

## 海洋温度差発電システムの性能評価手法の検討

安永 健<sup>\*1</sup>, 森崎 敬史<sup>\*1</sup>, 池上 康之<sup>\*1</sup>

### Performance Evaluation Method of Ocean Thermal Energy Conversion System

Takeshi YASUNAGA<sup>\*1</sup>, Takafumi MORISAKI<sup>\*1</sup> and Yasuyuki IKEGAMI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup>Institute of Ocean Energy, Saga University  
1-honjo, Saga-shi, Saga, 840-8502, Country

#### Abstract

Ocean thermal energy conversion (OTEC) utilizes a temperature gradient in the ocean between surface and depth to generate electricity. The condition for maximized work output from the heat engine in the OTEC system is determined by the balance of the donated heat duty from the heat source and the thermal efficiency of the heat engine. Since the thermal efficiency mainly depends on the available temperature difference of the heat engine, the thermal efficiency itself does not show the performance of the energy conversion system. Therefore, an alternative definition of thermal efficiency for the performance evaluation of systems is inevitably required. Firstly, this research clarifies the potential energy of the heat sources using the dead state as the thermal equilibrium state of the finite heat sources instead of the infinite quantity of the environmental temperature. Secondly, the normalized thermal efficiency of energy conversion, which is defined as the ratio of the work over the potential energy, is proposed. The normalized thermal efficiency coincides with a change in the work from the heat engine. Finally, the exergy and exergy efficiency are proposed based on the dead state as the thermal equilibrium state applying the ideal reversible heat engine. The normalization method of the efficiency is verified that the same manner with the maximum power and entropy generation minimization.

**Key words** : OTEC, Normalized thermal efficiency, Exergy, Finite-time thermodynamics, Entropy generation

## 1. 結 言

持続可能な社会の構築のため、再生可能エネルギーを中心とした発電システムの多様化が求められている。海洋エネルギーは未利用の再生可能エネルギーの一つであり、日本は世界第6位の排他的経済水域を誇ることから、その活用が期待されている。海洋エネルギーの一つである、海洋温度差発電 (Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC) は海洋エネルギーの中でも資源量が豊富であり、安定的に発電できることから、発電に利用した後の海水が保有する熱エネルギーや海洋深層水を資源として複合利用することで、海水を取水・排水する設備を他事業と共有でき、海水取水設備の設置コスト低減に繋がる可能性がある。ここで、発電後の海水が保有する熱エネルギーは、蒸発式海水淡水化の駆動エネルギーや農業、水産業の低熱利用として活用される。資源としての海洋深層水は、その清浄性、富栄養性から主に水産業への適用が行われている(Takahashi, 2000)。この海水の多目的利用は、沖縄県海洋深層水研究所を中心として検討・実施されており、海洋温度差発電とその海洋深層水に関連する事業を組み合わせた「久米島モデル」として提案されている (沖縄県久米島町, 2011)。

海洋温度差発電は、30°C程度の表層海水と 5~10°C程度の海洋深層水の有限な温度差(20°C程度)の熱エネルギーを仕事に変換する発電システムであり(上原, 1982, Avery and Wu, 1994), 熱を仕事に変換する熱機関が利用する有効な温度差が非常に小さいことから、理想的に熱エネルギーを仕事に変換可能な理論的な熱効率が数%と原理的に低い。そのため、熱交換過程における不可逆損失を低減させる一つの手法として、エネルギー変換時の不可逆損失の低減を目的に、非共沸混合媒体(上原他, 1998)や多段熱機関(Morisaki and Ikegami, 2014a, 2015b)の適用が提案されている。

原稿受付 2017年8月4日

<sup>\*1</sup> 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一番地)

E-mail of corresponding author: yasanaga@ioes.saga-u.ac.jp

Bejan (1998)は, 有限温度, 有限流量の熱源を利用する発電システムが変換可能な仕事については, 理想的熱機関であるカルノー熱機関を用いた仕事  $W$  の最大値  $W_m$  およびその時の熱効率  $\eta_{th,CA}$  が次式で理論的に示されることを示している(Curzon and Ahlborn, 1975),

$$W_m = \frac{(\sqrt{T_W} - \sqrt{T_C})^2}{c_W^{-1} + c_C^{-1}} \quad (1)$$

$$\eta_{th,CA} = 1 - \sqrt{\frac{T_C}{T_W}} \quad (2)$$

ここで,  $T, C$  はそれぞれ温度[K]および熱容量流量[W/K](比熱と質量流量の積)を示し, 添え字の  $w, c, m$  はそれぞれ表層海水, 深層海水, 最大値を示す.

熱効率の最大値は熱源温度を用いたカルノー熱効率であるが, 式(1), (2)から, 熱機関の仕事が最大となる条件は熱効率が最大となる条件とは異なる. そのため, 従来の熱効率では, 有限温度, 流量の熱源を用いる発電システムの適切な性能評価ができず, 熱効率の向上が必ずしも発電出力の向上に直結しないことが明らかである.

Johnson (1983)は OTEC の熱源のエクセルギーおよび複数の熱機関についてのエクセルギー評価を行い, 熱機関の理論的性能評価を行っているが, 定義されているエクセルギーの物理的意味が十分に明らかになっていない. Ikegami and Bejan (1998)は, カルノー熱機関を用いた OTEC について, 必要な海水取水のポンプ動力を考慮した場合の熱効率を理論的に示している. 安永ら(2008)は, 非共沸混合媒体を用いた 30kW の OTEC 実験装置を用いて, 発電システムの性能評価を行い, その特性を明らかにするとともに, 性能評価指標として, 正味出力を用いた熱効率を採用している. Ohman (2012a, 2013b)は, 低温度差発電について, カルノー熱機関の熱効率を基準にした発電システムの性能評価指標を提案している. これらの研究は, 発電システムの性能評価手法として従来の熱効率が用いられている. Morisaki and Ikegami (2014a, 2015b)は, カルノー熱機関を用いた最大仕事と, 熱機関から得られる仕事の比を最大仕事率として定義し, 多段のカルノーやランキンサイクルに対する性能評価を行っている. しかし, この熱機関の最大仕事とエクセルギーの差異は十分明らかにされていない.

OTEC の評価は, 未だ従来の熱効率を踏襲するケースが多く(Sinama et al, 2015, Yoon et al, 2017), 従来の熱効率に代わり, 熱エネルギーを仕事に変換する割合を正しく表現した熱効率の定義が必要である. そのため, 本研究では, 従来から広く用いられている熱効率を基準に, 熱効率の標準化を提案するとともに, 熱源が保有する海洋熱エネルギーから理想的熱機関を用いて仕事に変換し得る有効エネルギーであるエクセルギーを新たに定義し, そのエクセルギーを用いたエクセルギー効率を提案することで, OTEC の発電システムに適切な評価手法を提案する.

## 2. 熱効率の標準化

### 2.1 海洋が保有する熱エネルギー

熱効率を正しく表現するためには, 海洋が保有する熱エネルギーを適切に把握する必要がある. 図1にシステム内に有限な表層海水, 海洋深層水を送り, 断熱された系の熱機関にて熱を仕事に変換する概念図を示す. ここで, 熱源から利用可能な海洋が保有する熱エネルギー  $Q_{HS}$  は, 表層海水と深層海水の温度差がなくなり熱移動しなくなる状態, 即ち熱平衡となる温度  $T_0$  まで熱交換した場合の熱源の熱量であり,

$$Q_{HS} = C_W(T_W - T_0) + C_C(T_0 - T_C) \quad (3)$$

$T_0$ はその定義から, 表層海水と海洋深層水の平衡温度であるため, 与式は,

$$Q_{HS} = 2r(1-r)C_{HS}(T_W - T_C) \quad (4)$$

$$T_0 = rT_W + (1-r)T_C \quad (5)$$

ここで、熱源である表層および深層の海水の総熱容量流量を  $C_{HS} (=C_W+C_C)$  とし、総熱容量流量に対する表層海水の熱容量を  $r (=C_W/C_{HS})$  とする。

図2に式(4)で示される海洋熱エネルギーの  $T-E$  線図を示す。実線は  $T_0$  を  $r$  を変化させて描いた曲線である。 $T_0$  の温度で表層海水および深層海水の温度は平衡となり、その際の海洋熱エネルギーは  $1/2 Q_{HS}$  である。例として、 $r=0.1, 0.5, 0.8$  の場合の  $T-E$  線図を破線で示す。式(4)から、 $Q_{HS}$  は  $r=1/2$  で最大となる。

**2・2 熱効率の標準化**

発電システムの特徴を明らかにするため、図3に示すカルノー熱機関について検討する。本カルノー熱機関では、理想的な熱交換器を行うと仮定し、モデルを単純化している。即ち、熱機関の動作温度と熱源である表層・深層の海水の熱出口温度が一致すると仮定するため、

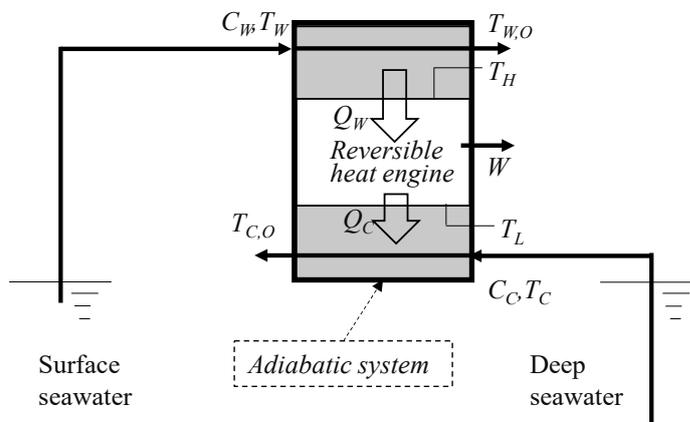


Fig. 1 Concept of reversible heat engine driven by high and low temperature streams.

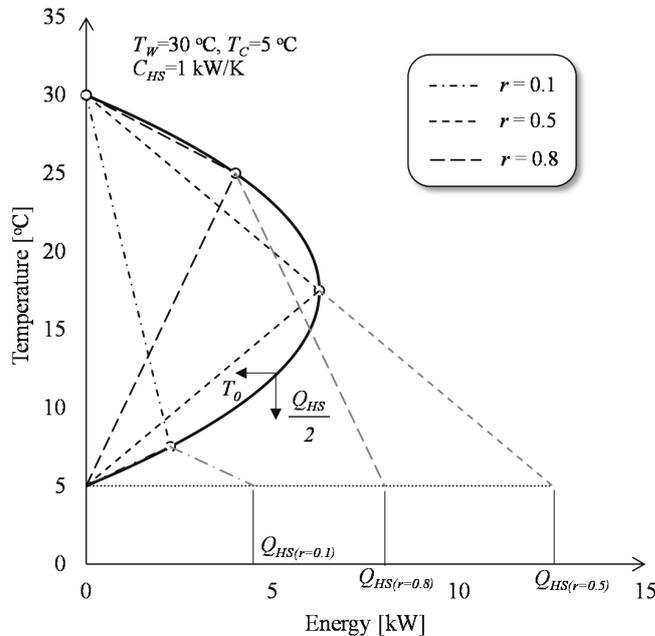


Fig. 2 Dead state temperature as function of ocean thermal energy in various ratio of the heat capacity of warm seawater.

$$T_H = T_{W,o}, T_L = T_{C,o} \quad (6)$$

断熱された系内では、熱力学第一法則から、熱機関が行う仕事  $W$  は、

$$W = Q_w - Q_c = C_w(T_w - T_{w,o}) - C_c(T_{c,o} - T_c) \quad (7)$$

カルノー熱機関は可逆であるため、

$$\oint ds = \frac{Q_w}{T_H} - \frac{Q_c}{T_L} = 0 \quad (8)$$

よって、式(7)は表層海水、海洋深層水の熱容量と表層海水または海洋深層水の熱交換器出口温度の3変数の関数となる。この熱機関の熱効率は、

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_L - 1}{T_H - 1} - \frac{T_{c,o}}{T_{w,o}} \quad (9)$$

となり、式(6)～(9)から、熱機関の仕事は  $T_{w,o}$  または  $T_{c,o}$  の関数となることから、任意の熱源流量において、 $\partial W / \partial T_{w,o} = 0$  または  $\partial W / \partial T_{c,o} = 0$  の場合に熱機関の仕事は最大となり、その最大仕事  $W_m$  および熱効率  $\eta_{th,CA}$  はそれぞれ式(1)および(2)で示される。この時の表層海水および深層海水の最適な出口温度差  $T_{w,o,opt}$ 、 $T_{c,o,opt}$  は、

$$T_{w,o,opt} = rC_{HS}T_w + (1-r)C_{HS}\sqrt{T_wT_c} \quad (10)$$

$$T_{c,o,opt} = rC_{HS}\sqrt{T_wT_c} + (1-r)C_{HS}T_c \quad (11)$$

図4に熱機関の仕事、および熱機関の熱効率と表層海水の交換熱量の関係を示す。図4から、熱機関の熱効率は、熱源の出入口温度差の増加による交換熱量の増加と共に単調に低下する。これは、熱効率は熱交換時の温度変化量が増加することにより、熱機関が利用可能な温度差( $T_H - T_L$ )が低下するためである。一方、熱機関の仕事は熱効率と熱量の積であるため、放物曲線を描き、式(2)の熱効率の際に仕事が最大となる。図4から、従来の熱効

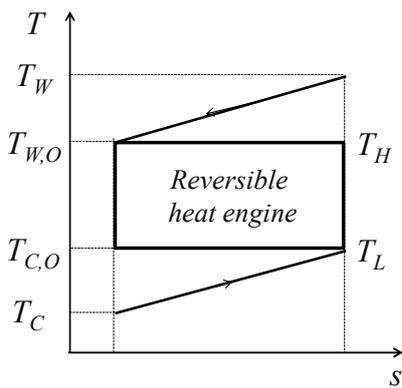


Fig.3 Conceptual  $T-s$  diagram using ideal heat exchangers for energy transfer.

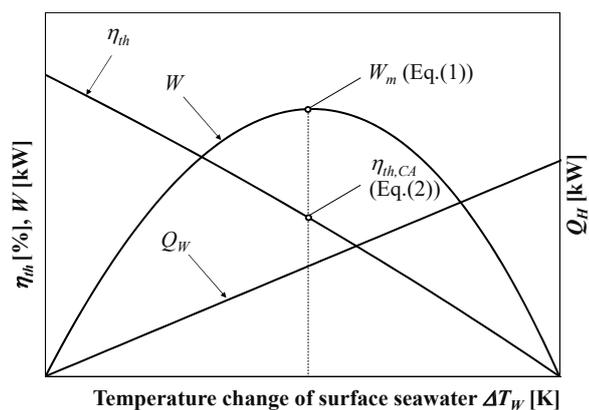


Fig.4 Concept of relationship between the temperature change of hot heat stream and thermal efficiency  $\eta_{th}$ , heat flow rate  $Q_H$  and power output  $W$ .

率を用いる場合、熱効率と熱機関の仕事の傾向が異なり、熱効率と仕事の最大となる条件は一致しない。ここで、OTECの発電システムにおいて、任意の熱源流量からより多くの仕事を得ることができれば、海洋熱エネルギーをより効率よく仕事に変換したことになる。エネルギー変換システムの性能は、熱機関の仕事が最大となる条件で最大の効率となるべきであり、熱効率を標準化することで、熱効率と仕事が適切に対応した関係にする。

熱効率の標準化手法として、海水が保有する熱エネルギーから熱機関に集める熱エネルギーの割合である集熱効率を考慮した、標準熱効率 $\eta_{th,Nor}$ を下記の通り定義する、

$$\eta_{th,Nor} = \frac{W}{Q_W} \psi_W = \frac{W}{Q_{HS}} \tag{12}$$

ここで、 $\psi_W$ は海洋熱エネルギーの中で熱機関に投入された熱量であり、

$$\psi_W = \frac{Q_W}{Q_{HS}} \tag{13}$$

式(12)、(13)を用いて、図3のカルノーサイクルの熱効率を標準化すると、

$$\eta_{th,Nor} = \left(1 - \frac{T_{C,0}}{T_{W,0}}\right) \frac{r C_{HS}(T_W - T_{W,0})}{2r(1-r)C_{HS}(T_W - T_C)} \tag{14}$$

ここで、式(1)の熱機関の最大仕事の場合のエネルギー変換の標準熱効率は、

$$\eta_{th,Nor,m} = \frac{1}{2} \frac{\sqrt{T_W} - \sqrt{T_C}}{\sqrt{T_W} + \sqrt{T_C}} \tag{15}$$

図5に従来の熱効率、標準熱効率および熱機関の仕事の関係を示す。図5から、標準熱効率を用いることで、熱機関の仕事と熱効率の傾向が一致し、標準熱効率の最大条件が熱機関の仕事の最大条件と一致している。標準熱効率を発電システムの性能評価に導入することで、適切な熱機関の性能評価および性能比較が可能となる。

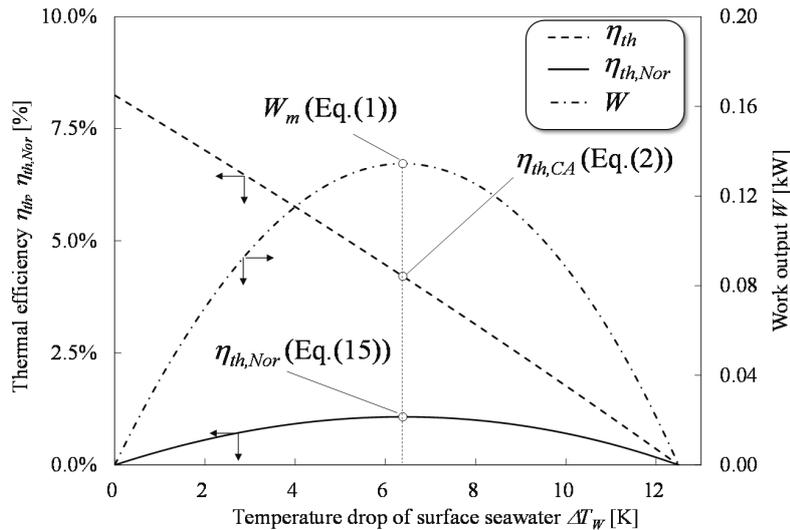


Fig.5 The trend of conventional thermal efficiency, normalized thermal efficiency and work output from the heat engine. In case  $T_W=30\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $T_C=5\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $C_{HS}=1\text{ kW/K}$ ,  $r=0.5$ .

### 3. エクセルギー効率

エネルギー変換の熱効率は熱源が保有する熱エネルギーを仕事に変換する割合を示すが、熱効率の大きさは熱源の温度に依存するため、熱源が保有する熱エネルギーから仕事として変換し得るエネルギーについて、システム内でどの程度有効に利用できているかを表すためにはエクセルギーを用いた評価が有効である。これまで、OTEC のエクセルギーについては、Jonson (1983)によって熱機関別に議論されているが、本検討では本来熱源が保有するエクセルギーに着目し、検討を行う。即ち、熱源は、熱機関に熱を集約され、その温度が低下する際の不可逆損失  $S_{gen}$  は(Bejan, 1996 and Salamon et al., 2001),

$$\begin{aligned} S_{gen} &= \Delta S_{w,\Delta T} + \Delta S_{c,\Delta T} + \Delta S_{w,\Delta P} + \Delta S_{c,\Delta P} \\ &= C_w \ln \frac{T_W}{T_{W,O}} + C_c \ln \frac{T_{C,O}}{T_C} + \Delta S_{w,\Delta P} + \Delta S_{c,\Delta P} \\ &= r C_{HS} \ln \frac{T_W}{T_{W,O}} + (1-r) C_c \ln \frac{T_{C,O}}{T_C} + \Delta S_{w,\Delta P} + \Delta S_{c,\Delta P} \end{aligned} \quad (16)$$

ここで、 $S$  は熱交換時のエントロピー生成量、添字の  $\Delta T$  は温度変化に起因するもの、 $\Delta P$  は圧力損失に起因するものを示す。熱源の圧力損失によるエントロピー生成は熱交換器の仕様、海水の取水、配水にシステムによって異なり、設置条件により大きく異なる。本検討では、理想的な熱機関によるエクセルギーを議論するため、ここでは、熱源の圧力損失によるエントロピー生成は無視する。

$\partial S_{gen}/\partial T_0 = 0$ により得られる仕事の最大値  $W_{rev,m}$  は、

$$W_{rev,m} = C_{HS} T_W \left\{ r + (1-r) \left( \frac{T_C}{T_W} \right) - \left( \frac{T_C}{T_W} \right)^{1-r} \right\} \quad (17)$$

$$T_{W,O,opt} = T_{C,O,opt} = T_H \left( \frac{T_C}{T_W} \right)^{1-r} \quad (18)$$

ここで、 $T_{W,O,opt}$ 、 $T_{C,O,opt}$  はそれぞれ最大仕事  $W_{rev,m}$  となる時の出口温度を示し、式(18)から両者は一致する。式(17)は Johnson (1983)によって海洋熱エネルギーのポテンシャルとして提案されている。OTEC で利用できる熱源の温度範囲は、 $0^\circ\text{C} \sim 40^\circ\text{C}$ 程度であり、 $T_C/T_W$ は 0.87程度で、一般的に表層海水と深層海水の熱容量流量比  $r$  は自由に設計できることから、式(17)の仕事  $W_{rev,m}$  を最大とする  $r$  は約 0.5 となる。 $W_{rev,m}$  は理想的な可逆熱機関を利用した場合に OTEC での熱源から得られる最大の仕事、即ちエクセルギーを以下として定義する、

$$E_{x,HS} = W_{rev,m,r=0.5} = \frac{C_{HS} T_L}{2} \left\{ \left( \frac{T_L}{T_H} \right)^{-0.5} - 1 \right\}^2 = \frac{C_{HS}}{2} (\sqrt{T_W} - \sqrt{T_C})^2 \quad (19)$$

よって、エクセルギー効率  $\eta_{EX}$  は以下で定義できる、

$$\eta_{EX} = \frac{W}{E_{x,HS}} = \frac{W}{\frac{C_{HS}}{2} (\sqrt{T_{ws}} - \sqrt{T_{cs}})^2} \quad (20)$$

## 4. 考 察

### 4.1 標準熱効率の検証

図6に図1のモデルでの  $T$ - $E$  線図を示す。 $T$ - $E$  線図には、熱源から伝達された熱量と熱源の温度、熱機関の仕事の関係が示される(Bejan, 1997)。熱源が保有する熱エネルギーの一部は、熱機関により仕事  $W$  に変換され、仕事に変換されなかった熱エネルギーは熱機関外に排出される。仕事に変換されず、仮想的に系外に排出された熱エネルギーを  $Q_{HS,loss}$  とすると、

$$Q_{HS,loss} = Q_{HS} - (Q_W - Q_C) = Q_{HS} - W \tag{21}$$

排出された両熱源は、混合された熱平衡状態では温度  $T_0'$  になる、

$$T_0' = rT_{W,O} + \frac{(1-r)^2 T_C T_{W,O}}{T_{W,O} - rT_W} = T_W \left[ r \frac{T_{W,O}}{T_W} + \frac{T_C}{T_W} \frac{(1-r)^2 \frac{T_{W,O}}{T_W}}{\frac{T_{W,O}}{T_W} - r} \right] \tag{22}$$

OTEC で利用する熱源の出入口温度変化量は小さく  $(T_{W,O}/T_W) \approx 1$  であるため、式(22)は式(15)と一致することから、

$$S_{gen} = \frac{Q_{HS,loss}}{T_0} \tag{23}$$

図7に熱機関の温度差とエネルギー変換の熱効率、エントロピー生成量の関係を示す。図6から、エントロピー生成量が最小になる時に熱機関の仕事および標準熱効率が最大となることが分かる。図6から、エネルギー変換の熱効率を用いる事で、温海水、冷海水の両熱源から熱機関が変換する仕事を適切に評価できていることがわかる。また、熱機関の最大仕事とは、特定の熱機関で、外部への熱損失を最小にした状態を示すことがわかる。これまで、最大仕事とエントロピー生成量の最小値は Bejan (1996)を代表として多くの研究者が検討を行っている。しかし、最大仕事とエントロピー生成量の最小化が必ずしも一致しないという考察もあった。本検討では、エントロピー生成量の最小化は、各エネルギーが保有するエネルギーの特性およびエクセルギーを適切に表現することで、仕事の最大化と一致する一例が示された。

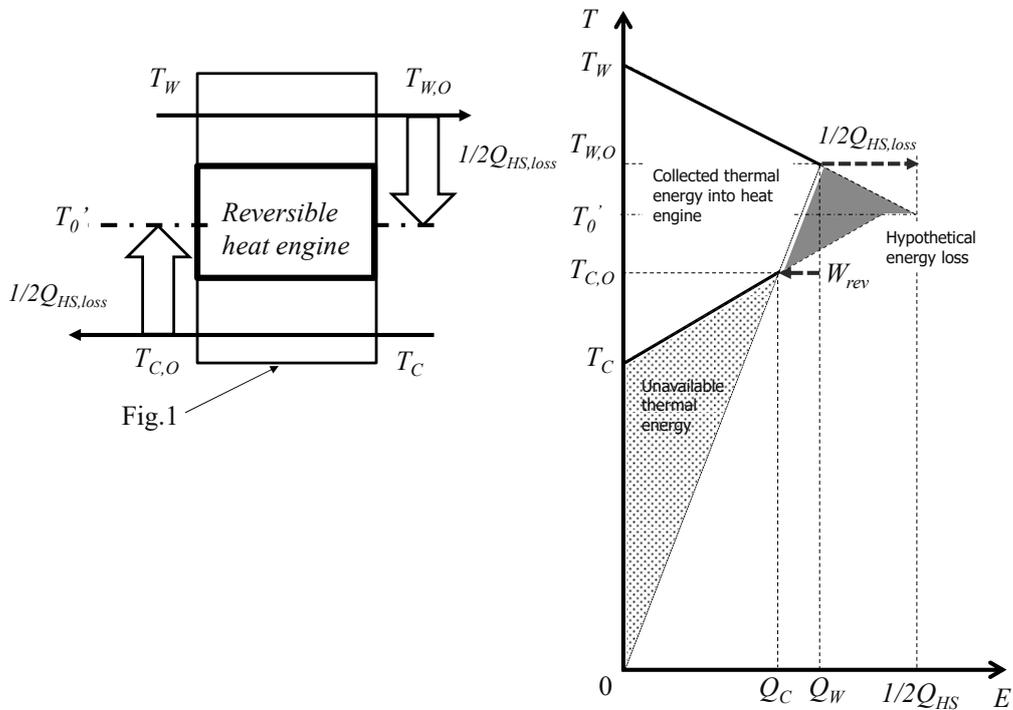


Fig.6 Schematic model of power generation system and schematic T-E diagram shown the hypothetical energy loss

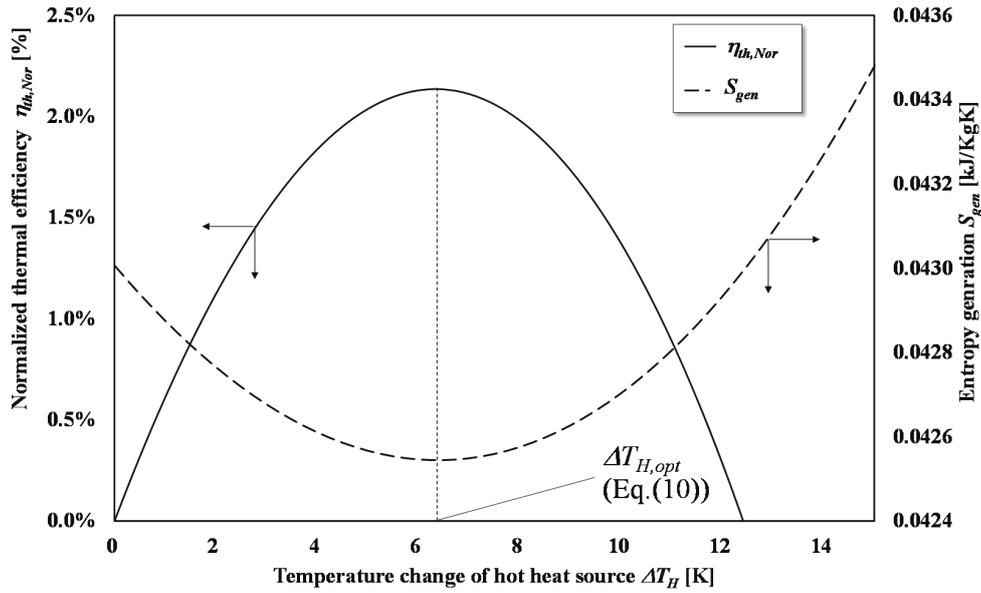


Fig.7 Relationship between the normalized thermal efficiency and the temperature change in case  $T_H=353.15$  K,  $T_L=300.15$  K,  $C_{HS}=1$  kW/K and  $r=0.5$ .

#### 4・2 エクセルギーの検証

理想的な可逆熱機関の仕事  $W_{rev,m}$  は、無限段数の多段カルノーサイクルの最大条件と考えることが出来る。図8に多段カルノー熱機関の  $T$ - $s$  線図および  $T$ - $E$  線図の概念図を示す。  $N$  段のカルノーサイクルの最大仕事  $W_{m,N}$ 、その時の蒸発器交換熱量  $Q_{W,opt,N}$  および凝縮器の交換熱量  $Q_{C,opt,N}$  はそれぞれ、

$$W_{m,N} = Q_{W,opt,N} - Q_{C,opt,N} \quad (24)$$

$$Q_{W,opt,N} = r C_{HS} \left[ T_W - \left\{ r T_W^{\frac{1}{N}} + (1-r) T_W^{\frac{1}{N(N+1)}} T_C^{\frac{1}{N+1}} \right\}^N \right] \quad (25)$$

$$Q_{C,opt,N} = (1-r) C_{HS} \left[ \left\{ (1-r) T_C^{\frac{1}{N}} + r T_C^{\frac{1}{N(N+1)}} T_W^{\frac{1}{N+1}} \right\}^N - T_C \right] \quad (26)$$

$$T_{W,opt,N} = \left\{ r T_W^{\frac{1}{N}} + (1-r) T_W^{\frac{1}{N(N+1)}} T_C^{\frac{1}{N+1}} \right\}^N \quad (27)$$

$$T_{C,opt,N} = \left\{ r T_W^{\frac{1}{N+1}} T_C^{\frac{1}{N(N+1)}} + (1-r) T_C^{\frac{1}{N}} \right\}^N \quad (28)$$

図9に多段カルノー熱機関のエクセルギー効率を示す。図9から、段数の増加とともに熱機関のエクセルギー効率は増加し、2段の時67%、3段の時75%、約20段の時に95%となる。

図10に多段カルノー熱機関の熱源出口温度(式(27)、(28))と式(18)に示す理想的熱機関の熱源出口温度を示す。図10から、多段カルノー熱機関で熱交換した熱源の出口温度は、理想的熱機関の出口温度に漸近する。このことから、式(17)の理想的熱機関の最大仕事は熱源の熱エネルギーを仕事に変換しうる最大の仕事、即ちエクセルギーであることが示される。このエクセルギーを基準としたエクセルギー効率は、熱源の保有するエクセルギーを有効に仕事に変換した割合を示す指標となる。

## 5. 結言

本研究では、従来から広く用いられている熱効率を基準に、熱効率の標準化を提案するとともに、熱源が保有する海洋熱エネルギーから理想的熱機関を用いて仕事に変換し得る有効エネルギーであるエクセルギーを新たに

定義し、そのエクセルギーを用いたエクセルギー効率を提案することで、OTECの発電システムに適切な評価手法を提案した。

- ・本検討では、温海水と冷海水の両熱源の平衡温度を基準とし、熱源が保有する熱エネルギーおよびその熱エネルギーを仕事に変換する場合のエネルギー変換熱効率を提案し、この評価指標の有効性を示した。
- ・一方、このエネルギー変換熱効率を最大化することは、任意の熱源流量で熱機関の仕事を最大化することであり、エントロピー生成量を最小化することと等価であることを示した。
- ・熱源の温度差が保有するエネルギー量およびエクセルギー量を明確にし、熱機関の最大仕事とエクセルギーの関係を明確にした。
- ・本提案によるエネルギー変換熱効率およびエクセルギー効率を用いる事で、OTEC発電システムの適切な評価や最適な設計につながる。

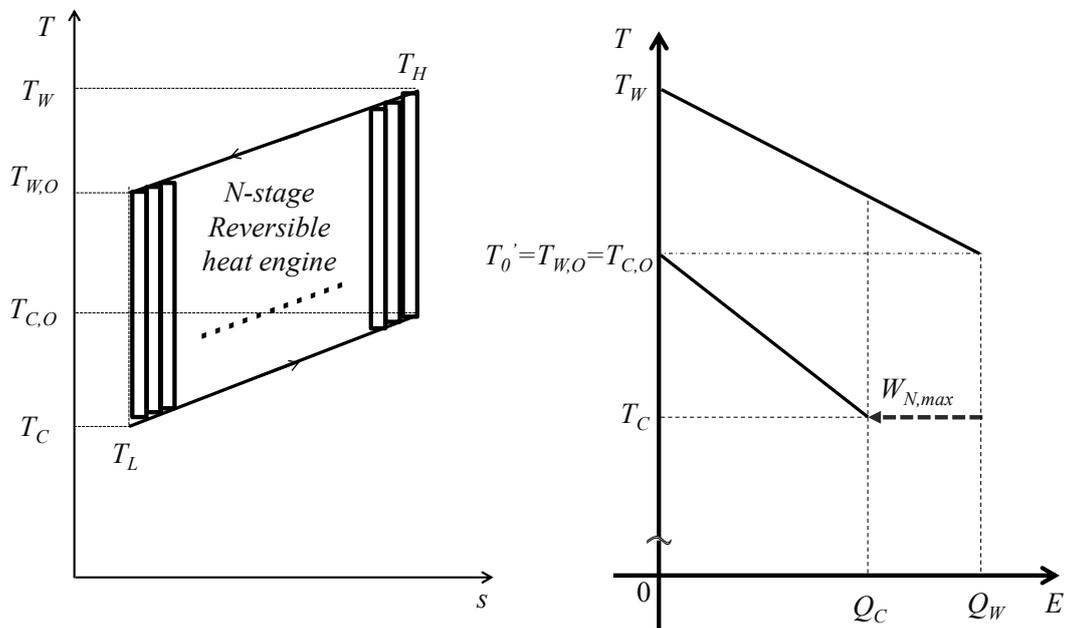


Fig.8 N-stage Carnot cycle heat engine, (a) schematic  $T-s$  diagram and (b) schematic  $T-E$  diagram.

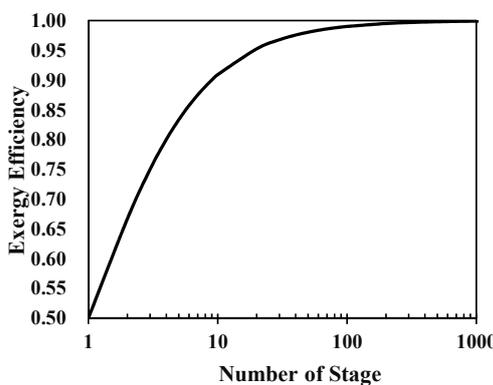


Fig.9 Exergy of staging Carnot Cycle.

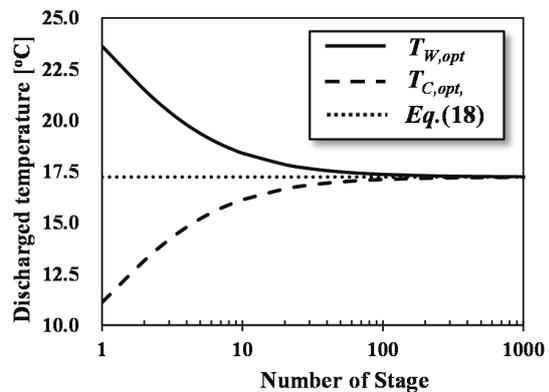


Fig.10 Heat source discharge temperature on staging Carnot cycle

## 文 献

- Takahashi, M., DOW: Deep Ocean Water as Our Next Natural Resources, Terra Scientific Publishing Company (2000)
- 沖縄県久米島町, 緑の分権改革推進事業久米島海洋深層水複合利用基本調査 調査報告書, (2011)
- 上原春男, 海洋温度差発電読本, オーム社, (1983)
- Avery, H. W. and Wu, C., Renewable Energy from the Ocean, Oxford University Press, (1994), pp.401-413
- 上原春男, 池上康之, 西田哲也, 吸収と抽気作用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, Vol.64, No.624, (1998), pp.384-389
- Morisaki, T. and Ikegami, Y., Maximum power of a multistage Rankine cycle in low-grade thermal energy conversion, Applied Thermal Eng., Vol.69, (2014), pp.78-85
- Morisaki, T. and Ikegami, Y., Evaluation of performance characteristics of multi-stage Rankine cycle based on maximum power, Proc. Int. Conf. on Power Engineering, Vol.15, (2015), 1154
- Bejan, A., Advanced Engineering Thermodynamics, Wiley, New York, (1998)
- Curzon, F. L. and Ahlborn, B., Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, American Journal of Physics, Vol. 43, (1975), pp.22-24
- Johnson, D. H., The Exergy of the Ocean Thermal Resource and Analysis of Second-low Efficiencies of Idealized Ocean Thermal Energy Conversion Power Cycles, Energy, Vol.8, (1983), pp.927-946
- Ikegami Y., and Bejan, A., On the thermodynamic optimization of power plants with heat transfer and fluid flow irreversibilities, Transaction of ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol.120, (1998), pp.139-144
- 安永健, 池上康之, 門出政則, アンモニア/水を作動流体としてシェル&プレート式熱交換器を用いた海洋温度差発電の性能評価(熱源の温度および流量の影響), 日本機械学会論文集, B 編, Vol.74, No.738, (2008), pp.445-452
- Ohman, H., and Lundqvist, P., Theory and method for analysis of low temperature driven power cycles, Applied Thermal Engineering, Vol.37, (2012), pp.44-50
- Ohman, H., and Lundqvist, P., Comparison and analysis of performance using Low Temperature Power Cycles, Applied Thermal Engineering, Vol.52 (2013), pp.160-169
- Sinama, F., Martins, M., Journoud, A., Marc, O. and Lucas, F., Thermodynamic analysis and optimization of a 10 MW OTEC Rankine cycle in Reunion Island with the equivalent Gibbs system method and generic optimization program *GenOpt*, Applied Ocean Research, Vol.53, (2015), pp.54-66
- Yoon, J., Seol, S., Son, C., Jung, S., Kim, Y., Lee, H., Kim, H., Moon, J., Analysis of the high-efficiency EP-OTEC cycle using R152a, Renewable Energy, Vol.105, (2017), pp. 366-373
- Bejan, A., Models of power plants that generate minimum entropy while operating at maximum power, American Journal of Physics, Vol. 64, No. 8, (1996), pp.1054-1059
- Salamon, P., Hoffmann, K. H., Schubert, S., Berry, R. S. and Anderson, B., What conditions make minimum entropy production equivalent to maximum power production, Journal of Non-Equilibrium Thermodynamics, Vol. 26, (2001), pp.73-83
- Bejan, A., Graphic Techniques for Teaching Engineering Thermodynamics, Mechanical Engineering News, (1997), pp.26-28
- Bejan, A., *Entropy generation minimization*, (CRC, Boca Raton, FL, 1996)