

水産加工場の廃熱を利用した温度差発電システムに関する研究 —海水排水温度の制限による影響—

吉村英行^{1†}, 有吉将希¹, 大原順一¹, 越川京兆², 森崎敬史³, 池上康之³

A study on the thermal power generation system using waste heat from seafood processing plant — Effect of limitation of discharge temperature of seawater —

Hideyuki Yoshimura^{1†}, Masaki Ariyoshi¹, Junichi Ohara¹,
Atsuyoshi Etsukawa², Takafumi Morisaki³ and Yasuyuki Ikegami³

Abstract : In this study, focused on the waste heat energy from seafood processing plant as research to promote the use of unutilized energy. The waste heat energy from seafood processing plant contains large amounts of the high temperature waste gas from the production of fish cake, and the high temperature wastewater from the production of boiled whitebaits and bonito flakes. If these unutilized waste gases and wastewater could be recovered and utilized as the high heat sources, it would lead to significant energy savings. It is assumed that seawater will be used as the low heat source. Seafood processing plants are usually located close to the sea for processing fisheries caught in the sea, and we recommend the use of seawater as the cooling heat source. Therefore, it is necessary to design systems in consideration of the effects on the ocean environment in the area where seawater is discharged, which may lead to significant modification of the ocean environment. If the optimum flow rate of low heat source at maximum net power is identified, the pump power for seawater can be reduced and the flow rate of seawater into the heat exchanger can be minimized as needed, which is expected to reduce the amount of seawater contamination and lead to lower maintenance costs for the heat exchanger. As a result of this study, it was found that the optimum flow rate of low heat source exists for maximum net power and maximum turbine output. The maximum net power was higher when the temperature difference between inlet and outlet of low heat source was higher, while the maximum turbine output was higher when the temperature difference between inlet and outlet of low heat source was lower.

Key words : waste heat, seafood processing plant, organic rankine cycle, seawater

緒言

我々人類は、産業革命によって地球上の天然資源を消費しながら生活水準は画期的に改善してきた。しかしながら消費した多くの天然資源は再生されず、地球全体のエネルギー枯渇問題として早急に取り組むべき課題となっている。また、既存の化石燃料を使用することで地球環境の悪化が現在も進行しており、地球環境に配慮する取り組みが全産業において盛んに行われている。2015年にはフランス

のパリで温室効果ガス排出による気候変動を抑えることを示したパリ協定に世界各国が合意した¹⁾。そこには、2050年までにカーボンニュートラルを達成することで地球温暖化を1.5℃未満に抑える努力することが記載されている。カーボンニュートラルに取り組む政策の一つとして、再生可能エネルギーの普及が挙げられる。特にヨーロッパ諸国における環境問題への意識は高く、風力発電を主に、総発電量に対する再生可能エネルギー発電比率が欧州連合(EU)内では38.7%と高い水準にある²⁾。日本国内では、

2024年11月27日受付; 2025年2月12日受理

¹ 水産大学校海洋機械工学科 (Department of Ocean Mechanical Engineering, National Fisheries University)

² 佐賀大学理工学研究科 (Department of Science and Engineering, Saga University)

³ 佐賀大学海洋エネルギー研究所 (Institute of Ocean Energy, Saga University)

[†] 責任著者 (corresponding author): yoshimura@fish-u.ac.jp

2018年の「エネルギー基本計画」において、2030年までに「エネルギーミックスの確実な実現」、2050年までに「エネルギー転換・脱炭素化への挑戦」が盛り込まれ³⁾、再生可能エネルギーや未利用エネルギーの利用促進が政府主導で行われることになった。しかしながら再生可能エネルギーの商用化には発電効率や安定した電力供給システムの構築、設置場所の制限など、実際の稼働に際して解決すべき問題も存在している⁴⁾。また、日本はエネルギー資源である化石燃料を海外からの輸入で賄っている状況であり、エネルギーの国内自給という観点からもこれらに依存しない再生可能エネルギーや未利用エネルギーの利用促進は非常に重要であると考ええる。

水産・海運業界においては、カーボンニュートラル達成へ向けた様々な取り組みや再生可能エネルギー、未利用エネルギーの利用促進が進められている。カーボンニュートラル達成へ向けた様々な取り組みとしては、次のような取り組みが行われている。船舶燃料を既存の化石燃料から水素、アンモニアといった地球温暖化抑制に配慮した次世代燃料への転換や、エネルギー効率設計指標 (EEDI) を用いたCO₂等の温室効果ガス排出量規制やディーゼル機関から排出されるNO_xやSO_x、PMの排出抑制を目的とした船用燃料の硫黄含有率の規制がある⁵⁾。2018年には温室効果ガス (GHG) 削減戦略が採択され、先進国や途上国の区別なく、グローバルな合意として今世紀中のGHGネットゼロ排出達成の目標を掲げた。2023年には、GHG削減戦略をさらに強化し、今世紀中から2050年頃までに目標達成を大幅に前倒しするとともに、ゼロエミッション燃料などの導入に向けた目標を新たに掲げている⁷⁾。また、再生可能エネルギーや未利用エネルギーの利用促進の研究の一つとして、船舶からの廃熱エネルギーを利用した発電システムがある。西田ら⁸⁾や吉村ら⁹⁾は船用機関からの排気ガスや冷却排水を回収し、熱源として再利用する発電システムについて、サイクル熱効率やタービン出力、正味出力を評価している。発電システムで利用する作動流体については、2019年のモンリオール議定書のキガリ改正による減義務で規制対象でない次世代冷媒の一つであるHFO冷媒を採用した場合の発電システムに与える影響を報告している¹⁰⁾。

本研究では未利用エネルギーの利用促進の研究として、水産物を加工する工場から廃棄されている熱エネルギーに着目した。水産物を加工する場合、高温ガスや高温水を用いて焼いたり茹でたりすることが多い。具体的には竹輪は竹輪焼き機で製造され、そこでは膨大な高温の排気ガスが

廃棄されており、またシラスの釜揚げやかつお節は高温水で茹でられ製造され、その後高温排水として廃棄されている。これら未利用の排気ガス・高温排水を回収し、高温熱源として再利用することができれば、従来であれば化石燃料によって高温熱源を得ていたが、化石燃料が不要になることで、大きな省エネルギーに繋がると同時にカーボンニュートラル達成に大きく貢献することができると考える。未利用エネルギーのポテンシャルについて、Panayiotou et al.¹¹⁾は、欧州の産業で排出される熱エネルギーの消費量及び温度レベルを定量化し、年間で370.41 TWhのポテンシャル、そのうち9%が食品・タバコ産業であることを報告している。根津ら¹²⁾は、首都圏の排熱利用の実態調査を行い、食品工場での総排熱量のうち冷却水によるものが約8割を占め、そのうち643 Tcal/yearが再利用可能だと報告している。工場排熱を利用した発電に関する研究は以前から行われており、中岡ら¹³⁾やPourfarzad et al.¹⁴⁾、Quoilin et al.¹⁵⁾は、工場での排ガスをランキンサイクルにて再利用する発電システムの検討を行い、サイクル熱効率や正味出力を評価している。近年は、冷却水の排熱回収にも視点が向けられるようになってきており、未利用熱エネルギー革新的活用技術研究組合技術開発センターは、排熱の再利用ニーズを温度帯別に分けると、100℃未満の温度帯に対するニーズが圧倒的に多いこと、有機ランキンサイクルを含めた熱機関発電に関心がある企業が20%を超えていること等を報告している¹⁶⁾。

多くの水産加工工場では、低温熱源には海水を利用することを想定している。水産加工工場は漁獲された水産物を加工するため、海に近い場所に立地していることが多く、冷却熱源として海水を利用することを推奨したいが、海水排水温度を不適切な温度状態で海へ排水すると、周囲の海水温度が上昇し、排水する海域の水棲生物に重大な悪影響を及ぼし、その海域の生態系を破壊してしまう恐れがある。また、1970年12月から制定された水質汚濁防止法により、水温上昇が水質汚濁の1つとして明確に位置付けられており、海水排水温度は適切な温度で海を放流することが必要不可欠となっている。したがって、本研究の発電システムでは、低温熱源に海水を利用した場合に周囲の海洋環境に配慮した海水排水温度の制限に着目するべきである。このように未利用エネルギーである工場などからの廃熱エネルギーを利用した発電システムに関する研究は、高温熱源である温水流量や温水温度、作動流体の性能比較に着目した研究報告は数多く存在している。しかしながら水産物を加工する

工場からの廃棄エネルギーを利用した発電システムに関して、発電システムの評価や低温熱源の冷水流量や冷水温度に着目した研究報告はあまり存在していない。また、本研究のような発電システムでは作動流体が必要になるが、従来から使用されてきたHFC-134aのようなHFC冷媒は地球温暖化を進行させてしまうため、地球環境に配慮した新たな作動流体への転換が求められているが、研究報告は少ない。したがって、本研究では作動流体にHFC-134a, HFO-1234yfを用いて、低温熱源（海水）に対して得られる正味仕事やタービン仕事の計算を行い、最大正味仕事や最大タービン出力における最適な低温熱源流量の存在を明らかにした。また、季節によって低温熱源（海水）の温度が異なるため、夏と冬での最大正味仕事や最大タービン出力における最適な低温熱源流量の比較も行った。このことより、最大正味仕事における最適な低温熱源流量の存在が明らかになれば、海水循環ポンプ動力の低減や熱交換器に流入する海水流量が必要最小限に抑えることが可能であり、海水汚れ付着量が低減し、熱交換器のメンテナンスコスト削減に繋がるのが期待できる。

材料と方法

水産加工場の廃熱を利用した温度差発電システム

バイナリー発電

バイナリー発電は一般に80～150℃の蒸気や熱水を熱源

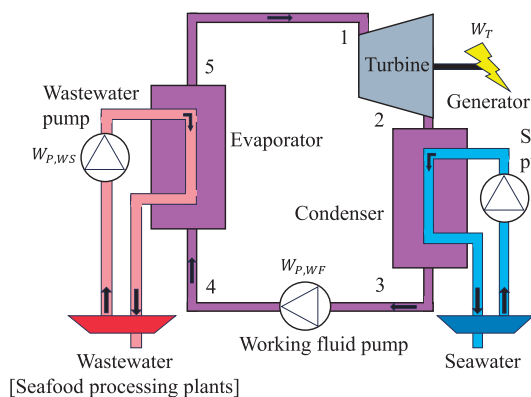


Fig. 1. Organic rankine cycle.

として、低沸点の媒体を加熱・蒸発させその蒸気でタービンを回し発電するものである。オーガニックランキンサイクルの概略図をFig. 1, T - s 線図をFig. 2に示す。オーガニックランキンサイクルとは、水より沸点の小さい媒体を利用することで、より小さい温度差から運動エネルギーに変換するシステムであり、本研究での発電システムはこれに該当する。蒸発器で温水との熱交換により定圧加熱を行うことで蒸気を発生させる。発生した蒸気はタービンへ送られ、断熱膨張によりタービン軸を回転させ発電機を駆動する。タービンから出た作動流体蒸気は凝縮器で冷却水により冷却され凝縮し、凝縮された作動流体はポンプで加圧され蒸発器へと送られる流れを繰り返す。各構成機器の状態点はFig. 1内の数字で示している。本研究では、高温熱源には水産加工場からの廃棄されている廃棄熱エネルギー、低温熱源には海水の利用する (Figs. 1, 2)。

水産加工時に廃棄される熱エネルギー

我々日本人の祖先は水産物を獲り、それらを保存するために様々な工夫を重ね、現在では当たり前のように食べられている水産加工品を生み出した歴史がある。それらは水産物の缶詰や冷凍・冷蔵品、乾製品、塩蔵品など多種多様な水産加工品として、世界中で製造・消費されている¹⁷⁾。

水産物のすり身として竹輪やかまぼこなどがあるが、これらを加工するためには高温熱源が必要となる。焼く場合は200～350℃の中で加熱を行うため、膨大な高温の排気ガスが発生する¹⁸⁾。また、日本の食卓に欠かせない伝統的な

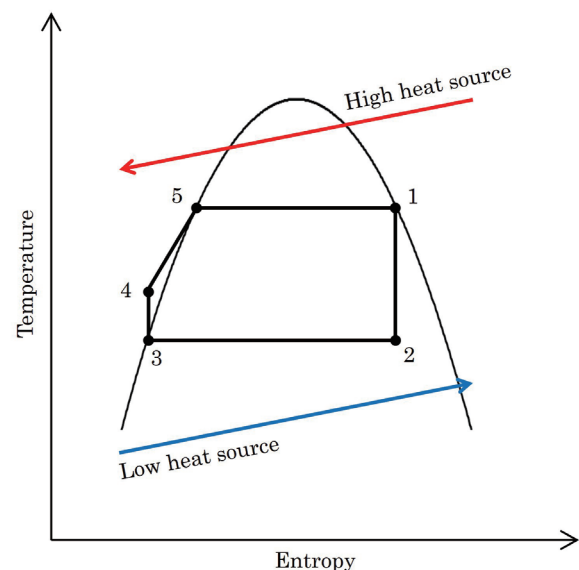


Fig. 2. T - s diagram.

水産加工品である鰹節の製造でも高温熱源が必要であり、75～98℃の熱湯で60～90分ほど煮熟するため、大量の高温排水が発生するが¹⁹⁾、いずれも高温のまま廃棄されていることが多いため、それらを発電システムの熱源として再利用することができれば省エネルギー化に繋がると考える。したがって本研究の高温熱源には、水産加工場から得られる高温排水を回収し再利用する。

海水 (低温熱源) 排水温度の配慮

本研究では低温熱源に海水を利用するが、海水排水温度を不適切な温度状態で海へ排水すると、排水する海域の水生生物や海洋環境に重大な悪影響を及ぼし、海洋環境を著しく改変することに繋がる恐れがある。現在、海水を冷却熱源に利用した場合の海水排水温度に関して、様々な議論が行われている。和田²⁰⁾は、発電所から排水される温排水問題について報告している。原子力発電所の復水器内で昇温された冷却海水は、環境水温と比較して5～7℃程度昇温した冷却海水を放出した場合に、どのように拡散するのか実態調査を行い、5～7℃程度昇温した冷却海水を放出しても周囲の海洋環境に影響を与えないことを明らかにしており、水温の排出基準を設定するための調査の重要性を示している。したがって、本研究の発電システムでは、低温熱源に海水を利用した場合に周囲の海洋環境に配慮すべき海水排水温度の制限を行ったうえで評価を進める必要がある。

作動流体 (冷媒) の選定

作動流体の選定には、システムや規制法の要件を満たした流体を選定する必要がある。選定時の評価項目には「低沸点」、「安全性」、「環境性」および「経済性」がある。「低沸点」である必要性は、低沸点の作動流体を加熱・蒸発させて、その蒸気でタービンを回し発電するためである。「安全性」とは、作動流体特有の燃焼性や毒性に対する安全対策を示している。仮に不燃で毒性が低い場合でも、後述する「環境性」が優れているとも限らず、あらゆる項目からの評価が必要となる。「環境性」とは、地球環境に悪影響を与える指数であるオゾン層破壊係数 (ODP) や地球温暖化係数 (GWP) を指標としており、これらの値はゼロ、もしくは小さい流体が望ましいとされる。また、冷媒の生産時における環境影響や、冷媒の再利用や処分のし易さも考慮する必要がある。「経済性」とは、価格や市場流通量が適切であり、運用面でもメンテナンスが容易で、事故などの危険性が少ない取り扱い方法が可能な流体が望ましいこ

とを示す。

経済産業省や環境省では、グリーン冷媒の開発導入を推進するために交付金や補助金による支援を積極的に行っている²¹⁾。グリーン冷媒とは、地球温暖化への影響を低減するために開発された冷媒であり、大気中の温室効果ガスの排出量を減らすことで、地球温暖化の抑制に貢献できると期待されている冷媒です。これらの条件を概ね満たした作動流体として、本研究では現在規制が掛かっていない現行の代替冷媒に代わるグリーン冷媒として HFO-1234yf を選定した。

計算条件と計算方法および計算式

計算条件

本研究のサイクル計算における計算条件をTable 1に示す。共通の設定条件として、蒸発器と凝縮器の伝熱性能を200 kW/K、高温熱源出口温度差を10℃から50℃に変化させた場合の正味仕事、タービン出力、低温熱源循環ポンプ動力を算出した。

高温熱源入口温度と流量の設定には、以下の文献を参考にした。御木ら²²⁾や佐野²³⁾、木内ら²⁴⁾は、水産加工場で廃棄されている熱エネルギーの所要量と回収量について報告しており、高温排水流量は10 kg/s、高温排水温度は85℃、90℃、95℃と仮定した。

低温熱源入口温度には、夏季と冬季の海水温度を18℃、28℃とそれぞれ設定し、低温熱源出口温度は、和田²⁰⁾の文献を参考に低温熱源入口温度より+5℃、+7℃とした。

Table 1. Calculated conditions

Item		Unit	Value
Inlet temperature of high heat source	T_{WSI}	℃	85.0, 90.0, 95.0
Outlet temperature of high heat source	T_{WSO}	℃	$T_{WSI} - (10 \sim 50)$
Inlet temperature of low heat source	T_{CSI}	℃	18.0, 28.0
Outlet temperature of low heat source	T_{CSO}	℃	$T_{CSI} + 4.0$
			$T_{CSI} + 7.0$
Flow rate of high heat source	m_{WS}	kg/s	10.0
Specific heat of high heat source	c_{pWS}	kJ/(kg·K)	4.186
Specific heat of low heat source	c_{pCS}	kJ/(kg·K)	4.186
Heat conductance of evaporator	$(UA)_E$	kW/K	200.0
Heat conductance of condenser	$(UA)_C$	kW/K	200.0
Pipe diameter	D	mm	200.0
Pipe length	L	m	500, 1,500
Density of seawater	ρ_{CS}	kg/m ³	1,026
Low heat source pump efficiency	$\eta_{p,CS}$	—	0.8
Roughness coefficient	C_H	—	100.0

低温熱源循環ポンプ動力を算出するのに必要な取水管内の摩擦損失ヘッドや海水密度，低温熱源循環ポンプの機械効率は日本機械学会技術資料「管路・ダクトの流体抵抗」より引用した (p252, 253)²⁹⁾。

海水取水口から発電システムまでの配管距離や高低差について，水産加工施設は海に隣接していることを想定し，配管口径を200 mm，配管距離を500 m，1,500 m，高低差は無いものと仮定した。

作動流体には，従来から使用されてきたHFC-134a，HFC-134a の代替冷媒として普及が進んでいるHFO-1234yfとを比較した。これらの物性値計算にはREFPROP²⁹⁾を用いた (Table 1)。

計算方法

サイクル計算の流れをFig. 3に示す。共通の設定条件として，蒸発器と凝縮器の伝熱面積と熱通過係数の積として表される伝熱性能，高温熱源出入口温度，低温熱源出入口温度，高温熱源流量を与える。次に蒸発器における交換熱量，蒸発温度を求め，Fig. 1での状態点1の熱物性値を算出する。同様に凝縮器における交換熱量，凝縮温度を求め，Fig. 1での状態点2の熱物性値を算出する。求めた状態点3と状態点5の熱物性値より，Fig. 1の状態点2と状態点4の熱物性値を算出する。各状態点の熱物性値から，正味仕事とタービン出力を算出する。

本研究では，正味仕事 W_{net} は次式で定義した。

$$W_{net} = W_T - W_{P,CS} - W_{P,WS} - W_{P,WF} \quad (1)$$

ここで， W_T はタービン出力， $W_{P,CS}$ は低温熱源循環ポンプ動力， $W_{P,WS}$ は高温熱源循環ポンプ動力， $W_{P,WF}$ は作動流体循環ポンプ動力を示す。高温熱源循環ポンプ動力や作動流体循環ポンプ動力は，タービン出力に比べて極めて小さい値となるため，正味仕事に影響を及ぼさないことから，今回の計算では考慮していない。

タービン出力 W_T は次式で定義する。タービン効率は100%で設定している。

$$W_T = m_{WF}(h_1 - h_2) \quad (2)$$

ここで， m_{WF} は作動流体流量を示す。また， h_1 ， h_2 はそれぞれタービン出口，タービン入口の比エンタルピーを示す。蒸発器と凝縮器の交換熱量 Q_E ， Q_C は次式で定義する。

$$Q_E = m_{WF}(h_1 - h_4) = m_{WS}c_{pWS}(T_{WSI} - T_{WSO}) \quad (3)$$

$$Q_C = m_{WF}(h_2 - h_3) = m_{CS}c_{pCS}(T_{CSO} - T_{CSI}) \quad (4)$$

ここで， h_3 ， h_4 はそれぞれ作動流体循環ポンプの入口，作動流体循環ポンプの出口の比エンタルピーを示す。また，

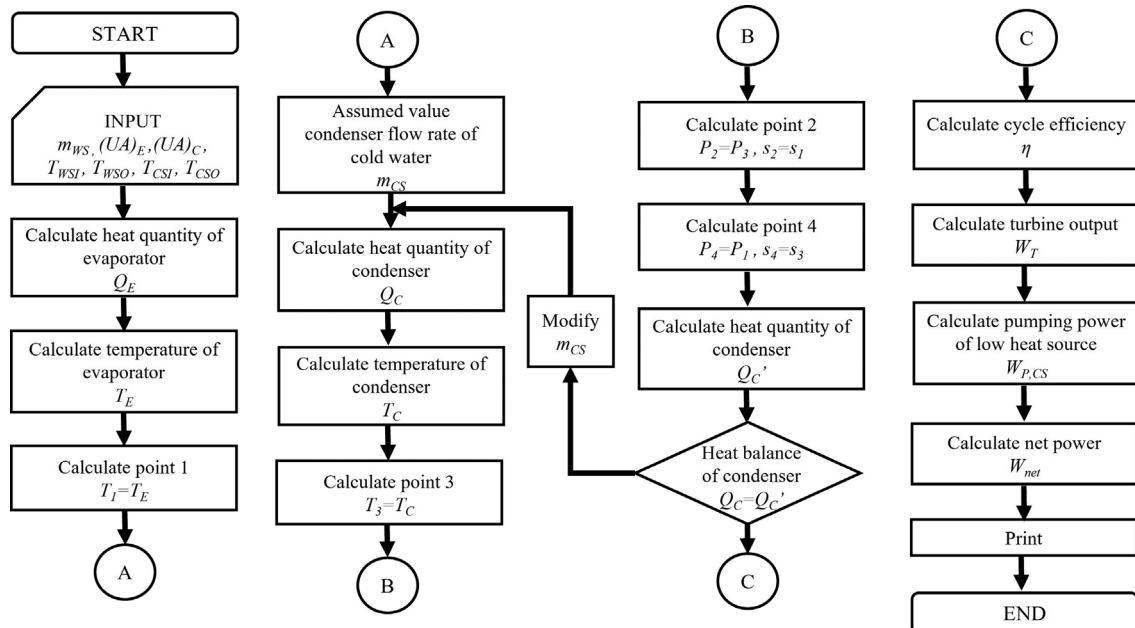


Fig. 3. Flow chart of calculation.

水産加工場からの排水条件として, m_{WS} は流量, c_{pWS} は定圧比熱, T_{WSI} は入口温度, T_{WSO} は出口温度を示し, 冷却熱源である海水の条件として, m_{CS} は流量, c_{pCS} は定圧比熱, T_{CSI} , T_{CSO} は入口・出口温度を示す。

低温熱源循環ポンプ動力 $W_{P,CS}$ は次式で定義する。

$$W_{P,CS} = (\Delta H_{CS})_f \frac{m_{CS}}{\rho_{CS} \eta_{P,CS}} \quad (5)$$

ここで, $(\Delta H_{CS})_f$ は取水管内の摩擦損失ヘッド, ρ_{CS} は海水密度, $\eta_{P,CS}$ は低温熱源循環ポンプの機械効率を示す。

取水管内の摩擦損失ヘッド $(\Delta H_{CS})_f$ は次式のヘーゼン・ウィリアムスの公式で定義する。

$$(\Delta H_{CS})_f = 6.82 \frac{L}{D^{1.17}} \left(\frac{v}{C_H} \right)^{1.85} \quad (6)$$

ここで, D は取水管内の直径, L は海水管長, v は海水流速, C_H はヘーゼン・ウィリアムス係数を示す (Fig. 3)。

結果および考察

低温熱源出入口温度差による影響

低温熱源出入口温度差における正味仕事やタービン出力, 低温熱源流量の関係をFig. 4に示す。HFC-134aはFig. 4a, HFO-1234yfはFig. 4b, 低温熱源出入口温度差は4℃と7℃における結果である。最大正味仕事や最大タービン出力を得るために必要な最適な低温熱源流量が存在している

ことがFig. 4より分かる。また, Fig. 4より最大正味仕事は低温熱源出入口温度差が大きいほうが大きくなり, 一方で最大タービン出力は低温熱源出入口温度差が小さいほうが大きくなる傾向を示している。これは, 最大正味仕事を得るために必要な最適な低温熱源流量が関係しており, 低温熱源出入口温度差が大きいほうが, 最適な低温熱源流量すなわち低温熱源ポンプ動力が小さくなることで最大正味仕事にとっては良い方向に働くためである。したがって, 本研究の発電システムを設計する場合は, 最大タービン出力だけで評価してしまうと, 低温熱源出入口温度差を小さくすべきであるが, 最大正味仕事まで考慮した場合, 低温熱源出入口温度差が大きいほうが良く, すなわち周囲の海洋環境に配慮した上限温度で設計すべきである (Fig. 4)。

低温熱源入口温度 (季節) による影響

低温熱源入口 (季節) における正味仕事やタービン出力, 低温熱源流量の関係をFig. 5に示す。HFC-134aはFig. 5a, HFO-1234yfはFig. 5b, 低温熱源入口温度が18℃ (冬季) と28℃ (夏季) における結果である。夏季と冬季で低温熱源入口温度差が10℃の場合, 最大正味仕事は23.5%, 最大タービン出力は24.5%の差が生じている。また, 最大正味仕事について, 夏季と冬季で必要な最適な低温熱源流量はそれぞれ57.0 kg/s, 65.1 kg/sであり, 流量差は8.1 kg/sである。最大タービン出力について, 夏季と冬季で必要な最適な低温熱源流量はそれぞれ66.8 kg/s, 77.4 kg/sであり, 流量差は10.6 kg/sであり, ともに必要な低温熱源流量の12~14%の差がある。

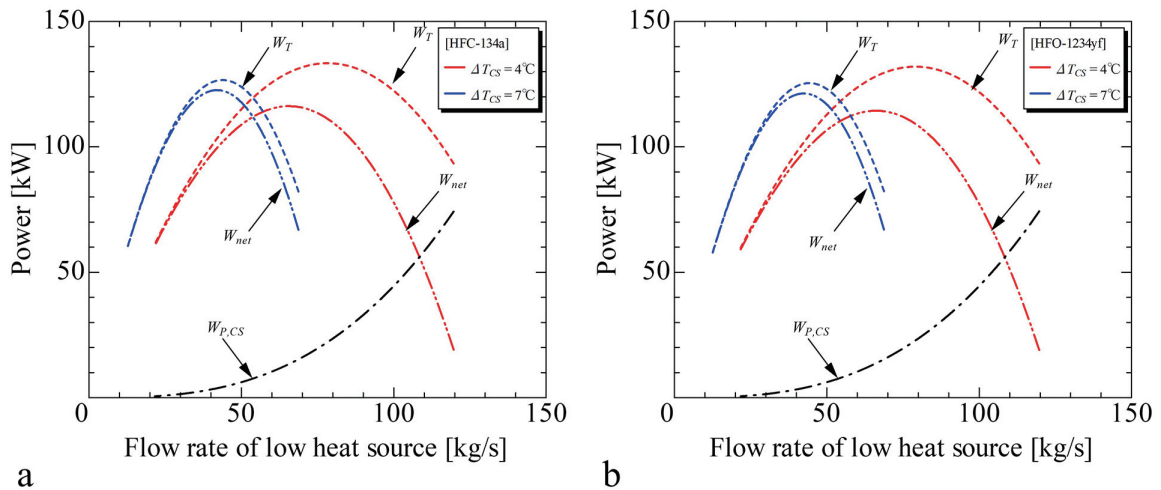


Fig. 4. The effect of the temperature difference between inlet and outlet of low heat source when the maximum turbine output and the maximum net power is optimal. a, HFC-134a; b, HFO-1234yf.

以上より、低温熱源入口温度差によって、最大正味仕事と最大タービン出力は同じ割合で増減することがFig. 5より分かった。また、Fig. 5より最大正味仕事や最大タービン出力を得るために必要な最適な低温熱源流量が存在しており、最大正味仕事や最大タービン出力を得るための最適な低温熱源側のポンプを設計する場合、夏季と冬季において大きな差を設けなくてもよいことが分かった (Fig. 5)。

低温熱源取水管の長さによる影響

低温熱源取水管の長さによる正味仕事やタービン出力、低温熱源流量の関係をFig. 6に示す。HFC-134aはFig. 6a, HFO-1234yfはFig. 6b, 低温熱源取水管長さが500 mと1,500 mにおける結果である。最大正味仕事や最大ター

ビン出力を得るために必要な最適な低温熱源流量が存在していることがFig. 6より分かる。また、低温熱源ポンプ動力は低温熱源取水管長さが長いほうが急激な増加を示しており、それに伴い正味仕事も小さくなる。最大正味仕事を得られる低温熱源ポンプ動力は低温熱源取水管長さが1,000 m異なることで41%の差が生じており、取水管の長さは正味仕事に大きな影響を及ぼすことが分かった (Fig. 6)。

高温熱源入口温度 (水産加工場) による影響

高温熱源入口温度 (水産加工場) による正味仕事やタービン出力、低温熱源流量の関係をFigs. 7-10に示す。HFC-134aはFig. 7, Fig. 8, HFO-1234yfはFig. 9, Fig. 10である。また、得られる正味仕事はFig. 7, Fig. 9, 得られるター

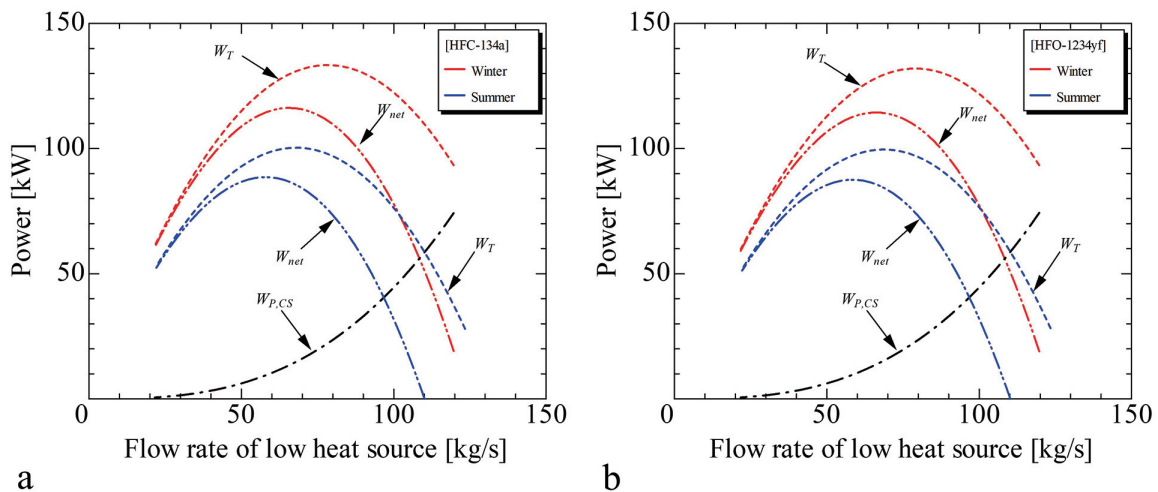


Fig. 5. The effect of the inlet temperature of low heat source in different seasons when the maximum turbine output and the maximum net power is optimal. a, HFC-134a; b, HFO-1234yf.

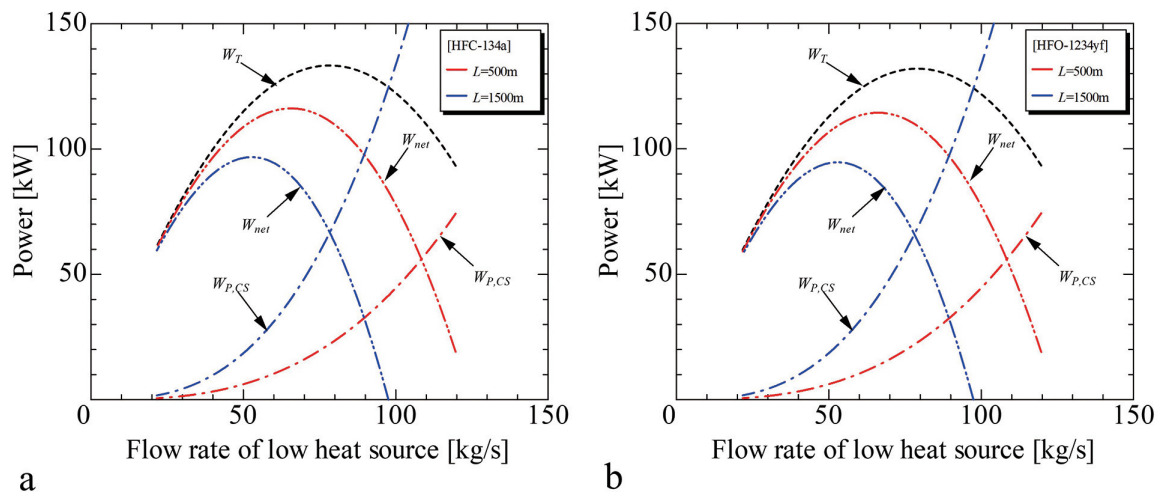


Fig. 6. The effect of the pipe length of low heat source intake pipe when the maximum turbine output and the maximum net power is optimal. a, HFC-134a; b, HFO-1234yf.

ピン出力はFig. 8, Fig. 10の結果である。それぞれ高温熱源入口温度を85℃, 90℃, 95℃において, 低温熱源流量をそれぞれ変化させた場合の結果である。

高温熱源入口温度が高いほど, 最大正味仕事と最大タービン出力が大きくなることがFigs. 7-10より分かる。高温熱源入口温度の差が5℃であれば, 最大正味仕事は10~12%, 最大タービン出力は11~13%の差が生じている。また, 高温熱源入口温度がそれぞれ85℃, 90℃, 95℃のとき, Fig. 7では最大正味仕事を得られる最適な低温熱源流量はそれぞれ56.7, 60.9, 65.1 kg/sである。つまり, 高温熱源入口温度が5℃変化すると, 最適な低温熱源流量は4.2 kg/sずつ変化することが分かる。また, 高温熱源入口温度がそれぞれ85℃, 90℃, 95℃のとき, Fig. 8では最大タービン出力を得られる最適な低温熱源流量はそれぞれ66.6,

73.2, 77.4 kg/sである。つまり, 高温熱源入口温度が5℃変化すると, 最適な低温熱源流量は, 4.2~6.6 kg/sの範囲で変化することが分かる。

以上より, 最大正味仕事と最大タービン出力は低温熱源入口温度に応じた割合で増減することが分かった。また, 最大正味仕事と最大タービン出力を得るために必要な最適な低温熱源流量が存在し, 高温熱源入口温度によって一定の変化をすることが分かった (Figs. 7-10)。

作動流体による影響

作動流体にHFC-134aとHFO-1234yfを選定した場合に得られる正味仕事やタービン出力の結果を比較したものをFig. 11に示す。HFC-134aのほうを得られる最大正味仕事や最大タービン出力がわずかではあるが大きいことがFig.

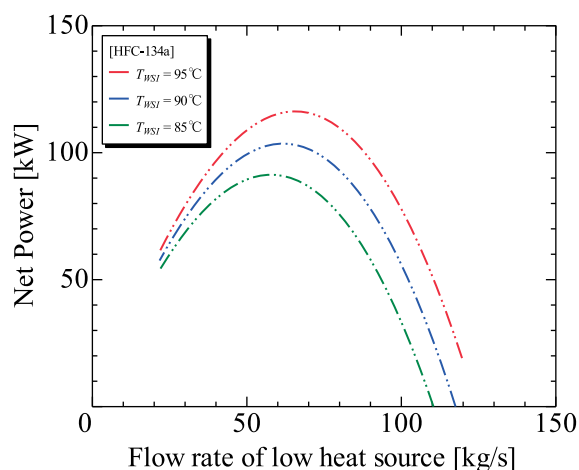


Fig. 7. The effect of the inlet temperature of high heat source at seafood processing plant when the maximum net power is optimal (HFC-134a).

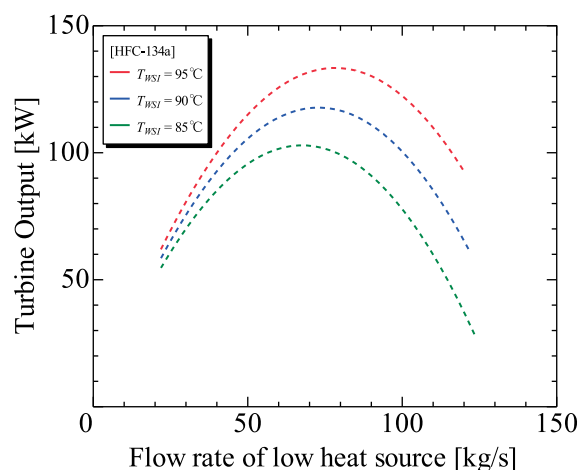


Fig. 8. The effect of the inlet temperature of high heat source at seafood processing plant when the maximum turbine output is optimal (HFC-134a).

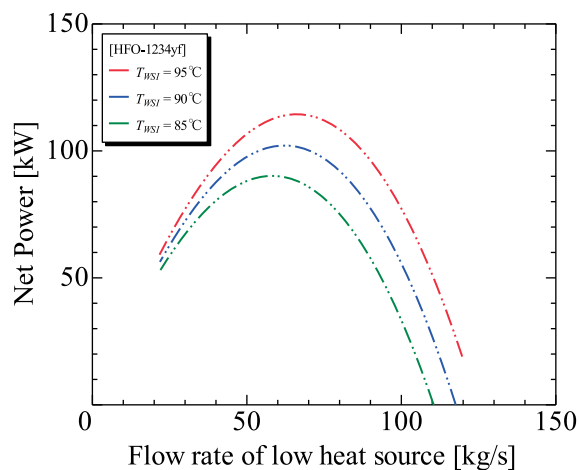


Fig. 9. The effect of the inlet temperature of high heat source at seafood processing plant when the maximum net power is optimal (HFO-1234yf).

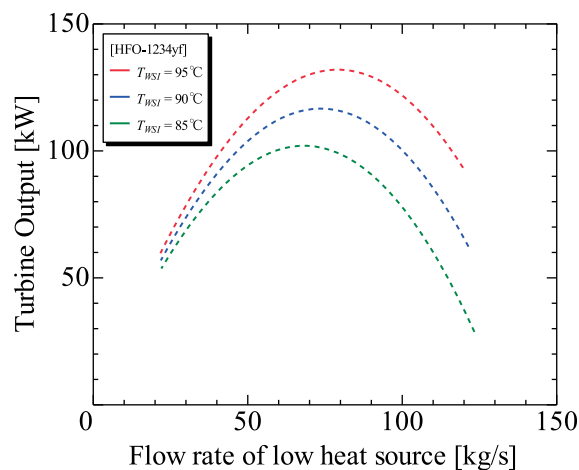


Fig. 10. The effect of the inlet temperature of high heat source at seafood processing plant when the maximum turbine output is optimal (HFO-1234yf).

11より分かる。しかしながら、作動流体毎の差は最大正味仕事で1.8 kW、最大タービン出力で1.3 kWとなり、得られる最大正味仕事や最大タービン出力の割合に比べて小さいため、大きな差ではないと判断してもよいのではと考えられる。HFC-134aは冷凍機やエアコンといった我々の生活水準を保つために必要な機器に広く利用されてきたが、温室効果が高く地球温暖化に大きく影響を及ぼすため、今後は地球温暖化係数 (GWP) の小さい作動流体に転換していく必要がある。その代替冷媒としてHFO-1234yfが挙げられており、Fig. 11の結果より得られる正味仕事やタービン出力に大きな差は無いため、本研究の発電システムにおいてHFO-1234yfはHFC-134aの代替冷媒として条件を満たしていると評価できる。

本研究では低温熱源 (海水) に対する得られる正味仕事やタービン出力の計算を行い、最大正味仕事や最大タービン出力における最適な低温熱源流量の存在を明らかにした。また、水産加工場の立地地域によって、低温熱源 (海水) の温度が異なるため、複数の地域毎で最大正味仕事や最大タービン出力における最適な低温熱源流量の比較を行ったので、以下にその結果を示す。

- 1) 最大正味仕事や最大タービン出力を得るために最適な低温熱源流量が存在していることが分かった。
- 2) 低温熱源出入口温度差によって、最大正味仕事は低温熱源出入口温度差が大きいほうが大きくなり、一方で最大タービン出力は低温熱源出入口温度差が小さいほうが大きくなる傾向となった。これは最大正味仕事を得るために必要な最適な低温熱源流量が関係しており、低温熱源出入口温度差が大きいほうが、最適な低温熱

源流量すなわち低温熱源ポンプ動力が小さくなることでタービン出力にとっては良い方向に働くためである。

- 3) 夏季と冬季で低温熱源入口温度差が10℃の場合、最大正味仕事は23.5%、最大タービン出力は24.5%の差が生じており、低温熱源入口温度差によって、最大正味仕事と最大タービン出力は同じ割合で増減することが分かった。
- 4) 低温熱源取水管長さが長いほうが、低温熱源ポンプ動力は急激な増加を示しており、それに伴い正味仕事も小さくなる。最大正味仕事を得られる低温熱源ポンプ動力は低温熱源取水管長さが1,000 m異なることで41%の差が生じており、取水管の長さは正味仕事に大きな影響を及ぼすことが分かった。
- 5) HFO-1234yfと比較してHFC-134aのほうが得られる正味仕事やタービン出力がわずかではあるが大きいことが分かった。作動流体毎の差は最大正味仕事で1.8 kW、最大タービン出力で1.3 kWとなり、得られる最大正味仕事や最大タービン出力の割合に比べて小さいため、大きな差ではないと考えた場合、本研究の発電システムにおいてHFO-1234yfはHFC-134aの代替冷媒として条件を満たしていると評価できる。

今後の課題

本研究では、HFO-1234yfのみについて検証を行っているが、今後は他のHFO冷媒を利用した場合の検証も行い、本研究の発電システムに最も適したHFO冷媒を明らかにする必要がある。また、HFC-134aは不燃性だが、HFO-1234yfは微燃性であるため、作動流体の取り扱いには注意が必要である。したがって、作動流体の安全性についても評価に加えて検証を行う必要があると考える。

謝 辞

本研究は、令和6年度佐賀大学海洋エネルギー研究所共同利用研究による研究であり、佐賀大学海洋エネルギー研究所より多大なご支援を頂いた。ここに記して謝意を表す。

記 号

c_p 比熱 $[J/(kg \cdot K)]$

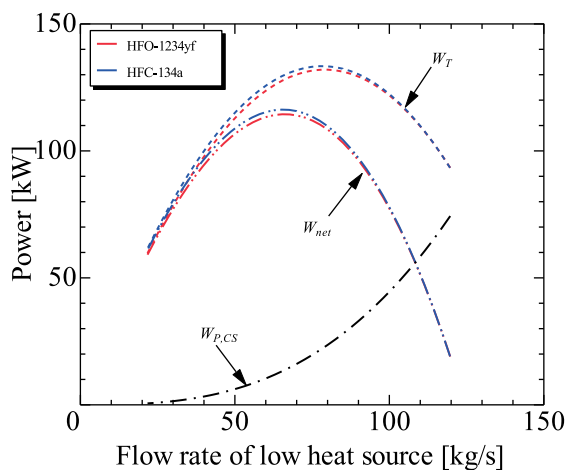


Fig. 11. The effect of working fluids when the maximum turbine output and the maximum net power is optimal.

h	比エンタルピー	[J/(kg·K)]
L	配管長	[m]
m	質量流量	[kg/s]
Q	交換熱量	[W]
T	温度	[°C]
UA	伝熱性能	[W/K]
v	速度	[m/s]
W	仕事	[W]
ΔH	摩擦損失ヘッド	[K]
η	効率	[%]
ρ	密度	[kg/m ³]

添字

C	凝縮器
E	蒸発器
I	入口
net	正味
O	出口
P	ポンプ
T	タービン
CS	低温熱源
WS	高温熱源
WF	作動流体

引用文献

- 1) UNFCCC: Paris Agreement (United Nations Climate Change): <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement> (最終閲覧日: 2024年9月9日)
- 2) 資源エネルギー庁: 国内外の再生可能エネルギーの現状と今年度の調達価格等算定委員会の論点案. 第95回調達価格等算定委員会 (2024)
- 3) 資源エネルギー庁: エネルギー基本計画 (2021)
- 4) 資源エネルギー庁: 日本のエネルギー 2023年度版「エネルギーの今を知る10の質問」. 資源エネルギー庁 広報パンフレット (2003)
- 5) 荒木康伸: エネルギー効率設計指標 (EEDI) 規制と対応技術動向. 日本マリンエンジニアリング学会誌, **52**, 480-484 (2017)
- 6) 川上雅由: 国際海事機関 (IMO) における船舶からの排気エミッション規制審議の最新動向と今後について. 日本マリンエンジニアリング学会誌, **49**, 750-755 (2014)
- 7) ClassNK: Pathway to Zero-Emission in International Shipping - Understanding the 2023 IMO GHG Strategy (2023)
- 8) 西田哲也, 大原順一, 堀田将史, 中岡 勉: 船用機関の廃熱を利用した発電システムの性能解析. 日本マリンエンジニアリング学会誌, **47**, 143-150 (2012)
- 9) 吉村英行, 大原順一, 嶋岡芳弘, 西田哲也, 池上康之: 船舶機関からの排熱を利用した発電システムに関する研究- HFO-1234yf の有効性評価-. 日本マリンエンジニアリング学会誌, **58**, 124-131 (2023)
- 10) UNEP: Kigali Amendment to the Montreal Protocol: <https://www.unep.org/ozonaction/who-we-are/about-montreal-protocol> (最終閲覧日: 2024年9月9日)
- 11) Panayiotou PG, Bianchi G, Georgiou G, Aresti L, Argyrou M, Agathokleous R, Tsamos MK, Tassou AS, Florides G, Kalogirou S, Christodoulides P: Preliminary assessment of waste heat potential in major European industries. *Energy Procedia*, **123**, 335-345 (2017)
- 12) 根津浩一郎, 下田 學, 井口光雄: 排熱利用に関する実態調査. 空気調和・衛生工学会論文集, **8**, 79-87 (1983)
- 13) 中岡 勉, 西田哲也, 堀田将史: 工場の排熱を利用するシステムに関する研究. 日本機械学会熱工学コンファレンス2010講演論文集, 197-198 (2010)
- 14) Pourfarzad H, Saremia M, Ganjali RM: A novel tri-generation energy system integrating solar energy and industrial waste heat. *Journal of Thermal Engineering*, **7**, 1067-1078 (2021)
- 15) Quoilin S, Declaye S, Tchanche FB, Lemort V: Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. *Applied Thermal Engineering*, **31**, 2885-2893 (2011)
- 16) 未利用熱エネルギー革新的活用技術研究組合技術開発センター: 産業分野の排熱実態調査報告書, 60-68 (2019)
- 17) 斉田育秀: 魚食文化の視点から見た「水産食品開発」- その歴史と展望 -. 水産振興, **52**, 1-62 (2018)
- 18) 2024 おいしいかまぼこを作るには: <https://e-kamaboko.com/jp/product/process/> (最終閲覧日: 2024年10月11日)
- 19) 株式会社 にんべん: <https://www.ninben.co.jp/about/making/> (最終閲覧日: 2024年10月11日)
- 20) 和田 明: 原子力発電所の温排水問題 拡散問題を中

- 心として. 日本原子力学会誌, **15**, 386-396 (1973)
- 21) 環境省: コールドチェーンを支える冷凍冷蔵機器の脱フロン・脱炭素化推進事業. ノンフロン脱炭素自然冷媒普及促進SITE: https://www.env.go.jp/earth/ozone/cn_naturalrefrigerant/grant/ (最終閲覧日: 2024年9月25日)
- 22) 御木英昌, 上西由翁, 西元諄一: 節類加工とその残渣処理における熱エネルギーの所要量と回収量. 鹿児島大学水産学部紀要, **38**, 91-101 (1989)
- 23) 佐野和生: 小規模水産加工場の負荷低減対策と残渣の有効活用. 一般財団法人漁港漁場漁村総合研究所 調査研究論文集, **30**, 52-59 (2020)
- 24) 木内浩一, 小島博義, 藤村葉子, 北橋伸一, 神谷康祐, 岡野真理恵: 未規制の小規模水産加工場における排水の実態. 千葉県年報 (水質環境研究室), 第4章調査報告編 (2010)
- 25) 日本機械学会: 管路・ダクトの流体抵抗. 日本機械学会, 東京 (1979)
- 26) NIST: REFPROP Version 10.0 (2018)