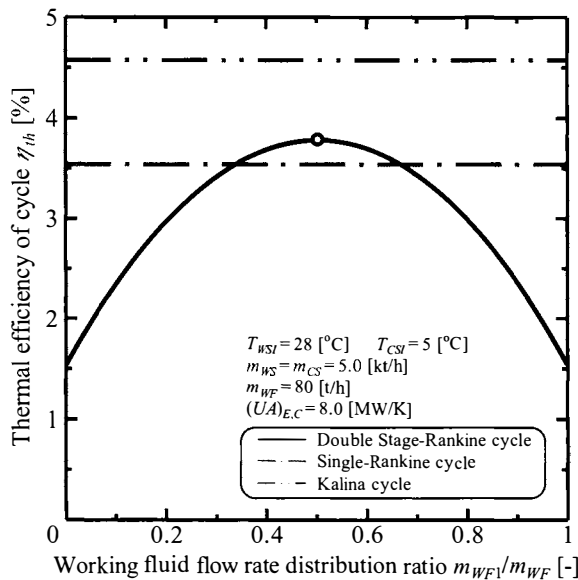


図5 サイクル熱効率および作動流体流量比

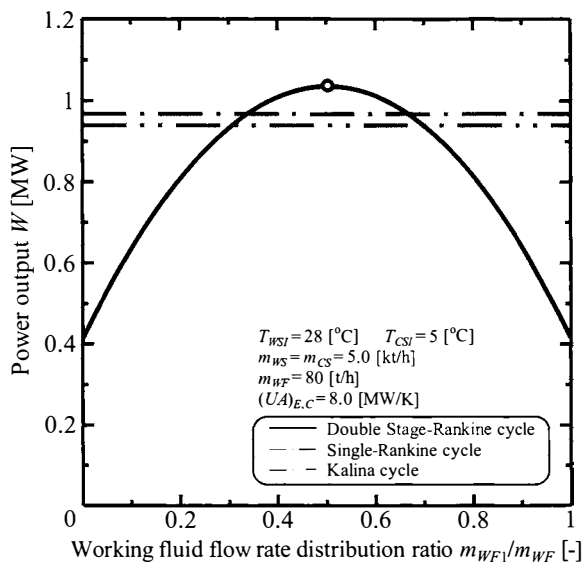


図6 出力および作動流体流量比

両サイクルの温熱源および冷熱源の温度変化が等しくなり、熱交換過程における不可逆損失の低減が最も達成できているものと考えられる。一方、それぞれの作動流体流量が異なる条件では Cycle-No.1 および Cycle-No.2 における熱源の温度変化が極端に異なり、熱交換過程における不可逆損失の低減が十分に行えなくなることで通常のランキンサイクルよりも性能が低下するものと考えられる。なお、本計算条件における2段ランキンサイクルの最大の出力は、カーリーナサイクルに対して約10%高く、サイクル熱効率は約17%低いことが確認された。

図7に2段ランキンサイクルのサイクル熱効率、Cycle-No.1 および Cycle-No.2 の温熱源および冷熱源の温度変化 ΔT_{WS} および ΔT_{CS} の比較の一例を作動流体流量比 m_{WF1}/m_{WF} について示す。図7より、Cycle-No.1 および Cycle-No.2 の温熱源および冷熱源の温度変化 ΔT_{WS} および ΔT_{CS} の等しい条件でサイクル熱効率の最大となることが確認できる。このとき、Cycle-No.1 および Cycle-No.2 の作動流体流量によってそれぞれの温熱源および冷熱源の温度変化は増減し、両サイクルの作動流体流量が一致しない条件では温熱源および冷熱源の温度変化が異なり、サイクル熱効率は低下する。そのため、以降の解析では2段ランキンサイクルの Cycle-No.1 および Cycle-No.2 の作動流体流量が等しい条件で検討を行う。この図より、2段ランキンサイクルの最大

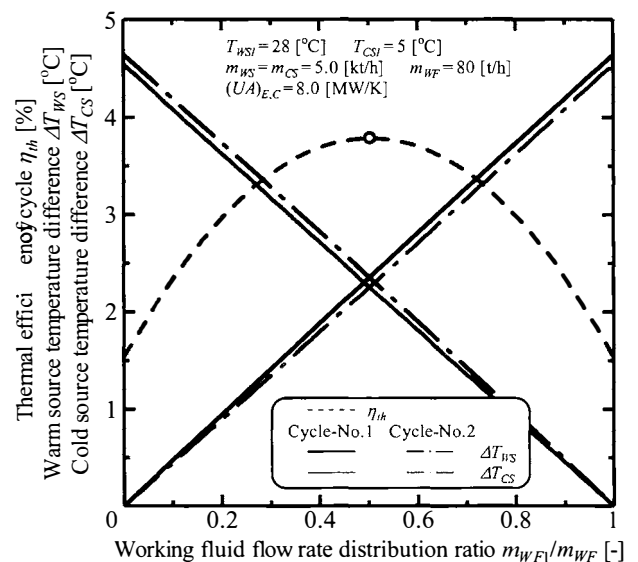


図7 熱源温度変化および作動流体流量比

出力時のサイクル熱効率は、最も高い値ではないことが確認できる。

4.2 性能比較

図8は、2段ランキンサイクル、単段ランキンサイクルおよびカリナサイクルのサイクル熱効率 η_{th} の比較の一例を蒸発器における温熱源温度変化 ΔT_{WS} について示す。なお、2段ランキンサイクルでは、Cycle-No.1 (高温側のサイクル) および Cycle-No.2 (低温側のサイクル) の伝熱性能および作動流体流量は、同じ値で解析を行った。図中の丸記号○は、各サイクルにおける最大出力時のサイクル熱効率を示す。

図8より、各々のサイクルにおいて温熱源温度変化 ΔT_{WS} の増加とともにサイクル熱効率 η_{th} の減少が確認される。このとき、温熱源とともに冷熱源の凝縮器出入口温度差 ΔT_{CS} が大きくなり、作動流体の蒸発温度と凝縮温度の温度差、つまり有効温度差が小さくなるため、サイクル熱効率は減少する。2段ランキンサイクルは、単段に比べ、異なる作動温度範囲を持つサイクルであるため温熱源および冷熱源の温度変化を大きくとることができ、サイクル熱効率が高い。なお、温熱源温度変化 ΔT_{WS} の大きい領域では、Cycle-No.1 および Cycle-No.2 における熱源温度変化 ΔT_{WS} 、 ΔT_{CS} も大きくなるため、カリナサイクルのサイクル熱効率 η_{th} とほぼ同じ

値となることが確認できる。

図9は、2段ランキンサイクル、単段ランキンサイクルおよびカリナサイクルの出力 W の比較の一例を蒸発器における温熱源温度変化 ΔT_{WS} について示す。なお、図中の丸記号○は、各サイクルにおける最大出力 W_m を示す。さらに、次式で計算される池上ら (1998) のカルノーサイクルにおける最大出力 W_m を得る温熱源の温度変化 (蒸発器出入口温度差) $\Delta T_{WS,opt}$ を示す。

$$\Delta T_{WS,opt} = \frac{C_{WS} T_{WSI} - C_{CS} \sqrt{T_{WSI} T_{CSI}}}{C_{WS} + C_{CS}} \quad (21)$$

図9より、出力 W は温熱源温度変化 ΔT_{WS} とともに増加し、ピークに達した後に減少し、それぞれに最大出力 W_m が存在する。これは、図8より、温熱源温度変化、つまり蒸発器における交換熱量の増加に伴いサイクル熱効率が減少するためである。このとき、3つのサイクルの温熱源温度変化 ΔT_{WS} に対して式(21)の最適な温度変化 $\Delta T_{WS,opt}$ は大きくなっている。これは、伝熱性能の増加、つまり作動流体と熱源との温度差を小さくすることでより高い出力を得られると考えられる。アンモニア純媒体を用いる2段ランキンサイクルおよび単段ランキンサイクルとの比較により、2段ランキンサイクルでは最大の出力 W_m が高く、そのときの温熱源温度差

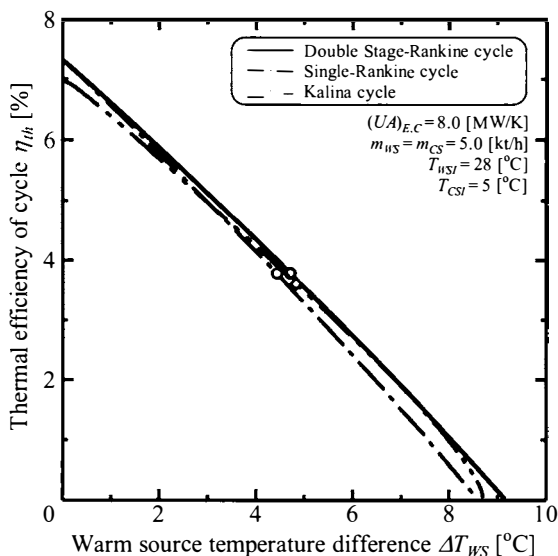


図8 サイクル熱効率および温熱源温度変化

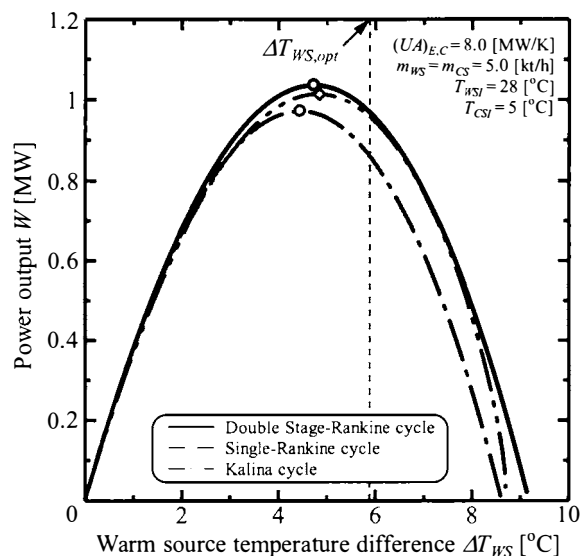


図9 出力および温熱源温度変化

ΔT_{WS} も増加することがわかる。なお、この計算条件におけるそれぞれの最大出力は、カーナサイクルがランキンサイクルに対して高く、2段ランキンサイクルは他のサイクルと比べて最も高いことが確認できる。

図10は、2段ランキンサイクル、単段ランキンサイクルおよびカーナサイクルの出力 W の比較の一例をサイクル熱効率 η_{th} について示す。なお、図中には、次式で計算されるカルノーサイクルにおける最大出力 W_m でのサイクル熱効率 $\eta_{th,m}$ (Curzon and Ahlborn, 1966) を示す。

$$\eta_{th,m} = 1 - \sqrt{\frac{T_{CSI}}{T_{WSI}}} \quad (22)$$

図10より、いずれのサイクルにおいてもサイクル熱効率 η_{th} に対する出力 W の変化はほぼ同じようになることが確認できる。このとき、それぞれのサイクルが最大の出力 W_m となる条件では、カーナサイクルのサイクル熱効率はやや低く、2段ランキンサイクルおよび単段ランキンサイクルでは、ほぼ同じサイクル熱効率となる。3つのサイクルの最大出力におけるサイクル熱効率 η_{th} と式(22)のサイクル熱効率 $\eta_{th,m}$ とはほぼ同じ値であり、このことから最大出力 W_m におけるサイクル熱効率 η_{th} は、熱源の条件によってほぼ決定されると考えられる。

次に、伝熱性能 $(UA)_{E,C}$ が2段ランキンサイク

ルのシステム特性およびその有効性にどのように影響するかについて明らかにするために、これまでと同様の計算条件において伝熱性能のみを変化させて解析を行う。

図11および図12は、2段ランキンサイクル (D-R)、単段ランキンサイクル (S-R) およびカーナサイクル (Kalina) のサイクル熱効率 η_{th} および出力 W の比較の一例を蒸発器における温熱源温度変化 ΔT_{WS} について示す。なお、3つのサイクルにおける蒸発器および凝縮器の伝熱性能 $(UA)_{E,C}$ を4, 8, 16 MW/K とし、他の計算条件はこれまでと同様である。このとき、カーナサイクルにおいて蒸発器および凝縮器の伝熱性能 $(UA)_{E,C}$ が16 MW/K の条件では、再生器のヒートバランスのために、伝熱性能 $(UA)_{R,G}$ を100 kW/K とした。

図11より、伝熱性能 $(UA)_{E,C}$ の向上とともに熱源温度と作動流体温度が接近し、作動流体の有効温度差を大きくできるため、温熱源温度差に対するサイクル熱効率は高くなると考えられる。このとき、図12より、伝熱性能 $(UA)_{E,C}$ の上昇に伴い、最大の出力とその温熱源温度変化は増加することが確認できる。さらに、2段ランキンサイクルおよびカーナサイクルの出力は、伝熱性能 $(UA)_{E,C}$ とともに増加し、単段ランキンサイクルの出力との差は大きくなる。このとき、図12より伝熱性能の高い条件

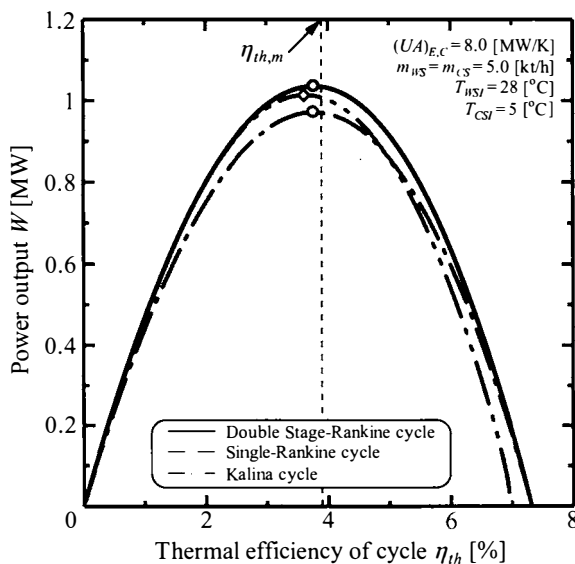


図10 出力およびサイクル熱効率

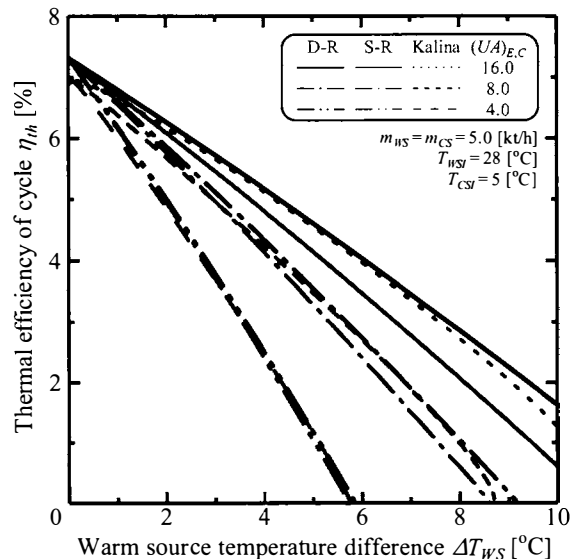


図11 サイクル熱効率および温熱源温度変化 (伝熱性能の影響)

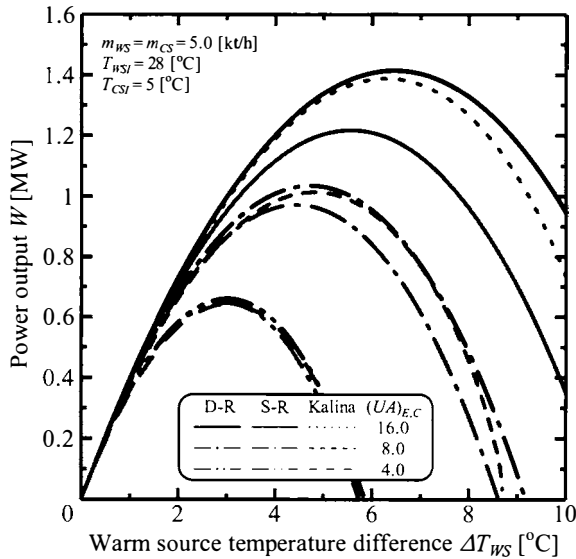


図12 出力および温熱源温度変化
(伝熱性能の影響)

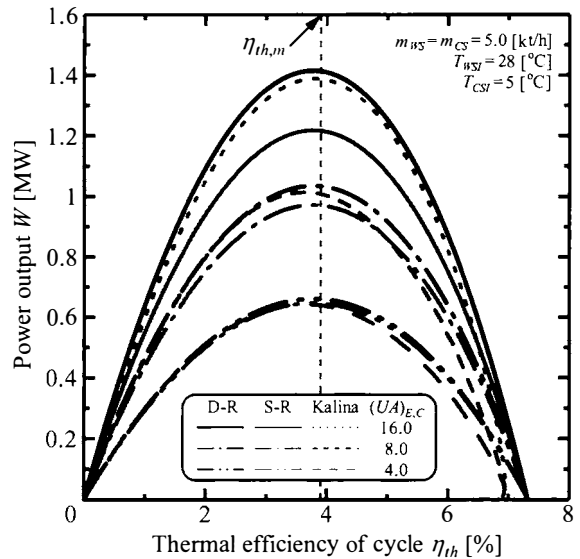


図13 出力およびサイクル熱効率
(伝熱性能の影響)

では、2段ランキンサイクルの最大出力は単段ランキンサイクルより約15%、カリナサイクルより約2%高いことがわかる。2段ランキンサイクルの有効性を高めるために高い伝熱性能の熱交換器である必要がある。

図13は、2段ランキンサイクル、単段ランキンサイクルおよびカリナサイクルの出力 W の比較の一例をサイクル熱効率 η_{th} について示す。なお、図中には、式(22)で計算されるカルノーサイクルにおける最大出力 W_m でのサイクル熱効率 $\eta_{th,m}$ を示す。図13より、2段ランキンサイクルの出力 W は伝熱性能 $(UA)_{E,C}$ とともに増加するが、最大出力におけるサイクル熱効率はほぼ同じであることが確認できる。このとき、いずれのサイクルにおいても最大の出力におけるサイクル熱効率が存在し、2段ランキンサイクルと単段ランキンサイクルの最大出力におけるサイクル熱効率はほぼ同じである。一方、カリナサイクルの最大出力におけるサイクル熱効率は、ランキンサイクルに対して若干低いことがわかる。

5. 結 言

2段ランキンサイクルのシステム特性および有効性を明らかにすることを目的として、システムの性

能解析を行い、以下のことを明らかにした。

(1) 2段ランキンサイクルの Cycle-No.1 および Cycle-No.2 の作動流体流量が同じ条件でシステムの出力が最大となった。このとき、両サイクルの温熱源および冷熱源の温度変化が等しくなり、熱交換過程における不可逆損失の低減が最も行われているものと考えられる。一方、この作動流体流量が異なる条件では両サイクルの熱源の温度変化が極端に異なり、熱交換過程における不可逆損失の低減が十分に行えなくなることで通常のランキンサイクルよりも性能が低下した。

(2) 2段ランキンサイクルは、単段ランキンサイクルと比べて最大出力は非常に高く、本条件下では、最大出力時で最大約15%大きくなった。一方、そのサイクル熱効率はほぼ同じであり、その値は式(22)とほとんど同じ値となることが明らかとなった。

(3) 熱交換過程における不可逆損失を低下させる目的でアンモニア/水を作動流体に用いるカリナサイクルと比較して、2段ランキンサイクルの出力は、カリナサイクルよりわずかに大きくなることが確認された。本条件下では、最大出力は最も大きいもので約2%カリナサイクルより高くなった。一方、本研究では、2段ランキンサイクルもカリナサイクルも同じ伝熱性能 UA の条件で評価を行った。しかし、実機では同じ伝熱面積 A に対して、

アンモニア/水を用いるカーリーナサイクルの熱伝達係数 U の値は、純物質のアンモニアを用いる場合より 5~50% 程度低下する。このため、同じ伝熱面積 A に対しては、カーリーナサイクルより 2 段ランキンサイクルの有効性が高くなることが推察される。

(4) 2 段ランキンサイクルの有効性を高めるためには、高い熱交換器の伝熱性能が効果的であることが明らかとなった。2 段ランキンサイクルでは、熱交換器の伝熱性能が高くなると、熱源温度と作動流体温度が接近し、作動流体の有効温度差を大きくできるため、熱源温度差に対するサイクル熱効率は単段ランキンサイクルより大きく増加し、最大の出力も増加する。

本解析では、熱交換における圧力損失等の影響が含まれていない。従来の熱交換器では、一般的に伝熱面積が同じでも、2 段ランキンサイクルの方が、熱交換器の圧力損失は大きくなり、複数段ランキンサイクルの特性を活かせない条件が多くなる。今後は、熱交換器の圧力損失等を考慮し、新しい熱交換器システムを 2 段ランキンサイクルに適応したシステムの特性と最適化について示す。

文 献

- Anderson, J. H. and J. H. Anderson, Jr. (1966) Thermal power from seawater. *Mech. Eng.*, 41, 41-46.
- Curzon, F. L. and B. Ahlborn (1975) Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. *Amer. J. of physics*, 43, 22-24.
- Ibrahim, O. H. and S. A. Klein (1995) High-power multi-stage Rankine cycles. *J. Energy Resour. Technol.*, *Trans. ASME*, 117(3), 192-196.
- 池上康之 (2011) 海洋再生エネルギーの市場展望と開発動向 (木下健), S&T 出版株式会社, 東京, p. 472.
- 池上康之・麻生裕之・安永 健・稲富純一・後藤寛和 (2008) アンモニア/水を作動流体として用いた海洋温度差発電システムに関する実験的研究. 第 13 回動力・エネルギー技術シンポジウム講演論文集, 185-186.
- Ikegami, Y. and A. Bejan (1998) On the thermodynamic optimization of power plants with heat transfer and fluid flow irreversibilities. *Trans. ASME J. Sol. Energy Eng.*, 120(2), 134-144.
- Ikegami, Y., H. Goto, T. Morisaki and T. Furukawa (2010) Effect of working fluid flow rate and ammonia concentration on OTEC using ammonia/water mixture as working fluid. *Proc. 13th Asian Congress of Fluid Mech.*, *Trans. BSME*, 117(3), 1026-1029.
- 井関和夫 (2000) 海洋深層水による洋上肥沃化-持続生産・環境保全型の海洋牧場構想-. 月刊海洋号外, 22, 170-178.
- 一瀬純弥・中岡 勉・西田哲也・植田貴宏・中島大輔・秦 一浩・水谷壮太郎・島崎 渉・和嶋隆昌・浦田和也・池上康之 (2007) 対馬海域における海洋温度差発電設計のための海洋調査. *海洋深層水研究*, 8(1), 7-12.
- Kalina, A. I. (1984) Combined cycle system with novel bottoming cycle. *Trans. ASME, J. Gas Turbine*, 106(4), 737-742.
- 中岡 勉・西田哲也・一瀬純弥・長友洪太・水谷壮太郎・巽 重夫・松下 稔・Tim Pickering・池上康之・上原春男 (2003) フィジー海域の海洋温度差発電のための海洋調査及び再生エネルギーの推定. *海洋深層水研究*, 4(2), 57-66.
- Kalina, A. I. (1987) Regeneration of the working fluid and generation of energy, Japanese patent, Sho62-39660.
- 大内一之・實原定幸・渡辺敬之 (2012) 離島インフラ生産のための海洋深層水複合利用洋上浮体施設. *海洋深層水研究*, 13(1), 17-24.
- Panchal, C. B., D. L. Hillis, J. J. Lorenz and D. T. Yung (1981) OTEC performance tests of the Trane plate-fin heat exchanger. *US DOE Report, ANL/OTEC-PS-7*.
- PROPATH group, A Program Package of Thermophysical Properties of Fluids, Version11.1, PROPATH Group.
- Starling, K. E. (1974) Use of mixtures as working fluids in ocean thermal energy conversion cycles - Phase I. *US DOE Report, ORO-4918-9*.
- Starling, K. E., D. W. Johnson, H. Hafezzadeh, L. W. Fish, H. H. West and K. Iqbal (1978) Use of mixtures as working fluids in ocean thermal energy conversion cycles - Phase II. *US DOE Report, ORO-4918-11*.
- 高橋正征・井関和夫 (2000) 総論: 21 世紀の資源としての海洋深層水. 月刊海洋/号外, 22, 5-10.
- 上原春男・池上康之・西田哲也 (1998) 吸収と抽気を伴うサイクルを用いた海洋温度差発電システムの性能解析. *日本機械学会論文集 (B 編)*, 64, 624, 2750-2755.
- Uehara, H. and Y. Ikegami (1993) Parametric performance analysis of OTEC using Kalina cycle. *Proc.*

Joint Solar Eng. Conf., ASME 1993, 203-207.
上原春男・池上康之・福川英紹・宇都満義 (1994) カ
リーナサイクルを用いた海洋温度差発電システム
の性能解析 (サイクルの熱力学的特性). 日本機械
学会論文集 (B 編), 60, 578, 3519-3525.

和嶋隆昌・吉塚和治・志水倫恵・浦田和也・中岡 勉・
一瀬純弥・田淵清春・鎌野 忠・池上康之 (2006)
海洋深層水からのリチウム回収を目的としたパラ
オおよびフィジー海域における海洋調査とその評価.
海洋深層水研究, 7(1), 17-22.
(2013 年 9 月 6 日受付; 2014 年 1 月 4 日受理)