

TUMSAT-OACIS Repository - Tokyo

University of Marine Science and Technology

(東京海洋大学)

水バイナリ発電実験及び解析

メタデータ	言語: jpn 出版者: 公開日: 2022-08-12 キーワード (Ja): キーワード (En): 作成者: 藤巻, 遥香 メールアドレス: 所属:
URL	https://oacis.repo.nii.ac.jp/records/2506

修士学位論文

水バイナリ発電実験及び解析

2021 年度

(2022 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

藤巻 遥香

修士学位論文

水バイナリ発電実験及び解析

2021 年度

(2022 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

藤巻 遥香

目次

1 序論	- 1 -
1.1 研究背景	- 1 -
1.2 温泉発電	- 3 -
1.3 水バイナリ温泉発電.....	- 5 -
1.4 先行研究	- 6 -
1.5 研究目的	- 8 -
2 実証機を用いた実験.....	- 9 -
2.1 実験目的	- 9 -
2.2 実験装置及び実験方法.....	- 9 -
2.3 解析方法	- 21 -
2.4 実験結果及び考察.....	- 23 -
3 予測計算	- 26 -
3.1 計算目的.....	- 26 -
3.2 不足膨張	- 26 -
3.3 計算方法	- 27 -
3.4 計算結果及び実験結果との比較.....	- 30 -
4 結論	- 33 -
5 謝辞	- 34 -
6 参考文献	- 35 -

1 序論

1.1 研究背景

世界各国が脱炭素社会に向けて大きく舵を切る中、日本でも「パリ協定に基づく成長戦略としての長期戦略」として、2050年までに温室効果ガスの排出量を80%削減(2013年比)するという目標を掲げている。この流れに伴い、再生可能エネルギーへの関心は益々高まっており、中でも地熱発電は日本に大きな潜在力があると期待されている。Table.1に示した主要国における地熱資源量及び発電設備容量より、日本国内には地熱資源量が約2300万kWあり世界第3位に位置する地熱大国であると言えるため⁽¹⁾、純国産のエネルギー活用といった面からも期待できる。また、地熱発電は日照や天候に左右されず、安定した発電が可能であるという利点からベースロード電源にもなりうる。実績として日本国内では2017年に地熱資源から約500MWの電力を得ており⁽²⁾、さらに政府は2030年までに現在の3倍である約1500MWの電力を地熱発電により賄うことを目標としている。

しかし、地熱資源量に対して発電設備容量は53万kWと2%程度に留まっているのが現状である。開発まで至らない理由として以下のような問題があることが考えられる。①新規開発できる地域が限られており、その多くが国立公園内に存在していること。②調査・開発から稼働までに10年を超える長い年月がかかること。③調査・建設に莫大な費用がかかること。④調査結果次第では開発を断念せざるを得ないため事業リスクが大きいこと。その他にも温泉枯れや自然破壊などの心配から、開発地域の住民から合意を得ることが困難であるということも考えられる。このような問題が地熱発電施設の開発を妨げており、過去10年以上地熱発電容量は横ばいで移行している。加えて既存の発電設備では老朽化の影響から発電量減少傾向もみられる。

一方で、高温の熱源を用いた大規模な地熱発電だけではなく、53°Cから120°Cの中低温の熱源を用いた地熱発電への注目も増しており、その代表となるのが温泉発電である。温泉発電とは、源泉を入浴に適した温度まで冷ます際に捨てられる熱を利用して発電を行うもので、Table.2に示した日本国内にある約27000個以上の源泉地⁽³⁾で実現が可能とされている。これらの個々の発電量はわずかであるが集約すると約720MWもの発電量が期待できる⁽³⁾。また、大規模な地熱発電とは異なり新たに井戸を掘削する必要がないため開発にかかる費用や期間が少なく、温泉を枯渇させる恐れがないため地元の温泉旅館等からの同意を得やすいなどといった利点がある。

温泉発電には熱水系統と媒体系統の2つの熱サイクルを利用するバイナリ発電方式が用いられるが、従来の作動媒体は高分子有機化合物であるため、引火性や有毒性、温暖化係数の観点から観光地であり人が集まる温泉には適しているとは言い難い。そこで本研究では環境への影響がなく人体にも無害な水を作動媒体とした、「水バイナリ温泉発電」を提唱するに至った。

Table.1 Geothermal Resources of Major Countries

出典：資源エネルギー省，エネルギー白書 2021 pp127

国名	地熱資源量(万 kW)	発電設備容量(万 kW)
アメリカ	3000	256
インドネシア	2779	213
日本	2347	53
ケニア	700	82
フィリピン	600	1930

Table.2 Number of Hot Springs and Source in Japan

出典：環境省，令和元年温泉利用状況

温泉地数	[箇所]	2971
利用源泉数	[本]	17192
未利用源泉数	[本]	10777
源泉総数	[本]	27969

1.2 温泉発電

地熱発電の発電方式は、シングルフラッシュ発電とバイナリ発電の2方式がある。シングルフラッシュ発電は主に 200°C以上の高温熱源での発電に適しており、地熱流体中の蒸気で直接発電を行う。Fig.1 はシングルフラッシュ発電のサイクル図である。地熱貯留槽から取り出した地熱流体を気水分離機で蒸気と熱水に分け、蒸気でタービンを回し発電を行う。発電を終えた蒸気は復水器で温水となり、冷却塔でこの温水を冷ますことで復水器の冷却に用いる。一方、バイナリ発電は沸点の低い二次媒体を用いるため、より低温の熱源での発電に適しており、地熱流体により温められ蒸気となった二次流体で発電を行う。Fig.2 はバイナリ発電のサイクル図である。地熱貯留槽から取り出した地熱流体を用いて、蒸発器にて二次媒体と熱交換を行い、蒸気となった二次流体でタービンを回し発電を行う。発電を行った二次流体は凝縮器にて流体に戻され、ポンプで再び蒸発器に送られる。低温熱源での発電が可能のため、フラッシュ発電で気水分離機から還元井に送られていた熱水や、工場排熱などの活用手段としても利用されている。

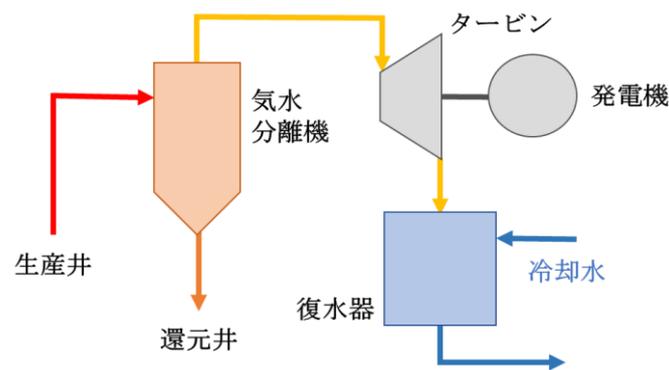


Fig.1 Single Flash Generation

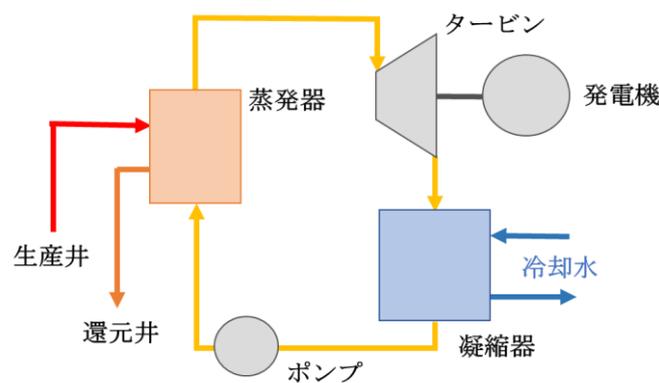


Fig.2 Binary Generation

温泉発電には後者のバイナリ発電方式が多く用いられ、熱源温度が低いため二次媒体には低沸点媒体が採用される。Table.3 に従来のバイナリ発電で主に使用されているペンタンと代替フロン(HFC245fa)について、その安全性や環境への影響を示した。ペンタンは温暖化係数が低く環境負荷はほとんどないと言えるが、引火性が高く且つ有毒性があり安全面は危惧される。代替フロンの HFC245fa は温暖化係数が高く環境負荷があり、かつ有毒である。これらの観点から観光地であり人の集まる温泉での発電における作動媒体として適しているとは言い難い。

Table.3 List of Working Fluids

媒体	ペンタン	代替フロン(HFC245fa)
サイクル	ORC	ORC
沸点(°C)	36.1	15.3
安全性	可燃, 有毒	不燃, 有毒
地球温暖化係数(GWP)	3	1030
利用施設	八丁原発 滝上バイナリ発電所	小浜温泉バイナリ発電所

バイナリ発電の普及とともに作動媒体の開発も進められており、環境負荷が非常に小さい媒体なども存在してはいるが、安全性が確保されており環境負荷のない水を作動媒体とした「水バイナリ発電装置」は、今後の更なるバイナリ発電の普及に向け貢献が期待できる。

1.3 水バイナリ温泉発電

前項でも述べた通り、現在稼働中のバイナリ発電装置では作動媒体として、高分子有機化合物である炭化水素系媒体や代替フロンなどが使用されているが、安全性に特化しているとは言い難く、環境への影響も考えられるため、集客施設の温泉に適しているとは言えない。そこで環境負荷がなく危険性も低い「水」を作動媒体に用いた水バイナリ温泉発電に着目をした。作動媒体には低沸点媒体ではない水を用いるが、作動媒体側の系統内を大気圧下まで真空引きすることで水の沸点を下げ、中低温熱源との熱交換により蒸気を作り出すことを可能としている。

通常、作動媒体の選定では、サイクル性能、取り扱いやすさ、経済性が主に重視される。それに対する水のメリットは、高いサイクル効率を有すること⁽⁴⁾、人体に無害であり環境負荷がないこと、媒体が安価であることが挙げられ、上記の選定要因をすべて満たしていると言える。中でも人体に無害かつ環境に優しいという点は、建設計画時に顧客となる温泉旅館や地元住民からの理解を得やすいと思われ、新たな時代の発電方式として適していると考えられる。

1.4 先行研究

水バイナリ温泉発電に関する研究は数少ないが，以下の事柄が先行研究によって明らかになっている．刑部⁶⁾は蒸気表を用いた理論計算から，タービン入口圧力と温水出口温度，湿り度と温水出口温度について以下の関係を明らかにした．温泉水をより低い温度まで熱回収するためには蒸発器ピンチ点（与熱流体と受熱流体の温度差が最も接近する点）温度を低くする必要がある．Fig.3はタービン入口圧力が $P_0=30.2\text{kPa}$ と $P_0=20\text{kPa}$ の場合を比較した T-h 線図である．圧力が 30.2kPa から 20kPa に下がることで，ピンチ点温度も下がり与熱流体側の温度勾配が急になり，より低い温度まで熱回収が可能になる．

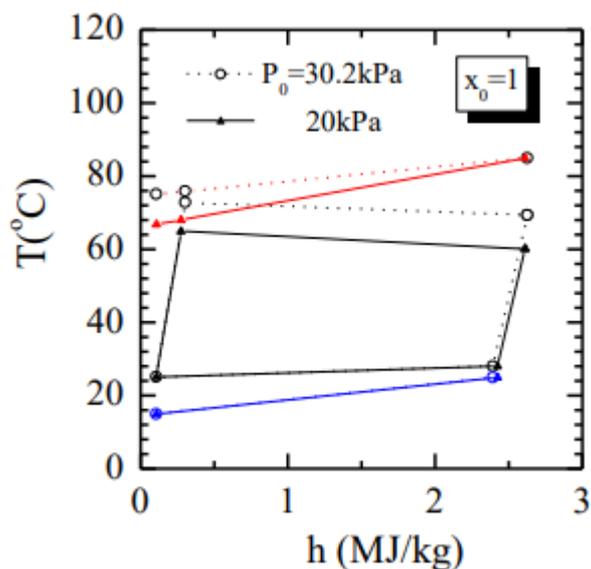


Fig.3 Effect of Turbine Inlet Pressure

出典：刑部真弘，水バイナリ温泉発電，ボイラ研究，405，(2017年10月) pp16-21.

タービン入口蒸気の湿り度を下げることによっても，温泉水をより低い温度まで熱回収できる．Fig.4は湿り度 $x_0=1$ と $x_0=0.4$ の場合を比較した T-h 線図である．湿り度を下げることによって温泉水の温度勾配が急になり，より低い温度まで熱回収が可能になる．

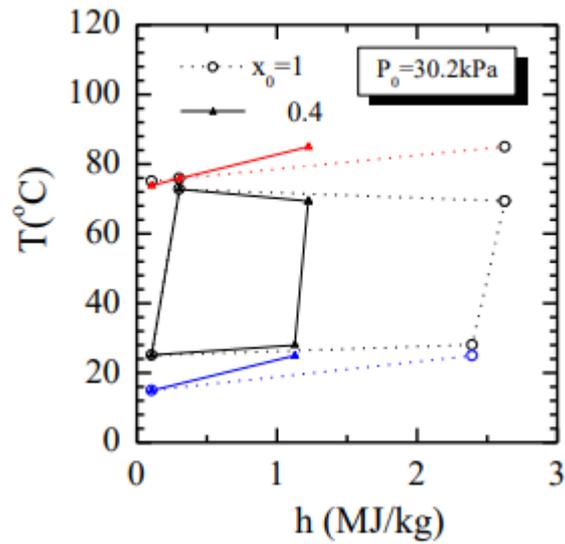


Fig.4 Effect of Turbine Inlet Quality

また Fig.5 より、サイクル効率が最大となるタービン入口圧力と温水 1kg 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、限られた熱源をより有効に活用するためには温水 1kg 当たりの発電量に着目するべきであり、それが最大となるタービン入口圧力での運転が適切であると提言している。

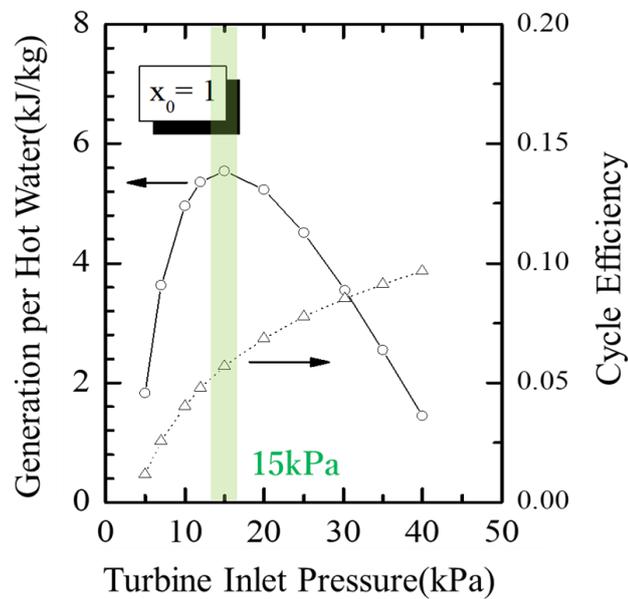


Fig.5 Turbine Inlet Pressure and Generation per Hot Water, Cycle Efficiency

出典：刑部真弘，水バイナリ温泉発電，ボイラ研究，405，(2017年10月) pp16-21.

1.5 研究目的

安全で環境負荷のない水バイナリ温泉発電は、クリーンなエネルギーが求められる脱炭素社会に適した新規の発電システムとしての期待が大きい。しかし、発電装置の実用化には未だ至っておらず、実証実験は十分に行われていない。

そこで本研究では、実用化に向けて最適な運転環境や運転条件の把握をするために、水バイナリ温泉発電装置の実証機を用いて実験を行い、定格出力での定常運転や、長期的な運用についての知見を得ることを目的としている。

2 実証機を用いた実験

2.1 実験目的

前項でも述べた通り、水バイナリ温泉発電装置の実用化に向けて実証機を用いた実験を行う。実用化するためには定常出力での長時間運転が必要条件であるため、これらを実現するための最適な運転条件や運転環境の把握を実験目的とする。また、運転時に生じた問題の解決も随時行うこととする。

2.2 実験装置及び実験方法

Fig.6 に実験装置のシステム図、Fig.7 に実験装置の概要図を示す。ランキンサイクルに基づくシステムは、ラジアルタービン発電機、凝縮器、蒸発器から構成され、補器として温水ボイラ、冷却塔、温水及び冷却水ポンプ、作動媒体循環ポンプ等がある。作動媒体側の系統内は運転前に真空ポンプを用いて減圧し、4kPa 以下の状態にしている。また、起動前には装置全体の予熱を十分に行うこととする。作動媒体である水は媒体ポンプによって昇圧され、蒸発器で外部供給される温水との熱交換で蒸気となり、タービンを回し発電を行う。タービンを出た低温低圧の蒸気は凝縮器で冷却水との熱交換で液に戻り、その後媒体ポンプにて昇圧されてサイクルは循環する。従来の研究によれば発電の機械効率は92%ほどである。また、本装置の定格出力は10kW である。

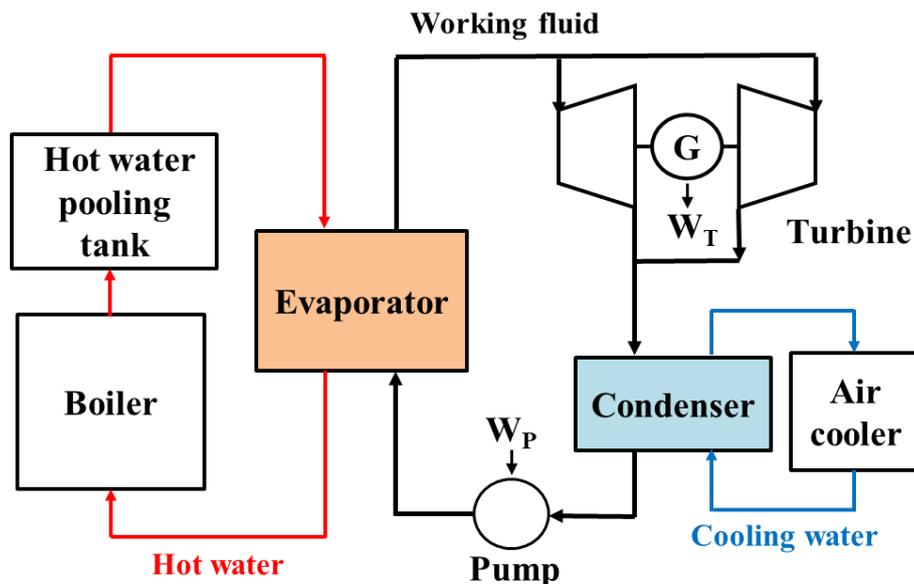


Fig.6 Experimental Apparatus Flow Diagram

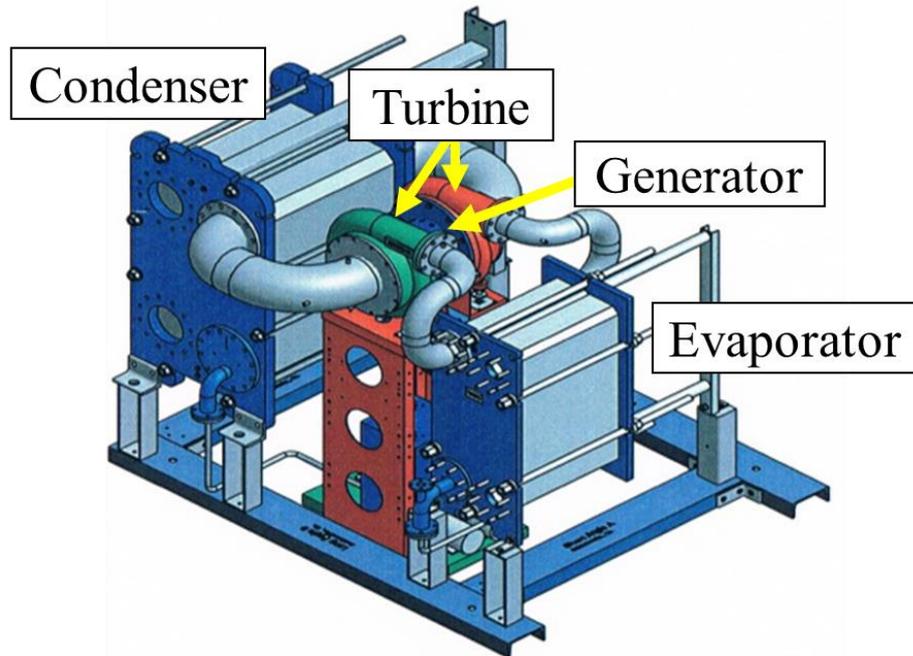


Fig.7 Overview of Experimental Apparatus

Fig.8 はタービン部の概要図(カット図), Fig.9, Fig.10 は実際のタービンの写真である. 本装置のタービンには, スラスト方向の摩擦低減とタービンの小型化を目的に, ツインラジアルタービンを採用している. タービンの直径は 244mm で定格回転数は 36000rpm, 速度比が 0.7 の時に最もタービン効率が高くなるように設計されている. 軸を支える軸受けには樹脂製の水潤滑軸受を採用しており, 油を使わず水により潤滑を行っている. 発電機には三相型集中巻線永久磁石同期発電機を採用しており, ツインタービンの間に設置されている.

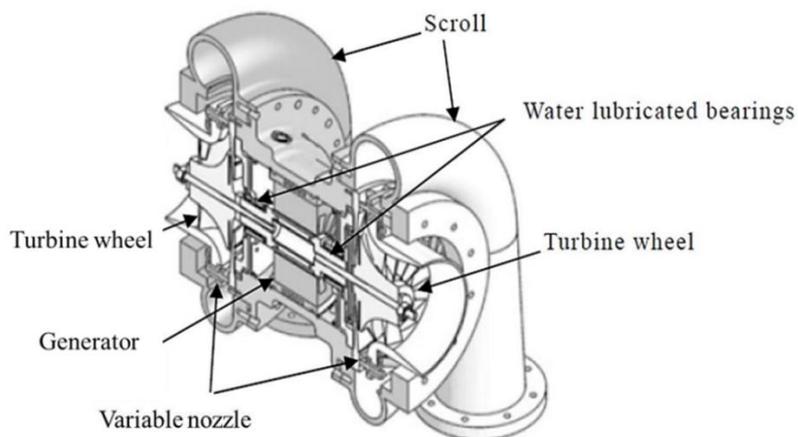


Fig. 8 Overview of Turbine



Fig. 9 Radial Twin Turbine, Turbine Shaft and Permanent Magnet



Fig. 10 Installed Radial Turbine

Fig.11 にノズルの概要図を示す。本装置では可変ノズルを使用しており、条件によって方向を変えることで蒸気を適切な位置でタービンまで導くことが出来る。今回の実験においてはノズル隙間を 4mm で固定している。

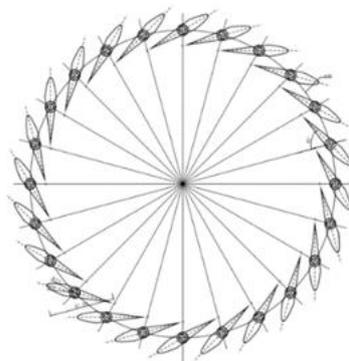


Fig. 11 Overview of Nozzles

Fig.12 は負荷装置として用いている電球で，発電機側と繋げる電球の数を制御することで負荷量の調節を行う．投入される負荷は 1/4,1/2,3/4,全負荷と 4段階ある．



Fig. 12 Load Device

Fig.13 は実際の実験装置を上部から撮影したもので，蒸発器(左)と凝縮器(右)にはプレート式熱交換器を採用している．実用化の際には，蒸発器では温泉水との熱交換を行うためスケール等の付着が想定される．その際，除去が容易であるという点も採用理由の一つである．本実験においては，蒸発器に温泉水と代替して Fig.14 に示した温水ボイラで暖められた温水がポンプにより供給されており，凝縮器には Fig.15 に示した空冷式冷却塔で冷却された冷却水が供給されている．また，ボイラ出口に Fig.16 で示した温度調節タンクを設置することでボイラの発停による温度変動を抑え，温水温度を一定に保ち出力の安定化を図っている．



Fig. 13 Experimental Apparatus seen from above



Fig.14 Hot Water Boiler



Fig.15 Cooling Tower



Fig.16 Temperature Adjusting Tank and Expansion Tank

各機器出入口の温度や圧力，流量等のデータはセンサにより 10 秒に 1 回の計測が行われている。計測されたリアルタイムの値はタブレット端末やパソコン等で確認することが可能で，すべての関係者がデータを見ることができる。また，装置の運用者は遠隔による各種ポンプ類のインバーター制御も行える。これにより，小型の発電機を設置した場合に，その運転操作や安全確認の担当者が他の業務と兼任することが可能となる。小規模の発電装置に専任の担当者を就けると採算が悪くなることも考えられるので，このシステムはコスト削減に期待ができる。

以下に実験装置の要目を示す。

Table.4 Turbine

要目	
形式	ツインエントリー・ラジアルタービン
メーカー	株式会社アーカイブワークス
仕様	
動翼外径	244 mm
設計回転数	36000 rpm
媒体質量流量	20 L/min(最大)
最高圧力	1 MPa
最高温度	150°C

Table.5 Generator

要目	
形式	集中巻線永久磁石型同期発電機
メーカー	株式会社アーカイブワークス
仕様	
定格出力	10 kW
定格回転数	36000 rpm
電源の種類	三相
定格電圧	200 V
定格電流	29 A
絶縁体の耐熱クラス	H 種
絶縁の階級	H 種
運転時間	連続常用

Table.6 Evaporator

要目	
形式	プレート式熱交換器
メーカー	アルファラバル株式会社
型番	M10-BFM
仕様	
最大流量	2.3 m ³ /min
最高使用圧力	1.0 MPa
使用温度	-25°C~140°C
適応規格	ISO

Table.7 Condenser

要目	
形式	プレート式熱交換器
メーカー	アルファラバル株式会社
型番	TS20-MFM
仕様	
最大流量	10 m ³ /min
最高圧力	2.1 MPa
使用温度	-25°C~140°C
適応規格	ISO

Table.8 Working Fluid Pump and Lubricating Oil Pump

要目	
形式	小型マグネットポンプ
メーカー	株式会社イワキ
型番	MD-70RZ
仕様	
媒体質量流量	40 L/min(最大)
最高揚程	14.3 m

Table.9 Hot Water Boiler

要目	
種類	還流温水ヒーター
メーカー	三浦工業株式会社
型番	UT-200H(屋外仕様)
仕様	
熱出力	233 kW
最高水頭圧	0.98 MPa(最大)
バーナー型式	強制押込通風元混合燃料方式
使用燃料油	都市ガス(13A)
使用可能温度	150°C(最高)

Table.10 Hot Water Pump and Cooling Water Pump

要目	
形式	遠心ポンプ
メーカー	株式会社寺田ポンプ製作所
型番	CMP6-52.2R
仕様	
媒体質量流量	800 L/min(最大)
全揚程	14 m

Table.11 Flow Control Valve

要目	
形式	フローティングボールバルブ
メーカー	株式会社キッツ
型番	RDH124
仕様	
最高圧力	2.1 MPa

Table.12 Pressure Sensor

要目	
形式	絶対圧圧力トランスミッタ
メーカー	Huba Control
型番	680 シリーズ
仕様	
最高圧力	25 bar
最高温度	150°C

Table.13 Pressure Sensor

要目	
形式	デジタル表示付 高精度電子式圧力センサ
メーカー	convum
型番	MPS-33 シリーズ
仕様	
耐圧力	0.8 MPa

Table14.Temperature Sensor

要目	
形式	サーミスタ
メーカー	富士電機株式会社
型番	FTNA1HE3-A11Y
仕様	
測定範囲	0~150°C

Table.15 Flow Meter

要目	
形式	電磁非接液型 2 線式電磁式流量
	接液部材質：アルミナセラミック，SUS316L，FKM(標準・防爆タイプ)
メーカー	株式会社キーエンス
型番	FD-UH80H
仕様	
最高圧力	1 MPa
最高温度	100°C
測定範囲	3015.9 L/min(最大)
フランジ規格	JIS10K
応答時間	0.5 s 最小

Table.16 Measurement Control Device

要目	
形式	クラウドデータ収納式遠隔制御式
	制御コンピュータ：アルディーノ
	アナログ・デジタル方式
名称	水バイナリ発電機操作計測制御装置
メーカー	株式会社アーカイブワークス
仕様	
容量	4Mb, 主コンピュータ・500Mb 程度とすること
温度計測	サーミスタ・SUS チューブ封入
圧力計測	
電力	電力・電圧・電流計測
回転数	回転センサ
動力吸収	三相 200V・200W 電球・個数切替式
制御方式	
発電電力制御	電球数を遠隔切替制御
回転数制御	媒体ポンプ回転数制御
	発電電力(電球個数)制御併用

Table.17 Data Communication Unit

要目	
形式	無線 LAN 回線方式
名称	IoT_M&C 遠隔監視装置
メーカー	株式会社アーカイブワークス
仕様	
構成	無線 LAN+主制御コンピュータ
速度	通信速度・1 制御/5 秒程度とすること

Table.18 に実験条件を示す。温水の入口温度は中低温熱源の温泉水温度を想定して 70°C から 90°C とし、冷却水温度は 15°C から 20°C とする。また、ノズルには可変ノズルを採用しているが今回の実験では $2.7 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ で固定をしている。

Table.18. Experimental Conditions

温水入口温度	[°C]	70-90
温水出口温度	[°C]	60-85
温水質量流量	[kg/s]	4-7
冷却水入口温度	[°C]	15-20
冷却水出口温度	[°C]	16-24
冷却水質量流量	[kg/s]	7-10
媒体質量流量	[kg/s]	0.01-0.12
ノズル流路面積	[m ²]	2.7×10^{-3}

2.3 解析方法

各値の計測は 10 秒に 1 度行われている。運転開始直後のデータは安定しておらず信頼性に欠けるため解析には用いていない。また前項で述べた通り、実験前に媒体系統側が 4kPa 以下になるまで減圧を行うため、タービン入口圧力の値が 4kPa を下回るもの、ポンプ吐出圧力の値が 44kPa を上回るもの、及びタービン出口圧力の値が絶対圧で 0kPa を下回るものは解析範囲から除いている。タービン出口圧力は圧力計の値が不安定かつ、微小な圧力変化を正確に判定できているか疑わしい為、タービン出口圧力にはタービン出口温度の飽和圧力であるとし解析に用いている。

出力 W_t は、相間電圧 I_w 、相電流 A_w を用いて、

$$W_t = 3I_w A_w \quad (1)$$

として、温水 1kg 当たりの発電量 G_n は、出力 W_t 、温水質量流量 m_H を用いて、

$$G_n = W_t / m_H \quad (2)$$

として算出した。

タービン入口圧力 P_0 と出口圧力 P_1 の比であるタービン圧力比 η_p は、

$$\eta_p = p_1 / p_0 \quad (3)$$

として、無次元ノズル出口質量流束が最大となるタービン臨界圧力比 η_c は、過熱蒸気の比熱比を $k=1.3$ を用いて、

$$\eta_c = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4)$$

として算出した。タービン圧力比がタービン臨界圧力比より小さい場合は、タービン臨界圧力比を質量流量の算出で用い、大きい場合はタービン圧力比を用いた。そのため、 η_t には上記の条件によって η_p か η_c のどちらか一方が適宜入る。

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、

$$G^* = \frac{G}{\sqrt{p_0/v_0}} = \left[2\eta_t^{\frac{2}{k}} \frac{1}{1-1/k} \left(1 - \eta_t^{1-\frac{1}{k}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

として算出し、これを用いてノズル出口質量流束 G は、

$$G = G^* \sqrt{p_0/v_0} \quad (6)$$

として算出した。

本実験装置ではタービンに入る蒸気質量流量は計測していない。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、

$$m = GA \quad (7)$$

として求めた。

また本実験装置のタービン出口には乾き度計が付いていないため、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、以下の式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 h_1 を算出した。水の定圧比熱を $4.18(\text{kJ/kgK})$ 、凝縮器ピンチ温度差を 3K とする。タービン出口温度 T_1 は凝縮器での冷却水出口温度 T_{cwo} を用いて、

$$T_1 = T_{cwo} - 3 \quad (8)$$

として算出し、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。

$$s_1 = x_1 s_g + (1 - x_1) s_l \quad (9)$$

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、

$$x_1 = (s_0 - s_l) / (s_g - s_l) \quad (10)$$

であり、タービン出口のエンタルピ h_1 は、

$$h_1 = x_1 h_g + (1 - x_1) h_l \quad (11)$$

となる。タービン効率 η_t は、

$$\eta_t = \frac{W_t}{m(h_0 - h_1)} \quad (12)$$

として算出した。

2.4 実験結果及び考察

Fig.17 に実験から得られた出力と回転数の関係を示す．回転数の上昇に伴い出力は増加しており，今回の実験では最大出力約 8kW を確認することができた．

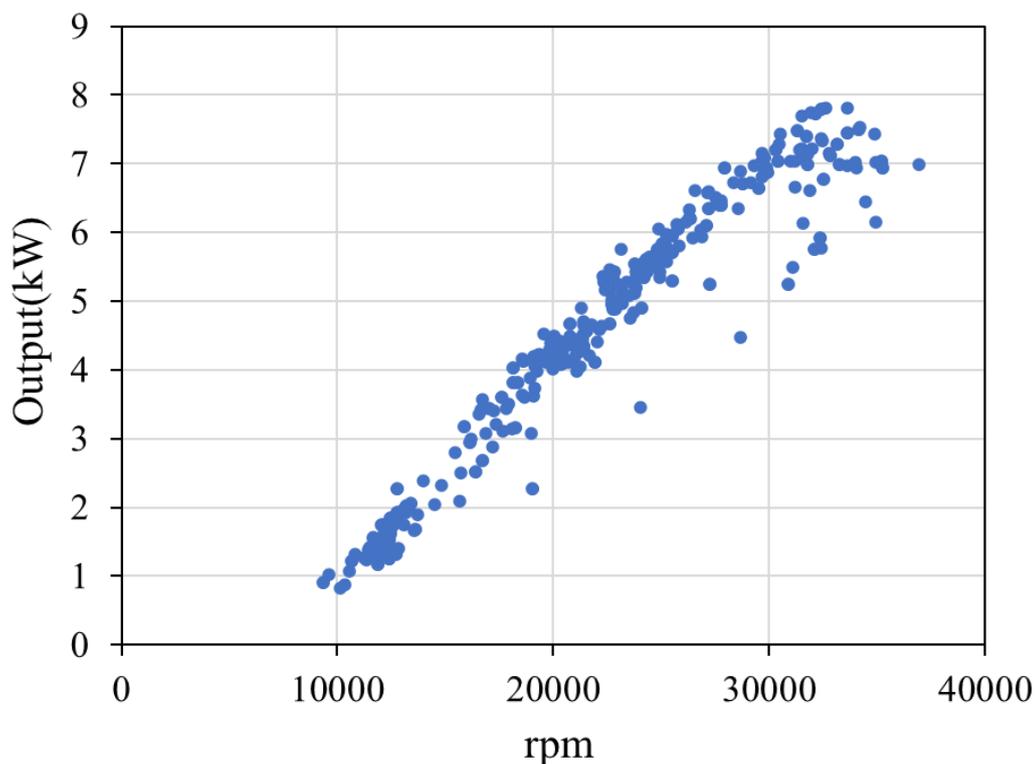


Fig.17 Output and rpm

また，この出力とタービン入口圧力の関係を示したのが Fig.18 である．以降に使用する圧力はすべて絶対圧を用いている．前項の式(6)，(7)より，タービン入口圧力が上昇するとノズル出口質量流束が増加するため，タービンに流入する蒸気量も増加していく．したがって，それに伴い出力も増加していくと考えられる．実験結果では多少値にばらつきがみられるが，上記の理論通りタービン入口圧力の上昇とともに出力は増加していく．しかし，20kPa 手前から圧力が増加しても出力が増加していかなくなり，8kPa 以下で頭打ちとなっている．

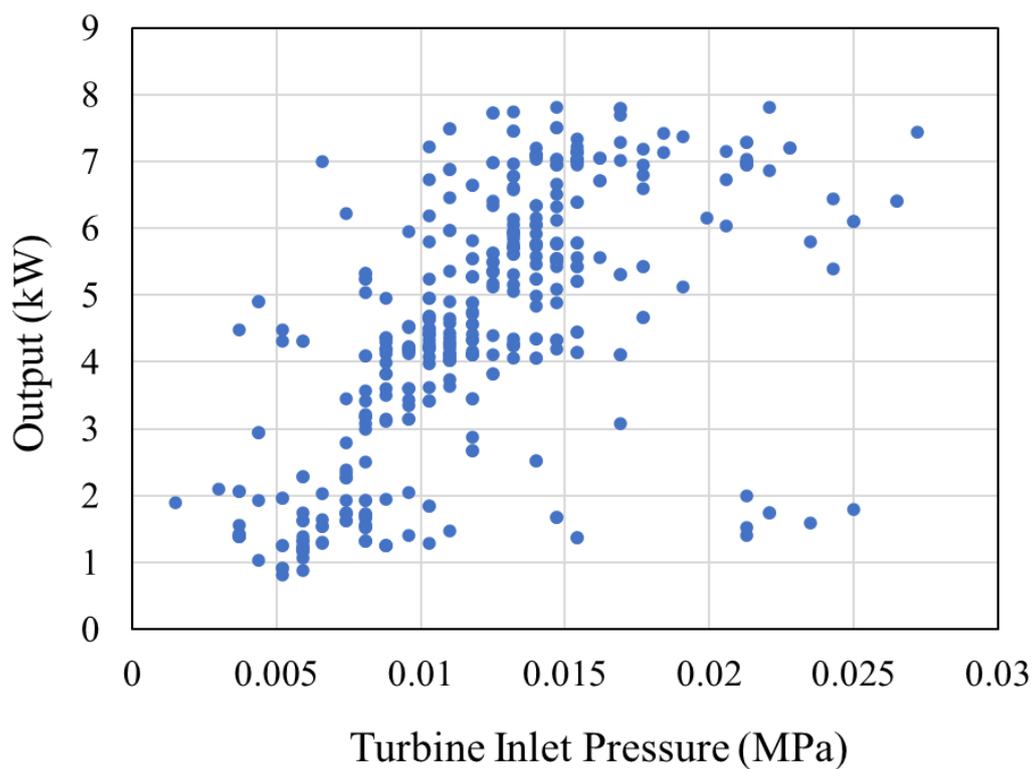


Fig.18 Output and Turbine Inlet Pressure

この原因を追究するため、タービン内での蒸気状態について考察を行った。Fig.19 にタービン入口温度とタービン入口圧力の関係を示した。赤色のマーカーはツインタービンのA側入口温度、青色のマーカーはB側の入口温度であり、緑色の曲線はタービン入口圧力に対する飽和温度である。タービン入口圧力が上昇していくと、タービン入口温度と飽和温度との差である過熱度が低下する。過熱度の低下とともに湿り蒸気内での熱落差も増加するため、タービン内で水滴が発生しやすくなる。タービン内において水滴は羽根の動きを制動する方向に働くため損失に繋がり、出力増加を妨げた原因の1つになると考えられる。

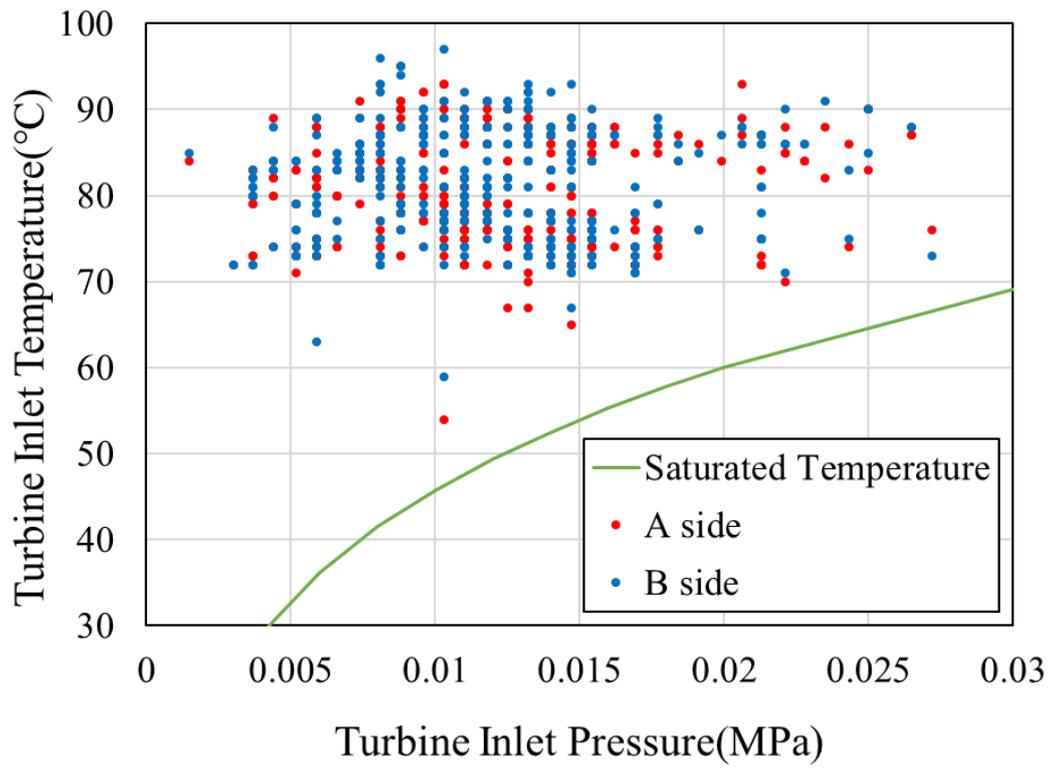


Fig.19 Turbine Inlet Temperature and Turbine Inlet Pressure

3 予測計算

3.1 計算目的

前章の実験結果より、タービン入口圧力の上昇に伴う出力の増加がみられない原因の1つとして、過熱度の低下による水滴の発生が考えられた。しかし、水滴のみが原因ではなく、その他の原因としてノズル出口部での圧力低下により不足膨張が生じているのではないかと推測をした。そこで、過熱度の低下に伴う水滴発生による損失に加えて、本実験装置のタービン形状から不足膨張の発生による損失を加味し、円滑にノズル噴流がタービンに流入するという条件で出力やタービン効率を予測する計算を行い、実際の実験結果と照合し不足膨張による損失を考えた。

3.2 不足膨張

Fig.20 はノズルの出口圧力 P_2 を変化させた場合の先細ノズルでの圧力分布を示している。出口圧力が臨界圧力 P_c と等しい時($P_2 = P_c$)、ノズル出口流速は音速となる。そこから圧力が下がり、出口圧力が臨界圧力以下となる時($P_2 < P_c$)、圧力情報はノズル内には伝わらずノズル内圧力及び流束は変化しない。よって、ノズル内で膨張が完了せずに蒸気はノズルを出てから急激に膨張する「不足膨張」が生じる。これにより、流れに脈動が生じエネルギー損失が増加する。⁽⁶⁾ この損失が今回の実験結果に作用していると考えた。

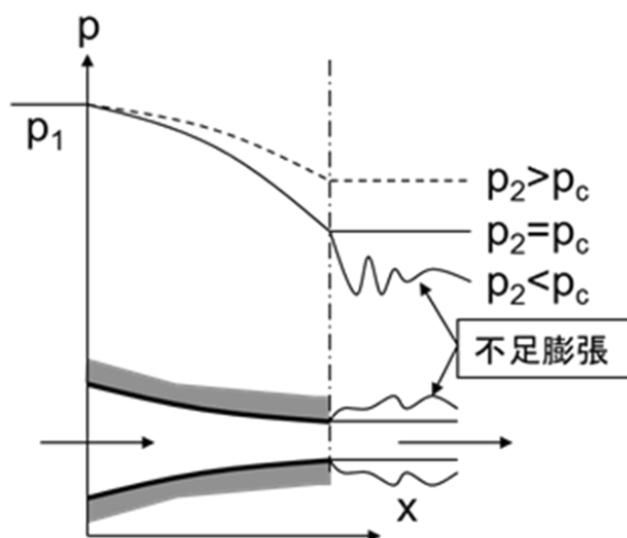


Fig.20 Pressure Distribution of Convergent Nozzle

出典：刑部真弘.「ターボ動力工学」海文堂.2001,第2版,P114

3.3 計算方法

計算はノズル及び羽根の段ごとに速度三角形やエネルギー保存式を用いて、以下の手順で行う。添え字の1は入口、2は出口としている。

1. 入口圧力 p_1 及び入口温度 T_1 における比容積を蒸気表により求め、それと与えられた質量流量 m_w を用いて、相対速度 w_1 を求める。Aは流路断面積、 nb は羽根枚数およびノズル本数である。ノズル段は固定されているため周速度 u は0であり、絶対速度 c_1 と相対速度 w_1 は同一である。羽根段では、ノズル段によって得た c_2 より c_1 及び w_1 を求める。

$$w_1 = \frac{m_w v_1}{(A_1 * nb)} \quad (13)$$

2. 無次元質量流束 G_1^* を w_1 より、 G_2^* を与えられた質量流量 m_w からそれぞれ式によって求める。
3. 損失を考慮した過熱蒸気エネルギー式により、 G_2^* になる出口圧力 p_2 を求める。
4. 過熱蒸気の場合には、損失を考慮した出口エンタルピ h_2 になるよう、出口温度 T_2 を修正する。湿り蒸気の場合には、損失を考慮して得た質量流束が実際のもので一致するよう p_2 を修正し、出口クオリティ x_2 を求める。ただし、 x_2 が1以上になる場合は、 T_2 を修正する。
5. 与えられた質量流量から、 p_2 及び T_2 での比容積を蒸気表により求め、それにより w_2 を求める。
6. w_1 および w_2 から、 c_1 および c_2 を求める。
7. 以下のタービン一般式により仕事量を求める。Fig.21は本装置のタービンであり、ラジアルタービンを採用しているが蒸気は半径流方向だけではなく軸方向にも流出する。よって、半径流から軸流に変化する影響を考慮する係数として ψ を用いることとし、今回はその値を0.5としている。

$$L = \frac{1}{2} \psi (c_1^2 - c_2^2 + u_1^2 - u_2^2 - w_1^2 + w_2^2) \quad (14)$$

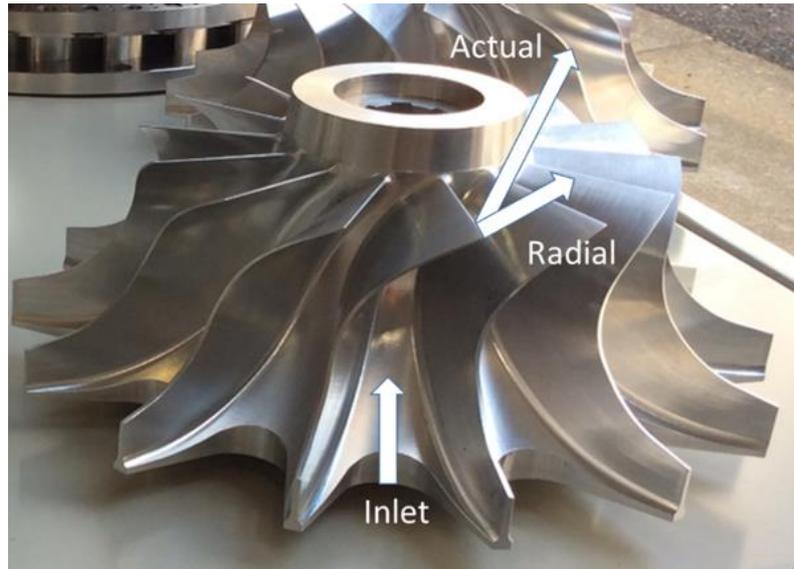


Fig.21 Turbine Blade

ノズルや羽根における損失を表す速度損失係数は，出口が湿り蒸気の場合 $\phi = 0.85$ ，過熱蒸気の場合 $\phi = 0.9$ とした．この速度損失係数を用いて出口流速は以下の式で求める． Δh は全断熱熱落差である．

$$c_2 = \phi\sqrt{2\Delta h} \quad (15)$$

また，不足膨張による損失として以下の係数を用いた．

$$\varepsilon = \left(\frac{P_2}{P_c}\right)^n \quad (16)$$

ここでは， P_2 :ノズル出口圧力， P_c :臨界圧力である．また，不足膨張による損失の研究において，経験値として用いられてきた指数として $n = 0.125$ を用いた．式(16)による不足膨張損失係数 ε と P_2/P_c との関係を Fig.22 に示す．ノズル出口圧力 P_2 の減少に伴い不足膨張損失係数 ε は減少していき，不足膨張による損失が増加していくことが分かる．

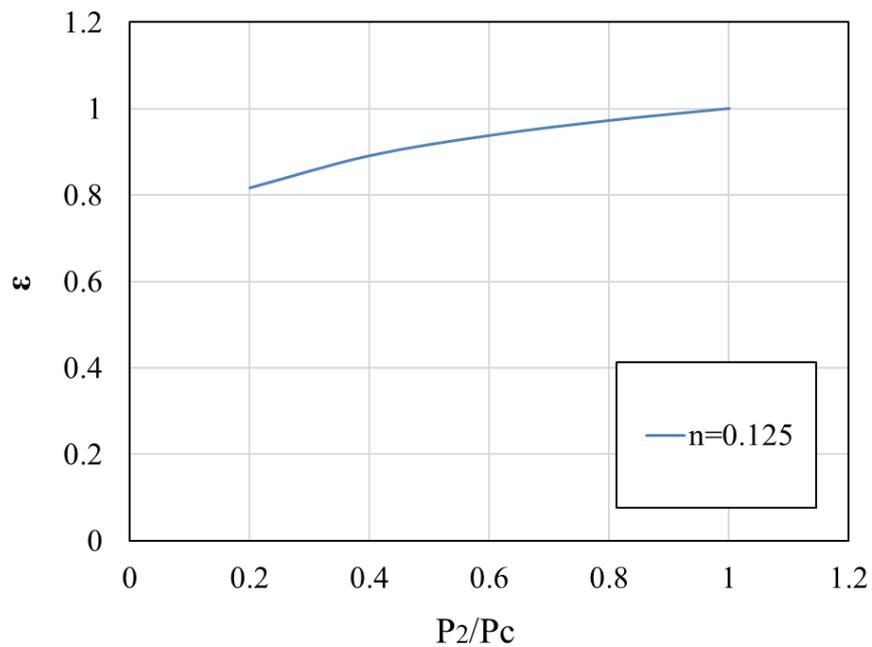


Fig.22 Under Expansion Loss Coefficient

また，予測計算での計算条件を Table.19 に示す．計算条件は実験値と近い範囲で決定をしている．

Table.19 Calculation Condition

Turbine Inlet Pressure	[kPa]	5-40
Turbine Inlet Temperature	[°C]	85
Working Flow Rate	[kg/s]	0.01-0.12
Rotational Speed	[rpm]	10000-36000
Velocity Loss Coefficient (dry)	[-]	0.9
Velocity Loss Coefficient (wet)	[-]	0.85

3.4 計算結果及び実験結果との比較

Fig.23 に予測計算で得られた計算結果を示す．予測計算では復水器温度を実験値と近い 30°C(飽和圧力 4.2kPa)としている．計算結果ではタービン入口圧力の上昇とともに出力は増加していくが，一方で効率は低下していく．効率低下の原因は過熱度の低下による水滴発生や不足膨張等によるものであると考えられる．

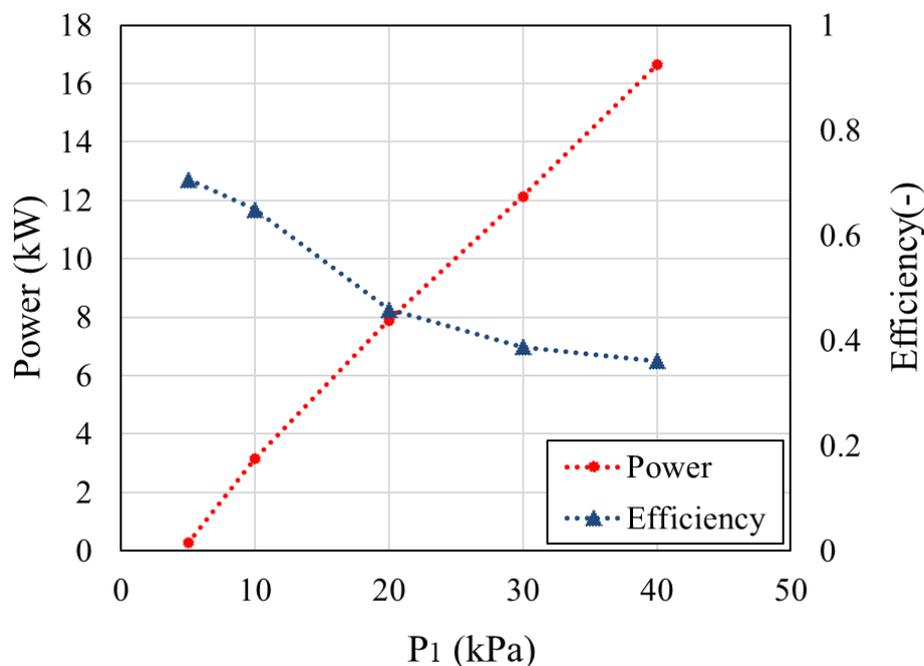


Fig.23 Calculation Results

Fig.24 に予測計算結果と実験結果との出力での比較を示す．タービン入口圧力が低い場合には予測計算と同様の傾向を示したが，圧力が上昇していき 20kPa 手前から計算とは異なり出力は上昇していかない．よって，低圧条件下では予測計算で想定していた損失と同等の損失が不足膨張等により発生していたが，圧力が上がるにつれて想定したよりもさらに大きな損失が生じた可能性が考えられる．また，予測計算においては円滑にノズル噴流がタービンに流入するという条件で行っているが，不足膨張が生じる際にはノズル流出角が変化するため，タービン回転数が抑制され損失を増やす可能性がある．また，Fig.25 のように不足膨張により流れが振動を伴うことや，湿り蒸気となるために発生する水滴は蒸気と比べて速度が遅くなる為，流れを制動する方向に働くこと，実験時にタービン部で異音の発生がみられたことなどを考慮すると，タービンが円滑に回転していなかった可能性が考えられる．

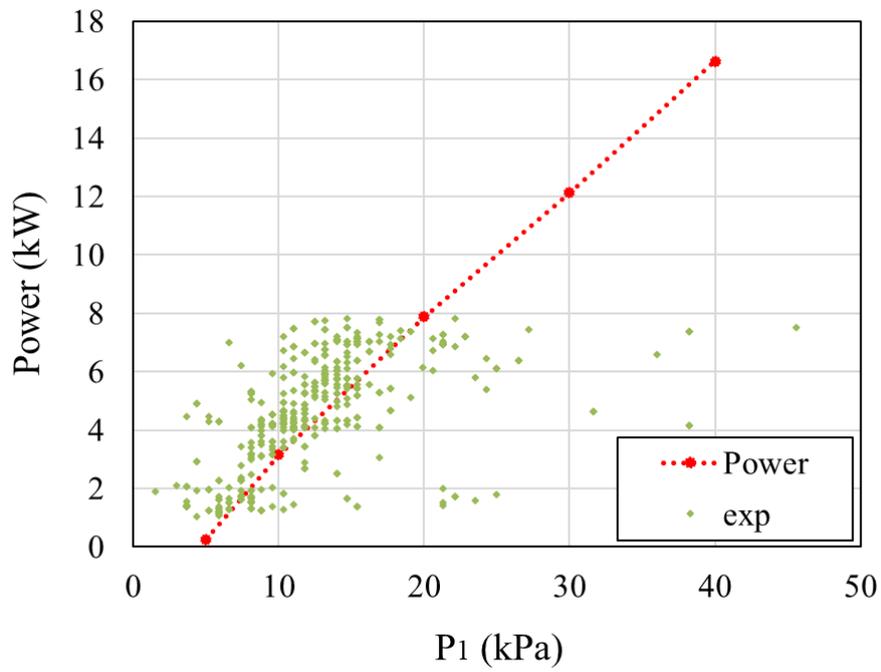


Fig.24 Calculation Results and Experimental Results (Output)

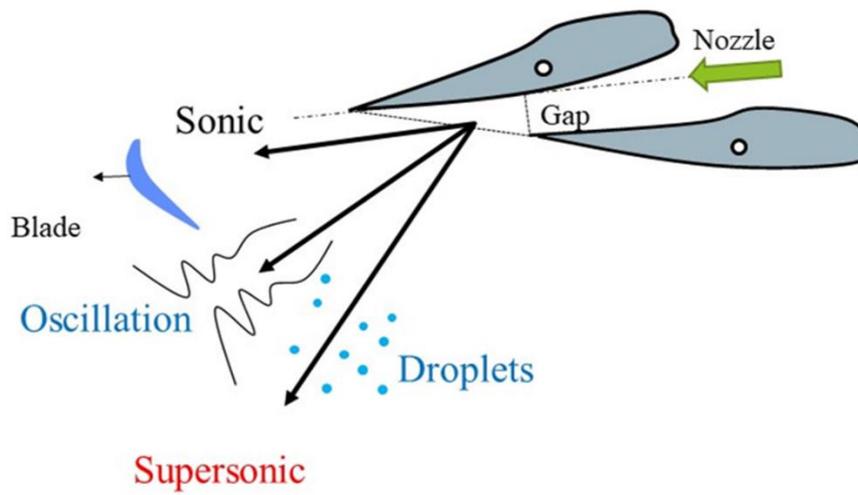


Fig.25 Change of Jet Angle due to Under Expansion

Fig.26 に予測計算結果と実験結果とのタービン効率での比較を示す．実験値は予測計算結果とほぼ同様にタービン入口圧力の上昇に伴いタービン効率は低下した．

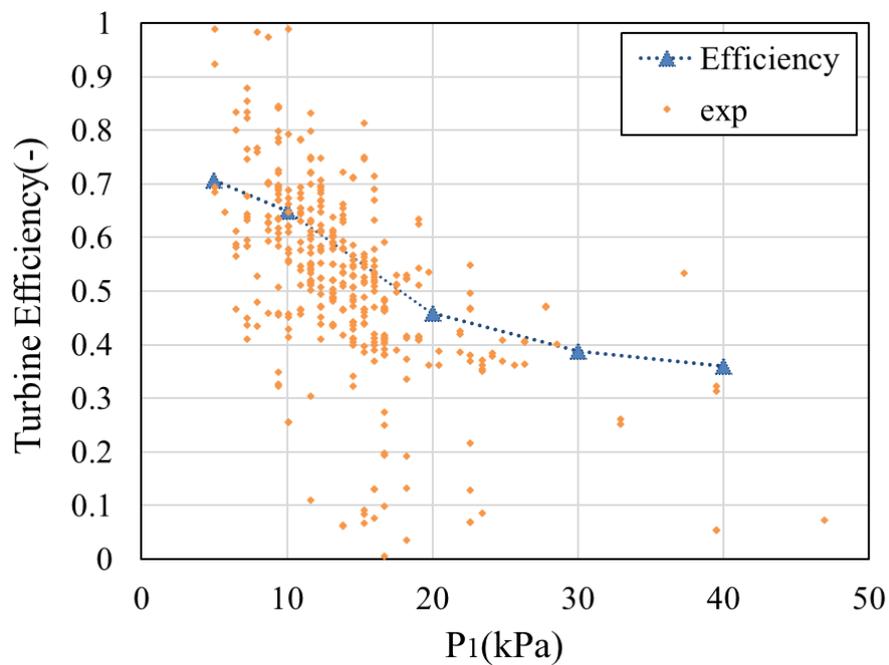


Fig.26 Calculation Results and Experimental Results (Efficiency)

4 結論

①温泉水の排熱を利用した新たな発電方式として水バイナリ温泉発電を提唱した。本研究では作動媒体に水を採用することで、環境及び安全に考慮した発電方式の実現を図った。

②実証機を用いた実験では、最大出力約 8kW を確認することが出来た。また、定格出力に及ばなかった原因として、タービン入口圧力の上昇に伴う過熱度が低下による水滴の発生や、不足膨張の発生が示唆された。

③水滴発生や不足膨張を考慮した予測計算結果と実験値との比較では、低圧部ではよい一致が見られた。ところが、高圧部においては結果が一致せず、計算を下回る出力であったため、想定したよりも大きな損失が生じていると考えられた。予測計算においては円滑に噴流がタービンに流入するという条件で行っているが、不足膨張が生じる際にはノズル流出角が変化することもあり、この場合にはタービン回転数が抑制され損失が増える可能性がある。

④また、高圧条件ではタービン部で異音を生じていたことを考慮すると、水滴発生や不足膨張に伴う振動等の影響により、タービンが円滑に回転を行わなかったことが示唆される。

5 謝辞

本研究を遂行し修士論文をまとめるに当たり、多岐にわたるご支援とご指導を受け賜りました。東京海洋大学ターボ動力研究室の刑部真弘元教授に心からお礼申し上げます。同じく昨年度退職された伊東次衛先生には、実験時や装置の改良の際にご協力と数々のご助言を頂き誠にありがとうございました。同研究室学生諸子には、実験や解析、発表の際の議論など研究を進めるうえで助力いただきました。

また、水バイナリ温泉発電装置実証機の製作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ます。

本年度の指導教員である波津久達也教授には、研究室外からサポートをして頂き本書の完成に至りました。

改めて助力を下された皆様方には御礼を申し上げます。

6 参考文献

- [1] 経済産業省 資源エネルギー庁, エネルギー白書 2021 pp127
- [2] 経済産業省 資源エネルギー庁, エネルギー白書 2019 pp148
- [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] 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)
- [5] 刑部真弘, 水バイナリ温泉発電, ボイラ研究, 405, (2017年10月) pp16-21.
- [6] 刑部真弘. 「ターボ動力工学」海文堂.2001,第2版,P114