

熱力学的視点からの海洋温度差発電向け熱交換器の 性能評価手法の提案

宮崎 彬^{*1}, 安永 健^{*2}, Kevin Fontaine^{*1}, 池上 康之^{*2}

Proposal of Performance Evaluation Method of Heat Exchanger for Ocean Thermal Energy Conversion Based on Thermodynamics Perspective

Akira MIYAZAKI^{*1}, Takeshi YASUNAGA^{*2}, Kevin Fontaine^{*1} and Yasuyuki IKEGAMI^{*2}

^{*1}Graduate School of Science and Engineering, Saga University, 1 Honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502

^{*2}Institution of Ocean Energy, Saga University, 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-8502

Abstract

Ocean thermal energy conversion (OTEC) is a system to convert the thermal energy stored as the vertical temperature gradient in the ocean into the electricity. Due to the low available temperature difference for heat engines, heat exchangers are the key component to maximize the available work in heat engine. In general, the performance of heat exchanger is individually evaluated as the heat transfer performance and the pressure drop, and the relation of the performance and the effectiveness for achieving the net power has not been clarified yet. This research proposes the comprehensive heat exchanger performance index based on finite-time thermodynamics for designs and developments in plate heat exchangers. The proposed performance evaluation index is applied to existing plate heat exchangers, and the sensitivities of the index to the heat source temperature is confirmed.

Key words : OTEC, Finite-time Thermodynamics, Plate Heat Exchanger, Entropy Generation Minimization

1. 緒 言

海洋温度差発電 (Ocean thermal energy conversion, OTEC) は、30°C 程度の表層海水と 5-10°C 程度の海洋深層水を利用し、その温度差である顕熱の熱エネルギーを熱機関で仕事に変換する発電システムである。既往の火力・原子力発電などの外燃機関の場合、タービン入口の蒸気温度は、燃焼熱から蒸気を得るボイラ等の材料の耐熱温度によって上限が決まるが、OTEC のタービン入口温度は単位海水流量から得られる熱機関の仕事量を最大とする最適条件があり、熱機関から得られる出力は、この熱機関が利用可能な温度差と熱源から得られる熱量のバランスによって決定される。そのため、発電出力が最大となる最適な熱バランスを考慮した設計が非常に重要である (Ikegami, et al., 2018 and Yasunaga and Ikegami, 2020)。近年、Finite-time Thermodynamics (FTT) の概念を基に、両海水の平衡温度を基準とした熱力学モデルを構築し、海洋の有効熱エネルギーを用いて熱機関のエネルギー変換効率を評価する標準熱効率やエクセルギー効率などの性能評価手法が提案されている (安永他, 2018, 安永, 池上, 2020 and Yasunaga, et al, 2021)。OTEC 発電システムは海水と熱機関が熱交換器で熱エネルギーを伝達するため、熱交換器の性能は発電量に大きな影響を与える。一般的に熱交換器の性能は、単体の伝熱、圧力損失として評価するが、OTEC の発電システムに適した熱交換器の選定手法や総合的な評価手法は確立していない。Yasunaga, et al., (2018) や Fontaine, et al., (2019) は OTEC の発電システムだけでなく、熱交換器の性能評価に FTT を適用し、発電システム全体のエネルギーバランスを考慮した熱力学的観点から、熱交換器の性能を示す指標を提案した (Yasunaga, et al., 2018 and Fontaine, et al., 2019)。しかし、それらの研究では、熱交換時の圧力損失は、海水側のみを考慮しており、作動流体側の圧力損失は性能評価に考慮されず無視しているが、作動流体側の圧力損失は熱機関の有効な温度差を低下させることから、OTEC のように有効温度差が小さい発電システムではその影響は少なくない。また、それらの伝熱、圧力損失を考慮した総合的な性能を評価する性能評価指標は提案されていない。

原稿受付 2021 年 10 月 15 日

^{*1} 佐賀大学大学院理工学研究科 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町 1)

^{*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)

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

そのため、本研究では、FTT を基に熱交換器の性能と OTEC の正味出力の関係を整理し、従来の海水側の圧力損失だけでなく、熱機関の不可逆損失を考慮することで、作動流体側の圧力損失を考慮した熱交換器の性能を評価する指標を提案する。

2. 熱交換器の性能評価指標

図 1 に OTEC システムに用いる熱機関の概念図を示す。OTEC では、温度 T_{WS} の表層温海水から熱機関へ熱量 Q_{WS} が伝達され、熱機関は熱エネルギーを仕事 W に変換し、熱機関から温度 T_{CS} の深層冷海水へ熱量 Q_{CS} を伝達する。熱力学第一法則より、

$$W = Q_{WS} - Q_{CS} \quad (1)$$

ここで、海水と熱機関が授受する熱量は各熱交換器の熱量と等しく、

$$Q_{WS} = C_{WS}(T_{WS} - T_{WS,O}) = (UA\Delta T_m)_E \quad (2)$$

$$Q_{CS} = C_{CS}(T_{CS,O} - T_{CS}) = (UA\Delta T_m)_C \quad (3)$$

ここで、 C は熱容量流量 (質量流量と比熱の積) [kW/K], T は温度 [K], U は熱通過係数 [kW/m²K], A は伝熱面積 [m²], ΔT_m は対数平均温度差 [K] を示し、添字の WS, CS, O, E, C は表層海水, 深層海水, 出口の状態, 蒸発器および凝縮器それぞれ示す。

このエネルギー変換過程でのエントロピー生成量 S_{gen} は、熱機関で利用した熱源の系外への熱の放出 $S_{heat leak}$, 伝熱過程 $S_{heat transfer}$, 熱機関のエネルギー変換過程 $S_{heat engine}$, システム内部の自己消費動力 $S_{backwork}$ の総和となる。

$$S_{gen} = \sum S_{heat leak} + \sum S_{heat transfer} + \sum S_{heat engine} + \sum S_{backwork} > 0 \quad (4)$$

熱交換過程でのエントロピー増加は、熱を伝達する際の有限温度差によって生成される因子と流動に伴う圧力損失に起因する要素に分類でき、前者は伝熱性能として、後者はポンプ動力として評価できる。ここで、一般的に熱交換器の性能は、熱交換器の単体の伝熱性能、圧力損失として評価されるが、本研究では発電性能への影響を明確にするため、熱力学的観点から発電システムのエネルギーバランスで評価する。即ち、伝熱性能は (a) 熱移動単位数、圧力損失は (b) 海水取水ポンプ動力および (c) 作動流体ポンプ動力として評価する。

$S_{heat engine}$ において、熱機関内部の総括不可逆損失 $\Phi (<1)$ を次式で定義する (安永, 池上, 2020 and Yasunaga and Ikegami, 2020)。

$$S_{in} - \Phi S_{out} = \frac{Q_{WS}}{T_H} - \Phi \frac{Q_{CS}}{T_L} = 0 \quad (5)$$

ここで、 T_H および T_L は熱機関の最高および最低の動作温度 [K], Φ は熱機関の作動流体の流動だけでなく、膨張、圧縮過程における不可逆損失を総括した値を示し、 Φ には作動流体ポンプ動力も含まれる。

熱機関から得られる最大の仕事 $W_{m,NTU}$ [kW] は、理想的熱機関を用い、式 (4) 右辺の第 1-3 項を最小化すると、

$$W_{m,NTU,\Phi} = \frac{\Phi \varepsilon_E \varepsilon_C C_{WS} C_{CS} (\sqrt{T_{WS}} - \sqrt{T_{CS}/\Phi})^2}{\varepsilon_E C_{WS} + \Phi \varepsilon_C C_{CS}} \quad (6)$$

ここで、 ε は熱移動単位数 NTU を用いて与式で定義する。

$$\varepsilon_E = 1 - e^{-NTU_E}, \varepsilon_C = 1 - e^{-NTU_C} \quad (7)$$

$$NTU = \frac{UA}{C} \quad (8)$$

最大仕事における発電システムの正味出力 $W_{m,net,NTU,\Phi}$ は、

$$W_{m,net,NTU,\Phi} = W_{m,NTU,\Phi} - P_{WS} - P_{CS} = \frac{\Phi \varepsilon_E \varepsilon_C C_{WS} C_{CS} (\sqrt{T_{WS}} - \sqrt{T_{CS}/\Phi})^2}{\varepsilon_E C_{WS} + \Phi \varepsilon_C C_{CS}} - \left(\frac{m\Delta P}{\rho\eta_P} \right)_{WS} - \left(\frac{m\Delta P}{\rho\eta_P} \right)_{CS} \quad (9)$$

ここで、 P はポンプ動力 [kW], m は質量流量 [kg/s], ΔP は圧力差 [kPa], η_P はポンプの機械効率を示す。

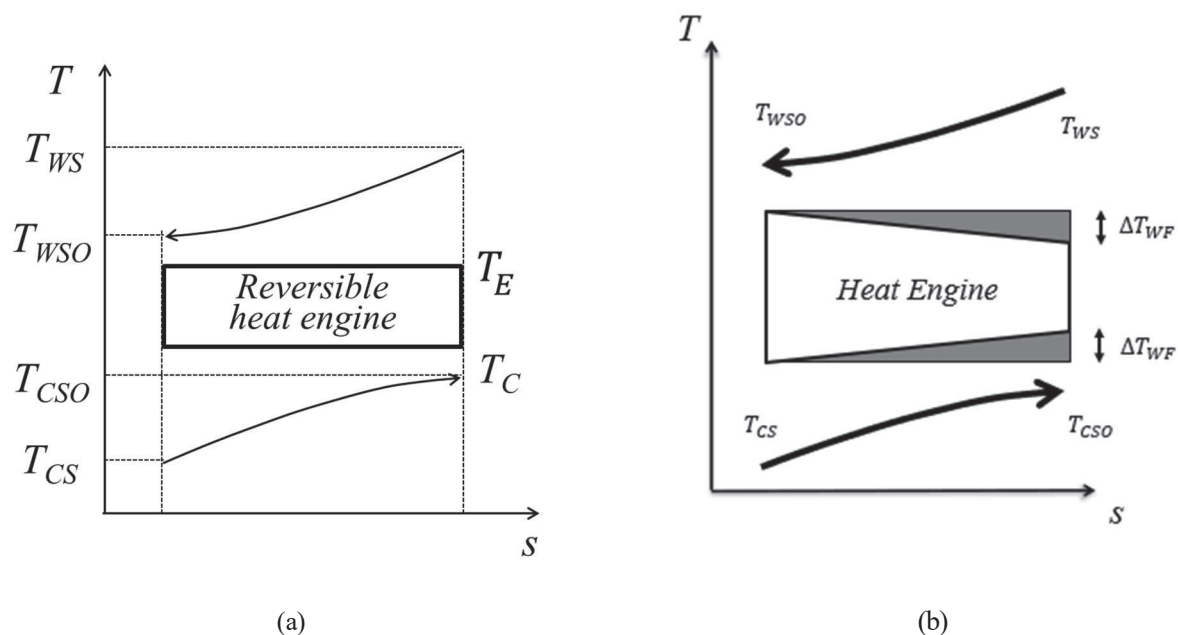


Fig. 1 Conceptual T - s diagrams of the models using (a) reversible heat engine and (b) considering the irreversibility due to working fluid pressure drops ΔT_{WF} .

作動流体側圧力損失 ΔP_{WF} [kPa]は、式 (5) の ϕ を温海水、冷海水との熱交換時の熱機関の圧力損失 ΔP_{WF} に起因する熱機関の有効温度差の低下として評価する。すなわち、作動流体温度降下 ΔT_{WF} [K]は次式となる。

$$\Delta T_{WF,\phi} = \frac{(1 - \phi)(T_{WS} + T_{CS})}{2(1 + \phi)} \quad (10)$$

$$\Delta T_{WF,\Delta P_{WF}} = T_{sat,in} - T_{sat,out} \quad (11)$$

ここで、 T_{sat} は飽和温度を示し、添字の in と out はそれぞれ入口と出口を示す。熱交換器出入口における作動流体の状態をそれぞれ飽和液、飽和蒸気と仮定すると、 Q_{WS} 、 Q_{CS} より、必要な作動流体流量と各熱交換器の ΔP_{WF} が算出される。式 (10)、(11) より、 ΔP_{WF} に相当する温度差 $\Delta T_{WF,\phi}$ が算出され、 $\Delta T_{WF,\phi} = \Delta T_{WF,\Delta P_{WF}}$ となる ϕ を作動流体側の圧力損失に起因する熱機関内の損失と定義する。

$W_{m,net}$ を蒸発器や凝縮器の熱交換器単体の性能評価に適用するため、 $P_{WS} = P_{CS}$ 、 $C_{WS} = C_{CS}$ 、 $\varepsilon_E = \varepsilon_C$ と仮定し、海水ポンプ動力は熱交換器の圧力損失のみで算出する。OTEC の熱交換器は、耐海水性のチタンが用いられており、発電装置の設置コストに占める熱交換器の装置コストの割合が高く、これまで伝熱面積あたりの正味出力 $W_{m,net}/A$ として評価されている (上原, 1982)。理想的熱交換器と熱機関を用いた最大仕事 W_m と正味出力の割合 $W_{m,net}/W_m$ を考慮して、熱交換器単体の性能評価指標 ω を次式で提案する。

$$\omega = \frac{W_{m,net,NTU,\phi}}{W_m A} = \frac{\phi \varepsilon_{HS}}{A(1 + \phi)} \left(\frac{\sqrt{T_{WS}} - \sqrt{T_{CS}/\phi}}{\sqrt{T_{WS}} - \sqrt{T_{CS}}} \right)^2 - BWR \quad (12)$$

ここで、 $\varepsilon_{HS} = \varepsilon_E = \varepsilon_C$ 、 $C_{WS} = C_{CS}$ 、 $P_{HS} = P_{WS} = P_{CS}$ とし、 $BWR = 2P_{HS}/W_m A$ である。

3. 提案した性能評価指標を用いた熱交換器の性能評価

3.1 性能評価の適用仮定および評価手順

既往の研究で OTEC に適用されている既存のプレート式熱交換器に提案した性能評価指標を適用し、本性能評価手法の有効性を検討する。表 1 に本研究の熱源条件を示す。本研究では、熱源温度の違いによる熱交換器の性能評価指標への影響を調べるため、熱源温度による感度分析を行うタービン効率や各ポンプ効率は 100% とした。蒸発器入口の作動流体は飽和液、凝縮器入口の作動流体は飽和蒸気と仮定する。

表 2 に本研究に利用したプレート式熱交換器の仕様を示す. 既往の計測データから熱通過係数 U [kW/m²K], 熱源側圧力損失 ΔP_{HS} [kPa], 作動流体側圧力損失 ΔP_{WF} [kPa] を次式のように平均流速で近似する. ここで, 作動流体は熱交換器内で相変化が生じるため, その熱伝達係数は熱源側の熱伝達係数に比べて十分大きいと仮定し, 熱通過係数は熱源流速 V_{HS} のみの関数とした. また, 作動流体流速 V_{WF} は出入口平均の乾き度 0.5 を用いた.

提案した性能評価指数は, 海水側と作動流体側の熱伝達係数および摩擦係数から, 伝熱性能および圧力損失を算出して適用することが可能である. しかし, 本研究では, 適用する熱交換器の伝熱性能, 圧力損失およびプレート流路内の平均流速の関係が実験的に明らかになっていることから, 熱通過係数 U および圧力損失 ΔP をそれぞれプレート内の平均流速の指数関数として簡易的に近似する,

$$U = \xi V_{HS}^Y, \Delta P_{HS} = \zeta V_{HS}^\theta, \Delta P_{WF} = \psi V_{WF}^\kappa \quad (13)$$

既往の研究の熱交換器の実験データから算出した式 (13) 中の係数を表 1 にそれぞれ示す. 性能評価では, 式 (10), (11), (13) から $W_{m,net}/A$ が最大となる海水のプレート内平均流速 $V_{HS,opt}$ を算出し, V_{opt} の条件にて, 式 (13) から性能評価指標 ω を算出する.

3・2 熱交換器の性能評価

$T_{WS} = 30$ °C, $T_{CS} = 5$ °C のときの $W_{m,net}/A$ と V_{HS} の関係を算出した結果を図 2 に示す. 図 2 では, 各プレートで $W_{m,net}/A$ が最大となる V_{HS} を最適熱源流速 $V_{HS,opt}$ と定義し図 2 に中空丸で示す. 図 2 より, 各プレートの $V_{HS,opt}$ は, Plate 1, Plate 3, Plate 4, Plate 2 の順に低く, $W_{m,net}/A$ は Plate 2 が最も高く, Plate 3, Plate 4 は殆ど同じであり, Plate 1 が最も低い. この結果は, 表 2 から, Plate 1 のシェブロン角が最も大きく, Plate 2 のそれが最も小さく, Plate 3 は Plate 1 と Plate 2 の混合であることから, Plate 1 と Plate 2 の中間的な性能を示しており, 適切に評価できているものと推測できる. 図 2 では, 熱交換器の流路断面積が同じ場合, $V_{HS,opt}$ が低く, $W_{m,net}/A$ が大きい程, 少ない海水流量, 少ない伝熱面積で多くの正味出力が得られていることを示す. しかし, サイズや形状の異なる熱交換器の比較では, 必ずしも流路断面積は等しくないことから, 式 (13) によって, 熱源の単位海水流量当りに換算して評価する必要がある.

表 4 に最適熱源流量 $V_{HS,opt}$ での熱交換器の性能を示す. 表 4 より, Plate 1 は 4 つのプレートの中で $V_{HS,opt}$ が最も低く, ω が最大となっている. Plate 2~4 は $W_{m,net}/A$ ほぼ同じ値を示しているが, 最適熱源流量 $V_{HS,opt}$ が最も低い Plate 3 の ω が大きくなっている. これは式 (12) の最大仕事 W_m が熱源流量の関数であるからである.

Table 1 Heat source condition

T_{WS} [°C]	25.0, 27.5, 30.0
T_{CS} [°C]	5.0, 7.5, 10.0
$c_{p,HS}$ [kJ/kgK]	4.0
ρ_{HS} [kg/m ³]	1025

Table 2 Heat exchanger specification

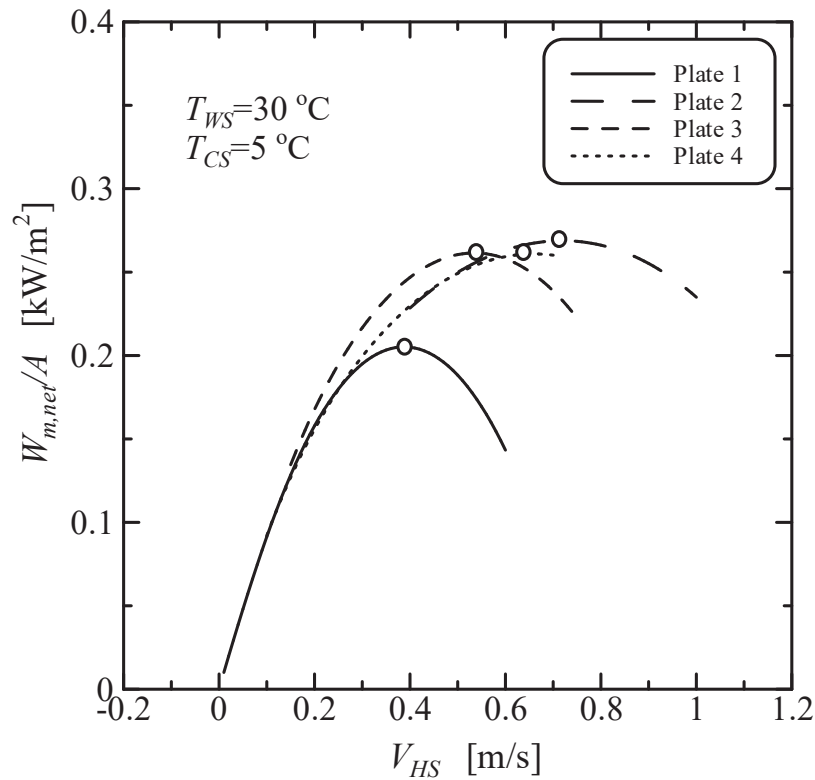
No.	1	2	3	4
Application	Evaporator	Evaporator	Evaporator	Condenser
Size [m]	1.83	1.83	1.83	1.77
Width [m]	0.73	0.73	0.73	0.61
Thickness [mm]	0.61	0.61	0.61	1.00
Clearance [mm]	3.91	3.91	3.91	3.40
Chevron angle	High angle	Low angle	Mixed	58°
Number of Plates	100	100	100	30
Reference	Pancahal, et al., 1984	Pancahal, et al., 1984	Pancahal, et al., 1984	Uehara, et al., 1990

Table 3 Approximation coefficients

No.	U [kW]		ΔP_{HS} [kPa]		ΔP_{WF} [kPa]	
	ξ	γ	Z	θ	ψ	κ
1	2.362	0.131	395.6	1.907	48.89	0.449
2	1.757	0.236	62.76	2.259	15.41	0.269
3	2.234	0.170	178.9	2.078	24.85	0.327
4	1.961	0.269	89.79	1.799	11.76	0.204

Table 4 Performance of the heat exchanger at the optimum heat source flow velocity

No.	1	2	3	4
$V_{HS,opt}$ [m/s]	0.39	0.72	0.53	0.66
U_{HS} [kW/m ² K]	2.088	1.626	2.005	1.754
ε [-]	0.748	0.441	0.622	0.491
ΔP_{HS} [kPa]	65.7	29.9	47.8	42.5
ΔP_{WF} [kPa]	32.8	12.6	19.6	11.0
Φ [-]	0.992	0.997	0.995	0.996
$W_{m,net}/A$ [kW/m ²]	0.205	0.269	0.261	0.261
$W_{m,net}/W_m$ [-]	0.503	0.357	0.472	0.373
ω [1/m ²]	0.213	0.203	0.211	0.190

Fig. 2 Relationship between V_{HS} and $W_{m,net}/A$

4. 結 言

熱交換器の性能と OTEC の正味出力の関係を熱力学的に明らかにし、OTEC の正味出力を最大とする熱交換器の運転条件で、単位伝熱面積当たりの正味出力が最大となる性能評価指標を構築した。提案した性能指標を既往の熱交換器に適用し、性能評価指標の熱源温度による影響を確認した。その結果、提案した性能評価指標によって、発電システムの出力に対する熱交換器の性能を定量的に示した。

謝 辞

本研究は、JSPS 科研費 JP20K04313 および国立研究開発法人科学技術振興機構 (JST, JPMJSA1803) と独立行政法人 国際協力機構 (JICA) の連帯事業である地球規模課題対応国際科学技術協力プログラム (SATREPS) の支援を受けて実施した。ここに記して謝意を表す。

文 献

- Ikegami, T., Yasunaga, T. and Morisaki, T., Ocean thermal energy conversion using double-stage Rankine cycle, *Journal of Marine Science and Engineering*, Vol. 6, No.2 (2018), pp. 21.
- Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Finite-time thermodynamic model for evaluating heat engines in ocean thermal energy conversion, *Entropy*, Vol. 22, No. 2 (2020), pp. 211.
- 安永健, 森崎敬史, 池上康之, OTEC の有効熱エネルギーに関する研究, *機械学会論文集*, Vol. 84, No.859 (2018), pp. 398.
- 安永健, 池上康之, 海洋温度差発電の基礎発電特性 (熱力学的モデルの構築と熱源流量の影響), *日本機械学会論文集*, Vol. 86, No. 886 (2020), pp. 383.
- Yasunaga, T., Fontaine, K. and Ikegami, Y., Performance Evaluation Concept for Ocean Thermal Energy Conversion toward Standardization and Intelligent Design, *Energies*, Vol. 14, No. 8, (2021), pp. 2336.
- Yasunaga, T., Noguchi, T., Morisaki, T. and Ikegami, Y., Basic Heat Exchanger Performance Evaluation Method on OTEC, *Marine Science and Engineering*, Vol. 6, No. 2, (2018), pp. 32.
- Fontaine, K., Yasunaga, T. and Ikegami, Y., OTEC maximum net power output using Carnot cycle and application to simplify heat exchanger selection, *Entropy*, Vol. 21, No. 12 (2019), pp. 1143.
- Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Theoretical model construction for renewable low-grade thermal energy conversion, *An Insight from Finite-time Thermodynamics*, *Proccrdings of IIR Rankin 2020 Conference*, (2020), pp. 1185.
- 上原春男, 海洋温度差発電読本 (1982), オーム社.
- Panchal, C. B. and Hillis, D. L., OTEC performance test of the alfa-level plate heat exchanger as an ammonia evaporator, (1984), ANL/OTEC-PS-13.
- Uehara, H., Nakaoka, T., Miyara, A., Murakami, H., C. O. Dilao and K. Miyazaki, A shell and plate type condenser, *Proc. of the Second international Symposium on Condensers and Condensation*, (1990), pp. 347-356.