

TUMSAT-OACIS Repository - Tokyo

University of Marine Science and Technology

(東京海洋大学)

水バイナリー発電の理論及び実験的検討

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2020-06-12 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 植西, 翔也 メールアドレス: 所属:
URL	https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/1931

修士学位論文

水バイナリー発電の理論及び
実験的検討

2019 年度
(2020 年 3 月)

東京海洋大学大学院
海洋科学技術研究科
海洋システム工学専攻

植西 翔也

目次

1 序論	2
1.1 研究背景	2
1.2 なぜ水なのか?	4
1.3 先行研究	10
1.4 研究目的	10
2 蒸気表を用いた理論計算	10
2.1 理論計算の目的	10
2.2 理論計算方法	10
2.3 理論計算結果と考察	12
3 実証機を用いた実験	18
3.1 実験目的	18
3.2 実験装置及び実験方法	18
3.3 解析方法	21
3.4 実験結果及び考察	22
3.4.1 温水入口温度の変動が出力に与える影響	22
3.4.2 ノズル及びタービンでの水滴の影響	25
3.4.3 出力の低下	31
4 結論	35
5 謝辞	36
6 参考文献	36

1 序論

1.1 研究背景

2017年に日本国内では地熱資源から約500MWの電力を得ており^[1]、これは日本国内の約0.3%の電力を賄っていることになる。地熱資源は純国産のエネルギーであり、安定した発電が行えるなどの利点があるため、日本政府は2030年までに現在の3倍である約1500MWの電力を地熱から賄うことを目標に掲げている。しかし、現在の地熱発電方法の主流であるフラッシュ発電方式は150°C以上の蒸気や、大規模な地熱資源量が必要であることから新規開発出来る地域は限られている。Fig. 1に150°C以上の熱水系地熱資源量密度分布図を示す。また大規模な地熱発電所の建設には10年を超えるリードタイムや多くの初期投資が必要となりながら、地熱調査の結果次第では開発を断念せざるを得ないなどの事業リスクが存在し、これらが開発の障害となっている。現に過去10年以上、地熱発電設備容量はほぼ横ばいで推移しており^[2]、発電量に関しては設備の老朽化の影響で減少傾向にある。

そんな中、150°C以上の高温熱源だけではなく、53°C~120°Cの中低温の地熱資源にも関心が寄せられている。その理由として、中低温熱源は日本各地に幅広く分布しているため地域分散型電源の熱源としての活躍が期待されることが挙げられる。Fig. 2に53°C~120°Cの熱水地熱資源量密度分布図を示す。温泉は日本各地に存在し、実際に活用されている代表的な中低温熱源であるが、源泉温度が高すぎるために温泉を冷ましてから入浴に使用している温泉施設がある。その際に捨てられる熱を使って発電を行うことが可能であり、それを実現する技術としてバイナリー発電がある。温泉からの排熱を発電に利用する“温泉発電”が普及すれば、全国に広がる27000個以上の温泉地^[3]で発電を行える可能性があり、一つ一つの発電量は小さくても数が集まれば大きな発電量になると考えられる。温泉発電には、新たに生産井戸を掘削する必要がないため開発費用が小さいことや、温泉を枯渇させる心配がないことから新たに地熱発電所を開発する場合と比べて地元の温泉旅館からの同意を得やすいなどのメリットがある。

バイナリー発電技術自体は既に実用化されている技術であり、国内では地熱発電所で余った熱水を熱源として商業的に発電を行っている事例がある（滝上バイナリー発電所など）。しかし、それらの現在実用化されているバイナリー発電施設の多くでは炭化水素系の物質や代替フロンを作動媒体に用いている。そのため、温泉地での適用を考えると可燃性や有毒性、また地球温暖化係数やオゾン層破壊係数が高い物質が漏洩した際の社会的信頼の損失などが課題になると考えられる。

そこで本研究では人体と環境の両方に無害な水を作動媒体に用いた水バイナリー発電システムについての研究を行った。

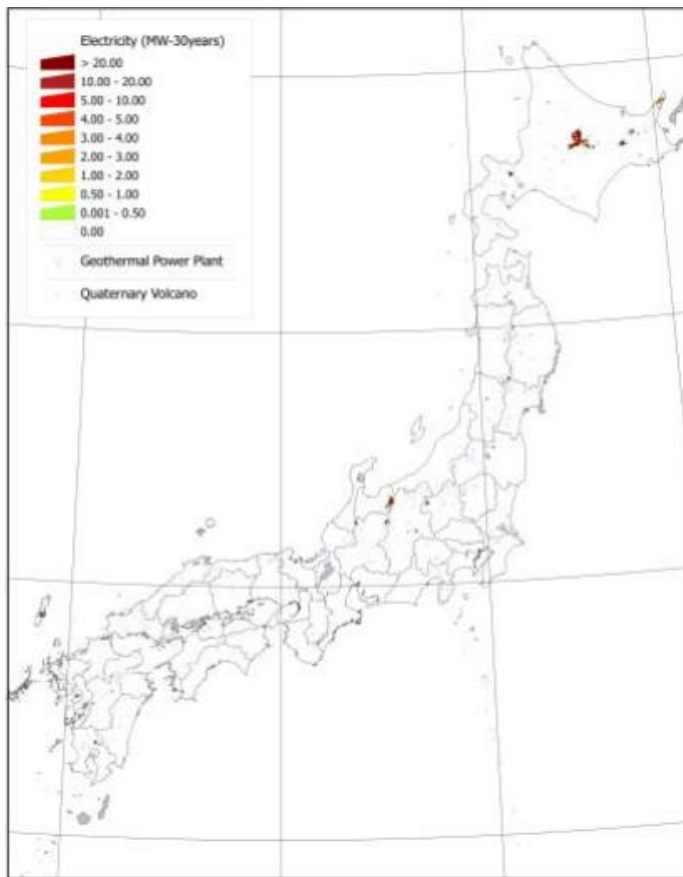


Fig. 1 Density map of geothermal resource over 150 °C

出典: 出典: 村岡洋文・阪口圭一・駒澤正夫・佐々木進 (2008a), 日本の熱水系資源量評価 2008, 日本地熱学会 平成 20 年度学術講演会講演要旨集

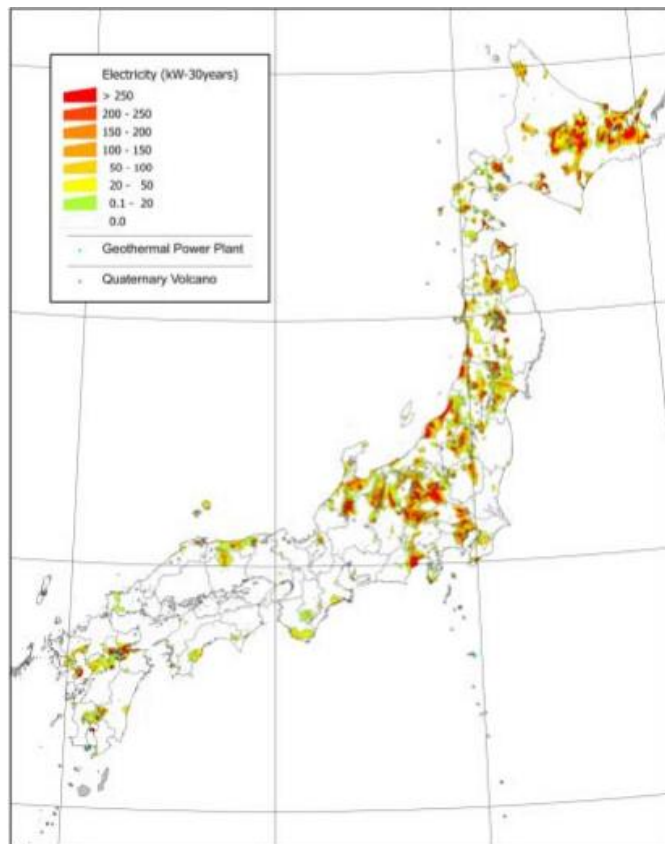


Fig. 2 Density map of geothermal resource from 53 °C to 120 °C

出典: 出典: 村岡洋文・佐々木宗建・柳澤教雄・大里和己 (2008b), カリーナサイクルによる温泉発電の市場規模評価, 日本地熱学会平成 20 年度学術講演会講演要旨集

1.2 なぜ水なのか？

現在バイナリー発電システムの作動媒体としては、炭化水素系媒体や代替フロンが一般的であり、作動媒体の物性値はバイナリー発電の原理であるランキンサイクルの性能に影響を及ぼす。そのため、有機ランキンサイクルの性能の向上のために、熱源温度などの条件ごとにどの物質が最適なのか以前から多くの研究が行われてきた。この節では有機化合物ではなく水を作動媒体に使用することについてのメリットとデメリットについて、論文を引用しながら考えていきたい。

温泉熱を使用した水バイナリー発電システムの想定熱源温度は高くても 90°C 前後となる。そのため、90°C 前後の熱源を想定した井上らの論文^[4]を引用したい。この研究では熱源に 88°C の温水を想定し、冷却水は 32°C としている。配管などでの損失は無視している。Fig. 3 に示す基本的なランキンサイクルで理論計算を行い、主な計算条件は Table 1 のようになり、計算式に関する説明を以下に引用する。

“作動媒体循環量 G による膨張タービンの理論発生動力 LT_{th} 及び膨張タービン効率を考慮した発生動力 LT は、

$$LT_{th} = G(h_1 - h_{2th}) \quad (1)$$

$$LT = LT_{th}\eta_T = G(h_1 - h_2) \quad (2)$$

と表せる。発電量 EG は、発電機効率を用い、

$$EG = LT \eta_G \quad (3)$$

となる。循環ポンプは凝縮器出口の作動媒体液を凝縮器 圧力 PC から圧力の高い蒸気発生器 圧力 PE に送り込むもので、その理論的な必要動力 L_{pth} 及びポンプ効率を考慮した必要電力 EP は

$$L_{pth} = (PE - PC)G/\rho_3 \quad (4)$$

$$EP = \frac{L_{pth}}{\eta_P} = G(h_4 - h_3) \quad (5)$$

となり、有効発電量 E_{cycle} は次式となる。

$$E_{cycle} = EG - EP \quad (6)$$

蒸気発生器への入熱量 QE は、

$$QE = G(h_1 - h_4) = G(h_1 - h_3) - (PE - PC) \times G/(\rho_3\eta_P) \quad (7)$$

であり，発電サイクルとしての効率は，

$$\eta_{\text{cycle}} = (EG - EP) / QE \quad (8)$$

となる。”

上記の計算結果を Table 2 に示す．表中の湿り度を考慮したサイクル効率とは著者の経験に基づいたタービン効率を用いて算出したものになり，タービン出口湿り度 5% でタービン効率が 3% 低下すると仮定している．結果から，水はポンプ動力が小さく，サイクル効率が他の媒体より高いことがわかる．これは水の潜熱が大きいいため少ない媒体流量で発電を行えることに起因する．ここではサイクル効率は水と他の媒体とを比較して水の方が若干優れていることに着目して頂きたい．

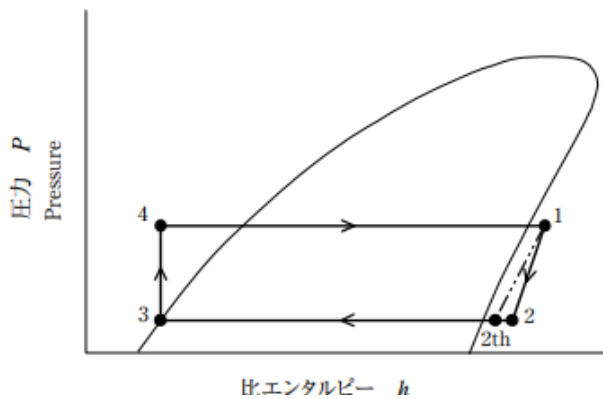


Fig. 3 The assumed Rankin

出典：井上修行，竹内崇雄，金子淳，内村知行，入江毅一，渡辺啓悦，排熱発電装置の開発（作動媒体及び膨張タービンの検討），エバラ時報，No.211（2006-4）

Table 1 Calculation condition and each efficiency

出典：井上修行，竹内崇雄，金子淳，内村知行，入江毅一，渡辺啓悦，排熱発電装置の開発（作動媒体及び膨張タービンの検討），エバラ時報，No.211（2006-4）

有効発電量 Available power	E_{cycle}	10 kW
蒸発温度 Evaporating temp.	T_E	77 °C
凝縮温度 Condensing temp.	T_C	42 °C

膨張タービン Expansion turbine	η_T	0.80
循環ポンプ Circulation pump	η_P	0.60
発電機 Electric generator	η_G	0.95

Table 2 Calculation result

出典：井上修行，竹内崇雄，金子淳，内村知行，入江毅一，渡辺啓悦，排熱発電装置の開発（作動媒体及び膨張タービンの検討），エバラ時報、No.211（2006-4）

作動媒体 Working fluid		アンモニア NH ₃	プロパン C ₃ H ₈	ブタン C ₄ H ₁₀	水 H ₂ O	R123	R134a	R245fa	TFE
蒸発器 蒸気圧 Evaporator vapor pressure P_E	kPa	3879	2959	948	41.9	453	2469	732	115
凝縮器 蒸気圧 Condenser vapor pressure P_C	kPa	1644	1434	401	8.2	165	1072	269	24
圧力比 Pressure ratio P_E/P_C	-	2.4	2.1	2.4	5.1	2.7	2.3	2.7	4.8
膨張タービン出口温度 Turbine outlet temp.	℃	42.0	42.0	52.1	42.0	51.6	42.0	52.9	42.0
膨張タービン出口湿り度 Turbine outlet wetness	-	0.087	0.030	-	0.054	-	0.023	-	0.012
ポンプ動力 Pump power E_P	kW	0.90	3.19	0.65	0.00	0.27	2.09	0.44	0.04
発電機の電気出力 Electric power of generator E_T	kW	10.90	13.19	10.65	10.00	10.27	12.09	10.44	10.04
膨張タービン仕事率 Turbine work L_T	kW	11.47	13.88	11.21	10.53	10.81	12.73	10.99	10.56
サイクル効率 Cycle efficiency η_{cycle}	-	0.0670	0.0551	0.0651	0.0738	0.0676	0.0583	0.0655	0.0710
湿り度を考慮したサイクル効率 η_{cycle} considering wetness	-	0.0668	0.0551	0.0651	0.0737	0.0676	0.0583	0.0655	0.0710

次にエクセルギーも考慮した論文を引用したかったが，熱源温度が 90℃に近いものは見つけれなかった．そのため，最も想定熱源温度が近かった，Yiping Dai らの論文^[5]を参照したい．

この論文では 145℃までの熱源を想定しており，理論計算結果をアルゴリズムを用いて解析し，エクセルギー効率を目的関数として各作動媒体での最適な運転条件を求めて比較，考察を行った内容となっている．水，R254CA，R11，R123，R141B，R236EA，R113，ブタン，アンモニア，イソブタンが比較対象となっており，ポンプ，蒸発器，タービン，凝縮器から成る基本的なサイクル構成の場合と，タービン出口に熱交換器（Internal Heat Exchanger : IHE）を設置したサイクル構成で研究が行われている．Fig. 4 にサイクルの概要を示す．各計算値は以下のように定義されている．周囲環境を点 0，タービン入口を点 3，タービン出口を点 4，凝縮器出口を点 1，蒸発器入口を点 2 とし，エクセルギーを E ，作動流体を m とするとエクセルギーはエクセルギーの定義から，

$$E_i = m[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (9)$$

と表せる．エクセルギーロスを I ，系に入ってくるエクセルギー E_{input} ，系から出ていくエクセルギーを E_{output} とすると，開いた系のエクセルギーバランスは

$$\sum E_{input} - \sum E_{output} = I \quad (10)$$

となる．蒸発器における排熱から作動媒体への伝熱量は

$$Q = m(h_3 - h_2) \quad (11)$$

蒸発器に入ってくる排熱のエクセルギーを E_{in} , 蒸発器から出ていく排熱のエクセルギーを E_{out} とすると, 蒸発器でのエクセルギーロス I_{EVP} は,

$$I_{EVP} = E_{in} + E_2 - E_{out} - E_3 \quad (12)$$

タービンで得られる出力 W_{TBN} は

$$W_{TBN} = m(h_3 - h_4) \quad (13)$$

タービンでのエクセルギーロス I_{TBN} を

$$I_{TBN} = E_3 - W_{TBN} - E_4 \quad (14)$$

凝縮器でのエクセルギーロス I_{CND} を

$$I_{CND} = E_4 - E_1 \quad (15)$$

ポンプ電力 W_{PUMP} を

$$W_{PUMP} = m(h_2 - h_1) \quad (16)$$

ポンプでのエクセルギーロス I_{PUMP} を

$$I_{PUMP} = W_{PUMP} + E_1 - E_2 \quad (17)$$

IHE が設置されている場合は, IHE でのエクセルギーロス I_{IHE} を

$$I_{IHE} = E_4 + E_2 - E_{4a} - E_{2a} \quad (18)$$

サイクル効率 η_{thm} を

$$\eta_{thm} = (W_{TBN} - W_{PUMP})/Q \quad (19)$$

エクセルギー効率 η_{exg} を

$$\eta_{exg} = (E_{in} - \sum I - E_{out})/E_{in} \quad (20)$$

として, 計算が行われている.

ただし引用内容の結果を簡素化するために今回はアンモニアを除いた結果を見ていきたい。論文の主な結果としては、まず熱源温度が上がるほど水の場合は出力が増加するが、他の媒体だと出力が低下する。これは水以外の媒体では熱源温度が 85-90℃付近の条件で最大出力が出るのに対して、水は最低出力となり、熱源温度が 90℃前後だと水の方が出力が低い結果となっている。またタービン出口の媒体の比容積を比較すると、水以外の媒体の方が水より 1/300 - 1/400 小さいため、タービンの大きさは水を媒体に用いた方が大きくなる。一方、媒体ポンプ消費動力は水の方が 1/60 - 1/430 小さいことから、ポンプ消費電力は水を媒体に用いた方が小さい。エクセルギー効率は水の方が 1-6%低い。またサイクル効率はどの媒体でも 11.5-12.5%となっている。

以上の結果を踏まえながら、バイナリー発電システムに水を使用するメリットとデメリットを考察すると、まず水を使用することでタービンが大型化するのにも関わらず、出力が出にくいことが考えられる。また水はタービン出口で湿り蒸気になるため、タービンが損傷する可能性がある。エクセルギー効率は水の方が劣っているがサイクル効率は水の方が優れている。1kg 当たりの熱源に対する発電量に関しては水と他の媒体を比較した研究結果を見つけれなかったので確証はないが、水の方が低いと考えられる。これは参考文献⁶⁾から言葉をお借りすると、“熱源流体は放熱と共に温度を下げていくが、サイクル流体側の蒸発開始点が制約（ピンチポイント）となりサイクル出口温度が決まってしまう。幾何学的考察からもわかるように、水のように全熱交換量に占める潜熱の割合が大きいと熱源出口温度は高くなり、熱交換が不十分なまま排出されてしまう。”ことに起因する。この具体例を Fig. 5 に示す。つまり、水の場合蒸発させるために必要な熱量に対する潜熱の割合が大きいいため熱交換後の熱源温度を大きく下げられないことから、熱源 1kg から得られる熱量が小さくなり結果として発電量も小さくなると思われるためである。上記のことから、熱力学的な観点で考えると一概にどの媒体が優れているとは言えないと思われる。しかし、限られた熱源を有効活用する観点から考えると熱源である温水 1kg 当たりの発電量が重要になり、定量的な比較は出来ていないが、その点では水は劣っていることになる。

しかし、実際のプラント運用では安全性や環境への影響、経済性なども重要な要因である。水には炭化水素系媒体のような有毒性や可燃性はなく、また代替フロンのようにオゾン層破壊係数や地球温暖化係数を心配する必要もない。そのため、対環境上のリスクがないことと取り扱いやすさ、また水自体が安価であることなどがメリットとして挙げられる。バイナリー発電の作動媒体の選定に当たっては、サイクル性能、安全性や環境性などの取り扱いやすさ、また経済性が主に議論される⁶⁾が、水の場合取り扱いやすさが優れており、媒体自体も安価であるため一定の経済性はあると考えられ、これらに水の優位性があると考えられる。

なお、アンモニアを用いるカーリーナサイクルも低温熱源を回収する技術として知られているが、バイナリー発電システムが普及していない理由の一つにシステムの経済性の問題があり、システムが複雑になり構成機器数が多くなるカーリーナサイクルは経済性の面でのデメリットが大きいと判断した。従って、本稿でランキンサイクルとカーリーナサイクルの比較検討は行わなかった。

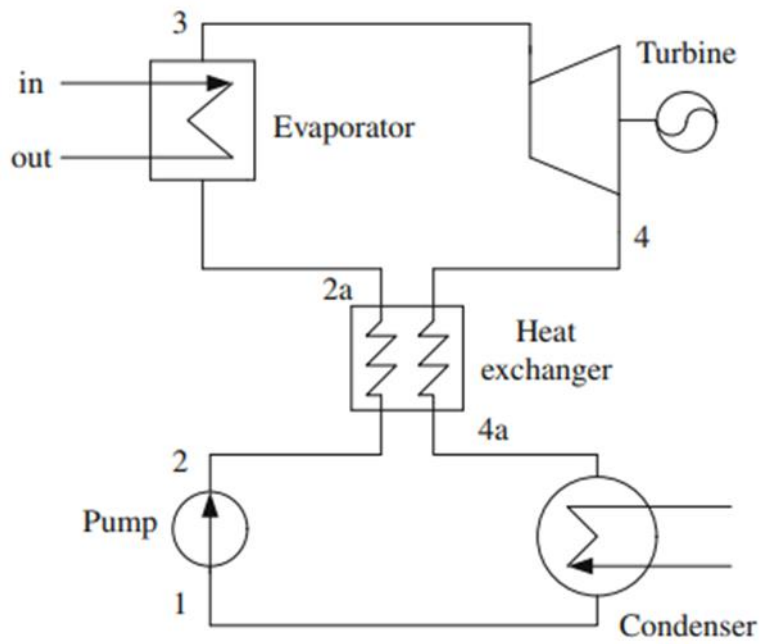


Fig. 4 The ORC system with internal heat exchanger

出典: Yiping Dai, Jiangfeng Wang *, Lin Gao, Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, Energy Conversion and Management 50 (2009) 576–582.

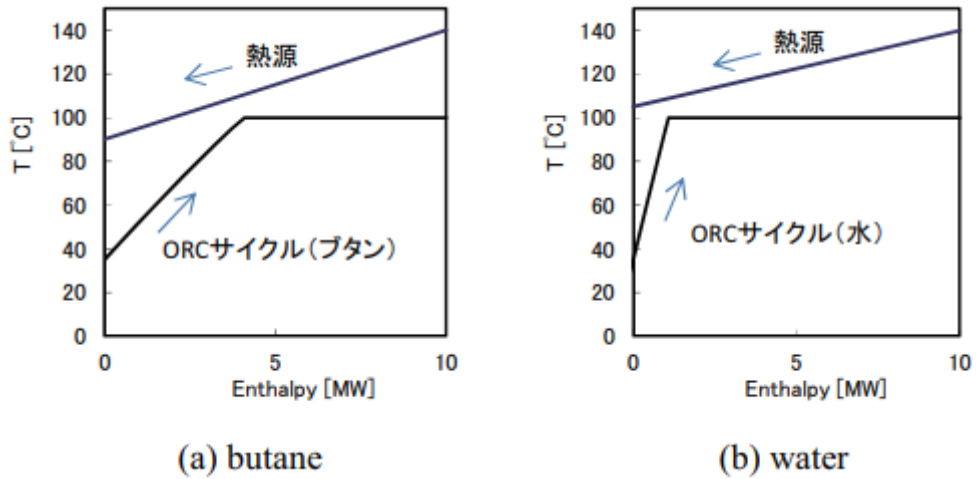


Fig. 5 T-h diagram example of butane and water

出典: 福田憲弘, 香月紀人, 田之口利恭, 齊藤象二郎, 地熱パイナリ用低温熱回収システム, 日本学タービン学会誌, Vol.41, No.6, (2013) pp477-481, Fig.3

1.3 先行研究

刑部⁷⁾は蒸気表を用いて理論計算を行い、タービン入口圧力と温水出口温度の関係や湿り度と温水出口温度の関係を明らかにした。また、サイクル効率が最大となるタービン入口圧力と温水当たりの発電量が最大となるタービン入口圧力が異なることを示し、熱源を有効に活用するためには温水当たりの発電量に着目するべきと提言している。

1.4 研究目的

上記の先行研究では温水入口温度や冷却水入口温度を定数として計算を行っている。そのため、温泉地ごとの源泉温度の違いや季節の変化による河川水の水温や気温の変化までを考慮した最適な運転条件の提案は行われていない。また水バイナリー発電システムの実証実験はほとんど行われていない。そのため本研究目的を、温水入口温度、冷却水入口温度及びタービン効率を変数とした理論計算を行い、タービン効率がサイクルの性能に与える影響を明示すると共に、条件ごとの最適な運転条件について提言することとする。加えて、温泉発電を実用化するためには、設計通りの出力が出ること、その出力が安定していること、また長期にわたって運用出来ることが必要条件の一部である。そのため、出力の安定性と定格出力の実現について、また長期的な運用についての知見を得るために実験を行うこととする。

2 蒸気表を用いた理論計算

2.1 理論計算の目的

研究背景でも述べたように、温水入口温度、冷却水入口温度及びタービン効率を変数とした理論計算を行い、タービン効率がサイクルの性能に与える影響を明示すると共に、条件ごとの最適な運転条件について提言することを目的とする。

2.2 理論計算方法

蒸気表に基づき理論計算を行った。サイクル構成は作動媒体である水がポンプで昇圧されたのちに蒸発器で蒸気になりタービンを回し、凝縮器で凝縮される基本的なランキンサイクルとなっている。タービン入口を点0、タービン出口を点1、凝縮器出口を点2、蒸発器入口を点3、媒体が相変化を始める点を4とする。後述する実験では蒸発器にて過熱蒸気が生成されていたため、理論計算でも過熱蒸気がタービンに入ることを想定して計算を行った。軸受潤滑油の循環ポンプ動力は微小であるため無視した。配管の熱損失、圧力損失は計算の簡

略化のため無視した。水の定圧比熱を $4.18(\text{kJ/kgK})$ ，凝縮器での冷却水出口温度を 25°C とし，凝縮器ピンチ温度差を 3K とするとタービン出口温度は 28°C となる。この温度での飽和圧力をタービン出口圧力とした。タービン出口での物性値を以下のように計算した。

$$s_1 = x_1 s_g + (1 - x_1) s_l \quad (21)$$

x_1 は乾き度， s_g ， s_l はそれぞれタービン出口での飽和蒸気及び飽和水のエントロピーである。断熱変化であると考えると，このエントロピーは，入口でのエントロピー s_0 と等しいので，タービン出口の乾き度 x_1 は

$$x_1 = (s_0 - s_l) / (s_g - s_l) \quad (22)$$

となる。この結果，タービン出口のエントルピー h_1 は

$$h_1 = x_1 h_g + (1 - x_1) h_l \quad (23)$$

となる。 h_g ， h_l はタービン出口での飽和蒸気及び飽和水のエントルピーである。断熱変化時の熱落差 Δh とタービン効率 η_T を用いて実際のタービンでの熱落差 Δh_T を求めると

$$\Delta h_T = \eta_T \Delta h \quad (24)$$

ポンプ入口圧力 P_2 はタービン出口圧力 P_1 から凝縮器圧力損失を引いて求め，ポンプ出口圧力 P_3 はタービン入口圧力 P_0 に蒸発器圧力損失を加えて求めた。ポンプ効率を η_p ，ポンプ入口体積を V_2 とすると，ポンプでのエントルピーの増加分 Δh_p は

$$\Delta h_p = V_2 (P_3 - P_2) / \eta_p \quad (25)$$

となる。発電量 W_T を機械効率 η_M として

$$W_T = \eta_M \Delta h_T \quad (26)$$

と求め，電力需要 W_p を

$$W_p = \Delta h_p / \eta_M \quad (27)$$

とした。サイクル効率 η_c は

$$\eta_c = (W_T - W_p) / (h_0 - h_3) \quad (28)$$

ここまでは作動媒体 1kg 当たりの計算であり，設定した発電量を得るために必要な作動媒体流量 m_w は理論計算で設定した出力を W_{set} とすると

$$m_w = W_{set} / (W_T - W_p) \quad (29)$$

凝縮器出口エンタルピー h_2 は凝縮器で過冷却が起きていないことと仮定し、乾き度 0、ポンプ入口圧力 P_2 を用いて計算した。ポンプでの損失は熱としてサイクルに入るとし、エンタルピー h_3 はポンプ仕事の等式を用いて

$$h_3 - h_2 = \Delta h_p \quad (30)$$

となるように、ポンプ出口温度を 0.001°C ずつ上げていき求めた。相変化開始時のエンタルピー h_4 はポンプ出口圧力から求めた。相変化開始時の温水温度 T_4 は媒体の蒸発器入口の飽和温度にピンチポイントの制約分を足して求め、温水入口温度は線形に低下することを仮定して温水入口温度を T_{in} とすると、温水出口温度 T_{out} は

$$T_{out} = T_4 + \frac{T_4 - T_{in}}{h_4 - h_0} \times (h_3 - h_4) \quad (31)$$

として求めた。発電のために必要な温水量 m_H は、

$$m_H = m_w(h_0 - h_3)/C_p(T_{in} - T_{out}) \quad (32)$$

となり、温水 1 k g 当たりの発電量 G_n は

$$G_n = W_{set}/m_H \quad (33)$$

と求めた。

Table 3 に計算条件を示す。この条件下で媒体流量は変化しているが、ポンプ効率は一定で計算している。これは 1 章でも触れたが、水バイナリー発電では必要な媒体流量は非常に小さく、ポンプ消費電力も非常に小さいことから、ポンプ消費電力及びポンプ効率がサイクル性能に与える影響が非常に小さいためである。

2.3 理論計算結果と考察

Fig. 6 にタービン入口圧力とサイクル効率の関係を示す。タービン効率が 0.2 上昇するとサイクル効率が約 2 倍になることがわかる。

Fig. 7 にタービン入口圧力と温水当たりの発電量の関係を示す。サイクル効率と同様に、タービン効率が 0.2 上昇すると温水当たりの発電量が約 2 倍になることがわかる。(この 2 段落で 2 倍になると述べたが後述する Fig. 11 に関する考察も一読して頂きたい。)

また Fig. 6, Fig. 7 から、サイクル効率と温水当たりの発電量でピークを取るタービン入口圧力が異なることがわかる。この理由は先行研究^[7]で述べられており、タービン入口圧力の低下に伴い温水出口温度が低下していき、一定の出力を得るために必要な温水流量は減っていくが同時にサイクル効率も低下していく。タービン入口圧力が高圧側から低下していき 15kPa 付近になった際にサイクル効率低下の影響が大きくなり、必要な温水流量が増加していくためである。つまり、温水 1kg 当たりのピークがどの圧力で発生するのかについては、サイクル効率と必要な温水流量とのバランスで決まると言える。先行研究^[7]で

も述べられているが、温水当たりの発電量が高いほど地熱資源を有効に活用出来ていることになるため、高いサイクル効率を追い求めるのではなく温水当たりの発電量を重視した運用が大切と言える。

Fig. 8 に冷却水温度が上昇したときの影響を示す。計算条件は Table 3 に準じ、破線の値が冷却水入口温度を 25℃、冷却水出口温度 35℃で計算を行ったものである。Fig. 8 から温水当たりの発電量のピークを取るタービン入口圧力が右に移動していることがわかる。これは冷却水温度の上昇によりサイクル効率が低下したことに起因する。Fig. 9 にタービン効率が 0.8 のときのサイクル効率の推移を示す。緑色は冷却水入口温度が 15℃と 25℃のサイクル効率の差、つまり低下幅を示しており、黒色は低下率を示している。

$$\text{低下幅} = \text{冷却水入口温度が } 15^\circ\text{C} \text{ の時のサイクル効率} - \text{ } 25^\circ\text{C} \text{ の時のサイクル効率} \quad (34)$$

$$\text{低下率} = 1 - \text{冷却水入口温度が } 25^\circ\text{C} \text{ の時のサイクル効率} / \text{ } 15^\circ\text{C} \text{ の時のサイクル効率} \quad (35)$$

低下幅と低下率は上記の式から求めた。グラフから低下幅は一定だが低下率はタービン入口圧力が低下すると共に大きくなっていることがわかる。タービン入口圧力と温水出入口温度が同じ条件でサイクル効率がもし 20%低下すると一定の発電量を得るためには 20%多くの温水が必要になる。これがサイクル効率が 50%の低下だと温水は 50%多く必要になる。つまり、サイクル効率の低下率が大きくなるほど発電に必要な温水流量が増加するため、タービン入口圧力が低いほど必要な温水流量は増えることになる。その結果、Fig. 10 に示すように必要な温水流量の極小値が冷却水温度が上昇すると右に移動する。よって、式(34)より温水当たりの発電量のピークも右に移動することになる。低圧側での発電量の減少が著しいことも考慮すると、冷却水温度が高い際には高圧側での運転が望ましいと考えられる。

上記の理由により温水当たりの発電量のピークが右に移動することが媒体流量の増加でも起こると考えられる。Fig. 11 に媒体流量の変化を示す。低圧になるほど熱落差が小さくなるため必要な媒体量は増えるが、それに従い管内での圧力損失も増加することが考えられる。その結果サイクル効率が低圧になるほど低下するため、上記した理由により温水当たりの発電量のピークが右に移動することが考えられる。しかし、1.2 章でも述べたように作動媒体ポンプの消費電力は水の場合非常に小さいことを考慮すると、移動幅はわずかであると考えられる。

また、媒体流量の増加は蒸発器及び凝縮器内の圧力損失の増大も引き起こす。凝縮器内の圧力損失が温水当たりの発電量に与える影響は前段落で述べたようになると考えられる。しかし、今回の理論計算ではタービン入口圧力を人為的に与えているため、蒸発器内の圧力損失の増大は蒸発器入口圧力の増大に繋がる。そのため、ピンチポイントが増加し、温水の温度勾配が緩やかになり必要な温水量が増加し、温水当たりの発電量が低下することになる。これも媒体流量が増加するほど大きな影響を及ぼすため、温水当たりの発電量のピークは右に移動する。

もう一度 Fig. 11 に着目すると、どのタービン効率でもタービン入口圧力が 10kPa を下回ると媒体流量が急に増加していることがわかる。媒体流量の増加は蒸発器内での圧力損失の増大につながり、媒体の相変化開始時の温水温度 T_4 が上昇することになる。これは温水出入口の温度差を小さくしてしまうため、発電に必要な温水流量が増加し、温水当たりの発電量が減少することになる。つまり、同じタービン効率で見た場合に媒体流量が増加するほど温水当たりの発電量が低下することが考えられる。その結果、タービン効率が 0.2 増加するたびに温水当たりの発電量が約 2 倍になると上記で述べたが、蒸発器の圧力損失を考慮すると、媒体流量が増加するほど 2 倍より小さい増加幅に留まると考えられる。またそれは媒体流量が急に増加する 10kPa 以下で顕著になるとも予想される。タービン効率が 0.2 の場合は他の場合と比較して、多量の媒体流量が必要になることからタービン効率が 0.2-0.4 の間でのサイクルの性能は実証機ではより大きな違いを生み出すと考えられる。蒸発器の圧力損失が大きいほど温水当たりの発電量が小さくなるため、大きすぎる熱交換器は圧力損失の不要な増大につながりサイクルに悪影響を与えるため、過熱蒸気ではなく飽和蒸気での運転が望ましい可能性も考えられる。(しかし、タービンのエロージョンの問題や 3.4.2 節で後述するタービン効率の問題もあるため、実験的な検討が必要になる。) サイクル効率に関しても同様に、媒体流量が多くなるほど 2 倍から遠ざかると考えられる。しかし、プレート式熱交換器内での圧力損失を今回の計算に盛り込んではいないため、定量的な評価は本研究では行えなかった。

Fig. 12 に温水入口温度及びタービン入口温度が低下したときの影響を示す。計算条件は Table 3 に準じ、温水入口温度を 70°C、タービン入口温度 63°C で計算を行った。Fig. 12 からタービン入口温度を下げると温水当たりの発電量のピークを取るタービン入口圧力が左に移動していることがわかる。これはタービン入口温度がある程度高い場合と比べてタービン入口温度が低い条件ではタービン入口圧力増加するにつれてタービン入口温度と温水出口温度との差が極めて小さくなるのが早く、発電に必要な温水流量が急増するためである。発電量の減少幅は高圧側の方が大きいいため、温水入口温度が低い際には低圧側での運転が望ましいと考えられる。

Fig. 8, Fig. 12 の結果から温水当たりの発電量のピークは冷却水温度とタービン入口温度の影響を受けていることがわかった。冷却水入口温度及びタービン入口温度が上昇するほど発電量のピークが右側に移動する傾向が確認出来る。この結果を踏まえて、冷却水温度とタービン入口温度を 10°C ずつ変化させたときに温水当たりの発電量がピークを取るタービン入口圧力と、その時の温水当たりの発電量を Table 4 にまとめ、その読み方を Fig. 13 に示す。冷却水出入口温度とタービン入口温度、温水入口温度以外の条件は Table 3 と同様である。また Table 3 の条件に準じるために冷却水出入口の温度差を 10°C、温水入口温度とタービン入口温度の差を 7°C に保って計算を行っている。ほとんどの条件でタービン入口圧力が 15kPa 付近で温水当たりの発電量がピークを取ることがわかるが、冷却水入口温度とタービン入口温度及び温水入口温度が共に非常に低いか高い条件では 15kPa から大きく外れる結果となった。このことから源泉温度が低い地域での冬場、もしくは源泉温度が高い地域の夏場では、15kPa から離れた条件の運転を検討する必要があるが、それ以外の条件では概ね 15kPa 付近でプラントを運用すれば良いことがわかる。

Table 3 Theoretical calculation condition

Output	[kW]	10
Hot Water Inlet Temperature	[°C]	85
Turbine Inlet Temperature	[°C]	78
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	15
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	25
Pinch Point Constraint	[K]	3
Pressure Loss In Evaporator	[kPa]	5
Pressure Loss In Condenser	[kPa]	0.6
Pump Efficiency	[-]	0.4
Machine Efficiency	[-]	0.92

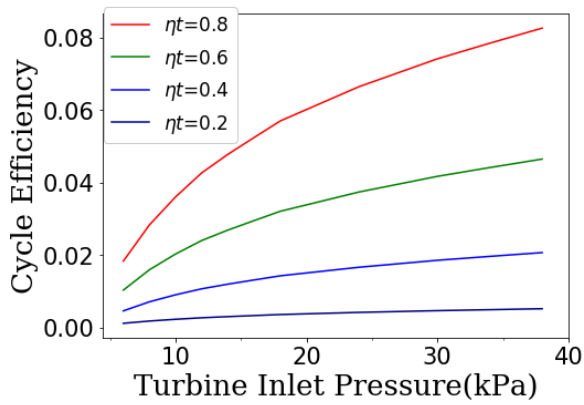


Fig. 6 Effects of turbine efficiency

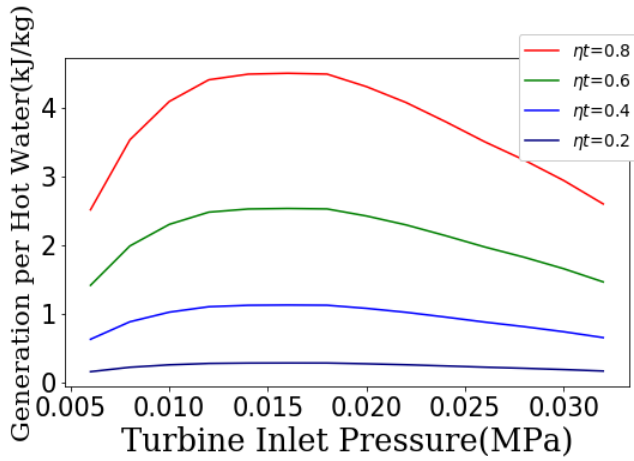


Fig. 7 Effects of turbine efficiency

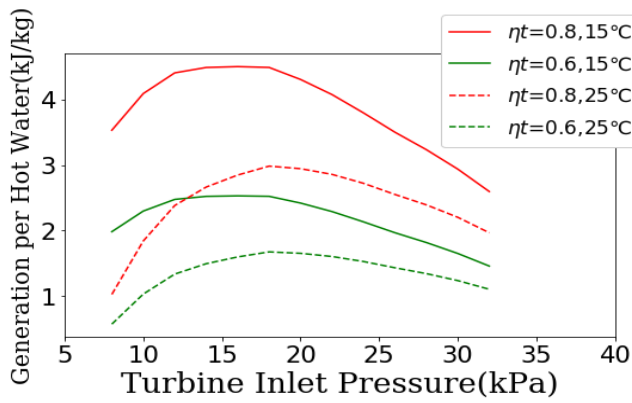


Fig. 8 Effects of cooling water inlet temperature

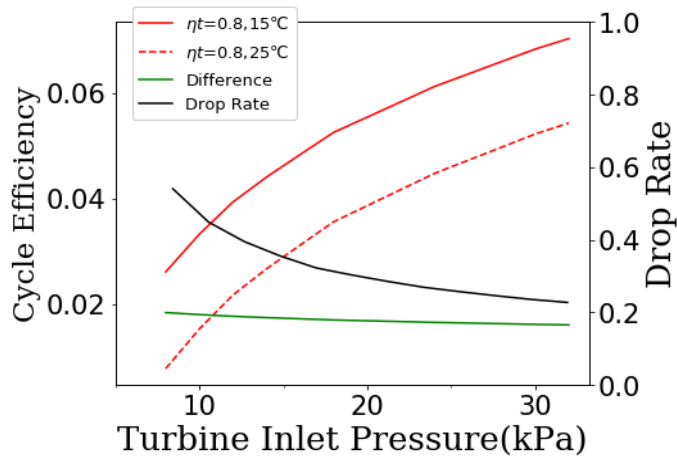


Fig. 9 Cycle Efficiency and its difference and drop

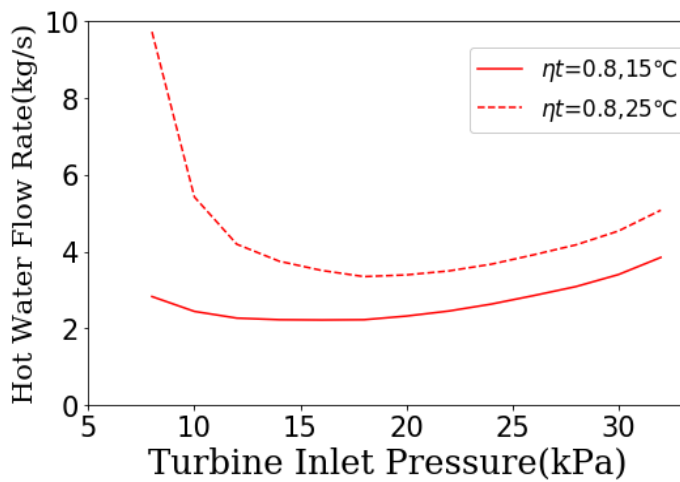


Fig. 10 Hot water flow rate

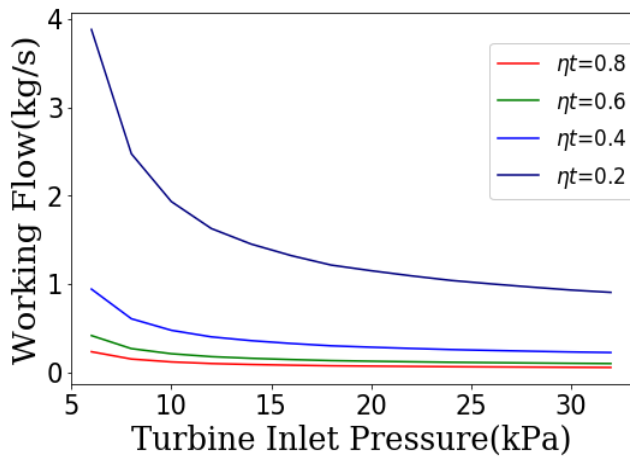


Fig. 11 Working Flow

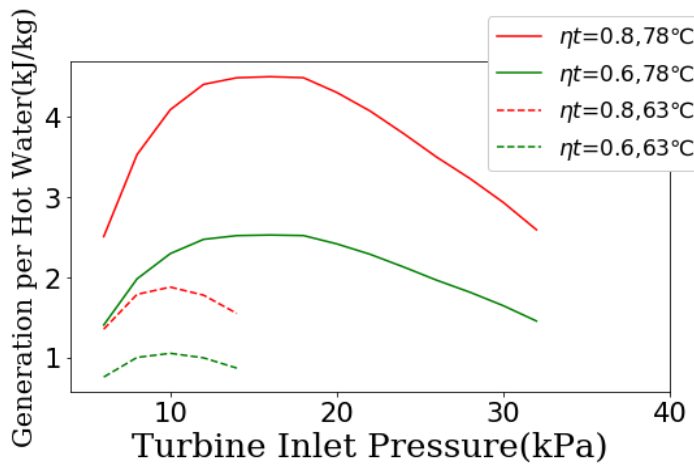


Fig. 12 Effects of hot water inlet temperature

	冷却水入口温度 (°C)
タービン入口温度 (°C)	<p>温泉水当たりの発電量が最大となるタービン入口圧力 (kPa) と、その時の温水当たりの発電量 (kW/kg)</p>

Fig. 13 How to read Table 4

Table 4 Effects of cooling water inlet temperature and hot water inlet temperature

	10°C	20°C	30°C
60°C	8kPa, 2.66kW/kg	12kPa, 1.49kW/kg	14kPa, 0.66kW/kg
70°C	12kPa, 4.68kW/kg	16kPa, 3.03kW/kg	18kPa, 1.81kW/kg
80°C	17kPa, 7.2kW/kg	18kPa, 5.12kW/kg	23kPa, 3.26kW/kg

3 実証機を用いた実験

3.1 実験目的

1章の研究目的でも述べたが、温泉発電を実用化するためには、設計通りの出力が出ること、その出力が安定していること、また長期にわたって運用出来ることが必要条件の一部である。従って本研究では、出力の安定性と定格出力の実現について、また長期的な運用について知見を得るために実験を行った。

3.2 実験装置及び実験方法

実験装置の概要を Fig. 14 に示す。実験前に真空ポンプで系統内を減圧し、4kPa 以下の状態で実験を行った。作動媒体である水はポンプによって昇圧され蒸発器（プレート式熱交換器）に入り、そこで過熱蒸気が生成され、定格回転数が 3600rpm のツインラジアルタービンを回して発電を行う。タービンの直径は 244mm で速度比 0.7 の時に最もタービン効率が高くなるよう設計されている。発電機は三相型集中巻線永久磁石型同期発電機でツインタービンの間に設置されており、タービンシャフトは水軸受で潤滑されている。タービンから出た蒸気は凝縮器（プレート式熱交換器）で凝縮されて、サイクルが完結する。蒸発器にはボイラーで暖められた温水がポンプによって供給されており、凝縮器には空冷式の冷却塔で冷却された冷却水がポンプによって供給されている。3.4.1 節でも述べるが、6月以降の実験ではボイラー出口に温度調整タンクが設置されており、温水を貯蔵出来るようになっている。Fig. 15 に各種センサー類の位置を Fig. 16 に使用したタービンを Fig. 17 にノズルの概要図を示す。センサーは 10 秒に 1 回の計測となる。また本装置では可変ノズルが採用されているが、全ての実験においてノズル隙間を 4mm で固定した。先細ノズルのため、ノズルのど部はノズル出口となる。定格出力は 10kW である。電球を負荷装置として用い、発電側につなぐ電球数を制御することで負荷量の調整を行っている。投入する負荷の大きさは 1/4 ごとに調節できる。なお、グラフに出てくる月日は全て 2019 年のものに

なり、Fig. 34 の写真だけ 2020 年のものになる。

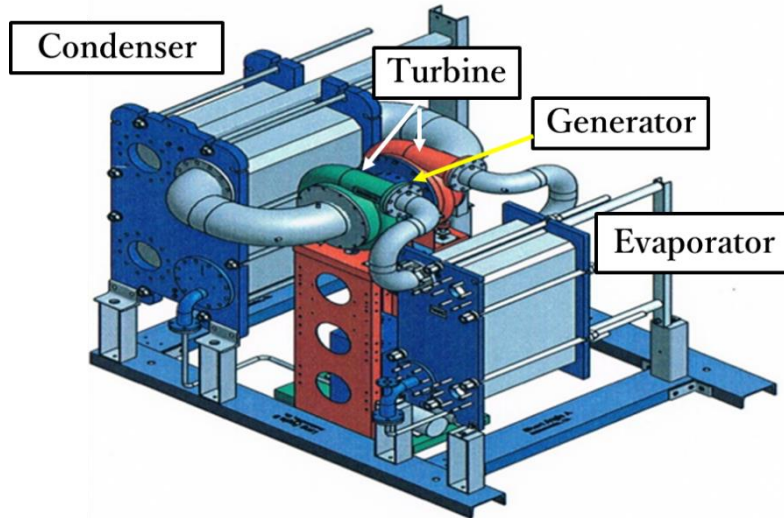


Fig. 14 Overview of experimental apparatus

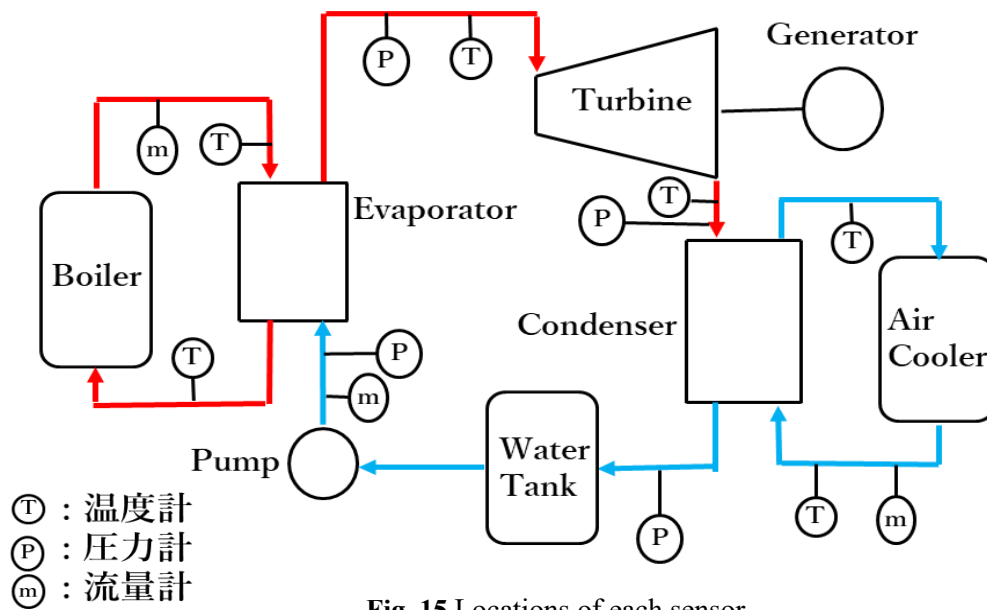


Fig. 15 Locations of each sensor

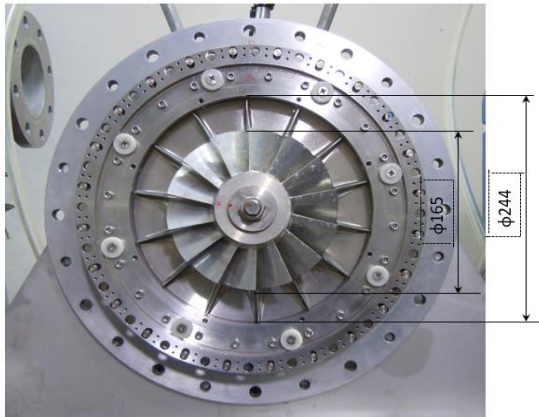


Fig. 16 Installed radial turbine

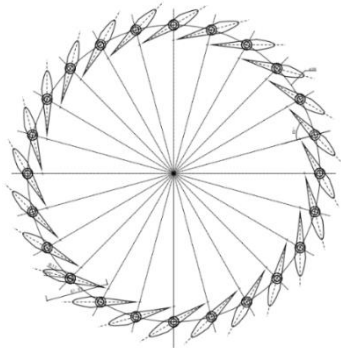


Fig. 17 Overview of nozzles



Fig. 18 Radial twin turbine, turbine shaft and permanent magnet

3.3 解析方法

センサーからの値には信頼性の乏しい値が含まれており，それらの影響を軽減させるために運転開始直後のデータは解析には用いなかった．また実験前に系統内が 4kPa 以下であることを確認しているため，センサーからのタービン入口圧力の値が 4kPa を下回るもの及びポンプ吐出圧を大きく上回る 44kPa を上回る値は解析範囲から除いた．タービン出口圧力が絶対圧で 0kPa を下回る値も除いた．測定値は 70 秒で平均して解析を行った．タービン出口にも圧力計があるが，その値は不安定でありタービン出口の微小な圧力変化を正確に測定出来ているか疑わしいことと，タービン出口での蒸気が過熱蒸気か湿り蒸気かについての判別は圧力計の微小な計測誤差に大きく影響され，その違いはサイクルの性能を解析するうえで小さくない影響を及ぼすと考えられるため，タービン出口圧力はタービン出口温度の飽和圧力であるとして解析を行った．温水 1kg 当たりの発電量 G_n は出力 W ，相間電圧 I_W ，相電流 A_W を用いて，

$$W = 3I_W A_W \quad (36)$$

$$G_n = W / m_H \quad (37)$$

タービン出口圧力と入口圧力の比であるタービン圧力比 η_p は

$$\eta_p = p_1 / p_0 \quad (38)$$

として，計算した．無次元ノズル出口質量流束が最大になるタービン臨界圧力比 η_c は過熱蒸気の比熱比を $k=1.3$ として

$$\eta_c = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (39)$$

と，算出した．タービン圧力比がタービン臨界圧力比より小さかった場合は，タービン臨界圧力比を質量流量の算出に用い，そうでない場合はタービン圧力比を用いて計算を行った．そのため η には上記の条件によって η_p か η_c かが適宜入る．ノズル出口質量流束を G とすると，ノズル出口無次元質量流束 G^* は

$$G^* = \frac{G}{\sqrt{p_0/v_0}} = \left[2\eta^{\frac{2}{k}} \frac{1}{1-1/k} \left(1 - \eta^{1-\frac{1}{k}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (40)$$

ノズル出口質量流束は G

$$G = G^* \sqrt{p_0/v_0} \quad (41)$$

と，算出した．本実験装置ではタービンに入る蒸気質量流量を計測していない．そのため，ノズル出口総表面積 A を用いて，ノズル出口質量流量 m を

$$m = GA \quad (42)$$

として求めた．なぜ測定した媒体流量ではなく計算から求めたノズル出口質量流量をタービン効率の算出に用いるのかについては、3.4.2 節で述べる．本実験装置にはタービン出口に乾き度計が付いていない．そのため、タービン内部では等エントロピー変化が起こっていると仮定し式(22)を用いて乾き度を求め、温度基準でタービン出口エンタルピー h_1 を算出した．よって、タービン効率 η_t を

$$\eta_t = \frac{W}{m(h_0 - h_1)} \quad (43)$$

として、求めた．タービンの直径を R 、回転数を F とすると、タービンの周回転速度 u は

$$u = \pi R F \quad (44)$$

等エントロピー変化時の気体の状態変化

$$p v^k = p_0 v_0^k \quad (45)$$

より、蒸気表よりタービン入口比容積 v_0 を求め、タービン出口比容積 v_1 は

$$v_1 = v_0 \left[\frac{1}{\eta} \right]^{\frac{1}{k}} \quad (46)$$

蒸気のノズル出口速度 c_1 は

$$c_1 = G v_1 \quad (47)$$

タービン周速度と蒸気の世界速度比を vr とすると、

$$vr = u/c_1 \quad (48)$$

として、速度比を算出した．

3.4 実験結果及び考察

3.4.1 温水入口温度の変動が出力に与える影響

この節では3月と6月の実験結果を比較して、ボイラーから供給される温水入口温度が出力に与える影響を見ていきたい．3月と6月の実験条件を Table 5, Table 6 に示す．実験条件の温水入口温度に関しては、ボイラー設定温度からかけ離れた値がセンサーから送られてくる場合があり、Fig. 19, Fig. 20 にはそのまま記載したが実験条件にはそのような値

は記載しなかった。記載すると温水入口温度の最大値が 100°Cを超えることになり、その温度の温水を供給できるボイラーを使用していないこと、また仮にボイラーで 100°Cを超える温水が発生した場合はボイラーが緊急停止する仕様になっているため、蒸発器入口に 100°Cを超える温水が供給されることはありえないと考えられるためである。またこの節では出力及び温水入口温度の実際の変動について述べていきたいため、Fig. 19, Fig. 20には前節で述べた平均などの処理は行っていない値を示している。

Fig. 19, Fig. 20 に出力と温水入口温度の関係を時系列順に示す。Fig. 19 から、温水入口温度と出力が細かく変動していることがわかる。このことから、温水温度が変動すると出力も変動することがわかる。また実験中に温水温度が変動してから数秒後に出力が変動することを目視でも確認している。

出力を安定させるため、Fig. 21 に示す温度調整タンクをボイラー出口に設置して貯蔵出来る温水量を増加させ、蒸発器に入る温水入口温度の変動を極力抑えようと試みた。その6月に行った実験結果が Fig. 20 になる。結果として、出力に小刻みな振動が見られなくなり、出力の変動を抑えた安定した運転が行えるようになった。このことから、出力は熱源温度の変動に敏感に反応することがわかった。また実証実験では出力の安定した運転を行うためにはボイラーが保有できる温水量だけでは十分ではなく、別途温水をプール出来るタンクが必要であると考えられる。ただし、温泉を熱源としてバイナリー発電装置を用いる場合は、源泉温度が頻繁に変動することは考えにくいいため、この点は心配ないと思われる。工場などの排熱回収を試みる場合は排熱の温度変動を抑える工夫や、発電装置を頻繁な出力変動に対応できる設計にする必要があると思われる。これは意図しない不必要な出力の頻繁な変動が、タービン及びその他の回転機器の寿命に悪影響を与える可能性があるためである。

実験ではなるべく定常状態でのデータを取得したかったため、6月以降の全ての実験で温度調整タンクが使用されている。

Table 5 Experimental condition on March

Hot Water Inlet Temperature	[°C]	74-88
Hot Water Outlet Temperature	[°C]	57-85
Hot Water Flow Rate	[kg/s]	1.9-4.9
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	12-18
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	14-24
Cooling Water Flow Rate	[kg/s]	6.8-8.8
Working Flow Rate	[kg/s]	0.0002-0.08
Nozzle Flow Area	[m ²]	2.7×10 ⁻³

Table 6 Experimental condition on June

Hot Water Inlet Temperature	[°C]	58-82
Hot Water Outlet Temperature	[°C]	53-77
Hot Water Flow Rate	[kg/s]	4.2-5.9
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	20-25
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	23-33
Cooling Water Flow Rate	[kg/s]	5-10.6
Working Flow Rate	[kg/s]	0.019-0.079
Nozzle Flow Area	[m ²]	2.7 × 10 ⁻³

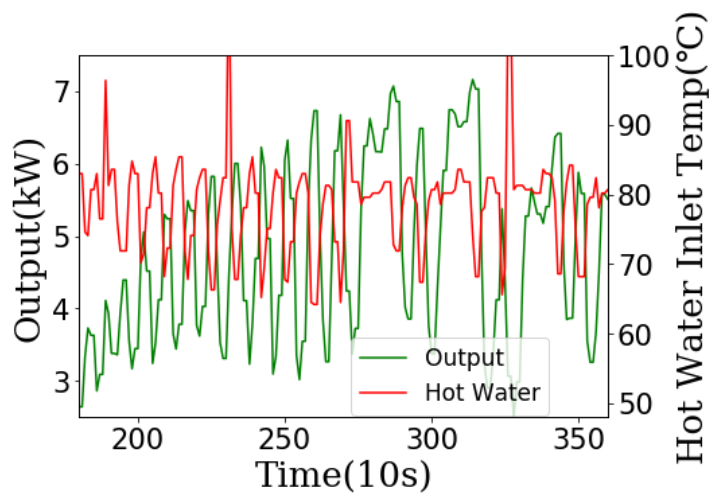


Fig. 19 Effects of hot water inlet temperature on March, the “Time(10s)” of X axis means one scale has 10 seconds so the range from 200 to 250 shows 500 seconds, not 50 seconds

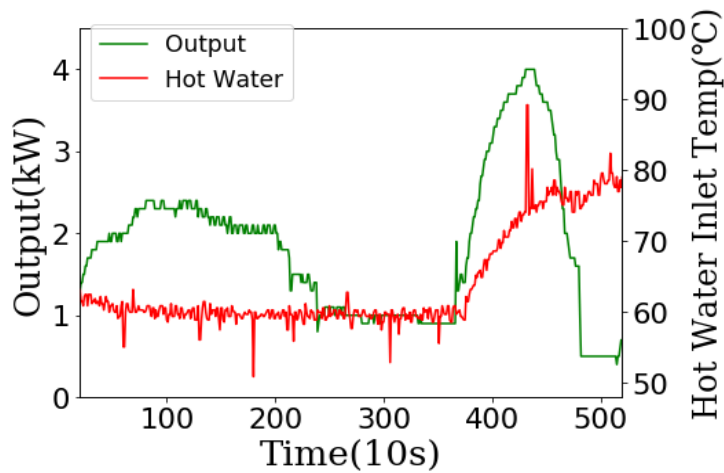


Fig. 20 Effects of hot water inlet temperature on June



Fig. 21 Hot water pooling tank

3.4.2 ノズル及びタービンでの水滴の影響

Table 7 に 5 月に行った実験の実験条件を, Fig. 22 に出力と回転数の関係を示す. Fig. 22 中の緑色の点が全ての計測データであり, 青色の点が出力が安定していたため実際に解析に用いた点である. 出力が安定しているかの判断は, 出力の変動が 70 秒間以内で 500W 未満であることを指標とした. グラフから回転数の増加と共に出力が増大していることがわかる. また同じ回転数でも出力が異なっているのは, 投入している負荷の大きさが異なっているためである. 今回は投入負荷量を 50%, 75%, 100% の範囲で実験を行っているため, Fig. 22 には 3 本の線形に近い結果が得られている.

Fig. 23 にタービン入口圧力とタービン圧力比の関係を示す. 図中の破線がタービン臨界圧力比を示し, 凡例の値が投入した負荷量を示している. グラフから今回の実験では常にタービン圧力比がタービン臨界圧力比を下回っていることがわかる. そのため, 式(41)の計算にはタービン臨界圧力比を用いて計算を行った.

Fig. 24 に, この条件でのタービン入口圧力と出力の関係を示す. 式 (42) 及び式 (43) より, タービン入口圧力が上昇するとノズル出口臨界質量流量が増加するため, より多くの蒸気がタービンに供給され出力が増加することが期待される. しかし, 投入負荷量別に見ても実験結果にそのような明確な圧力と出力の関係は見られなかった.

Fig. 25 にタービン入口圧力とタービン効率の関係を示す. 圧力が増加するにつれてタービン効率が低下していることがわかる. この低下により, タービン入口圧力を増加させても出力が大きく増えなかったことが示唆される.

Fig. 26 に過熱度とタービン効率の関係を示す. 過熱度の低下と共に効率が減少傾向にあることが確認できる.

Fig. 27 にタービン入口温度を示す. 図中の A サイドと B サイドとは, ツインタービンの

位置を示している。本実験ではボイラーから供給される温水温度はほぼ一定となっている。そのため、タービン入口圧力すなわち蒸発器圧力が増加すると過熱度が減少する特徴がある。

この特徴がどのようにサイクルに影響を及ぼすのかについて、理論計算結果を元に作成したイメージ図である Fig. 28 を示す。赤色がタービン入口圧力の高いサイクル、青色が圧力の低いサイクルを示している。タービン入口圧力が増加するとサイクルが青色から赤色の方に移動する。その結果、過熱度が減少し湿り蒸気内での熱落差が増加するため、より多くの水滴がノズル及び反動度のあるタービンで発生しやすくなり、それがタービン効率を低下させたと考えられる。

Fig. 25, Fig. 26 にはタービン効率が 0.1 付近の非常に低い値がある。この原因としては臨界質量流量が高めに算出されている可能性が考えられる。Fig. 29 にタービン入口圧力に対する媒体流量と式 (35) で算出したノズル出口臨界質量流量の関係を示す。ほぼ全ての点で臨界流量が媒体流量を上回る結果となっている。もしこの結果が非常に正確であれば、蒸発器内の水がなくなり実験途中から出力が途端に低下することになるが、実際にそのようなことは起きていない。この質量流量の不均衡の原因としては算出した臨界質量流量の不正確さが考えられる。この節では水滴がノズルとタービンで発生し、その結果タービン効率が低下したことを述べたが、ノズル出口で水滴が発生するとノズル出口表面積が減少することになり、ノズルを通過できる蒸気量は減少する。しかし、臨界質量流量を算出した今回の計算ではノズルの濡れに関しては考慮されていない。その結果、実際のノズル出口表面積よりも大きい値を用いて臨界流量を算出している可能性が高く、媒体流量よりも大きい値が算出されると共にタービン効率は低く算出されている可能性がある。

Fig. 30 にタービン入口圧力及び過熱度とタービン効率の関係を示す。同じ圧力に対してほぼ同じ過熱度の蒸気が入っていることがわかる。つまり、同じ圧力に対してタービン効率にばらつきがあるのは過熱度が異なっているためではなく、何か別の理由があることになる。

Fig. 31 にタービン入口圧力及び速度比とタービン効率の関係を示す。Fig. 30 から同じ圧力に対してほぼ同じ過熱度の蒸気が入っていることがわかっているため、同じ圧力に対して速度比が設計速度比である 0.7 に近いほどタービン効率が高くなると考えられるが、そのような傾向は見られなかった。よって、タービン効率のばらつきを速度比で説明することは出来なかった。

速度比以外でタービン効率のばらつきを説明できる可能性としては、本装置では Fig. 14 で示したように蒸発器から二つの配管が出ており、それらがタービンに繋がり蒸気の通り道となっているが、この配管を通る蒸気量が均等でない場合、ツインタービンのそれぞれに異なる熱量が供給されることになり、それがタービン及びタービンシャフトでの振動を引き起こしタービン効率に影響を与えている可能性。その他、不足膨張の有無、水軸受の安定性などがありえるが、本研究ではそれらを考察するまでには至っていない。

また本研究装置にはタービン入口に乾き度計がない。そのため、本当に液滴がない純粋な過熱蒸気がノズルに入っているのか確認はデータを用いて示すことは出来ない。しかし、

“ボイラ水管を小口径化すると、環状二相流域における液膜からの液滴発生が抑制されることが知られている”ことから⁹⁾、本研究で用いたプレート式熱交換器内でも液滴は発生していないと考えた。そのため、蒸発器で生成された過熱蒸気が液滴を含んでおり、タービン入口圧力の増加と共に蒸気質量流量が増加し、タービンにより多くの水滴が供給された結果、タービン効率が低下した可能性については本研究では疑わないことにした。

この節では主に、出力を上げるためにタービン入口圧力を増大させると過熱度が低下し水滴が発生してしまうため、出力が上がりにくくなることを述べた。それではどのようにしたら出力が上がるのかを考察していきたい。

出力を決める代表的な要因としては、タービンに入る蒸気の単位質量当たりの熱落差と、タービンに入る蒸気量が挙げられる。しかし、温泉発電に関しては熱源温度と冷却水温度を人為的に変更出来ないため、熱落差の増大は難しい。そのため、タービンに入る蒸気質量流量の増大を目指すことになる。その質量流量は式(43)で表される。今回の研究ではタービン入口圧力の増大による出力の増加を試みたため、式(43)中では、“ G ”の増大を図ったことになる。(タービン圧力比がタービン臨界圧力比を下回る場合、“ G ”はタービン入口圧力の関数になる。)しかし、結果として水滴の影響でうまくいかなかった。この結果に対して、水滴の影響を和らげるために運転前に系統内圧力を限界まで下げずにある程度の圧力を残した状態で運転を行うと、タービン出口での乾き度が上昇し水滴の影響が軽減される可能性がある。しかし、仮にタービン効率が増加しても熱落差が減少する点と、タービン圧力比がタービン臨界圧力比を超えるとノズル出口質量流量が減少する点を考慮すると、単純に出力が増加するかはわからない。

そこで“ G ”に着目するのではなく、ノズル出口総表面積である“ A ”に着目する動きがある。本研究室では今度、ノズル隙間を増大させて出力の増加を目指し研究を続ける予定である。

Table 7 Experimental condition at May 13 morning

Hot Water Inlet Temperature	[°C]	73-82
Hot Water Outlet Temperature	[°C]	65-82
Hot Water Flow Rate	[kg/s]	4.5-6.5
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	15-21
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	17-27
Cooling Water Flow Rate	[kg/s]	7.0-9.0
Working Flow Rate	[kg/s]	0.015-0.75
Nozzle Flow Area	[m ²]	2.7 × 10 ⁻³

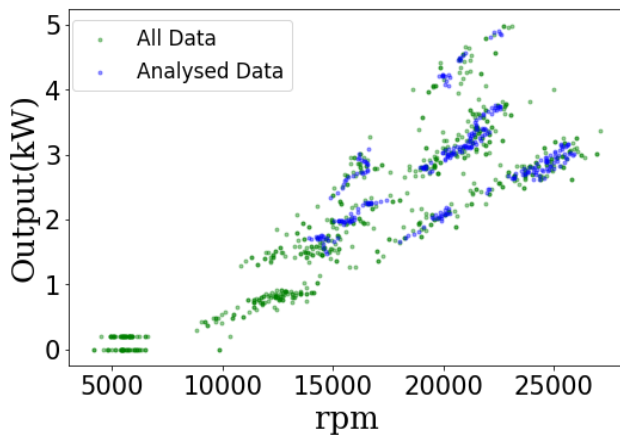


Fig. 22 Output in the experiment

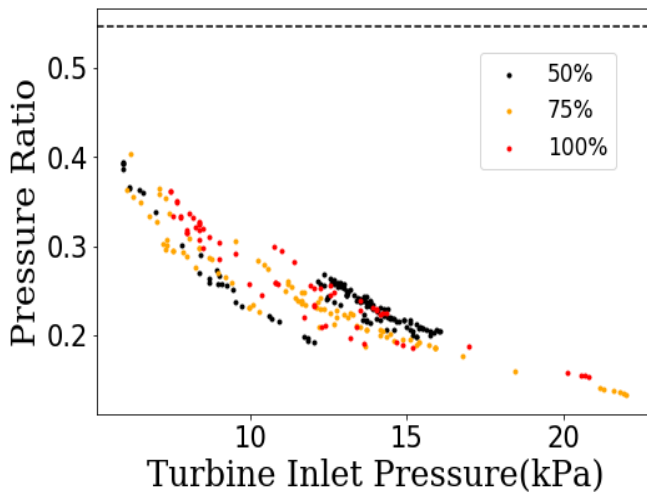


Fig. 23 Pressure Ratio

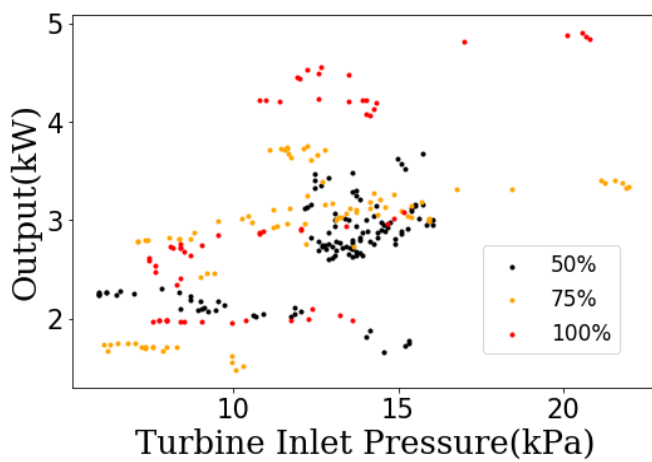


Fig. 24 Effects of turbine inlet pressure

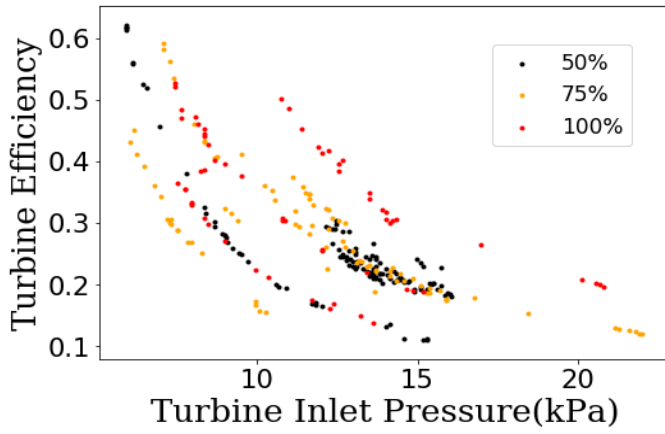


Fig. 25 Turbine efficiency

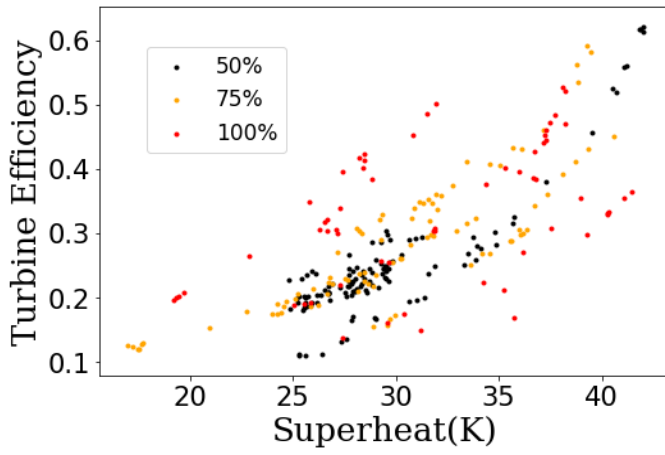


Fig. 26 Effects of superheat

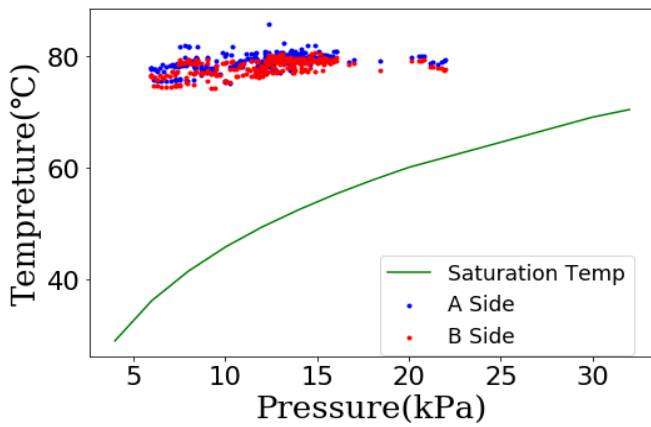


Fig. 27 Hot water inlet temperature

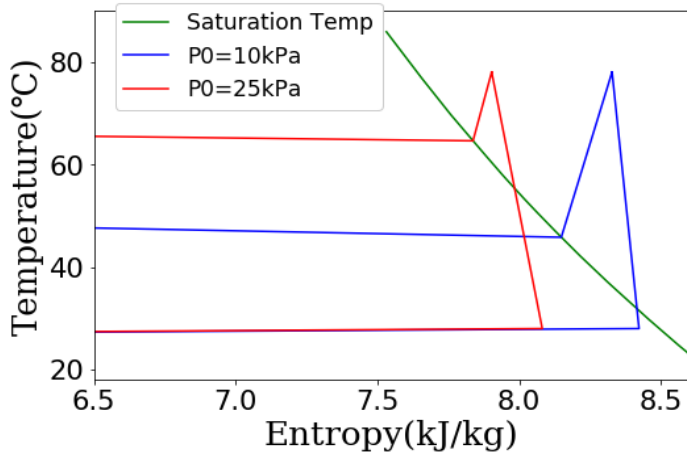


Fig. 28 Effects of pressure increase

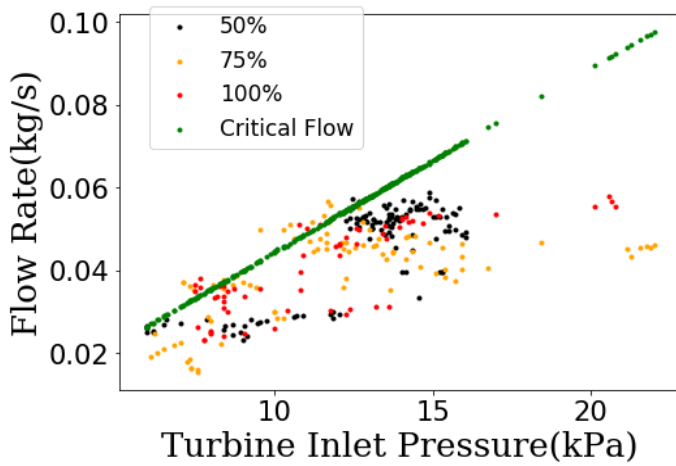


Fig. 29 Balance of mass flow

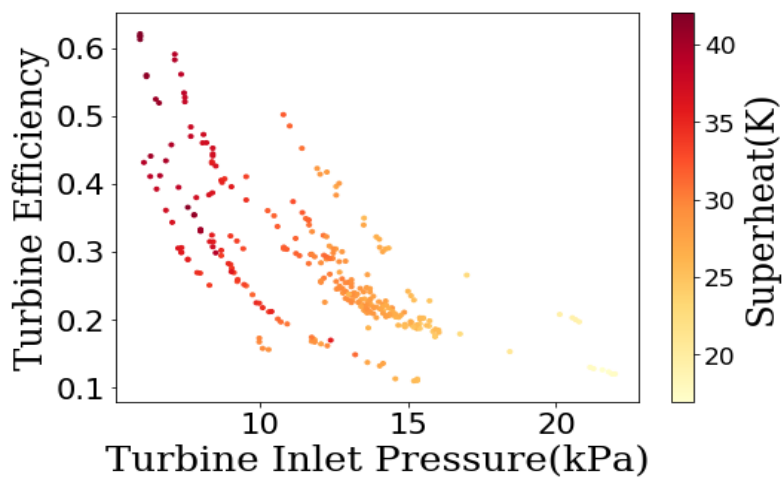


Fig. 30 Effects of superheat

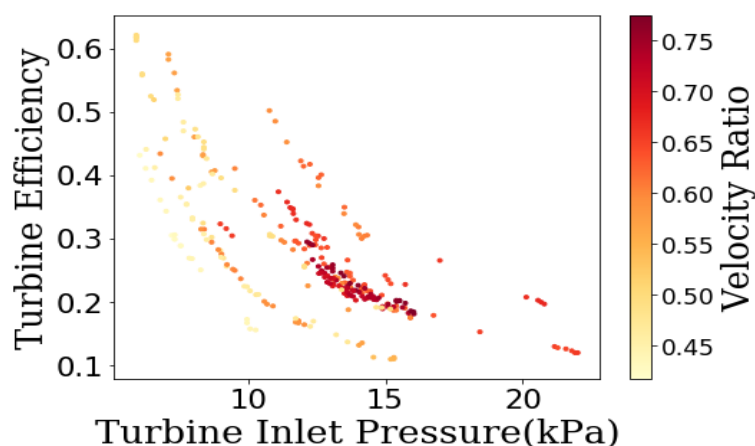


Fig. 31 Effects of Velocity Ratio

3.4.3 出力の低下

3月から10月にかけて出力が低下していることが確認されたため、この節で述べていく。

Table 8, Table 9, Table 10, Table 11, Table 12に3月から10月までの実験条件を示す。ここでの実験条件は発電機に投入した負荷量が最大であるときの条件をまとめたものになっている。

Fig. 32にタービン入口圧力と出力の関係を示す。日が経つごとに同じ圧力に対して出力が低下していることがわかる。Table 8, Table 9, Table 10の冷却水入口温度を見ていくと、3月から6月にかけては温度上昇が顕著である。そのため、その期間内での出力低下の一因は冷却水温度の上昇にあると考えられる。しかし、Table 10とTable 11の6月から8月の冷却水入口温度の変化を見てみると、最大値が1°Cしか変わっておらず、これを出力低下の原因と見るのは難しい。

Fig. 33に回転数と出力の関係を示す。トルクを τ 、回転数を N とすると、出力は

$$W = 2\pi\tau N/60 \quad (49)$$

と、表せられる。グラフから日を追うごとに同じ回転数に対して出力が低下していることがわかるが、これを式(50)から考えるとトルクが減少していることが疑われる。特に5月から6月と6月から8月を比較すると、6月から8月の方が出力の低下が大きく且つ冷却水入口温度の上昇も小さいことから、トルクの減少が出力の低下に繋がった可能性が高い。つまり、少なくとも8月以降の実験では機器に何らかの不具合が発生しており、それがトルクを消費してしまい、発電機にかかるトルクが減少した結果出力が低下した可能性が考えられる。10月の実験では出力、回転数共に低い値となっているが、これは9月に行われた実験が関与していると考えられる。9月には3回ほど実験を行ったが、通信機器の不具

合によりデータの取得が出来なかった。しかし、この3回の実験を通じて機器の不具合が悪化し、最終的に10月の実験では全く出力が出ない結果になったと考察している。

機器の不具合に関して、水軸受の影響を一番疑っていたが翌年1月に機器を開放した際に状態を確認してみると、目視では異常は確認できなかった。そのときの写真を Fig. 34 に示す。トルクが減少していることから、タービンシャフト周りに異常があることを疑っているが、機器の開放点検はメーカーが自社工場で行うことになったため、現状で述べられることは上記の程度だと考えている。

Table 8 Experimental condition at March 13

Hot Water Inlet Temperature	[°C]	78-96
Hot Water Outlet Temperature	[°C]	69-83
Hot Water Flow Rate	[kg/s]	3.0-6.1
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	13-16
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	17-22
Cooling Water Flow Rate	[kg/s]	7.0-10.5
Working Flow Rate	[kg/s]	0.053-0.09
Nozzle Flow Area	[m ²]	2.7 × 10 ⁻³

Table 9 Experimental condition at May 13

Hot Water Inlet Temperature	[°C]	72-84
Hot Water Outlet Temperature	[°C]	64-84
Hot Water Flow Rate	[kg/s]	4.0-6.2
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	17-21
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	19-27
Cooling Water Flow Rate	[kg/s]	6.9-9.2
Working Flow Rate	[kg/s]	0.017-0.077
Nozzle Flow Area	[m ²]	2.7 × 10 ⁻³

Table 10 Experimental condition at June 19

Hot Water Inlet Temperature	[°C]	58-82
Hot Water Outlet Temperature	[°C]	53-77
Hot Water Flow Rate	[kg/s]	4.2-5.3
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	20-25
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	23-33
Cooling Water Flow Rate	[kg/s]	5.0-10.6
Working Flow Rate	[kg/s]	0.019-0.076
Nozzle Flow Area	[m ²]	2.7×10^{-3}

Table 11 Experimental condition at August 26

Hot Water Inlet Temperature	[°C]	74-83
Hot Water Outlet Temperature	[°C]	61-70
Hot Water Flow Rate	[kg/s]	2.7-5.3
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	23-26
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	25-32
Cooling Water Flow Rate	[kg/s]	8.3-10.0
Working Flow Rate	[kg/s]	0.027-0.09
Nozzle Flow Area	[m ²]	2.7×10^{-3}

Table 12 Experimental condition at October 28

Hot Water Inlet Temperature	[°C]	71-78
Hot Water Outlet Temperature	[°C]	60-65
Hot Water Flow Rate	[kg/s]	2.8-4.0
Cooling Water Inlet Temperature	[°C]	18-20
Cooling Water Outlet Temperature	[°C]	20-23
Cooling Water Flow Rate	[kg/s]	8.1-9.8
Working Flow Rate	[kg/s]	0.012-0.096
Nozzle Flow Area	[m ²]	2.7×10^{-3}

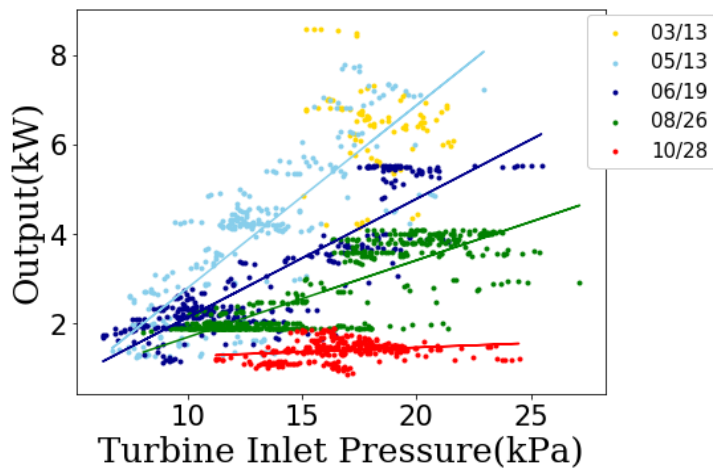


Fig. 32 Output in experiment

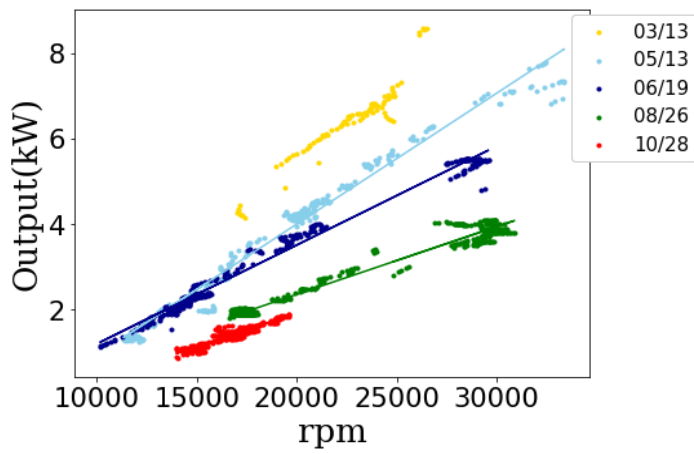


Fig. 33 Output in experiments



Fig. 34 Water bearing

4 結論

- (1) 理論計算結果から、温水当たりの発電量がピークを取るタービン効率が 0.2 上昇するたびに、サイクル効率、温水当たりの発電量が約 2 倍になることを確認した。また温水当たりの発電量を重視した運用が大切であり、その際にはタービン入口圧力を 15kPa 付近で運転することが発電量の最大化に繋がる。ただし、熱源温度と冷却水温度が共に低い場合や高い場合は、15kPa から離れた運転が必要であることが示唆された。
- (2) 実験から、出力は熱源温度の変動に敏感に反応することがわかった。そのため実証機では温水を貯蔵するタンクが必要になるが、実際の温泉地では源泉の温度が頻繁に変動することは考えにくいため、タンクは不要であると思われる。
- (3) タービン入口圧力が上昇するとノズル臨界質量流量が増加するため、より多くの蒸気がタービンに供給され、出力が増加することが期待される。ところが本実験結果にはそのような関係はみられなかった。
- (4) 本実験では、タービン入口圧力が増加するにつれてタービン効率が低下していることが示された。この低下により、入口圧力を増加させても出力が大きく増えなかったことが示唆された。
- (5) 一定温度の温水を熱源としている本実験では、タービン入口圧力を増加させると過熱度が減少する。過熱度低下に伴いノズルやタービン内で水滴が発生しやすくなるため、効率が低下したと考えられた。
- (6) 3 月から 10 月にかけて実証機で出せる出力が徐々に低下していった。原因として、トルクが減少していたことが示唆されているが、その原因はわかっていない。

5 謝辞

本研究に関しての2年間をこのような形でまとめることが出来たのは、刑部先生、堀木先生、伊東先生をはじめ、先行研究を行っていたデマヌ先輩、一緒に実験を行いました様々な質問を投げかけて頂き、自身にたくさんの気付きを与えてくれた後輩の前田君、河野さん、藤巻さん、山崎さんからのご支援があつてのことであり、この場で深く感謝申し上げたい。また実証機の製作や開放作業に携わって頂いたアーカイブワークスの方々にも、感謝申し上げたい。特に刑部先生には際立ってお世話になり、自身が熱流体に興味を抱いたのは先生の講義を受けたからであり、大学院進学時に再生可能エネルギーに関心があつた自身を研究室に受け入れて下さり、その後の研究の方針決めや学会発表の準備に至るまで本当に数多くのご指導を頂戴致しました。また堀木先生には就職活動時にたくさん相談にのって頂いただけでなく、本紙について非常に数多くのご指摘を頂戴しました。より良い修士論文になったと感じております。誠にありがとうございました。

6 参考文献

- [1] 資源エネルギー省, エネルギー白書 2019 pp148.
- [2] 資源エネルギー省, エネルギー白書 2019 pp210.
- [3] 江原幸雄, 安達正敏, 岡村洋文, 安川香澄, 松永烈, 野田徹郎, 2050年自然エネルギービジョンにおける地熱エネルギーの貢献, 日本地熱学会誌, 第30巻, 第3号(2008)165-179.
- [4] 井上修行, 竹内崇雄, 金子淳, 内村知行, 入江毅一, 渡辺啓悦, 排熱発電装置の開発(作動媒体及び膨張タービンの検討), エバラ時報, No.211 (2006-4)
- [5] Yiping Dai, Jiangfeng Wang *, Lin Gao, Parametric optimization and comparative study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery, Energy Conversion and Management 50 (2009) 576-582.
- [6] 福田憲弘, 香月紀人, 田之口利恭, 斉藤象二郎, 地熱バイナリ用低温熱回収システム, 日本ガスタービン学会誌, Vol.41, No.6, (2013) pp477-481.
- [7] 刑部真弘, 水バイナリー温泉発電, ボイラ研究, 405, (2017年10月) pp16-21.
- [8] 刑部真弘, ターボ動力工学, 海文堂 (2001), pp108-114.
- [9] 大川富雄, 榎木光治, 大野正晴, 中村太一, 小澤守, ミニチャンネル貫流ボイラの成立性評価, ボイラ研究, 399, (2016年10月) pp9-16