

低温熱源により作動する小出力オーガニックランキン サイクルにおけるタービン性能の熱力学的解析

佐々木壮一, 染矢理一郎, 山口朝彦

Thermodynamic Analysis of a Turbine Performance in Small Output Organic Rankine Cycle Operated by Low Grade Heat Source

by

Soichi SASAKI*, Riichiro SOMEYA**, Tomohiko Yamaguchi*

In order to practical application of a small output organic Rankine cycle (ORC) operated by low grade heat source, the thermodynamic performance of the turbine, which is the main component of the ORC, was analyzed. The turbine is substituted by the scroll compressor of a car air conditioner. The analyzed turbine output was compared with the actual turbine performance. Moreover, the output of the ORC is evaluated based on the flow rate of the hot spring in the drainage line. The overall mechanical efficiency of the actual turbine at the operation point was 29.7%. The analyzed performance indicated that the turbine with high-pressure ratio contributes to the improvement on its output. We also presented that the suggested thermodynamic analysis method could evaluate the approximate total power of the ORC based on the flow rate of the hot water.

Key words: wake interaction, aerodynamic noise, fan

1. はじめに

地熱は、その他の再生可能エネルギーと比較して安定したエネルギーを供給することができる。熱源は温度レベルによって、低温 (<230 °C)、中温 (230–650 °C)、高温 (>650 °C) に区別される⁽¹⁾。長崎県の雲仙・小浜地区などにみられる温泉排熱は低温熱源の一つである。これまでは、浴用に利用することができない温湯は海や川にそのまま排水されていた。しかし、この低温熱源を利用したオーガニックランキンサイクル（以下、ORC）が既に実用化されており⁽²⁻⁴⁾、長崎県の小浜地区でも民間のバイナリー発電所が稼働している⁽⁵⁾。これらの ORC については、売電事業の採算性の観点から出力 20kW 以上のものが多い。一方、小出力発電設備に分類される 20kW 未満の ORC については、ス

ケールメリットの観点からその実現可能性が低いとされてきた。しかし、近年になって、出力 5kW 未満の ORC の研究成果が報告されるようになってきた⁽⁶⁻⁸⁾。この小出力 ORC は、初期投資や維持管理費用のリスクを緩和し、分散型エネルギーシステムの普及に貢献する。しかし、従来の小出力 ORC の性能に関する研究は実験室レベルの実証試験が多く、その実用化に向けた検討は十分ではなかった。

本研究では、低温熱源によって作動する小出力 ORC の実用化を目的として、その主要構成要素であるスクロールタービンの性能を熱力学的に解析する。このタービンには、自動車用カーエアコンのスクロールコンプレッサーが転用されている。この熱力学的に解析されたタービン出力を実機のタービン性能と比較す

令和 3 年 12 月 21 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)

る。また、温泉の排湯ラインの流量に基づいて、ORCの出力を評価する。

| おもな記号 | |
|------------|---------------------------|
| h | 比エンタルピー, kJ/kg |
| E | タービン仕事, J |
| m | 質量, kg |
| 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 | トルク, N m |
| V_{maz} | タービンの最大容積, m ³ |
| V_{min} | タービンの最小容積, m ³ |
| V_{exh} | タービンの排気量, m ³ |
| W | タービン出力, W |
| σ | 圧力比 |
| ΔT | 最小温度差, K |
| η_t | 機械効率 |
| η_s | 断熱効率 |
| ρ | 密度, kg/m ³ |
| ω | 回転数, rad/s |

下付き文字

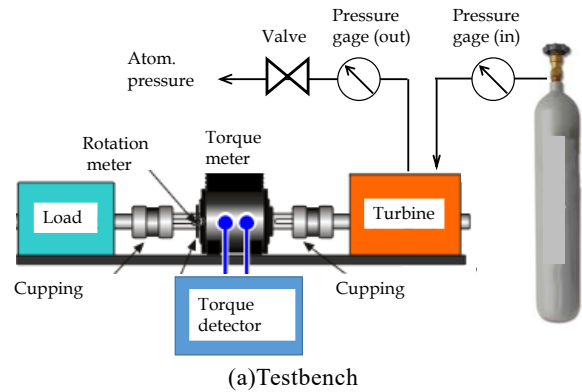
- 1 ポンプ入口 (凝縮器出口)
- 2 蒸発器入口 (ポンプ出口)
- 3 タービン入口 (蒸発器出口)
- 4 凝縮器入口 (タービン出口)

2. 実験装置および測定方法

Fig. 1 はスクロールタービンの試験装置を示したものである。(a)がテストベンチの全体図であり、(b)がスクロールコンプレッサーである。この研究では、カーエアコン用のスクロールコンプレッサーがタービンへ転用されている⁽⁹⁾。タービン性能を試験するための作動流体には、窒素ガスが使用されている。このタービンが一回転すると、60ccの気体が排出される。タービン入口と出口の圧力がデジタル圧力計(日本精器, BN-PGD60PL-F1)によって計測される。タービンの出力はトルク計(小野測器, SS-020)とトルク検出器(小野測器, TS-2800)によって計測される。主軸の回転数は電磁式回転検出器(小野測器, MP981)で計測される。タービンの総合効率 η_t は式(1)によって評価される。

$$\eta_t = \frac{T\omega}{(P_{in} - P_{out})Q}, \quad Q = \frac{N V_{exh}}{60} \quad (1)$$

ここで、 T は軸トルク、 ω は角速度、 P は圧力、 N は1



(b) Scroll turbine (SCS06)

Fig. 1 Experimental apparatus

分間当たりの回転数、 V_{exh} はタービン容積である。この総合効率は実験的な整理に基づくものであり、後述の断熱効率の熱力学的な定義とは区別されることには注意が必要である。

3. タービン性能の熱力学的解析

Fig. 2には、小出力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⁽¹⁰⁾。この解析の作動流体の熱力学的特性はRefprop®によって計算されたものである。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。

$$V_{min} = \frac{V_{exh}}{\sigma - 1}, \quad V_{max} = \sigma V_{min} \quad (2)$$

タービンの吸入体積 V_{in} 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。

$$V_3 = V_{min}, \quad T_3 = T_H - \Delta T_{EV} \quad (3)$$

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。

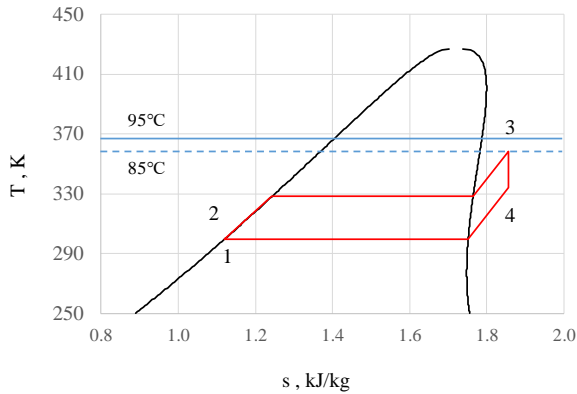
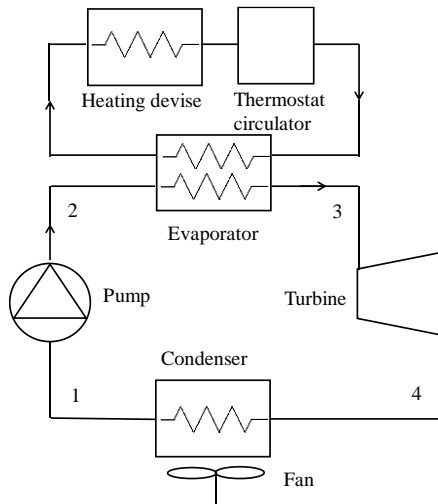


Fig. 2 T-s diagram of ORC by R245fa

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。

$$\begin{aligned} \rho_3 &= \rho(P_3, T_3), & h_3 &= h(P_3, T_3) \\ s_3 &= s(P_3, T_3), & m &= \rho_3 V_3 \end{aligned} \quad (4)$$

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。

$$\rho_4 = \frac{m}{V_{\max}}, \quad s_4^* = s_3 \quad (5)$$

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。

$$T_4^* = T(\rho_4, s_4^*), \quad P_4^* = P(T_4^*, \rho_4), \quad (6)$$

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

タービンの断熱効率 η_s は式(7)のように定義される。

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

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(6)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は式(8)によって求められる。

$$h_4 = h_3 - \eta_s (h_3 - h_4^*) \quad (8)$$

タービン出口の密度 ρ_4 は既に求められているので、比エンタルピーと併せて2つの状態量を与えることができる。従って、断熱効率が考慮されたタービン出口の熱力学的状態を決定することができる。

タービン前後の熱力学的状態が求められたので、1サイクル当たりのタービン仕事を式(9)から求めることができる。

$$E_t = m (h_3 - h_4) \quad (9)$$

また、サイクルの任意の質量流量 \dot{m} が与えられると、タービンの回転数 n と熱力学的タービン出力 W_t を式(10)によって計算することができる。

$$n = \frac{\dot{m}}{m}, \quad W_t = n E_t \quad (10)$$

4、実験結果および考察

Fig. 3 には、テストベンチで測定された実機のタービン性能が示されている。タービンの設計回転数を 670rpm に設定する。この作動点でのタービン入口圧力は 455kPa、圧力比は 2.04、軸出力は 46.2 W である。このとき、タービン効率は 29.7% である。

Fig. 4 は熱力学的に解析された質量流量とタービン出力の関係を示したものである。タービンの設計回転数に基づいて換算された設計流量は 0.013kg/s である。タービン入口圧力が大きくなると、タービン出力は僅かに小さくなる。同じ設計流量では、タービンの排気量が大きくなると、その回転数が減少するために、そのタービン出力には変化がない。以上の結果から、これら二つの設計条件がタービン性能に及ぼす影響は小さいことがわかる。一方、タービンの断熱効率が低下すると、タービン出力は低下する。また、タービンの

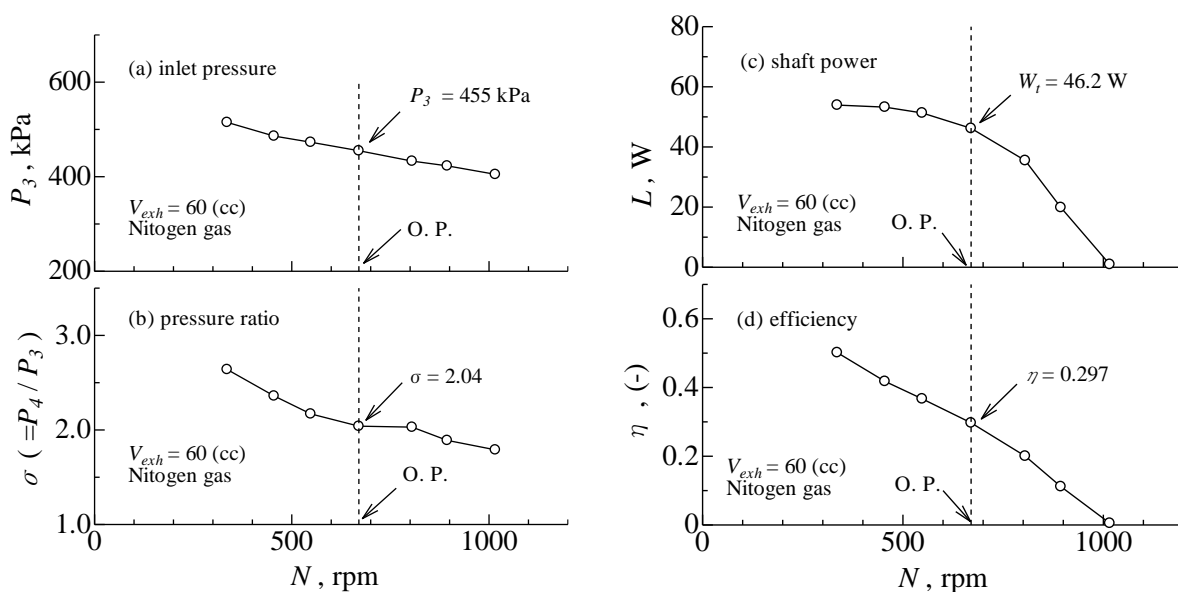


Fig. 3 Characteristics of the individual turbine performance

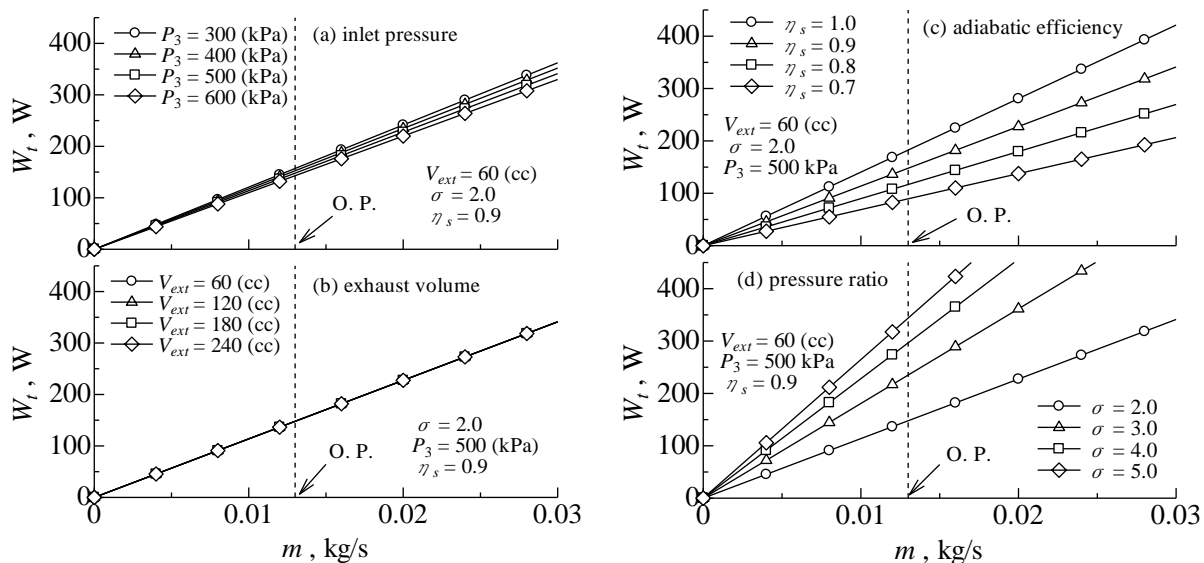


Fig. 4 Thermodynamic output of the turbine

圧力比の上昇は、タービン出力の向上に貢献する。これらのことから、タービン出力を上昇させるためには、圧力比の大きなタービンを採用することが有利であることがわかる。Table 1には、実機のタービン性能の試験結果と熱力学的解析の結果が整理されている。実測値のタービン出力は 46.2W であり、その総合効率は 29.7%であった。熱力学的解析に基づくタービン出力は 185W であった。断熱効率が 0.9 に仮定されると、タービンの正味出力は 150W になる。この出力に実測値の総合効率が与えられたら、タービンの総合出力は

54.9W になる。

Fig. 5 には、温水の流量とタービン出力の関係が示されている。例えば、長崎県雲仙市小浜町の旅館「ゆのか」には、流量 17L/min の排湯ラインがある。この設計流量におけるタービンの熱力学的出力は 2.51 kW となる。タービンの総合効率が 0.297 であるとき、その総合出力は 745W となる。例えば、現在の電気利用料金が 27 円/kWh であるとする。この小出力 ORC の年間の設備稼働率が 70% に仮定されると、年間 123,000 円の電気料金を節約することができる。

Table 1 Summary of the performance of the turbine

| 【Experiment】 | | |
|----------------------------|-------|--------------|
| Mass flow rate (kg/s) | 0.013 | Design point |
| Rotation speed (rpm) | 630 | Measurement |
| Inlet pressure (Pa) | 455 | Measurement |
| Pressure ratio | 2.04 | Measurement |
| Overall output (W) | 46.2 | Measurement |
| Overall efficiency | 0.297 | Measurement |
| 【Thermodynamic properties】 | | |
| Thermodynamic output (W) | 185 | Analysis |
| Adiabatic efficiency | 0.90 | Assumption |
| Shaft output (W) | 150 | Analysis |
| Overall efficiency | 0.297 | Measurement |
| Overall output (W) | 54.9 | Analysis |

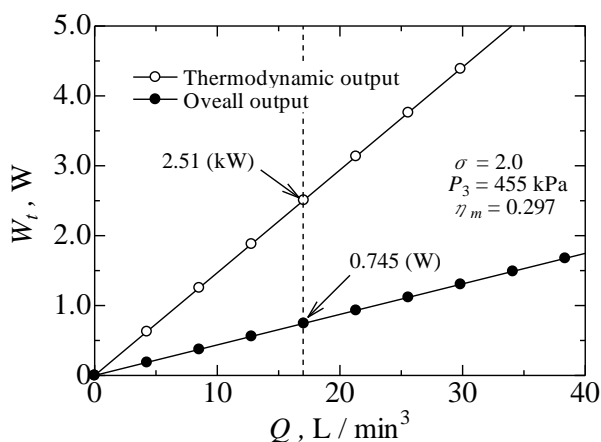


Fig. 5 Relationship between the flow rate and output of the turbine

5、おわりに

本研究では、低温熱源によって作動する小出力 ORC の主要構成要素であるスクロールタービンの性能を熱力学的に解析した。設計点における実機のタービンの総合効率は 29.7% であった。タービン性能の熱力学的解析から、圧力比の大きなタービンはその出力の向上に貢献することを示した。本研究で提案した、熱力学的なタービン出力の解析法は、ORC の総合出力を見積もることが出来ることを示した。

謝辞：本研究は JSPS、科研費、16K00653、および JST、RISTEX、JPMJRX2016 の助成を受けたものです。

参考文献

(1) Tchanche, B. F., et al., Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles - A review of various applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15

(8), pp. 3963-3979, 2011.
 (2) Kuo, C.-R., Hsu, S.-W., et al., Analysis of a 50kW organic Rankine cycle system, *Energy*, 36 (10), pp. 5877-5885, 2011.
 (3) Lee, Y.-R., et al., Transient response of a 50kW organic Rankine cycle system, *Energy*, 48 (1), pp. 532-538, 2012.
 (4) Hsieh, J.-C., et al., Design and preliminary results of a 20-kW transcritical organic Rankine cycle with a screw expander for low-grade waste heat recovery, *Applied Thermal Engineering*, 110, pp. 1120-1127, 2017.
 (5) 小浜温泉バイナリー発電所, Wikipedia, accessed 2020.8.22
 (6) Muhammad, U., et al., Design and experimental investigation of a 1 kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam, *Energy Conversion and Management*, 103, pp. 1089-1100, 2015.
 (7) Pu, W., Yue, et al., Experimental study on Organic Rankine cycle for low grade thermal energy recovery, *Applied Thermal Engineering*, 94, pp. 221-227, 2016.
 (8) Jiang, L., et al., Investigation on a small-scale pumpless Organic Rankine Cycle (ORC) system driven by the low temperature heat source, *Applied Energy*, 195, pp.478-486, 2017.
 (9) 永作英一, 他 3 名, スクロールコンプレッサの開発 (特集 変貌するカーエアコン), デンソーテクニカルレビュー, 4(2), pp.15-20, 1999.
 (10) T. Yamaguchi, et al., Experimental study for the small capacity organic Rankine cycle to recover the geothermal energy in Obama hot spring resort area, *Energy Procedia*, 160, pp. 389-395, 2019.