

タービン効率の評価に基づく 小出力オーガニックランキンサイクルの可能性試験

佐々木壮一*・荒巻太樹**

Feasibility Study of Small Output Organic Rankine Cycle Based on Evaluation of Turbine Efficiency

by

Soichi SASAKI*, Daiki ARAMAKI**

The aim of this feasibility study is the practical implementation of a small output Organic Rankine Cycle (ORC) less than 20kW. In this study, the evaluation method of a turbine efficiency which is the major component of the ORC was examined, moreover, the performance of the ORC was evaluated based on the turbine efficiency using the heat source of Obama hot spring in Unzen-City. The outlet temperature of the turbine applied the insulation treatment was almost same the temperature without the treatment. This result indicated the influence of the heat absorption on the turbine of the ambient temperature for the working fluid was small. The adiabatic efficiency in the turbine test itself was about 7.9%. It indicated the working fluid absorbed the mechanical frictional heat generated inside the turbine. In the verification test of Obama hot spring, the thermal efficiency of the prototype ORC was 2.4%. The turbine efficiency at the operating point in the turbine test was 21.2%, whereas the turbine efficiency in the ORC verification test was 19.2%.

Key words : *Energy System, Energy Conversion, Renewable Energy, West Heat Recovery*

1. はじめに

日本政府は 2050 年までにカーボンニュートラルを目指すとしており、石油火力発電等の天然資源を使用する発電を削減し、二酸化炭素を排出しない再生可能エネルギー発電の主力電源化を推し進めている⁽¹⁾。2012 年の FIT 制度から 2016 年の電力自由化の規制緩和の流れを受け、民間企業が再生可能エネルギーの売電事業に参入してきた。雲仙市の小浜温泉地域においても、2015 年から民間事業者による温泉バイナリー発電の事業が開始されている。この小浜温泉バイナリー発電所のような売電事業にはスケールメリットが必要である。このため、地域の資本では初期費用の問題か

ら地域のエネルギー資源を活用できない状況があった。

引地ら⁽²⁾は 200℃程度の排ガスを熱源にすることを想定し、高温オイル層を代替の熱源とした出力 1 kW 程度のオーガニックランキンサイクル (ORC) の発電実験を行った。若嶋ら⁽³⁾は、燃焼乾燥炉やストーブ等の排煙からの熱回収と発電能力について数値シミュレーションにより効率を評価した。Yuh-Ren Lee ら⁽⁴⁾は、82℃程度の水流を熱源とした 200kW の ORC を開発した。出力 20kW 未満の小出力発電設備は太陽光発電のように世帯や地域での運用が可能になり、温泉地域でこれまで捨てられていた温泉の熱エネルギーを温泉地域が直接活用できる可能性につながる。しかし、温泉

令和4年6月28日受理

* システム科学部門 (Division of System Science)

** 総合工学専攻機械工学コース (Mechanical Engineering Program, Department of Advanced Engineering)

熱のような低温熱源による ORC の性能についての知見は少ないのが現状である。

本研究は出力 20kW 未満の小出力 ORC の社会実装を最終的な到達目標としたものである。試作機の実証試験には、雲仙市小浜町の源泉の熱エネルギーが利用されている。この実験では、ORC の主要構成要素となるタービン効率の評価方法が検討され、さらに、そのタービン効率に基づいて小出力 ORC の性能が評価される。

おもな記号

h	比エンタルピー, kJ/kg
m	質量, kg
\dot{m}	質量流量, kg/s
P	圧力, Pa
Q	体積流量, m ³ /s
s	比エントロピー, kJ/(kg · K)
T_H	高温熱源の温度, K
T_L	低温熱源の温度, K
T	トルク, N m
V_{\max}	タービンの最大容積, m ³
V_{\min}	タービンの最小容積, m ³
σ	圧力比
ΔT	最小温度差, K
η_m	機械効率
η_s	断熱効率
η_t	熱効率
η	タービン効率
ρ	密度, kg/m ³
ω	回転数, rad/s

下付き文字

1	ポンプ入口（凝縮器出口）
2	蒸発器入口（ポンプ出口）
3	タービン入口（蒸発器出口）
4	凝縮器入口（タービン出口）

2. 実験装置および測定方法

Fig. 1 には、ORC の T - s 線図が示されている。作動流体には R245fa が用いられている。高温熱源の温度 T_H は小浜温泉の源泉の温度を参考にして 95°C に設定されている。タービンの圧力比 σ と排気量 V_{exh} が設計条件として与えられ、タービンの最小体積 V_{\min} と最大体積 V_{\max} が決定される。

$$V_{\min} = \frac{V_{\text{exh}}}{\sigma - 1}, \quad V_{\max} = \sigma V_{\min} \quad (1)$$

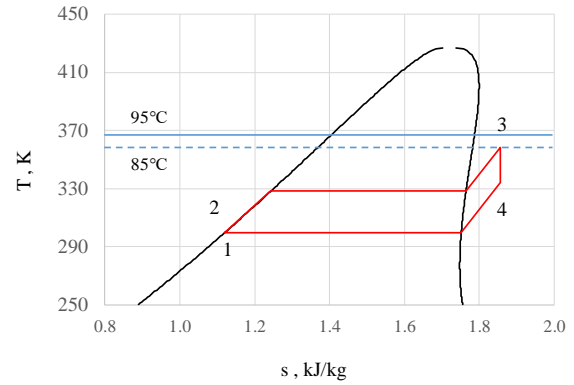


Fig. 1 T-s diagram on the ORC of R245fa

タービンの吸入体積は最小体積に等しく、タービン入口温度 T_3 は熱源温度 T_H と蒸発器の最小温度差 ΔT_{EV} から決定される。

$$V_3 = V_{\min}, \quad T_3 = T_H - \Delta T_{\text{EV}} \quad (2)$$

タービン入口の作動流体が乾き飽和蒸気または過熱蒸気であるとき、作動流体は単相単成分の状態である。このとき、タービン入口の圧力 P_3 と温度 T_3 が設計条件として与えられると、タービン入口の熱力学的状態と吸入質量を決定することができる。

$$\rho_3 = \rho(P_3, T_3), \quad h_3 = h(P_3, T_3) \quad (3)$$

$$s_3 = s(P_3, T_3), \quad m = \rho_3 V_3$$

次に、作動流体がタービン内部で理想的な断熱膨張をする場合について考える。吸入質量が保存され、排出体積 V_{\max} がわかっているので、タービン出口の比体積と密度を決定することができる。また、断熱膨張が仮定されると、タービン出口の比エントロピーは入口のそれに等しくなる。

$$\rho_4 = \frac{m}{V_{\max}}, \quad s_4^* = s_3 \quad (4)$$

2 つの状態量 (ρ_4, s_4^*) がわかったので、タービン出口の熱力学的状態が決定される。

$$T_4^* = T(\rho_4, s_4^*), \quad P_4^* = P(T_4^*, \rho_4), \quad (5)$$

$$h_4^* = h(T_4^*, P_4^*)$$

タービンの断熱効率 η_s は式(6)のように定義される。

$$\eta_s = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_4^*} \quad (6)$$

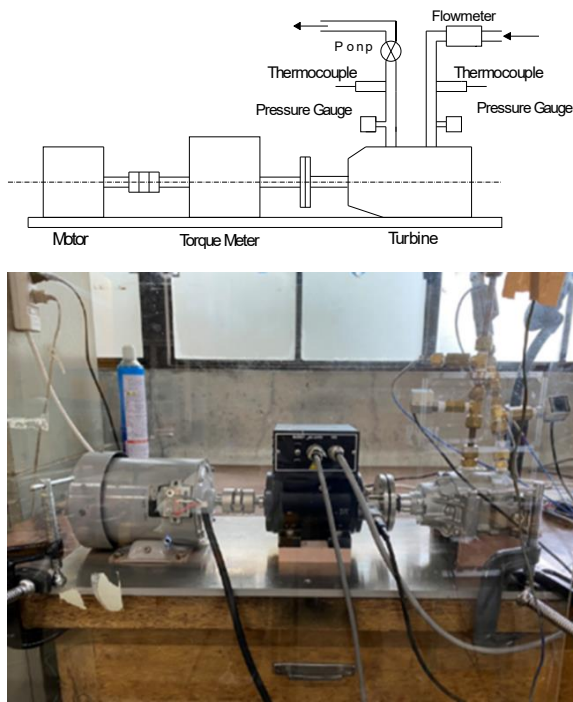


Fig. 2 Testbench of the scroll turbine

断熱膨張を想定した場合のタービン出口の比エンタルピー h_4^* については式(5)で求められているので、断熱効率を考慮したタービン出口の比エンタルピー h_4 は式(7)によって求められる。

$$h_4 = h_3 - \eta_s(h_3 - h_4^*) \quad (7)$$

タービンの機械効率 η_m は、以下のように評価されている。

$$\eta_m = \frac{T\omega}{\dot{m}(h_3 - h_4)} \quad (8)$$

ここで、 h_3 は実測値のタービン入口エンタルピー、 h_4 は実測値の出口エンタルピー。タービン効率 η はこれら両者の積として評価されている。

$$\eta = \eta_s \eta_m = \frac{T\omega}{\dot{m}(h_3 - h_4^*)} \quad (9)$$

Fig. 2 はタービン性能の試験装置の概略図を示したものである。この試験の作動流体には窒素ガスが採用されている。タービンの入口側には熱式流量計（キーエンス, FD-A600）が取り付けられている。また、タービンの入口と出口には、熱電対（八光電気, HTK-0220）と圧力計（長野計器, GC31-174）が取り付けられている。タービンには、カーエアコン用のスクロールコン

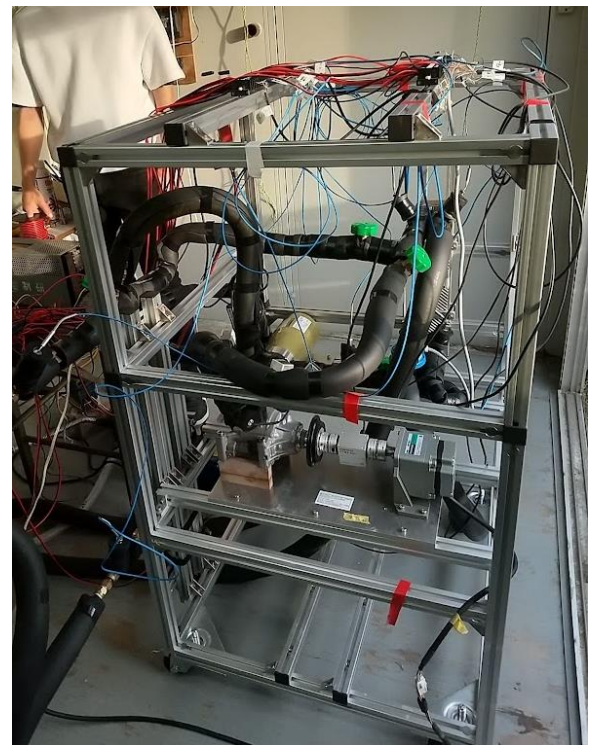
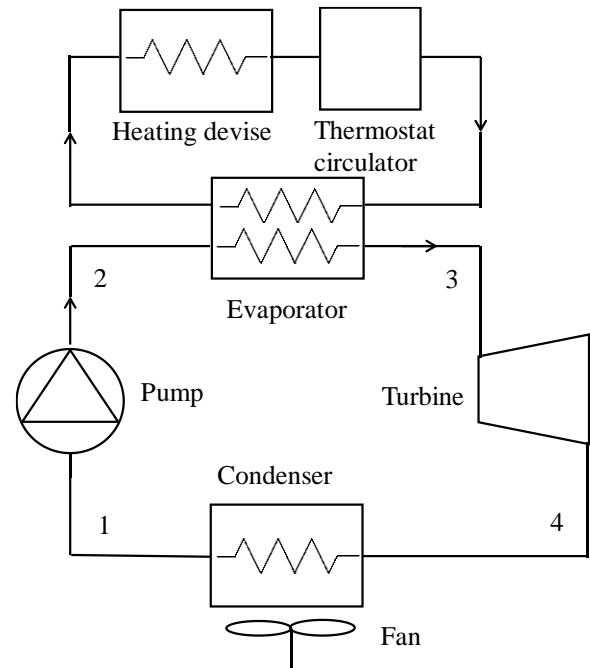


Fig.3 Experimental apparatus of the ORC

プレッサー（デンソー, SCSA06C）が転用されている。スクロールタービンの回転軸にはトルク計（ユニパルス, UTMII-2Nm）が取り付けられている。

Fig. 3 は ORC 実験装置の概略図を示したものである。ORC は循環ポンプ（IWAKI, MDG-M4T6B100）、蒸発器（日阪, BXC-154-NU-14）、タービン（デンソー, SCSA06C）、凝縮器（三菱電機, EMF-35DSA-Q）

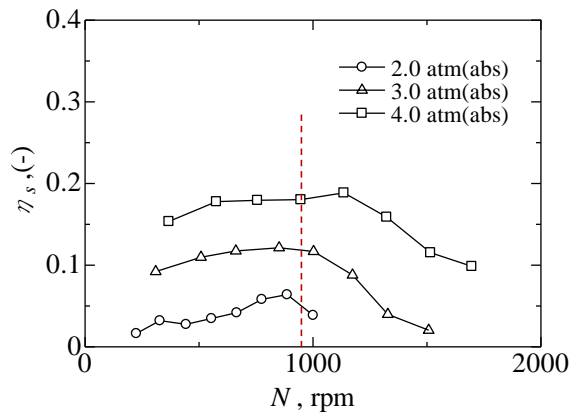


Fig. 4 Algebraic efficiency of the turbine

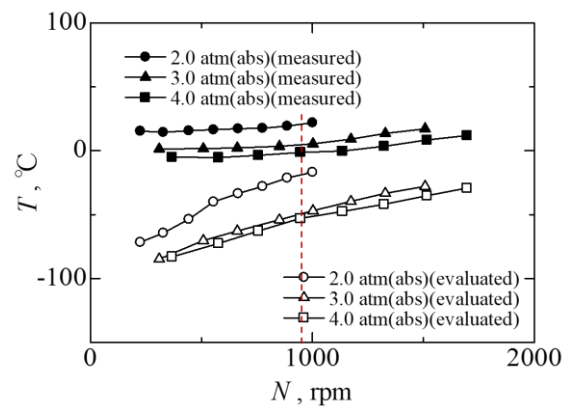


Fig. 6 Outside temperature of the turbine

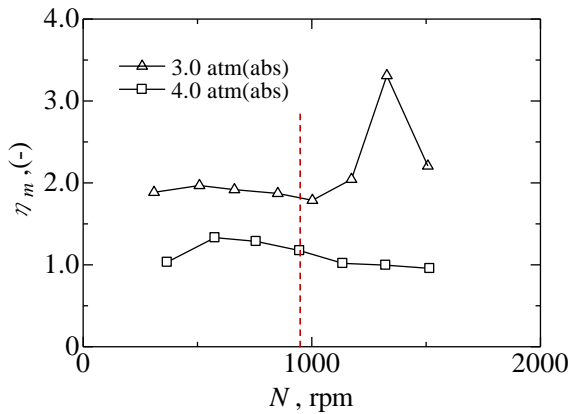


Fig. 5 Mechanical efficiency of the turbine

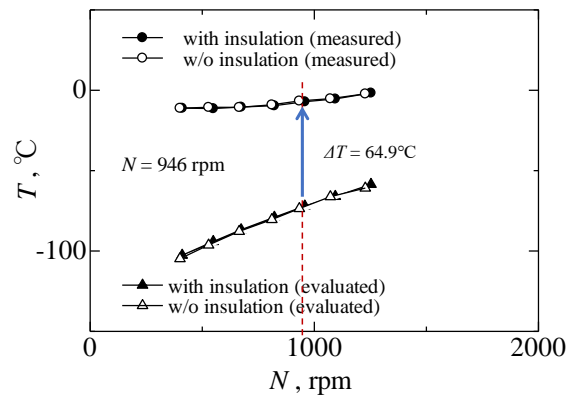


Fig. 7 Comparison of the outlet temperature between insulated system and without insulation

から構成されている．実証実験は長崎県雲仙市小浜町における実験施設で行われた．このとき，作動流体の質量流量 \dot{m} は温水の供給熱量が作動流体の受熱量と等しいと仮定して求められている．

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_{HW} C_p (T_H - T_L)}{h_3 - h_2} \quad (10)$$

ここで， \dot{m}_{HW} は温水の質量流量である．また，ORCの熱効率 η_t は，ポンプの消費電力がタービン出力と比較して十分に小さいと仮定し，式(11)によって評価されている

$$\eta_t = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_2} \approx \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_1} \quad (11)$$

3. 結果および考察

Fig. 4 はタービンの断熱効率の特性を示したものである．図中の凡例の圧力は初期入口圧力である．作動

点の回転数を 946rpm に設定した．初期入口圧力 2 気圧，3 気圧，4 気圧の，断熱効率は作動点付近で 3.9%，11.7%，18.0% となった．Fig. 5 には，タービンの機械効率が示されている．作動点での，機械効率は 3 気圧，4 気圧で 179%，117% となった．

Fig. 6 は，タービン前後で断熱変化した場合のタービン出口での温度と実測値の出口温度を示している．3 気圧の作動点を例に見ると，これらの温度差は 64.9°C であり，タービン前後で多くの熱エネルギーが吸収されていることが分かった．実測値の出口温度が高いため出口エンタルピー h_3 の値も高くなる．この結果，断熱効率が低く，機械効率が 100% を超えたと考えられる．しかし，100% を超える機械性能によってタービン性能を評価することは適切ではない．

Fig. 7 はタービン性能の試験におけるタービン出口での作動流体の温度を断熱処理の有無で比較したものである．断熱処理されたタービンでは，配管とタービンが全て断熱材で覆われている．図中の三角印はター

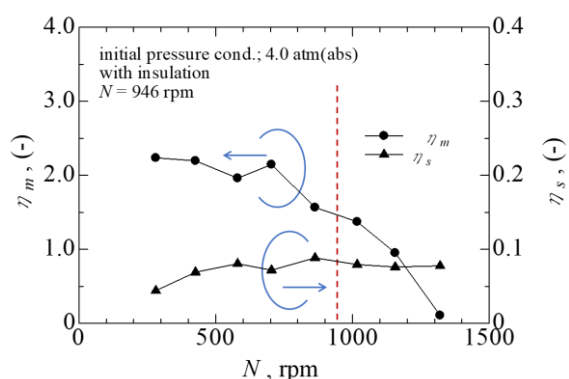


Fig. 8 The Mechanical efficiency and the adiabatic efficiency of the turbine

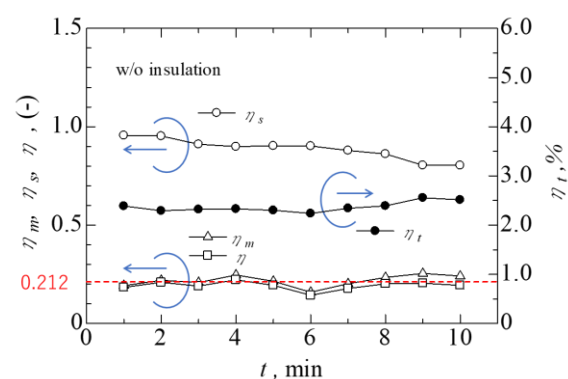


Fig.10 Evaluation of the performance of the ORC in 10 mins

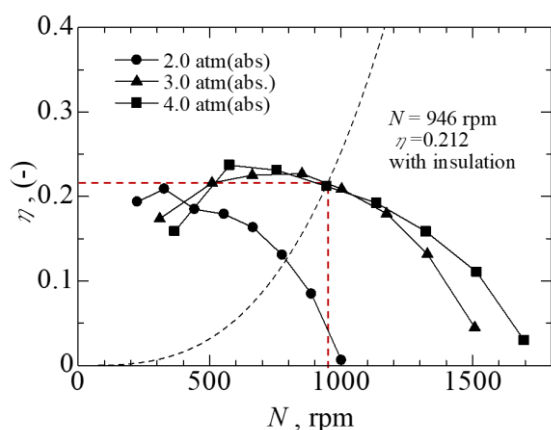


Fig. 9 Comparison on the turbine efficiency in the difference inlet pressure

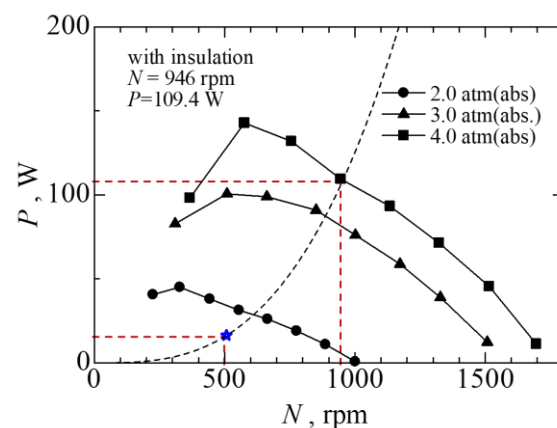


Fig.11 Turbine output based on the turbine performance test

ビン前後で断熱変化した場合の出口温度であり、丸印は実測値の温度である。タービン出口温度は、断熱材の有無にかかわらず同程度であった。

Fig. 8 には、タービン試験における効率の特性が示されている。作動点での断熱効率 (▲) は 7.9% であった。一方、タービンの機械効率 (●) は 100% 以上になった。Fig.7 の結果から、実測値のタービン出口温度は断熱処理の有無で変化がなく、作動流体と外気との熱交換の影響は小さいことがわかる。以上のことから、作動流体がタービン内部で主軸や歯車の摩擦熱を吸収し、タービン出口での温度が上昇したと考えられる。

Fig. 9 は、タービン効率を異なる入口圧力の条件で計測した結果である。図中の凡例の圧力は無負荷のタービンに与えた入口圧力である。タービン入口圧力が 3 気圧と 4 気圧のタービン効率は、作動点でいずれも 21.2% になった。

Fig. 10 は、小浜温泉の実証試験施設で計測された

ORC 性能の時間変化を示したものである。高温側の熱源の温度は 81.0℃ であった。実機の実証試験では、断熱効率が 88.7% であった。このため、機械効率 (△) とタービン効率 (○) は近い値となった。また、タービン試験におけるタービン効率と ORC のタービン効率は同程度であることがわかった。このとき、ORC の熱効率は 2.4% であった。

Fig. 11 は、タービン単体の試験における、タービン出力の特性を示したものである。図中の 500rpm 近傍の点が、実証試験の作動点である。ORC のポンプ性能が改善され、タービン前後の圧力比が 2.9 となる場合、試作機の ORC の出力は 109.4W になる。

4. おわりに

断熱処理されたタービン出口温度は断熱処理なしのタービン出口温度と同程度であった。従って、作動流体の温度上昇に及ぼす外気の吸熱の影響は小さい。

タービンの試験における断熱効率は約 7.9%であった。これは、作動流体がタービン内部で生じる機械的な摩擦熱を吸収したためであると考えられる。本実験の範囲では、タービン入口圧力が異なる運転状態において、タービン効率が同程度になる作動点が存在した。この作動点近傍に、ターボ機械の流体力学的な相似性が存在する。小浜温泉での実証試験において、試作機の ORC の熱効率が 2.4%であることを作動流体の物理量の計測に基づいて示した。タービン試験における作動点のタービン効率が 21.2%であるのに対して、ORC の実証試験におけるタービン効率は 19.2%であった。

謝辞：本研究は JST, RISTEX, JPMJRX20I6 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) 資源エネルギー庁, “令和2年度エネルギーに関する年次報告(エネルギー白書2021)”, p.230-233, 経済産業省.
- 2) 引地巧, 木戸長生, 西山典偵, 小杉田修, “高効率小型オーガニックランキンサイクル発電技術の開発”, 日本機械学会論文集, Vol.83, No.847 (2017), pp.1-7.
- 3) 若嶋 振一郎, 山田 昇, 星 朗, “潜熱蓄熱融合小型 ORCシステムによる熱回収・発電の数値シミュレーション、日本機械学会熱工学コンファレンス2013講演論文集, No.13-55 (2013.10), pp.313-314.
- 4) Yuh-Ren Lee, Li-Wei Liu, Yun-Yuan Chang, Jui-Ching Hsieh, “Development and application of a 200 kW ORC generator system for energy recovery in chemical processes”, Energy Procedia, Vol. 129, (2017), pp. 519-526.