OTEC の有効熱エネルギーに関する研究

安永 健^{*1}, 森崎 敬史^{*1}, 池上 康之^{*1}

Study of available thermal energy on OTEC

Takeshi YASUNAGA^{*1}, Takafumi MORISAKI^{*1} and Yasuyuki IKEGAMI^{*1}^{*1} Institute of Ocean Energy, Saga University
1 honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502, Japan

Received: 4 September 2017; Revised: 2 December 2017; Accepted: 26 December 2017

Abstract

Thermal efficiency is commonly applied in the power plants for the purpose of evaluating heat engines. However, the maximization of the thermal efficiency does not lead the maximization of the available power output from ocean thermal energy conversion (OTEC), which converts the finite thermal energy stored between different temperature seawaters into work. The maximum work efficiency based on the theoretical maximum work from the ideal heat engine has been identified for evaluation; however, the implication in the available thermal energy has not yet been substantially identified. This paper theoretically reveals the available thermal energy from the ocean thermal gradient and the effective energy, which is known as the exergy, using the reference of the equilibrium temperature as the dead state. By employing the finite-time thermodynamics, the available energy and the exergy calculation methods for OTEC are obtained. For the evaluation of the systems, the normalized thermal efficiency is proposed instead of the conventional thermal efficiency and the exergy efficiency for OTEC is proposed as well. The results indicated that increases in the normalized thermal efficiency increase the power output from the OTEC system and the maximum normalized thermal efficiency conditions correspond to the maximum power output heat balance. They also showed the effectiveness of the proposed exergy for OTEC derived by entropy generation minimization.

Keywords : OTEC, Finite-time thermodynamics, Normalized thermal efficiency, Exergy efficiency, Entropy generation minimization, Maximum power output

1. 緒 言

海洋温度差発電 (Ocean Thermal Energy Conversion, OTEC) は、表層海水と海洋深層水を熱源として利用して、その温度差(約 15~25℃)である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。発電では、熱源間の温度差が非常に小さいことから、エネルギー変換効率が原理的に低い。発電には大量の表層海水と海洋深層水を利用することから、取水した海水の淡水化や海洋深層水を他の産業に用いる複合的な利用が検討されている。

クローズドサイクルを用いた OTEC 発電システムは、海洋の熱エネルギーを熱交換器で熱機関に伝達し、熱機関が熱エネルギーを仕事に変換する。熱交換器では、海洋の熱エネルギーを伝達する際に、海水側の圧力損失が生じる。この圧力損失が大きい場合、海水取水ポンプ動力がタービンで得られる仕事に対して無視できない場合もある(安永, 2008)。海水の温度は、熱交換と共に変化することから、熱機関内の作動流体の蒸発および凝縮の温度差である熱機関の有効温度差は、熱源間の温度差よりも更に小さい。熱交換による熱源の温度変化量の増加は、熱機関の有効温度差の低下に繋がることから、非共沸混合媒体や多段熱機関を用いることで、熱機関の有効温度差を向上させる検討が行われている(上原他, 1998, Morisaki and Ikegami, 2014)。

OTEC の熱機関からより多くの仕事を得るためには、熱機関への投入熱エネルギーの増加とともに熱機関の有

No.17-00398 [DOI:10.1299/transjsme.17-00398], J-STAGE Advance Publication date : 15 January, 2018

本論文は、第22回動力・エネルギー技術シンポジウム 講演論文集(2017), No.E124の掲載内容に基づいた論文である。

^{*1} 正員, 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)

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

効温度差の向上が必要であり、熱機関で得られる仕事量は両者のバランスによって決定される。Wu (1987)は、熱交換による熱源の温度変化が無視できる場合について、熱交換器での熱交換が有限時間であることを考慮し、熱機関の仕事と熱交換器の性能の関係を理論的に示した。Ikegami and Bejan (1998)は OTEC へ理想的熱交換器を用いた場合の熱機関の仕事の最大値および海水を取水するポンプ動力を考慮した場合の発電システムの熱効率を理論的に示した。Lee and Kim (1992)は、有限な熱源を用いた発電システムについて、ローレンツサイクルを適用した場合の熱機関の仕事がカルノーサイクルの熱機関の仕事の 2 倍になることを理論的に示した。これらの研究では、OTEC に可逆熱機関を適用した場合、熱機関の仕事が最大になる条件では、熱効率は表層海水と海洋深層水の熱源温度の比のみの関数となることを示している。即ち、OTEC の発電システムでは、熱機関の仕事が最大となる条件は、熱機関の熱効率が最大となる条件と定性的に一致しないことを示し、従来の熱効率では、OTEC の発電システムを評価できないことを示している。しかし、従来の熱効率が OTEC の性能評価手法の唯一の有効な評価指標として踏襲されている(Sinama et al., 2015 and Yoon et al., 2017)。

従来の熱効率に代わる熱力学の第二法則を用いた性能評価手法として、池上, 安永(2008)や Morisaki and Ikegami (2014)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、OTEC による発電システムの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。Johnson (1983)は、OTEC のエクセルギー解析を行い、熱源のエネルギーおよび様々な熱機関のエクセルギー効率について理論的に示した。一方、熱源のエクセルギーについては理論式の物理的意味が十分明らかにされていない。一方、安永他(2015)は単段のカルノーサイクルを用いた場合の最大仕事と熱機関のエクセルギーの関係を検討しているが、ローレンツサイクルや多段可逆熱機関のような理想的熱機関を考慮した場合については報告されていない。Sinama et al. (2015)は、OTEC のエクセルギー解析を行い、ランキンサイクルにおいて、エクセルギー消失割合を検討している。しかし、そのエクセルギーは熱機関の低温側動作温度を環境温度として用いているため、特定の条件による評価となり、一般的な性能評価が困難である。

以上から、OTEC の発電システムにおいては、熱機関の仕事が最大となる条件と熱効率が最大となる条件が定性的に一致しないことが明らかであるが、従来の熱効率に代わる性能評価指標が示されていない。一方、熱機関のエネルギー変換効率を適切に示す性能評価指標がなければ、適切な発電システムの性能評価および開発が困難である。そこで、本論文では、表層海水と海洋深層水の熱平衡状態を環境温度として定義し、海水が保有する熱エネルギーおよびエクセルギーを明確にする。これらの明確にしたエネルギーを用いて、OTEC の発電システムのための評価手法として、熱効率およびエクセルギー効率の新たな評価手法を提案する。

2. 熱効率によるシステム評価の有効性

図 1, 図 2 に有限な表層海水、海洋深層水を用いて、断熱された系内の可逆熱機関にて熱源から利用可能な熱量を仕事に変換するシステムの概念図および T - s 線図をそれぞれ示す。ここで、熱源と熱機関は理想的な熱交換器を用いて熱交換すると仮定し、熱源出口と熱機関の蒸発、凝縮温度は一致すると仮定する。OTEC では、表層海水および海洋深層水の一部を取水し熱機関と熱交換する。海水の温度は、熱交換に伴い温度変化することから、熱機関の有効温度差は、熱源間の温度差よりも更に小さくなる。ここで、熱機関の仕事 W は、

$$W = Q_w - Q_c \quad (1)$$

$$Q_w = r C_{HS} (T_w - T_{w,o}) \quad (2)$$

$$Q_c = (1 - r) C_{HS} (T_{c,o} - T_c) \quad (3)$$

ここで、 $Q_w[W]$ は表層海水の交換熱量、 $Q_c[W]$ は海洋深層水の交換熱量、 $C_{HS}[W/K]$ は表層海水と海洋深層水のそれぞれの熱容量流量 C_w , $C_c[W/K]$ の総熱容量流量($C_{HS}=C_w+C_c$)であり、熱容量流量は質量流量と比熱の積である。 r は総熱容量流量に占める表層海水の熱容量流量の割合($r=C_w/C_{HS}$)、 T は温度であり、添え字の w , w,o , c , c,o はそれぞれ表層海水、表層海水出口、海洋深層水、海洋深層水出口を示す。

熱効率 η_{th} は次式で表される、

$$\eta_{th} = \frac{W}{Q_W} \quad (4)$$

理想的熱交換器および可逆熱機関を用いると,

$$T_H = T_{W,o}, \quad T_L = T_{C,o} \quad (5)$$

$$\oint ds = \frac{Q_W}{T_H} - \frac{Q_C}{T_L} = 0 \quad (6)$$

式(1)~(6)から, 仕事 W は $T_{W,o}$ または $T_{C,o}$ の関数となり, $\partial W / \partial T_{W,o}$ または $\partial W / \partial T_{C,o}$ によって, 仕事の最大値 W_m およびその時の熱機関の熱効率 $\eta_{th,CA}$ は次式で示される,

$$W_m = r(1-r)C_{HS}(\sqrt{T_W} - \sqrt{T_C})^2 \quad (7)$$

$$\eta_{th,CA} = 1 - \sqrt{\frac{T_C}{T_W}} \quad (8)$$

式(7)は Ikegami and Bejan (1998)によって提案され, 式(8)は Nikov (1958)や Curzon-Ahlborn (1975)らによって提案され, Curzon-Ahlborn の式として知られている. Won-Yong and Sang-Soo (1992)や Morisaki and Ikegami (2014)はそれぞれローレンツサイクルや多段カルノーサイクルにおいても, 熱機関の仕事が最大となる場合, 熱効率は式(8)と一致することを示している. これらの検討から, 可逆熱機関の仕事が最大になる時の熱効率は, 熱源温度のみで決定される. 一方, 熱機関の熱効率の最大値は, 熱源の流量が無限に大きい場合, 熱機関の有効温度差は, 熱源の温度差と一致するため,

$$\eta_{th,m} = 1 - \frac{T_C}{T_W} \quad (9)$$

式(8)と式(9)から, 熱効率の最大条件と熱機関の仕事の最大条件が異なることから, 従来の熱効率では発電システムの性能を評価できないことが明らかである. 式(4)の熱効率では, 熱源から投入されたエネルギーとして, 表層海水の交換熱量 Q_W が仕事 W に変換された割合を示す. 式(1)~(6)から, Q_W と W は従属関係にあることから, 発電システムを評価する熱効率は, 仕事 W と独立した関係である熱エネルギーを用いる必要がある.

Fig.1 Concept of OTEC using a reversible heat engine.

Fig.2 Conceptual $T - s$ diagram.

3. 利用可能な海洋熱エネルギーとその変換効率

3・1 海洋が保有する熱エネルギー

表層海水および海洋深層水の温度差から利用可能な熱エネルギー Q_{HS} は、表層海水と海洋深層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交換熱量を示し、

$$Q_{HS} = C_W(T_W - T_0) + C_C(T_0 - T_C) \quad (10)$$

図3に海洋の表層海水と深層海水の温度と保有するエネルギーの関係を T - E 線図に示す。図3から、 T_0 は両熱源が平衡になる温度であるため、

$$T_0 = rT_W + (1-r)T_C \quad (11)$$

$$Q_{HS} = 2r(1-r)C_{HS}(T_W - T_C) \quad (12)$$

式(11)から、平衡温度 T_0 は両熱源の熱容量流量比 r によって決まり、式(12)から、保有する熱エネルギー量は、任意の熱源の熱容量の総量において $r=0.5$ の時、即ち熱源の流量比が等しい場合が最も大きくなる。

3・2 熱効率の標準化

OTECでは熱機関へ熱源である海水から集約した投入熱量と熱機関の有効温度が従属関係にある。発電システムの評価としての熱効率は熱エネルギーから仕事に変換する割合であるが、熱平衡となる温度までの熱交換を考えた場合、海洋の熱エネルギーは式(12)となる。ここで、熱機関への投入熱量と独立した関係である海水の熱エネルギー Q_{HS} を用いて、OTECの標準熱効率として次式を定義する、

$$\eta_{th,nor} = \frac{W}{Q_{HS}} = \frac{W}{2r(1-r)C_{HS}(T_W - T_C)} \quad (13)$$

図4に図2の場合の式(4)、(13)でそれぞれ定義される熱効率 η_{th} 、標準熱効率 $\eta_{th,nor}$ 、理想的な熱機関の仕事 W_{rev} と表層海水の熱交換による出入口温度変化量 ΔT_W の関係を一点鎖線、実線、破線でそれぞれ示す。図4から、 η_{th} は ΔT_W の増加と共に単調に低下する。一方、 $\eta_{th,nor}$ および W_{rev} は ΔT_W に対して放物曲線となるため、特定の出入口温度差で最大となる。よって、熱効率 η_{th} の増加が熱機関の仕事は定性的に一致しないのに対し、標準熱効率 $\eta_{th,nor}$ は熱機関の仕事 W と定性的に一致する。標準熱効率 $\eta_{th,nor}$ は取水した海水から得られる海洋熱エネルギーを基準としているため、熱源の温度、流量が一定であれば熱機関の仕事のみに依存するためである。図4から、OTECの性能を示す指標として、従来の熱効率 η_{th} ではなく、標準熱効率 $\eta_{th,nor}$ を用いることで、標準熱効率の向上が仕

Fig. 3 Conceptual T - E diagram of heat source in finite-temperature and finite-capacity reservoir.

事の向上と定性的に一致する。よって、標準熱効率を用いることで発電システムの性能が評価でき、標準熱効率の向上は発電システムの仕事の増加につながる。

4. 海洋熱のエクセルギー

4・1 既往のエクセルギー

エクセルギー E_x は熱源が保有するエンタルピー差とエントロピー生成量から算出される、

$$E_x = \Delta H - T_0 \Delta S = (H - H_0) - T_0(S - S_0) \quad (14)$$

ここで、 $H[\text{W}]$ はエンタルピー、 $S[\text{W/K}]$ はエントロピーを示し、添え字の0は環境温度(基準温度)の状態を示し、一般的に、大気温度の状態が用いられる。OTECでは、表層海水の温熱と海洋深層水の冷熱の両方を利用するため、

$$E_{x,HS} = (\Delta H - T_0 \Delta S)_W + (\Delta H - T_0 \Delta S)_C = Q_{HS} - C_{HS} \left[r T_{0,W} \int_{T_{0,W}}^{T_W} \frac{dT}{T} + (1-r) T_{0,C} \int_{T_C}^{T_{0,C}} \frac{dT}{T} \right] \quad (15)$$

Johnson(1983)は、熱源が平衡温度となる式(11)の温度 T_0 を用いて、 $r=1/2$ の時に有効エネルギーが最大になるとして、式(9)で定義される熱効率の最大値 $\eta_{th,m}$ を用いて、OTECのエクセルギーを近似的に次式で定義している、

$$E_{x,Johnson} = \frac{C_{HS} T_W}{8} \eta_{th,m}^2 = \frac{C_{HS} T_W}{8} \left(1 - \frac{T_C}{T_W} \right)^2 \quad (16)$$

4・2 エントロピー生成量の最小化

海洋熱のエクセルギーについて、熱交換過程でのエントロピー生成量を検討する。理想的な可逆熱機関を用いた場合、熱源との熱交換時のエントロピー生成量を最小化することは得られる仕事を最大化することと等価である(Bejan, 1996a)。熱源である海水との熱交換過程でのエントロピー生成量 $S_{gen,HE}$ は次式で表される、

$$\begin{aligned} S_{gen,HE} &= \Delta S_{w,\Delta T} + \Delta S_{c,\Delta T} + \Delta S_{w,\Delta P} + \Delta S_{c,\Delta P} \\ &= r C_{HS} \ln \frac{T_W}{T_{W,O}} + (1-r) C_c \ln \frac{T_{C,O}}{T_C} + \Delta S_{w,\Delta P} + \Delta S_{c,\Delta P} \end{aligned} \quad (17)$$

Fig.4 The conventional thermal efficiency η_{th} , the normalized thermal efficiency $\eta_{th,nor}$ and the work from reversible heat engine W_{rev} as function of the surface warm seawater temperature change ΔT_W .

ここで、式(17)の右辺第一項、第二項は温度変化に伴う不可逆損失、第三項、第四項は熱交換過程での流動に伴う不可逆損失を示す。ここで、理想的熱機関を用いた場合の最大仕事を検討するため、流動に伴う不可逆損失は無視し、等圧変化と仮定すると、

$$rC_{HS}\ln\frac{T_W}{T_{W,O}} + (1-r)C_{HS}\ln\frac{T_{C,O}}{T_C} = 0 \quad (18)$$

$$T_{C,O} = T_C \left(\frac{T_{W,O}}{T_W} \right)^{-\frac{r}{1-r}} \quad (19)$$

式(1), (3), (4)および式(19)から、仕事 W は $T_{W,O}$ の関数となるため、 $\partial W / \partial T_{W,O}$ によって、仕事の最大値 $W_{rev,m}$ はおよびその時の表層海水出口温度 $T_{W,O,opt}$ は、

$$W_{rev,m} = C_{HS}T_W \left[r + (1-r) \left(\frac{T_C}{T_W} \right) - \left(\frac{T_C}{T_W} \right)^{1-r} \right] \quad (20)$$

$$T_{W,O,opt} = T_{C,O,opt} = T_W \left(\frac{T_C}{T_W} \right)^{1-r} \quad (21)$$

図5に式(14)を用いて $T_{0,C}=T_C$, T_0 と $T_{0,W}$ を 15°C (Case-1)と 20°C (Case-2)とした場合、 $T_{0,W}$, T_0 を式(21)で得られた $T_{W,O,opt}$, $T_{0,C}=T_C$ とした場合(Case-3)のエクセルギー $E_{x,HS}$ と熱容量流量比 r の関係を赤、青、黒の実線で、式(20)の熱機関の最大仕事 $W_{rev,max}$ と熱容量流量比 r の関係を赤破線で、また参考として式(16)で定義されているエクセルギーを青一点鎖線でそれぞれ示す。

図5から、環境温度の基準値によって、 $E_{x,HS}$ の値および傾向は大きく異なり、Case-1, Case-2 はそれぞれ r に対する一次関数になるのに対し、Case-3 では、 $E_{x,HS}$ は $r=0.5$ 付近で最大となる凸関数である。図5から、OTEC の温度域では Case-3 と式(20)はほぼ一致する。 $r>0.5$ の領域では、式(20)は Case-3 よりも僅かに大きな値となっている。

5. OTEC の評価手法

5・1 熱機関の最大仕事とエントロピー生成量の関係

2つの有限温度、有限量の熱源から熱機関を用いて熱を仕事に変換する場合、熱機関外に排出する排熱エネルギーは仮想的な損失であり(図6), その熱量を Q_{loss} とすると発電システム全体のエントロピー生成量 S_{gen} とは(Bejan, 1996b, Salamon et al., 2001),

$$S_{gen} = \frac{Q_W + Q_C + Q_{loss,W} + Q_{loss,C}}{T_0} \quad (22)$$

図7に式(7)の等温変化の可逆熱機関の仕事 W_m と式(20)で示される理想的な可逆熱機関の仕事 $W_{rev,m}$ および両熱機関を用いた場合の式(22)で示される発電システムのエントロピー生成量 $S_{gen,rev}$, $S_{gen,m}$ をそれぞれ示す。図7から、発電システム全体のエントロピー生成量が最小になる表層海水の温度変化量において、各熱機関の仕事が最大となっている。これは、各熱機関の最大仕事とその熱機関を用いた発電システムのエントロピー生成量を最小にした場合であることを示しており、熱機関によって異なることがわかる。池上, 安永(2008)や Morisaki and Ikegami (2014a, 2015b)は、可逆熱機関の最大仕事に対する熱機関の仕事を最大仕事効率として提案しており、同評価手法は、用いた熱機関における内部の損失を定量的に示すものである。この熱機関の最大仕事について、理想的な熱機関を用いる場合、この最大仕事はエクセルギーと一致する。

図8に式(20)で示される熱機関の最大仕事 $W_{rev,m}$ を最大にする最適熱容量流量比 r_{opt} とその時の最大仕事 $W_{rev,m,m}$ と熱源間の温度差 ΔT_{HS} の関係を示す。図8から、 ΔT_{HS} が $10\sim 25\text{ K}$ の場合、 r_{opt} は $0.501\sim 0.504$ である。

一般に OTEC では両熱源の取水流量比に制約がないため、式(20)において $r=0.5$ の場合を OTEC のエクセルギー $E_{x,OTEC}$ と定義すると、 $E_{x,OTEC}$ とエクセルギー効率 η_{Ex} は、

$$E_{x,OTEC} \equiv W_{rev,max,r=0.5} = \frac{C_{HS}}{2} (\sqrt{T_W} - \sqrt{T_C})^2 = \frac{C_{HS}}{2} T_W \left(1 - \sqrt{\frac{T_C}{T_W}}\right)^2 \quad (23)$$

$$\eta_{Ex} = \frac{W}{E_{x,OTEC}} = \frac{W}{\frac{C_{HS}}{2} (\sqrt{T_W} - \sqrt{T_C})^2} \quad (24)$$

Fig. 5 Comparison of the heat source exergy $E_{x,HS}$ and maximum work $W_{rev,m}$ in case $T_W=303.15$ K, $T_C=278.15$ K and $C_{HS}=1$ kW/K.

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

式(16)および式(23)の比較から, Johnson(1983)のエクセルギーの定義は, $\eta_{th,m} \cong 1/2\eta_{th,CA}$ と近似したものとなっており, 図 5 におけるその差異は $r=0.5$ 付近で大きくなっている. よって, 式(23)を用いることで, より正確に OTEC のエクセルギーを算出することができる.

5・2 OTEC の性能評価手法

表 1 に OTEC の性能評価手法を纏めて示す. 従来の熱効率では, 熱機関の仕事が最大となる条件と熱効率が最大となる条件が異なることから, 熱効率の向上が発電システムの高性能化に直結していなかった. 表 1 に示した OTEC の標準熱効率およびエクセルギー効率を用いることで, OTEC の発電システムの性能評価が可能となり, これらの性能評価指標を向上させることは発電システムの出力向上に繋がる. これらの OTEC の標準熱効率およびエクセルギー効率は従来の熱効率同様に容易に算出が可能である. なお, OTEC の場合, 取水ポンプ動力などの所内動力がタービン出力に対して無視できないため(安永他, 2008), OTEC 発電システムの性能評価においては, 表 1 内の仕事 W は海水の取水ポンプなどの所内動力を考慮した正味出力を用いる.

6. 結 言

OTEC において取水した表層と深層の海水の温度が平衡となる温度を基準とした海洋熱エネルギーとその熱エネルギーの中で仕事に変換可能なエネルギー量であるエクセルギーを理論的に示した. この海洋熱エネルギーとエクセルギーを用い, OTEC の発電システムの標準熱効率およびエクセルギー効率として, 表 1 に示す新しい算出手法を提案した. これらの評価手法を用いることで, OTEC 特有の発電システムの性能を評価することが可能となる. 今後, OTEC 発電システムの開発において, これらの性能評価指数の数値を向上させることが発電システムのエネルギー変換効率の向上に繋がる.

Fig.7 Relationship between the work output W , entropy generation S_{gen} and the temperature change of surface warm seawater by heat exchange in case $T_w=303.15$ K, $T_c=278.15$ K, $C_{HS}=1$ kW/K and $r=0.5$. The open circles show the maximum points and closed circles show the minimum points.

Fig. 8 The maximized maximum work of irreversible heat engine $W_{rev,m,m}$ and the optimum surface warm seawater heat capacity flow rate ratio r_{opt} as function of heat source temperature difference $\Delta T_{HS} (= T_W - T_C)$ in case $T_W = 303.15$ K and $C_{HS} = 1$ kW/K.

Table 1 Performance evaluation method for OTEC.

Item	Evaluation formula
Available thermal energy	$2r(1-r)C_{HS}(T_W - T_C)$
Normalized thermal efficiency	$\frac{W}{2r(1-r)C_{HS}(T_W - T_C)}$
Exergy	$\frac{C_{HS}}{2}(\sqrt{T_W} - \sqrt{T_C})^2$
Exergy efficiency	$\frac{W}{\frac{C_{HS}}{2}(\sqrt{T_W} - \sqrt{T_C})^2}$

文 献

- Bejan, A., Entropy generation minimization: the new thermodynamics of finite-size devices and finite-time process, Journal of Applied Physics, Vol.79, No.3 (1996a), pp.1191-1281.
- Bejan, A., Models of power plants that generate minimum entropy while operating at maximum power, American Journal of Physics, Vol. 64, No. 8 (1996b), pp.1054-1059.
- Curzon, F. L. and Ahlborn, B., Efficiency of a Carnot engine at maximum power output, America Journal of Physics, Vol. 43 (1975), pp.22-24.
- Ikegami, Y. and Bejan, A., On the thermodynamic optimization of power plants with heat transfer and fluid flow irreversibilities, Transaction ASME, Journal of Solar Energy Engineering, Vol.120, No.2 (1998), pp.134-144.
- 池上康之, 安永健, 低温度エネルギーを利用した再生エネルギー再生可能システムの評価, 第 13 回動力・エネルギーシンポジウム講演論文集 (2008), pp.183-184.

- Johnson, D. H., The exergy of the ocean thermal resource and analysis of second-law efficiencies of idealized ocean thermal energy conversion power cycles, *Energy*, Vol.8 (1983), pp.927–946.
- Lee, W. and Kim, S., The maximum power from a finite reservoir for a Lorentz cycle, *Energy*, Vol.17, No.3 (1992), pp.275–281.
- Morisaki, T. and Ikegami, Y., Maximum power of a multistage Rankine cycle in low-grade thermal energy conversion, *Applied Thermal Engineering* Vol.69 (2014), pp.78–85.
- Novikov, I. I., The efficiency of atomic power stations, *Nuclear Energy II*, Vol.7 (1958), pp.125–128; Translated by Pugh, S. F. from *Atomnaya Energiya*, Vol.3, No.11 (1957), p.409.
- 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.
- 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.
- 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.
- Wu, C., A performance bound for real OTEC heat engines, *Ocean Engineering*, Vol.14, No.4 (1987), pp. 349–354.
- 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.783 (2008), pp.445–452.
- 安永健, 森崎敬史, 池上康之, 低温度差発電のエクセルギーと熱機関の最大出力を用いた評価方法の検討, *日本機械学会熱工学コンファレンス 2015 講演論文集* (2015), C134.
- Yoon, J., Seol, S., Son, C., Jung, S., Kim, Y., Lee, H., Kim, H. and Moon, J., Analysis of the high-efficiency EP-OTEC cycle using R152a, *Renewable Energy*, Vol.105 (2017), pp.366–373.

References

- Bejan, A., Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time process, *Journal of Applied Physics*, Vol.79, No.3 (1996a), pp.1191–1281.
- Bejan, A., Models of power plants that generate minimum entropy while operating at maximum power, *American Journal of Physics*, Vol. 64, No. 8 (1996b), pp.1054–1059.
- 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.
- Ikegami, Y. and Bejan, A., On the thermodynamic optimization of power plants with heat transfer and fluid flow irreversibilities, *Transaction ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, Vol.120, No.2 (1998), pp.134–144.
- Ikegami, Y. and Yasunaga, T., Evaluation for renewable energy generation system using low-grade thermal energy conversion (LTEC), *Proceedings of 13th Japan Society Mechanical Engineers Power and Energy System Symposium* (2008), pp.183–184.
- Johnson, D. H., The Exergy of the ocean thermal resource and analysis of second-law efficiencies of idealized ocean thermal energy conversion power cycles, *Energy*, Vol.8 (1983), pp.927–946.
- Lee, W. and Kim, S., The maximum power from a finite reservoir for a Lorentz cycle, *Energy*, Vol. 17, No.3 (1992), pp.275–281.
- Morisaki, T. and Ikegami, Y., Maximum power of a multistage Rankine cycle in low-grade thermal energy conversion, *Applied Thermal Engineering*, Vol.69 (2014), pp.78–85.
- Novikov, I. I., The efficiency of atomic power stations, *Nuclear Energy II*, Vol.7 (1958), pp.125–128; Translated by Pugh, S. F. from *Atomnaya Energiya*, Vol.3, No.11 (1957), p.409.
- 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.

- 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.
- Uehara, H., Ikegami, Y. and Nishida, T., Performance analysis of OTEC using a cycle with absorption and extraction process, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.64, No.624 (1998), pp.384–389 (in Japanese).
- Wu, C., A Performance bound for real OTEC heat engines, *Ocean Engineering*, Vol.14, No.4 (1987), pp.349-354.
- Yasunaga, T., Ikegami, Y. and Monde, M., Performance test of OTEC with ammonia/water as working fluid using shell and plate heat exchangers: Effect of heat source temperature and flow rate, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol.74, No.783 (2008), pp.445–452 (in Japanese).
- Yasunaga, T., Morisaki, T. and Ikegami, Y., Study of evaluation method for low-grade thermal energy conversion using exergy and maximum work of heat engine, *Proceedings of Thermal Engineering Conference 2015* (2015), C134.
- Yoon, J., Seol, S., Son, C., Jung, S., Kim, Y., Lee, H., Kim, H. and Moon, J., Analysis of the high-efficiency EP-OTEC cycle using R152a, *Renewable Energy*, Vol.105 (2017), pp.366-373.