

多段熱機関を用いた海洋温度差発電システム
に関する研究

平成 26 年 3 月

佐賀大学大学院工学系研究科
システム創成科学専攻
森崎 敬史

第1章 序論

海洋温度差発電(Ocean Thermal Energy Conversion : OTEC)は、海洋エネルギー資源の一つである海洋熱エネルギー、つまり表層海水と海洋深層水との温度差による海水の熱エネルギーを電気エネルギーに変換する発電システムである。OTECは、発電のみでなく海水淡水化や水素生成、リチウム回収等の複合利用が可能で環境への影響も非常に少ないことから関心が向けられている。一方、従来の火力発電等と比べ、そのサイクル熱効率は原理的に非常に小さくなる。従来、OTECの効率向上に関して種々の方法が検討され、アンモニア/水の混合流体を作動流体として用いると純物質を作動流体とする熱機関に比べ、熱効率を向上させることが理論的に示されている。しかし、一般に純物質に対して混合流体では、熱伝達係数の低下が報告されており、実験的にはその特性が十分に活かされていない。

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複数の熱機関を用いる多段ランキンサイクルがある。このシステムは、各々が独立の構成要素を持つ複数の熱機関を熱源に対して直列に設置し、熱源が各段の熱交換器を順次通過することで熱源と作動流体の温度範囲を分割し、熱交換過程での不可逆損失を低下させることを目的としている。多段熱機関を用いることでシステム性能の向上が期待されるが、単段より必要な機器の数が増えることでシステムが複雑になること、同一面積の熱交換器を用いると熱源側の流路が長くなり圧力損失が増え、必要なポンプ動力が増大することなどが懸念されている。多段熱機関に関する従来の研究は、熱力学的に無限段など理想的なサイクルや一条件のみでの検討に留り、多段熱機関のシステム特性やその有効性、評価方法、最適化などについて、ほとんど明らかにされていない。

そこで本研究では多段熱機関を用いた OTEC システムの高性能化とその有効性を明らかにするために、その最適化手法の確立および評価方法の構築を目的とし、以下の項目について検討を行う。

1. OTEC 発電システムの特徴をより明確に示す最大正味仕事の評価方法を提案し、実験的に検討を行う。
2. 多段熱機関を用いた OTEC システムの最適化および評価方法を提案する。
3. 多段熱機関の一例として実流体を用いた 1~4 段ランキンサイクルを対象とし、システム特性に関する解析を行い、その有効性を明らかにする。
4. 多段熱機関の一例として 2 段ランキンサイクルを対象とし、その熱源温度変化と作動温度範囲について実験的に明らかにする。

第2章 最大仕事とその評価方法

本章では、OTEC のように有限量の熱源を利用する発電システムについて多段熱機関

を用いた場合の最大仕事に関する評価方法を提案する。

OTECのように熱源との熱交換を行う発電システムの場合、温・冷海水の熱交換器入口・出口温度差 ΔT が増加すると温海水の交換熱量 Q_{WS} が増加する。一方で、熱源の出入口の温度差の増加によって、サイクル熱効率 $\eta_{th}(=W/Q_{WS})$ は低下する。そのため、熱機関の仕事 W は、温・冷海水の熱交換器入口・出口温度差 ΔT に対して上に凸の曲線となり、最大値が存在する。

各々の独立した構成機器を持つ多段型のカルノー熱機関の仕事は、各段の熱機関で熱源出口温度とサイクルの動作温度が同じ（各段の熱交換器の伝熱性能が無限の場合）である場合が最大出力となる。そのため、各段で熱源出口温度と作動温度が一致するものとし、多段熱機関の評価方法として、最大出力 W_m を理論的に導出した。

$$W_m = C_{WS}(T_{WSI} - T_{WSO,opt}) - C_{CS}(T_{CSO,opt} - T_{CSI}) \quad (2.1)$$

$$T_{WSO,opt} = \left[\frac{C_{WS}T_{WSI}^{\frac{1}{m}} + C_{CS}T_{WSI}^{\frac{1}{m(m+1)}}T_{CSI}^{\frac{1}{m+1}}}{C_{WS} + C_{CS}} \right]^m \quad (2.2)$$

$$T_{CSO,opt} = \left[\frac{C_{WS}T_{WSI}^{\frac{1}{m+1}}T_{CSI}^{\frac{1}{m(m+1)}} + C_{CS}T_{CSI}^{\frac{1}{m}}}{C_{WS} + C_{CS}} \right]^m \quad (2.3)$$

ここで、 C_{WS} および C_{CS} は温・冷熱源の熱容量流量（ $=c_p \cdot \dot{m}$ ）、 T_{WSI} および T_{CSI} は温・冷熱源の入口温度、 $T_{WSO,opt}$ および $T_{CSO,opt}$ は温・冷熱源の最適な出口温度、 m は多段熱機関の段数を示す。

この理論式を用いて熱機関の段数と出力の増加割合について検討を行った。その結果、最大出力は海水の温度、熱容量流量および多段熱機関の段数の関数となり、各段で最適な熱源温度変化（有効温度差）が存在することを明らかにした。

多段熱機関の最大出力および熱源の温度変化は段数とともに増加し、5段までは出力の増加が大きく、10段付近ではその増加はほぼみられなくなり、その増加量は単段に対して最大で2倍程度であることを示した。このとき、多段化による熱機関の出力増加は2倍程度である。このとき、単段に対して2段では1.33倍であり、3段では1.50倍となった。さらに、多段熱機関の最大出力におけるサイクル熱効率は、段数に関係なく一定となることを明らかにした。なお、熱機関の段数を増加させることでローレンツサイクルと近似でき、関係式の適用が可能であると考えられる。

第3章 正味仕事とその評価方法

第2章では、作動流体が循環する熱機関部（サイクル系）に注目し、その最大仕事の導出を行った。本章では、その熱機関に温・冷海水（熱源）から熱を収集するために海水を取水・送水するための海水ポンプを含めた発電システム部について検討を行う。OTECでは、火力発電や原子力発電と比して熱機関の仕事に対する海水ポンプの動力の割合が相対的に大きく、そのポンプ動力について熱容量流量を用いて整理すると次のようになる。

$$W_{P,HS} = R_{WS} C_{WS}^{n+1} + R_{CS} C_{CS}^{n+1} \quad (3.1)$$

この式を用いて正味仕事を導出した。このとき、熱機関部をカルノー熱機関とし、熱交換器の伝熱性能を考慮し、簡略化のために熱交換単位数（熱交換器の性能） NTU は定数として扱った。

$$\frac{T_{WSI} - T_{WSO}}{(\Delta T_m)_E} = \frac{(UA)_E}{C_{WS}} = NTU_{WS} \quad (3.2)$$

$$\frac{T_{CSO} - T_{CSI}}{(\Delta T_m)_C} = \frac{(UA)_C}{C_{CS}} = NTU_{CS} \quad (3.3)$$

$$A = \frac{e^{NTU_{WS}}}{(e^{NTU_{WS}} - 1)} \quad (3.4)$$

$$B = \frac{e^{NTU_{CS}}}{(e^{NTU_{CS}} - 1)} \quad (3.5)$$

$$W_{net,m,NTU} = n \left[\frac{(\sqrt{T_{WSI}} - \sqrt{T_{CSI}})^2}{n+1} \right]^{\frac{n+1}{n}} \left[A \left(\frac{R_{WS}}{A} \right)^{\frac{1}{n+2}} + B \left(\frac{R_{CS}}{B} \right)^{\frac{1}{n+2}} \right]^{-\frac{n+2}{n}} \quad (3.6)$$

ここで、伝熱性能が無限の場合の最大正味仕事 $W_{net,m}$ に対する伝熱性能が有限の場合の最大正味仕事 $W_{net,m,NTU}$ の割合を示す最大正味仕事率 $\omega_{net,NTU}$ は、次式となる。

$$\omega_{net,NTU} = \left[\frac{A \left(\frac{R_H}{A} \right)^{\frac{1}{n+2}} + B \left(\frac{R_L}{B} \right)^{\frac{1}{n+2}}}{R_H^{\frac{1}{n+2}} + R_L^{\frac{1}{n+2}}} \right]^{-\frac{n+2}{n}} \quad (3.7)$$

最大正味仕事 $W_{net,m,NTU}$ は熱交換器の性能に依存し、最大正味仕事率 $\omega_{net,NTU}$ より熱交換単位数の増加とともに伝熱性能が無限の場合の値に接近することが確認できる。両熱源の熱交換単位数 NTU が2の場合、最大仕事 W_m および最大正味仕事 $W_{net,m}$ ともに伝熱性能が無限の場合の約80%の値となる。さらに、両熱源の熱交換単位数 NTU が5の場合、最大仕事 W_m および最大正味仕事 $W_{net,m}$ は伝熱性能が無限の場合と有限の場合ではほぼ同じ値となり、伝熱性能の影響が表れにくくなる。

第4章 サイクルの性能解析

本章では、第2章で提案した多段熱機関の最大仕事に関する評価方法について検証するために実流体を用いた多段ランキンサイクルの解析を行った。一例として実流体を用いた1~4段ランキンサイクルを対象とし、基礎的な(単段)ランキンサイクルと比較して検討を行った。

4.1 実流体を用いたサイクルの最大出力

本項では、第2章で提案した多段熱機関の評価式(2.1)~(2.3)について実流体を用いた1~4段のランキンサイクルと比較を行い、熱機関の段数が出力やサイクル熱効率等のシステムに及ぼす影響について検討した。その結果、多段熱機関の評価式(2.1)によって得られた最大出力 $W_{m,m}$ に対してやや小さく、その差はアンモニアを作動流体とした場合より大きい。一方、最大出力における最適な温熱源温度変化 $\Delta T_{WS,opt,m}$ はほぼ一致し、そのときのサイクル熱効率は、いずれの段数のサイクルにおいてもほぼ示すことができることを明らかにした。

さらに、熱交換過程における不可逆損失について、以下に示すエントロピー生成速度を用いて検討を行った。

$$\dot{S}_{gen} = m_H (s_{out} - s_{in})_H + m_L (s_{out} - s_{in})_L \quad (4.1)$$

ここで、熱交換器を流れる高温流体および低温流体をそれぞれ流体 H および流体 L とすると、 m は質量流速、 s は比エントロピー、添字 H および L は流体 H および流体 L、in および out は熱交換器入口および出口を示す。

その結果、S-R に対して D-R のエントロピー生成速度は、温熱源温度変化が同じ条件で小さくなるため、熱交換過程における不可逆損失の低減が行われているものと考えられる。さらに、同じ温熱源温度変化では D-R の出力が高いことが明らかとなった。

4.2 2段ランキンサイクルの最大出力に関する最適化の検討

本節では、各段のサイクルが独立した構成機器を持つ2段ランキンサイクルの性能評価を行うために、最大仕事に関する最適化の検討を行った。一例として2段ランキンサイクル(D-R)を対象とし、単段のランキンサイクル(S-R)と比較し、サイクル解析を行った。その結果、D-Rのサイクル解析において、各段の熱交換器の伝熱性能に対して最大出力となる高温側(Cycle-No.1)と低温側(Cycle-No.2)の作動流体の流量比が存在し、その流量比では各段のサイクルの熱効率が等しいことを明らかにしている。2段ランキンサイクルでは各段で熱源が温度変化し、それぞれ熱交換器入口温度が異なり、作動流体の有効温度差もそれに伴って変化する。システム全体の熱交換過程における不可逆損失を低下させるためには、この熱源の温度変化と作動流体の有効温度差を各段でバランスさせる必要がある。この熱源温度と作動流体温度との関係は、サイクル熱効率を向上させる上で重要な要素であるため、2段ランキンサイクルの各段のサイクル熱効

率を同等とすることで、システム全体の熱交換過程における不可逆損失を低下させ、出力が増加するものと考えられる。

4.3 多段ランキンサイクルの有効性

本節では、多段ランキンサイクルの有効性に関して、熱源ポンプの仕事（動力）に着目し、それを含めた正味出力について検討を行った。

ここで、従来の検討結果より、温海水と冷海水との温度差を 22°C とした場合、蒸発器内の圧力損失は 13.85kPa 、温海水取水管の摩擦損失は 5.04kPa 、凝縮器内の圧力損失は 2.019kPa 、冷海水取水管の摩擦損失は 19.33kPa 、その密度差による損失は 21.04kPa となる。なお、作動流体ポンプにかかる損失を無視すると、熱源側の全圧力損失 (61.28kPa) に対する熱交換器での圧力損失 (15.87kPa) の割合 β_1 は約 24.3% となる。 β_1 が約 24.3% の条件では、S-R に対する D-R の正味出力の増加割合 ξ_{net} が 1.2 のとき熱源ポンプ動力に対する最大出力の比 α_1 は 42.9% となり、 ξ_{net} が 1.3 のとき α_1 は 0.1% となることから、従来の検討結果から推定される α_1 は約 25.9% ($42.9 > \alpha_1 > 0.1$) であり、2 段階機関を適用することで 2 割以上の正味出力の増加が期待されることを示した。

第5章 実験装置および測定方法

本章では、 30kW OTEC 発電装置および 2 段階ランキンサイクル実験装置の構成機器と計測方法および実験方法についてまとめる。本実験装置の構成機器は、次の 3 つに分類できる。(1) 作動流体が循環するサイクル内および熱源ポンプからなる発電システムと (2) 水道水を冷却・加熱して熱源を模擬する熱源系および (3) 制御機と測定機器である。

発電システムの主要構成機器は、(1) 熱交換器（蒸発器、凝縮器）、(2) タービン、(3) 作動流体ポンプ、(4) 熱源ポンプである。熱源系は主に温熱源を模擬するために水道水を加熱するボイラーおよび温度調節用の貯水タンク、さらに冷熱源を模擬するために水道水を冷却する冷凍機および温度調節用の貯水タンクから構成される。制御機と測定機器は、温度・圧力・流量などの測定器とポンプのインバータなどの制御機から構成される。

第6章 実験結果および考察

本章では、 30kW OTEC 発電装置および 2 段階ランキンサイクル実験装置の実験結果についてまとめた。

6.1 30kW OTEC 発電装置

30kW OTEC 発電装置において作動流体流量、熱源流量および熱交換器の伝熱面積が熱交換器やシステム性能に与える影響について実験結果をもとに検討し、第 3 章で提案

した発電システムの正味仕事に関する評価式を用いてシステム性能の評価を行った。なお、本章では、ポンプ効率、吸収器の性能については議論せず、熱交換器および発電システム全体の正味出力について検討した。その結果、従来のシェル&プレート式の蒸発器を用いた実験結果および本研究で新たに開発された蒸発器を用いた最大正味出力率を比較し、性能の向上が確認された。

6.2 2 段ランキンサイクル実験装置

2 段ランキンサイクル実験装置において多段熱機関を用いたシステムと各段の熱源および作動流体温度の関係について検討し、作動流体の温度範囲と熱交換過程における不可逆損失の低減化の関係を実験的に明確にした。なお、本章では、タービンを設置しておらず、減圧弁によりタービンの圧力差を模擬しており、熱機関の出力、ポンプ効率については議論せず、熱源の温度変化および作動流体の温度範囲について検討した。その結果、D-R の Cycle-No.1 の作動流体蒸発温度は S-R より高く、Cycle-No.2 の作動流体凝縮温度は S-R より低くなっており、S-R に対して D-R の熱交換過程における不可逆損失が低下しているものと考えられている。この不可逆損失の低減に関してエントロピー生成速度（式(4.1)）を用いて定量的に明らかにした。

第7章 総括

本研究では、OTEC システムの高性能化とその実用化に寄与する技術およびシステムの評価手法の構築を目的として、関連分野の従来の研究を鑑み、OTEC システムの高性能化に関する手法の一つとして多段熱機関を適用したシステムについて提案し、その評価方法を検証した結果について報告した。

OTEC の熱機関の最大仕事に関する検討より、次のことが明らかとなった。(1) 多段熱機関を用いて熱源から取り出せる最大の仕事は、多段熱機関の段数および温・冷熱源のそれぞれの入口温度および熱容量流量により決定される。(2) 多段熱機関において各段の熱機関に対して、最大の仕事を得られる熱源の出口温度（有効温度差）が存在する。(3) 多段熱機関の最大仕事および熱源のそれぞれの熱交換器内温度変化は、段数とともに増加し、段数が 10 段付近では最大仕事の増加はほぼみられなくなる。最大仕事の増加量は単段に対して最大で 2 倍程度である。(4) 多段熱機関の最大仕事におけるサイクル熱効率は、段数に関係なく一定となる。(5) 多段熱機関の段数を増加させることでローレンツサイクルに近づく。このとき、温熱源と冷熱源との温度変化は大きくなり、両熱源の出口温度は限りなく接近する。

OTEC の発電システムの最大正味仕事に関する検討より, 次のことが明らかとなった. (1) 有限の熱交換器を使用したカルノー熱機関を用いて熱源から取り出す最大の正味出力は, 各熱源の温度, 修正流量抵抗, 熱交換単位数(熱交換器の性能)および熱源の流速に対する圧力損失の比例乗数によって決定される. (2) 温熱源側の熱交換単位数の減少は冷熱源の最適熱容量流量の減少に, 冷熱源側の熱交換単位数の減少は温熱源の最適熱容量流量の減少に大きく影響する. (3) 温熱源側および冷熱源側の熱交換単位数は, 温熱源側が 0.5, 冷熱源側が 5.0 のような一方が他方に比べ極端な値を取る場合より, 両方とも 2.0 とするように各熱交換機の熱交換単位数の増加を目指した場合が, 最大正味仕事率は大きい値となる. 本研究の計算条件において, 前述の場合の最大正味仕事率 $\omega_{net,NTU}$ は約 43%, 後述の場合の最大正味仕事率 $\omega_{net,NTU}$ は約 80%となる

実流体を用いたサイクル計算における解析より, 次のことが明らかとなった. (1) 単段および多段ランキンサイクルのサイクル計算において最大出力, その温・冷熱源出口温度およびサイクル熱効率は, 第 2 章で提案した評価式によってほぼ示すことができる. (2) サイクル計算結果は, 評価式によってほぼ示すことができる一方で, 評価式により算出された値に対して最大出力およびそのサイクル熱効率は若干低くなる. このとき, 温熱源と冷熱源の入口と出口の温度差は, 評価式により算出された値より若干大きくなる. その温度差の大きい条件では作動流体特性の影響により評価式の値との差は異なる. (3) 単段および多段ランキンサイクル, カリーナサイクルにおいて最大出力は, 種々の作動流体によって異なる. 一方, 最大出力におけるサイクル熱効率は, 種々の作動流体特性に対してほぼ同じとなる. これは, 第 2 章における理論的検討において多段熱機関の最大仕事におけるサイクル熱効率が段数に関係なく一定となることから, 純媒体と混合流体を用いたサイクルで最大仕事におけるサイクル熱効率はほぼ一定となることがわかる. (4) 2 段ランキンサイクルにおいて, 熱交換器の伝熱性能に対して最大出力となる Cycle-No.1 と Cycle-No.2 との作動流体の流量比が決定される. このとき, 最大出力となる流量比では各々のサイクルの熱効率が等しい. (5) 2 段ランキンサイクルの各々のサイクルの作動流体選定において, Cycle-No.1 および Cycle-No.2 の作動流体の潜熱が異なるとき, 作動流体流量比は潜熱の大きい流体の影響により異なる. 一方, 最大出力, その熱源の熱交換器出口温度およびサイクル熱効率は作動流体に関係なくほぼ一致する.

(6) 2 段ランキンサイクルにおいて単段に対して正味出力が 2 割以上増加する場合 ($\xi_{net} \geq 1.2$) について、単段での熱交換器による圧力損失 β_1 の比および熱源ポンプ動力に対する最大仕事の比 α_1 の条件が明らかとなった。

30kW OTEC 発電装置および 2 段ランキンサイクル実験装置より、次のことが明らかとなった。(1) 30kW OTEC 発電装置では、従来行われたシェル&プレート式の蒸発器を用いた実験結果および本研究で新たに開発された蒸発器を用いた最大正味出力率を比較し、性能の向上が確認された。(2) 30kW OTEC 発電装置では、熱源流量 400m³/h、作動流体流量 7t/h の条件では、熱交換器ユニット数の増加とともに最大仕事率 ω_m は 0.31~0.32 の範囲に存在し、最大正味仕事率 $\omega_{net,m}$ は-0.02 から 0.17 に増加する。(3) 2 段ランキンサイクル (D-R) の Cycle-No.1 の作動流体蒸発温度は、単段のランキンサイクル (S-R) より高く、D-R の Cycle-No.2 の作動流体凝縮温度は、S-R より低くなっており、S-R に対して D-R の熱交換過程における不可逆損失が低下しているものと考えられる。(4) 作動流体流量の増加により 2 段ランキンサイクルの Cycle-No.2 に対する Cycle-No.1 の作動流体流量は減少する。(5) 同一の熱源流量において、単段に対して 2 段ランキンサイクルの熱交換器における流路断面積は小さく、損失ヘッドは 3 倍程度となることが確認された。(6) 2 段ランキンサイクルを用いた熱交換過程における不可逆損失の低減に関してエントロピー生成速度を用いてその影響を定量的に明らかにした。