

低エンタルピー熱発電向けリンボーン型プレート式熱交換器の形状最適化 (熱源側の熱伝達および圧力損失の考察)

安永 健^{*1}, Kevin Fontaine^{*1}, 大津 康德^{*2}, 池上 康之^{*1}, Sathiabama T. Thirugnana^{*3},
Abu Bakakar Jaafar^{*3}

Geometry optimization on herringbone plate heat exchangers for low-enthalpy heat energy conversion (Consideration of the performance of heat source heat transfer and pressure drop)

Takeshi YASUNAGA^{*1}, Kevin FONTAINE^{*1}, Yasunori OHTSU^{*2}, Yasuyuki Ikegami^{*1},
Sathiabama T. Thirugnana^{*3}, and Abu Bakakar Jaafar^{*3}

^{*1}Institute of Ocean Energy, Saga University, 1 Honjo-machi, Saga-shi, Saga 840-8502, Japan

^{*2}Department of Electrical and Electronic Engineering, Saga University, 1-Honjo, Saga-shi, Saga 840-8502, Japan

^{*3}Razak Faculty of Technology and Informatics & UTM Ocean Thermal Energy Centre, Universiti Teknologi Malaysia, Kuala Lumpur 54100, Malaysia

Abstract

Power generation from low enthalpy heat (LEH) sources, such as low temperature heat from industrial waste heat, geothermal, and ocean thermal, mainly uses the sensible heat of heat sources and heat sinks. For the energy conversion, the heat transfers are necessary by heat exchangers (HEs). Especially, LEH required a large volume of HEs due to the low temperature difference between heat sources/sinks and heat engines. The performance of heat exchangers depends on heat transfers and friction losses, and the balance of those characteristics considering the operational condition (flow rate). This research focused on the optimization of the geometry of herringbone type plate HEs and forced convection heat transfer coefficient in terms of newly proposed unit heat transfer exergy ratio by assuming the constant heat transfer coefficients of evaporation and condensation. Firstly, the effect of Reynolds number, corrugation angle, pitch and amplitude on the unit heat transfer exergy ratio was clarified. Then, the numerical optimization of geometry were conducted by maximizing the unit heat transfer exergy ratio. As a result, the unit heat transfer exergy ratio of optimized geometry is 1.4 times higher than that of the basic geometry.

Key words : Low enthalpy heat, OTEC, Plate type heat exchanger, Herringbone, Exergetic performance evaluation

1. 緒 言

地熱水、温泉水、海洋温度差などの再生可能エネルギー内の熱エネルギーは、流体の顕熱として熱エネルギーを貯蔵しており、その比エンタルピーは顕熱や化石燃料等の燃焼熱に比べて極端に小さい。これらの顕熱のエネルギーを熱源として発電を行う低エンタルピー熱発電は、莫大な熱エネルギーの賦存量が示されているが (Chandrasekharam and Bundschuh, 2008, Cjamdraseljara and Nimdscjih, 2008, Rajagopalan and Nihous, 2013), 利用する温度差が比較的小さいため、熱力学の原理的に熱効率が小さく、発電規模に対して既往の火力・原子力発電に比べて大量の熱エネルギーを必要とする。そのため、熱源を熱交換器に流入して熱エネルギーを熱機関に伝達する際の熱交換器の性能 (熱通過係数と圧力損失) および容量が発電システムの性能およびコストに大きく影響する。低エンタルピー熱発電の中でも表層と深層 (600 m—1 000 m) の海水の温度差を利用して発電する海洋温度差発電 (Ocean thermal energy conversion, OTEC) は、30 °C程度の表層海水と5—10 °C程度の深層海水の僅か約20—25°C程度の温度差を利用するため、発電性能が熱交換器の性能に強く依存し (安永, 池上, 2020), そのサイズは発電プラントのフットプリントに最も影響を与える機器の一つとなる (OECC, 2020)。

一般的に、蒸発器や凝縮器などの相変化を伴う熱交換器の場合、熱交換時の熱抵抗は相変化を伴わない単相強制対流熱伝達である熱源側の熱伝達係数が支配的となる。低エンタルピー熱発電の場合、熱源側の圧力損失は熱

原稿受付 2023年12月24日

^{*1}佐賀大学海洋エネルギー研究所 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町1)

^{*2}佐賀大学大学院 (〒840-8502 佐賀県佐賀市本庄町1)

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

源や冷却流体のポンプまたはファンによって流動させる動力の抵抗の主要因となりえる。単相強制熱伝達の場合、流体の流れを乱すことで熱伝達が促進されるが、圧力損失も増加する。そのため、熱伝達係数の増加による熱抵抗の低減および圧力損失の低下は相反する性質である。発電システムの送電端出力（正味出力）の観点から、伝達する熱量と圧力損失に伴うポンプ動力のバランスによって正味発電電力を最大化させる運転流量が存在する（Ikegami and Behan, 1998, Yeh, et al., 2005, 安永他, 2008, Fontaine, et al., 2019, 安永, 池上, 2020）。Yasunaga et al. (2018) は、熱交換器の伝熱性能と理想的熱機関の正味出力の関係から、プレート式熱交換器の熱通過係数と熱源側の圧力損失の関係を理論的に示し、凝縮器または蒸発器単体の性能と正味出力の観点から性能比較を行う指標を提案し、既往の熱交換器に同評価方法を適用した。更に、Yasunaga, et al. (2021) は、作動流体側の圧力損失を熱機関の不可逆損失として考慮し、作動流体の圧力損失も考慮した蒸発器または凝縮器の熱交換器単体の性能と正味出力の関係から性能評価を行う方法を提案し、既往の熱交換器に適用した。

近年、ヘリンボーン型プレート式熱交換器について、数値計算を駆使して伝熱面形状の設計パラメータと熱伝達係数および圧力損失の関係の近似関数が提案され、熱伝達および圧力損失を考慮した伝熱面形状の最適化が行われている（Lee and Lee, 2015）。本研究では、第2章で熱交換器の伝熱性能と流動抵抗のバランスによって理想的発電システムのエクセルギー効率の観点から熱交換器の性能を評価する方法（単位伝熱面積当たりのエクセルギー割合）を新しく提案し、Lee and Lee (2015) のヘリンボーン型プレート式熱交換器の強制対流熱伝達および摩擦係数の近似式を整理する。第3章で単位伝熱面積当たりのエクセルギー効率を示す日性能評価式と各設計パラメータの関係を明らかにし、形状最適化を実施した。

2. 熱交換器の性能評価方法

2.1 発電システムの正味出力

図1に熱機関を用いた低エンタルピー熱発電システム概念図を示す。温度 T_H の熱源流体は、熱交換器によって熱機関と熱交換し熱量 Q_H を伝達する、 Q_H は熱源の顕熱であるため、熱源流体は熱交換後に温度 $T_{H,o}$ となる。熱機関は Q_H の一部を仕事 W に変換し、冷却流体に熱量 Q_L を伝達する。温度 T_L の冷却流体は、熱交換器による熱交換によって温度が上昇して $T_{L,o}$ となる。熱機関は、温度 T_E と T_C で熱エネルギーを仕事に変換する。熱源および冷却流体は熱交換器内で単相強制対流熱伝達によって熱を伝達し、流動抵抗によってそれぞれ圧力損失 ΔP_H と ΔP_L が生じるため、ポンプによって強制的に連続で流動させる。本研究では、この発電システム内は断熱系であり、他のシステムや熱源流体と冷却流体が熱交換せず、定常状態と仮定する。熱源流体と冷却流体の質量流量と比熱をそれぞれ m_H, c_{pH}, m_L, c_{pL} とすると、

$$Q_H = m_H c_{pH} (T_H - T_{H,o}) = (UA \Delta T_m)_E \quad (1)$$

$$Q_L = m_L c_{pL} (T_{L,o} - T_L) = (UA \Delta T_m)_C \quad (2)$$

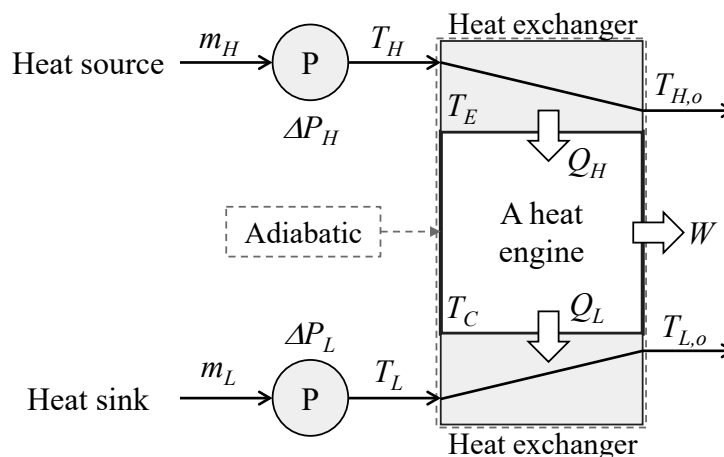


Fig. 1 Concept of low-enthalpy heat power generation using a heat engine with heat exchangers.

ここで、 U は熱交換器の熱通過係数、 A は伝熱面積、 ΔT_m は対数平均温度差を示し、添え字の H 、 L 、 E 、 C 、 o はそれぞれ熱源流体、冷却流体、熱源側の熱交換器、冷却側の熱交換器、および出口の状態をそれぞれ示す。系内は断熱されているため、熱力学第一法則より、熱機関の仕事 W および発電システムの正味出力 W_{net} は、

$$W = Q_H - Q_L \quad (3)$$

$$W_{net} = W - (P_H + P_L) \quad (4)$$

ここで、 P はポンプ動力を示し、次式で示される。

$$P = \frac{m\Delta P}{\rho\eta_p} \quad (5)$$

ここで、 ρ は密度、 η_p はポンプの機械効率を示す。 ΔP はポンプ出入口の圧力差を示し、本研究では熱交換器の圧力損失以外の圧力損失を無視する。

本発電システムで得られる仕事の最大値 W_m は、式(1)–(5)および熱機関の不可逆損失係数 ϕ を用いて次式で示される(安永・池上, 2020)。

$$W_m = \frac{\phi(m_{cp})_H(m_{cp})_L \varepsilon_C \varepsilon_E T_H (1 - \sqrt{\theta/\phi})^2}{\phi(m_{cp})_L \varepsilon_C + (m_{cp})_H \varepsilon_E} \quad (6)$$

ここで、 θ は冷却流体と熱源流体の温度の比(T_L/T_H)を示し、 ε は熱移動単位数 NTU を用いて与式で示される。

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

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

よって発電システムの最大正味出力 $W_{m,net}$ は次式となる。

$$W_{m,net} = W_m - (P_H + P_L) = \frac{\phi(m_{cp})_H(m_{cp})_L \varepsilon_C \varepsilon_E T_H (1 - \sqrt{\theta/\phi})^2}{\phi(m_{cp})_L \varepsilon_C + (m_{cp})_H \varepsilon_E} - \left[\left(\frac{m\Delta P}{\rho\eta_p} \right)_H + \left(\frac{m\Delta P}{\rho\eta_p} \right)_L \right] \quad (9)$$

2・2 熱交換器の性能指標

式(9)から、発電システムの熱交換器の伝熱性能 U と圧力損失 ΔP が相互に正味出力に影響を与える。一般的に流動抵抗に伴う圧力損失が増加するほど、熱伝達が促進されるため伝熱性能が良い。熱交換器の熱通過係数 U は式(10)で示される。熱源流体や冷却流体の熱伝達係数が増加することで U の一定の増加は見込まれるが、他の熱抵抗とのバランスによって決定されることから、飛躍的に熱通過係数が向上し続けることはできない。一方、圧力損失は熱交換器流路内の流速の約2乗に比例することから、ポンプ動力は流量の約3乗に比例する。そのため、発電システム内での流量を過剰に増加すると、正味出力が負になる可能性がある(安永・池上, 2020)。

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{HS}} + \frac{1}{\alpha_{WF}} + \frac{t}{\lambda} + \frac{1}{\lambda} \psi} \quad (10)$$

ここで、 α は熱伝達係数、 t はプレート厚さ、 λ はプレートの熱伝導率、 ψ は伝熱面の汚れに伴う熱抵抗を示し、添え字の HS は熱源流体または冷却流体、 WF は作動流体、 PHE はプレートを示す。蒸発器の場合、 HS は熱源流体であり、 α_{WF} は沸騰熱伝達係数、凝縮器の場合、 HS は冷却流体であり、 α_{WF} は凝縮熱伝達を示す。

式(10)において、 t/λ は板厚1 mm以下のステンレス製又はチタン製の板であるため、その熱抵抗は約 6×10^{-5} である。作動流体の蒸発および凝縮熱伝達の熱抵抗は一般的に 1×10^{-4} 以下となる。伝熱面の汚れに伴う熱抵抗を無視すると、式(10)は熱源流体または冷却流体の熱抵抗が支配的となり、定数 R を用いて与式で近似できる。

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{HS}} + R} \quad (11)$$

低エンタルピー熱発電の場合、熱源流体と冷却流体の温度差が小さいため、各流体の温度の違いが熱機関に与える影響の差は小さく、熱源流体と冷却流体の熱容量、蒸発器および凝縮器の伝熱面積、熱通過係数および圧力損失が等しいと仮定すると、伝熱面積当たりの正味出力である正味出力 $W_{m,net,HE}/A$ は与式で示される。

$$\frac{W_{m,net,HE}}{A} = \frac{m_{HS}}{2A\rho} \left[\varepsilon_{HE} \rho c_{p,HS} T_H (1 - \sqrt{\theta})^2 - 4\Delta P_{HS} \right] \quad (12)$$

伝熱性能が無限度で圧力損失のない理想的熱交換器を用いたカルノー熱機関の最大仕事 W_m は、熱源流体と冷却流体の熱容量等しい場合、熱源が保有するエクセルギーの 1/2 となる (Yasunaga and Ikegami (2020))。

$$W_m = \frac{m_{HS} c_{p,HS} T_H (1 - \sqrt{\theta})^2}{2} \quad (13)$$

式 (12) および (13) から、単位伝熱面積当たりのエクセルギー効率を示す熱交換器の性能評価式 ω を与式で定義する。式 (14) の右辺第 2 項は伝熱性能によるエクセルギー消失、第 3 項は圧力損失によるエクセルギー消失の割合を示す。

$$\omega = \frac{1}{A} \left(1 - \frac{W_{m,net,HE}}{W_m} \right) = \frac{1}{A} \left[1 - \varepsilon_{HE} - \frac{4\Delta P_{HS}}{(\rho c_p)_{HS} (1 - \sqrt{\theta})^2} \right] \quad (14)$$

2・3 ヘリンボーン型プレート式熱交換器の形状と性能

Lee and Lee (2015) は図 2 に示すヘリンボーン型熱交換器の形状と液相単相の強制対流熱伝達および摩擦係数について、以下の近似式を提案している。

$$\alpha_{HS} = 0.1440 \left(\frac{\pi}{180} \beta \right)^{0.1163 \ln Re - 0.1893} \left(\frac{p}{h} \right)^{-(0.0264 \ln Re + 0.2486)} Re^{0.8136} Pr^{1/3} \frac{\lambda_{HS}}{2h} \quad (15)$$

$$\Delta P_{HS} = 11.9332 \left(\frac{\pi}{180} \beta \right)^{-0.0767 \ln Re + 1.5858} \left(\frac{p}{h} \right)^{-(1.283 \times 10^{-5} Re + 0.8886)} Re^{-0.1718} \frac{\rho L_m}{2h^3} \left(\frac{m c_p}{\rho v c_p L_w} \right)_{HS}^2 \quad (16)$$

ここで、本近似式が適用可能な範囲は以下である。

$$15^\circ \leq \beta \leq 75^\circ, \quad 2.0 \leq \frac{p}{h} \leq 4.4, \quad 200 \leq Re = \frac{2C_{HS}}{\rho_{HS} v_{HS} c_{p,HS} L_w} \leq 10\,000 \quad (17)$$

ヘリンボーン型プレートの伝熱面積と伝熱面形状の関係は与式となる (Wu et al., 2020)。

$$A = \frac{L_m L_w}{6} \left[1 + \sqrt{\left(\frac{h}{p} \frac{\pi}{\sin \frac{\pi}{180} \beta} \right)^2 + 1} + 4 \sqrt{\left(\frac{h}{p} \frac{\pi}{\sin \frac{\pi}{180} \beta} \right)^2 / 2 + 1} \right] \quad (18)$$

なお、本研究では Shi, et al. (2010) が用いた表 1 に示すヘリンボーンプレートの形状を基準条件とした。低エンタルピー熱発電では、利用できる温度差が小さいため、従来の火力発電に比べて発電出力に対する熱交換器の必要伝熱面積が非常に大きい。本研究では、低エンタルピー熱発電の中で最も熱源流体と冷却流体の温度差が小さいシステムの一つである OTEC について検討する。そのため、以降の各設計パラメータの検討では、単位伝熱面積当たりで性能を評価し、Kabelac and Freund (2007) のヘリンボーンプレートを基準条件とし、表 1 にその仕様を

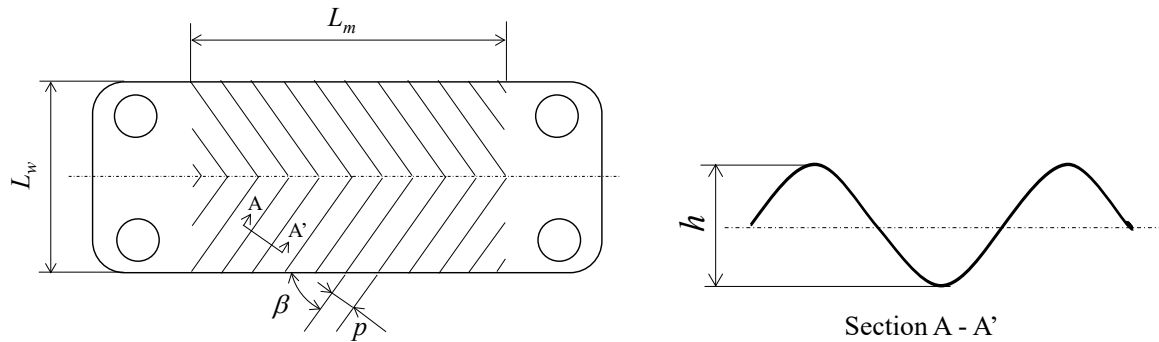


Fig.2 Typical structure of a herringbone plate heat exchanger and the design variables in the current research.

Table 1 Geometrical specification of the basic herringbone plate (Kabelac and Freund, 2007).

Effective plate width L_w [mm]	Effective plate length L_m [mm]	Chevron angle β [°]	Chevron pitch p [mm]	Chevron height h [mm]
486	1092	63.26	12	3.2

示す。本研究では、理想的熱機関 ($\phi=1$) およびポンプの機械効率を 100%と仮定した。また、Longo et al. (2010) のデータを参考に式 (11) 中の R を 0.00056 と仮定した。熱源流体および冷却流体の熱物性値は大気圧、25°Cの水で一定とし、REFPROP (Ver.10.0) を用いて算出した (Lemmon et al., 2018)。計算には Mathematica (Ver.13.3) を用いた。

3. 伝熱面形状最適化

3・1 最適流量条件

式 (14) で定義した性能評価式 ω は、特定のプレート形状では、熱源流体の比熱を一定と仮定すると、熱源流体のプレート流路内の平均流速または平均レイノルズ数 Re_{HS} の関数となる。プレートに流入する流速は、一般的に機器の設計時に決定し、運転時に操作量として制御できる。図 3 に基準プレートにおけるプレート流路内の平均レイノルズ数 Re_{HS} と ω 、式 (14) 右辺の第 2 項および第 3 項で示される伝熱性能に起因するエクセルギー消失割合、流動抵抗に起因するエクセルギー消失割合、両者を合わせた全エクセルギー消失割合をそれぞれ示す。ここで、熱源流体および冷却流体の温度はそれぞれ $T_H=303.15$ K、 $T_L=283.15$ K ($\theta=0.9187$) である。

図 3 より、 Re_{HS} が低い場合は Re_{HS} の増加と共に ω も単調に増加する。これは、 Re_{HS} の増加によって熱源流体の熱伝達係数が増加し、熱交換器内の熱抵抗が低下するためである。即ち Re_{HS} が低い場合は、熱交換器内の熱通過係数の中で熱源流体側の熱伝達率が支配的な熱抵抗となり、熱交換器の伝熱性能 (熱抵抗) が流動抵抗に比べて十分大きく支配的なエクセルギー消失割合となる。 Re_{HS} が増加すると、圧力損失に起因するエクセルギー消失割合が流量の約 3 乗に比例することから、流動抵抗に起因するエクセルギー消失割合が支配的となる。 ω は Re_{HS} が 5400 付近で最大となり、支配的なエクセルギー消失は Re_{HS} が 7500 付近で熱抵抗から流動抵抗に遷移する。本研究では、 ω の最大値を ω_{max} とし、その時の Re_{HS} を最適レイノルズ数 $Re_{HS,opt}$ と定義する。なお、基準プレートを用いた本計算では、 $Re_{HS,opt}=5417$ において、 $\omega_{max}=0.4053$ となった (図 3 の中空丸)。

図 4 に基準プレートにおける ω の熱源流体と冷却流体の温度比 θ の影響を示す。図中の中空丸は各 θ での ω_{max} を示す。ここで、 $T_L=283.15$ K で一定とする。また、図 4 には各 θ での $Re_{HS,opt}$ および ω_{max} を図中の表に示す。

図 4 より、 θ が小さい程 ω_{max} および $Re_{HS,opt}$ は単調に低下している。 $\theta=0.9187$ に比べ、 $\theta=0.9488$ の場合は ω_{max} および $Re_{HS,opt}$ はそれぞれ 13%、31%低下した。OTEC が計画される地域の多くは、表層と深層の海水温度差が 20–25 K であり、地域によっては季節変動を伴う。図 4 から、熱源流体の温度が低下する場合は、熱源流体の流量を低下させた条件のエクセルギー効率が高いことを示す。熱源流体用のポンプの機器設計において、流量を下げることはシステム制御にて対応可能な内容である。そのため、本研究では以降の検討は表層の海水温度を 303.15 K、深層の海水を 278.15 K ($\theta=0.9178$) を基準とする。

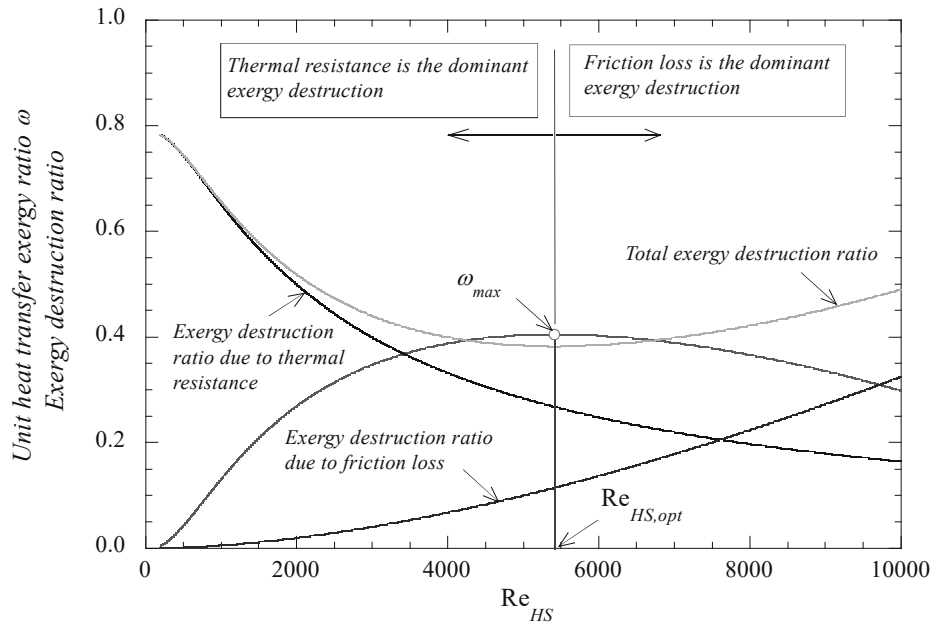


Fig. 3 The unit heat transfer area exergy ratio ω , and exergy destructions due to thermal resistance (heat transfer performance) and friction loss (pressure drop) as function of mean Reynolds number of heat source, Re_{HS} . Total exergy destruction ratio is the sum of the exergy destruction due to thermal resistance and friction loss. Hollow circle shows the maximum unit heat transfer area exergy ratio, ω_{max} , at the optimum mean Reynolds number, $Re_{HS,opt}$. The dominant exergy destruction transitions from thermal resistance into friction loss at $Re_{HS,opt}$ by the increase of Re_{HS} .

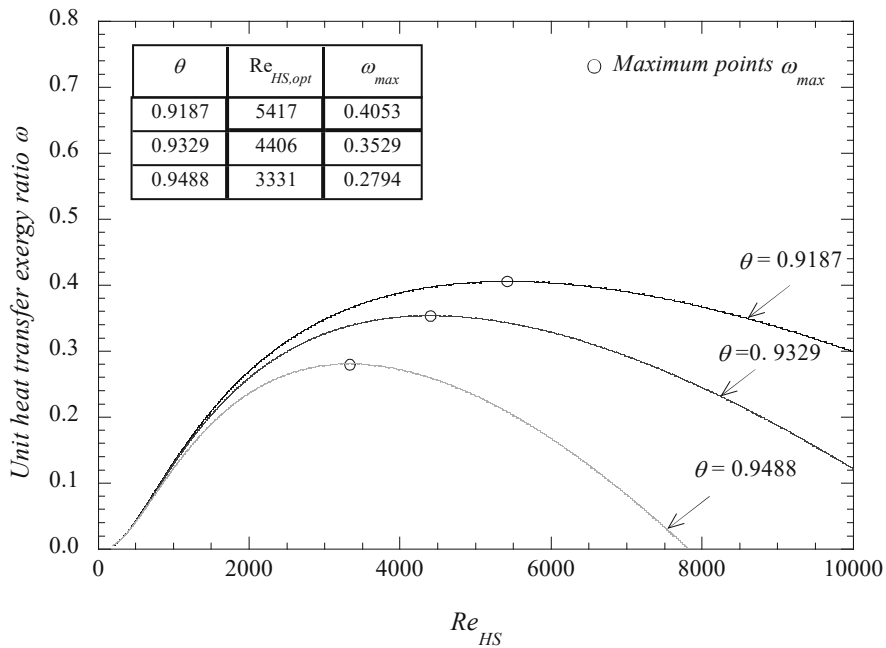


Fig. 4 The unit heat transfer area exergy ratio, ω , as function of mean Reynolds number of heat source, Re_{HS} . Hollow circles show ω_{max} when $T_H=293.15$ K. Both ω_{max} and $Re_{HS,opt}$ decrease with the increase of θ . The table lists the figures of ω_{max} and $Re_{HS,opt}$.

3・2 伝熱面アスペクト比

プレート伝熱面の流路長さ L_m と流路幅 L_w の比であるアスペクト比 L_w/L_m は、流路断面積の変化に伴う流路内の平均レイノルズ数 Re_{HS} および L_m は圧力損失に比例する。図5に (a) $L_w/L_m=0.045$, (b) $L_w/L_m=1.0$, および (c) $L_w/L_m=2.247$ の場合の ω と β および熱容量流量 C_{HS} の関係を等値線図で示す。ここで、 C_{HS} は質量流量と比熱の積、図5中の曲線および数値は ω の等値線および ω の値をそれぞれ示し、(b), (c) の伝熱面積は基準形状 (a) と等しい。図5中の中実丸は ω_{max} , 括弧内の数値は ω_{max} の値を示す。

図5より、 L_w/L_m が大きくなる程 ω が最大となる領域は C_{HS} と β が共に大きな範囲に移動し、 ω_{max} も大きくなっている。これは、 L_w/L_m が大きくなることで (1) 流路断熱面積が大きくなり、 C_{HS} に対してレイノルズ数が相対的に小さくなったため、(2) 流路長さが短くなり流動抵抗が反比例して小さくなったためである。なお、図5の各条件での $Re_{HS,opt}$ は (a), (b), (c) においてそれぞれ 5597, 5610, 5614 であり、 L_w/L_m によらず 5600 付近となった。ただし、Lee and Lee (2015) の近似式である式 (15) および式 (16) は、 L_m と L_w の関数となっているが、近似式は同一プレートの長さおよび幅であり、アスペクト比の変更は示されていないことから、図5 (b), (c) の結果は実験的な確認が必要である。しかし、アスペクト比の変更によって ω が大幅に増加する可能性が示唆される。

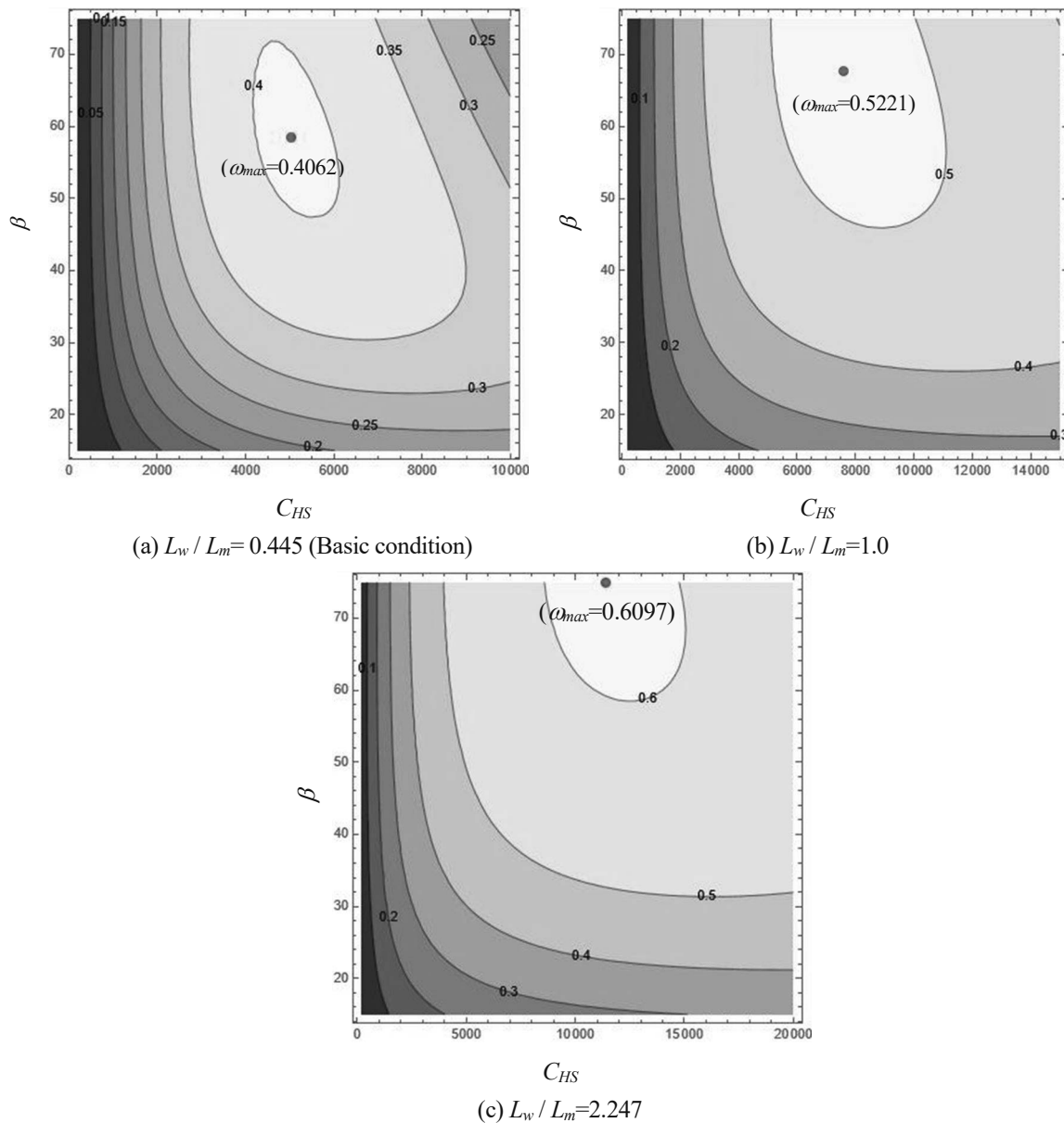


Fig. 5 The contour diagram of the unit heat transfer area exergy ratio, ω as function of β and C_{HS} in the constant heat transfer area. The red plots show ω_{max} with figures noted in the brackets.

3.3 プレート間隙間およびシェブロンピッチ

ヘリンボーンプレートのプレート間隙間であるシェブロン高さ h およびシェブロンピッチ p の比は、製作の観点から制約がある。式 (17) より、式 (15) および式 (16) の適用範囲は $2 \leq (p/h) \leq 4.4$ である。伝熱面の流路断面積は、 h に比例するため、流路断面積の変化に伴う流路内の平均レイノルズ数 Re_{HS} は h に反比例する。図 6 に (a) $p=12$ mm, (b) $p=6$ mm, および (c) $p=18$ mm の場合の ω と h および熱容量流量 C_{HS} の関係を等値線図でそれぞれ示す。ここで、図6中の曲線および数値は ω の等値線および ω の値をそれぞれ示し、中実丸は ω_{max} 、括弧内の数値は ω_{max} の値を示す。

図6より、 h が小さくなる程 ω は増加する傾向があり、図6 (a), (c) では、 ω は h の下限値で最大値 ω_{max} となっている。これは、流路幅が狭くなることによる流動抵抗の増加によるエクセルギー消失割合よりも、熱抵抗の低減によるエクセルギー消失割合の低下効果が大いことを示す。また、 ω の最大値領域は p の増加と共に C_{HS} が大きくなる領域へ拡大し、 ω_{max} も増加している。これは、 (p/h) の制約によって h の下限値が増加することに起因する。図6より、本計算条件では ω_{max} は p が大きい程増加している。なお、図6の各条件での $Re_{HS,opt}$ は (a), (b), (c) においてそれぞれ 5123, 2915, 8463 であり、プレート間隙間が大きくなると $Re_{HS,opt}$ も増大する。

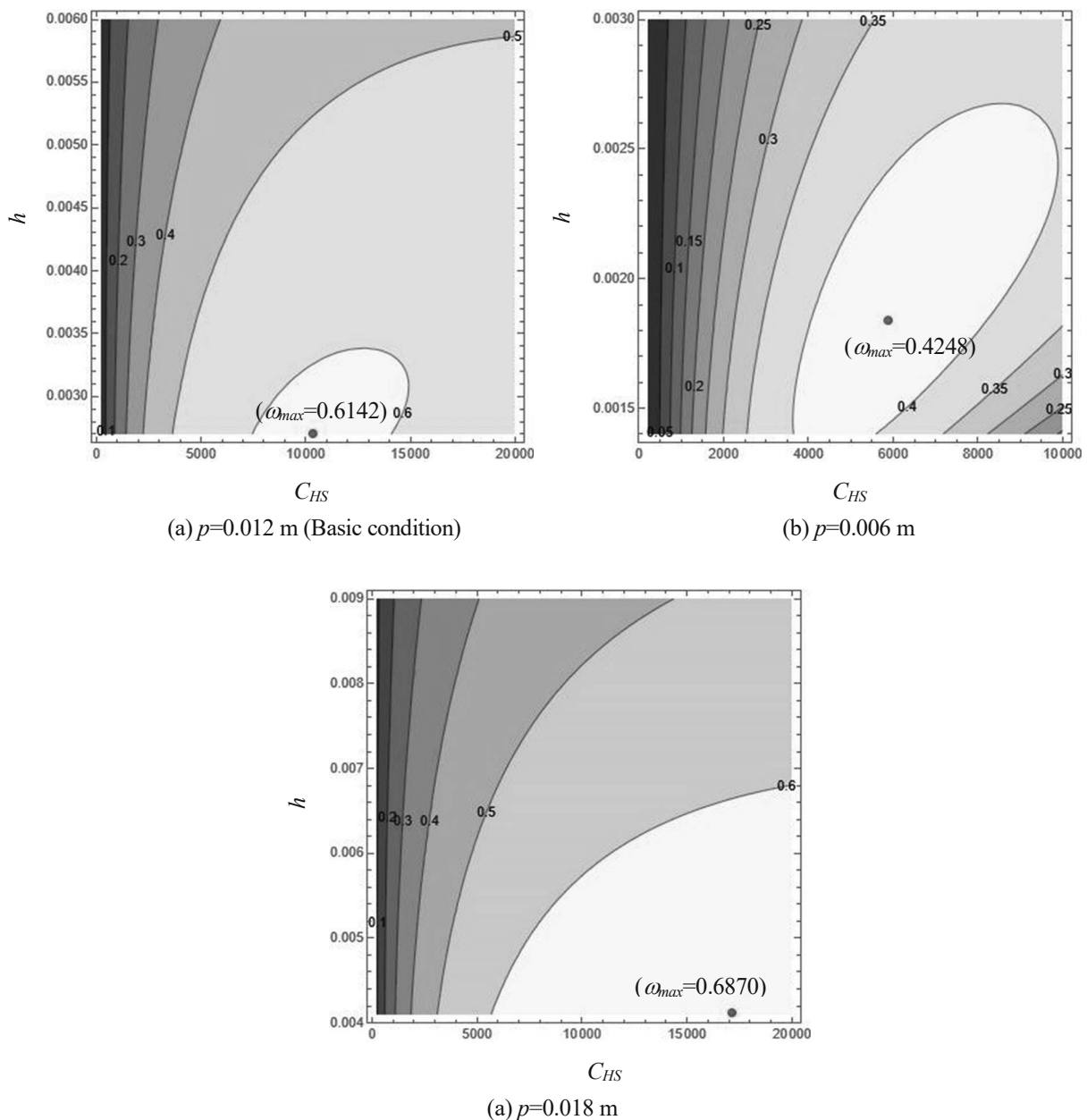


Fig. 6 The contour diagram of the unit heat transfer area exergy ratio, ω as function of p and C_{HS} in the constant heat transfer area. The red plots show ω_{max} with figures noted in the brackets.

3・4 形状最適化

形状最適化では、式 (14) で示される単位伝熱面積当たりのエクセルギー効率を示す性能評価式 ω を目的関数として、 Re_{HS} 、 β および p を変数とする最大化問題とした。Lee and Lee (2015) の近似式である式 (15) および式 (16) は、 L_m と L_w の関数となっているが、近似式は同一プレートの長さおよび幅であり、アスペクト比の変更は示されていない。そのため L_m と L_w は表1に示す基準条件の値を使用する。また、Tao et al. (2019) が示す既存のプレートでは、 h は最大でも5 mm程度であることから、 p は21 mm以下とした。また、前節より、 h は小さい程 ω は大きくなることから、近似式の制約条件を考慮し $h=p/4.4$ とする。伝熱面積 A は基準条件と同様の1.2686 m²で一定とした。

$$\text{Maximize } \omega(Re_{HS}, \beta, p) \quad \text{Subject to } \begin{cases} 200 \leq Re_{HS} \leq 10\,000 \\ 15 \leq \beta \leq 75 \\ p \leq 0.021 \\ h = p/4.4 \\ A = \text{Const.} \end{cases} \quad (19)$$

図7に $p=21$ mmで一定の場合の ω 、 β および熱容量流量 C_{HS} の関係を等値線図で示す。ここで、図7中の中実丸は ω_{max} 、括弧内の数値は ω_{max} の値を示す。併せて、最適化によって得られた ω_{max} の形状パラメータを表2に示す。図7および表2より、本最適化の制約条件下では、 $C_{HS}=9040$ kW/Kで制約条件の $Re_{HS}=10000$ になる条件で $\omega_{max}=0.5656$ となり、最適化された伝熱面形状の ω_{max} は表1の基準形状の約1.4倍となった。

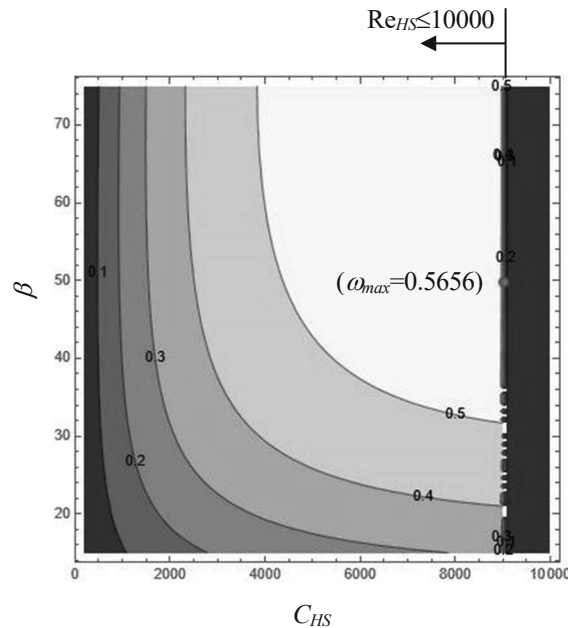


Fig.7 The contour diagram of the unit heat transfer area exergy ratio, ω , as function of β and C_{HS} in the constant heat transfer area, specifically for the case when $p=21$ mm. The red plot shows ω_{max} with figure noted in the brackets. The diagram also shows the boundary of $Re_{HS}=10000$, which serves as a constraint of the optimization.

Table 2 Optimized geometry of the basic herringbone plate.

Case	ω [1/m]	L_w [mm]	L_m [mm]	β [°]	p [mm]	h [mm]
Case-1	0.5656	486	1092	49.6	21	4.8

4. 結 言

本研究では低エンタルピー熱発電で用いる熱交換器について、エクセルギー効率を示す性能評価式を用いて、発電システムの正味出力を最大化するための性能評価方法を提案した。同性能評価式について、ヘリンボーン型プレート式熱交換器のシェブロン角、プレート長さとのアスペクト比、プレート隙間が発電システムに与える影響を明らかにした。更に、同性能評価式を目的関数とし、プレート流路内の平均レイノルズ数、シェブロン角、シェブロンピッチを変数とする形状最適化を実施した。最適化された伝熱面の熱交換器は、基準条件の伝熱面に対して 1.4 倍のエクセルギー効率となった。

謝 辞

本研究の一部は国立研究開発法人 (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), JSPS 科研費 JP20K04313 による支援およびオートレースの補助を受けて実施した。ここに記して謝意を表す。

文 献

- 安永健, 池上康之, 海洋温度差発電の基礎発電特性 (熱力学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), DOI:10.1299/transjsme.19-00383.
- 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), 機械学会論文集 (B 編), Vol.74, No.783 (2008), pp.445-452.
- Chandrasekharam, D. and Bundschuh, J., *Low-Enthalpy Geothermal Resources for Power Generation* (2008) Taylor & Francis Group, London, UK.
- Rajagopalan, K, Nihous, G. C., Estimates of global Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) resources using an ocean general circulation model, Vol. 50 (2013) pp.532-540.
- 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), p.1143, DOI:10.3390/e21121143.
- Ikegami, Y. and Bejan, A., On the thermodynamic optimization of power plants with heat transfer a fluid flow irreversibilities, *Transactions ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, Vol.120, No.2 (1998) pp.134-144
- Kabelac, S, Freund, S. W., Local two-phase flow heat transfer in plate heat exchangers, *ASME/JSME Thermal Engineering Heat Transfer Summer Conference* (2007), pp.469-477.
- Lee, J., Lee, K., Friction and Colburn factor correlations and shape optimization of chevron-type plate heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol.89 (2015) pp.62-69.
- Lemmon, E. W., Bell, I. H., Huber, M. L. and McLinden, M. O., 2018, NIST Standard Reference Database 23, NIST REFPROP Version 10.0.
- Longo, G.A., Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant saturated vapor condensation inside a brazed plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.53 (2010) pp.1079-1087.
- Overseas Environmental Cooperation Center, Japan (OECC), Final report of ocean energy technical pre-feasibility study [Country: Nauru], United Nations Industrial Development Organization (UNIDO), (2020). https://www.ctc-n.org/system/files/dossier/3b/CTCN_Nauru_Pre-Feasibility%20Report_0.pdf (Accessed 1 Nov. 2023)
- Shi, Z.-Y, Chen, J.-P, and Grabenstein, Experimental investigation on condensation heat transfer and pressure drop of R134a in a plate heat exchanger, *Heat and Mass Transfer*, Vol.46 (2010), pp.1177-1185.
- Tao, X. and Ferreira, C. A. I., NH₃ condensation in a plate heat exchanger: flow pattered models of heat transfer and frictional pressure drop, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.154 (2020) p.119774, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.119774.
- Wu, Z., Feng, H., Chen, L., Ge, Y., Performance optimization of a condenser in ocean thermal energy conversion (OTEC) system based on constructal theory and multi-objective genetic algorithm, *Entropy*, Vol.22, No.6 (2020) pp.641, doi: 10.3390/e22060641
- Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Finite-time thermodynamic model for evaluating heat engines in ocean thermal energy conversion, *Entropy*, Vol.22, No.2 (2020), p.211, DOI:10.3390/e22020211.
- Yasunaga, T. and Ikegami, Y., Theoretical model construction for renewable low-grade thermal energy conversion: an insight from finite-time thermodynamics, *Proceedings of IIR International Rankine 2020 Conference -Heating, Cooling and Power Generation*, (2020),

paper ID. 1185, DOI:10.18462/iir.rankine.2020.1185.

Yasunaga, T., Miyazono, A., Fontaine, K., and Ikegami, Y., Comprehensive heat exchanger performance evaluation method on ocean thermal energy conversion for maximum net power, Proceedings of International Seminar on ORC Power Systems, 48 (2021), doi: 10.14459/2021MP1633024.

Yasunaga, T., Noguchi, T., Morisaki, T. and Ikegami, Y., Basic heat exchange performance evaluation method on OTEC, Journal of Marine Science and Engineering, Vol.6, No.2 (2018), p.32, DOI:10.3390/jmse6020032.

Yeh, R., Su, T., Yang, M., Maximum output of an OTEC power plant, Ocean Engineering, Vol.32 (2005) pp.685-700.