

排熱発電装置の開発 (作動媒体及び膨張タービンの検討)

井上 修行* 竹内 崇雄** 金子 淳**
内村 知行** 入江 毅一** 渡辺 啓悦**

Development of a Power Generation Unit Driven by Waste Heat (Study on Working Fluids and Expansion Turbines)

by Naoyuki INOUE, Takao TAKEUCHI, Atsushi KANEKO, Tomoyuki UCHIMURA, Kiichi IRIE, & Hiroyoshi WATANABE

A practical power generation unit, made using study results on working fluids and expansion turbines, was tested in the course of developing a simple and compact, waste-heat-driven power generator. A comparative study was made on the characteristics of various working fluids in a low-temperature heat source cycle (evaporation: 77 °C & Condensation: 42 °C). Study results indicated that TFE, R123, and R245fa were working fluids suitable for the intended power generation cycle. Among these TFE was selected out and a radial turbine was designed and manufactured as a turbine for use with TFE. A power generation experimental apparatus, driven by hot water as the heat source and cooling water as the cooling source, was put together and operated. The generated power was transmitted to the electric utility system via an AC converter. Power generation cycle and expansion turbine characteristics were clarified through tests using the actual power generation unit.

Keywords: Power generator, Waste heat, Rankine cycle, Working fluid, Expander, Radial turbine

1. ま え が き

地球温暖化防止を目的として、温室効果ガス排出量を規制する「京都議定書」が、2005年2月には正式に発効となり、温室効果ガス排出量削減は緊急の課題となっている。このようななか、未利用エネルギーの活用推進のため、排熱発電装置の開発に着手した。

現在、鉄鋼・石油・化学・紙パルプ・窯業など各種産業の工場排熱あるいはガスタービン、エンジン等の原動機からの排熱など、200℃以下の排ガス、80℃以上の温水排熱は約80万TJ/年にもなっている。仮にこの排熱量から発電効率を5%として計算すると、1200 MWを超

える発電が可能である。種々雑多な状態の排ガス、排温水を、80℃～90℃の温水に熱回収して、発電装置の熱源にすることを検討した。本開発では、200～300 kW程度 of ガスエンジンのジャケット温水を熱源にする発電装置をターゲットに選んだ。これらのガスエンジンは既に多数の台数が稼動中であり、しかもこの温熱を環境に放熱している場合も多いので、開発の効果が発揮しやすいと考えている。

低温度差エネルギーによる発電装置に関しては、ねじ形膨張機を用いたもの¹⁻⁴⁾、膨張タービンを用いたもの⁵⁻⁷⁾などがあるが、回転速度は5000 min⁻¹以下の低速度で、膨張タービン及び発電機の寸法が大きい。更に発電機と膨張タービンとが別ケーシングに収められ、軸シール・軸継ぎ手を介して接続される複雑な構造になっている。

本開発では、マイクロガスタービンで利用されている高速回転によるコンパクト化技術を利用し、更なる高効率化を目指すことにした。

本報では、各種作動媒体によるランキンサイクルの特性解析と作動媒体の選定、サイクル構成機器の中で最も重要な役割を果たす膨張タービンの設計、更に発電装置の実機試験で得られたタービン特性などについて報告する。

* 風水力機械カンパニー カスタムポンプ事業統括 カスタムポンプ開発統括部 熱流体システム開発室 工学博士

** 同 同 同

ハイドロ技術開発室 ハイドロ技術グループ

** 同 同 同

同 開発グループ

** (株)荏原総合研究所 機械研究室

日本冷凍空調学会論文集 Vol. 22, No. 3, pp. 165-176 (2005. 9. 30) に掲載されたものを一部加筆、修正した。

2. 主な記号

- C : 熱落差による速度 [m/s]
- E : 電力 [kW]
- G : 質量流量 [kg/s]
- h : 比エンタルピー [kJ/kg]
- L : 仕事率 [kW]
- N : 回転速度 [min^{-1}]
- P : 圧力 [kPa]
- Q : 交換熱量 [kW]
- T : 温度 [°C]
- U : 動翼周速 [m/s]
- V : 体積流量 [m^3/s]
- W : 流速 [m/s]
- η : 効率 [-]
- ρ : 作動媒体密度 [kg/m^3]

添字

- C : 凝縮器
- cycle : サイクル
- E : 蒸気発生器
- G : 発電機
- P : 循環ポンプ
- T : 膨張タービン
- X : 膨張タービン出口熱回収器
- T_1 : 膨張タービン入口
- T_2 : 膨張タービン出口
- th : 理論値
- 1, 2, 3, 4 : サイクルポイント

3. 開発のコンセプト

これまでに、排熱を利用した発電装置は各種開発されてきたが、装置コストの面からなかなか採算が合わず、一般に普及するには至っていない。今回の開発では、装置の低コスト化を図るため、機械装置の簡易化、コンパクト化を重視したものとした。

簡易化に関しては、

- (1) 構成機器数の少ないランキンサイクルを基本サイクルとする。
- (2) 膨張タービンと発電機は直結とし、機械的な速度変換機をなくす。
- (3) 発電機は作動媒体雰囲気中で駆動する密閉発電機とし、外部との軸シールを不要とする。
- (4) 特別な速度制御機器は採用せず、発電機の特性と系統連系インバータを利用した制御とする。

コンパクト化に関しては、

- (1) 膨張タービンは高速回転としてコンパクト化を図り、また高効率も確保する。
- (2) 発電機は高速回転として必要トルクを低くし、永久磁石型同期発電機を採用する。などを基本的な考えとしている。

4. ランキンサイクル

基本的なランキンサイクルを P - h 線図上に図1として示す。サイクルは蒸気発生器(図1の4-1)、膨張タービン(1-2)、凝縮器(2-3)及び循環ポンプ(3-4)から構成されている。図中二点鎖線(1-2th)は等エントロピー膨張を示す。

4-1 仮定

基礎式を導くにあたり、次項を仮定する。

- (1) ランキンサイクルの理想的な膨張過程は等エントロピー膨張とし、実機での損失を考慮し、膨張タービン断熱効率 η_T を導入する。
- (2) 膨張タービンによって駆動される発電機の損失は、発電機効率 η_G で考慮する。
- (3) 循環ポンプの動力は、発電した電気で駆動するものとし、モータ効率を含めてポンプ効率 η_P を導入する。ポンプはキャンド形を想定し、損失分は熱となってサイクルに入るものとする。
- (4) 軸受潤滑油の循環ポンプ動力は微小であり、無視する。
- (5) 配管の熱損失、圧力損失は計算の簡略化のため無視する。

4-2 基礎式

図1において、作動媒体循環量 G による膨張タービンの理論発生動力 L_{Tth} 及び膨張タービン効率を考慮した発生動力 L_T は、

$$L_{Tth} = G \cdot (h_1 - h_{2th}) \dots\dots\dots (1)$$

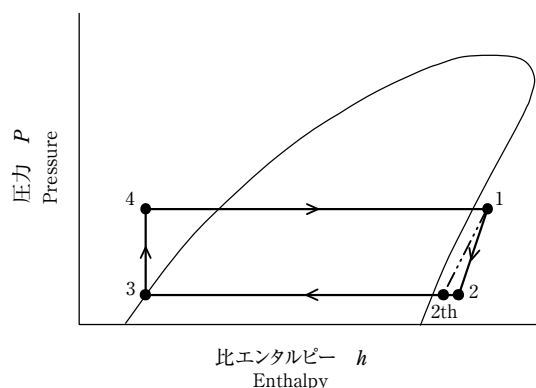


図1 ランキンサイクル P - h 線図
Fig. 1 P - h diagram of rankine cycle

$$L_T = L_{Th} \cdot \eta_T = G \cdot (h_1 - h_2) \dots\dots\dots(2)$$

と表せる。発電量 E_G は、発電機効率を用い、

$$E_G = L_T \cdot \eta_G \dots\dots\dots(3)$$

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 P_C から圧力の高い蒸気発生器圧力 P_E に送り込むので、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 E_P は

$$L_{pth} = (P_E - P_C) \cdot G / \rho_3 \dots\dots\dots(4)$$

$$E_P = L_{pth} / \eta_P = G \cdot (h_4 - h_3) \dots\dots\dots(5)$$

となり、有効発電量 E_{cycle} は次式となる。

$$E_{cycle} = E_G - E_P \dots\dots\dots(6)$$

蒸気発生器への入熱量 Q_E は、

$$Q_E = G \cdot (h_1 - h_4) \\ = G \cdot (h_1 - h_3) - (P_E - P_C) \cdot G / (\rho_3 \cdot \eta_P) \dots\dots\dots(7)$$

であり、発電サイクルとしての効率は、

$$\eta_{cycle} = (E_G - E_P) / Q_E \dots\dots\dots(8)$$

となる。

5. 各種媒体によるサイクル評価

各種作動媒体について、発電効率の比較をする。作動媒体は、自然媒体からは、アンモニア、プロパン、プタ

ン、水を候補とした。ふっ化作動媒体からは、HCFCの R123, HFCの R134a, R245fa, ふっ化アルコールのトリフルオロエタノール (TFE) を候補とした。作動媒体の物性値は、NISTの REFPROP⁸⁾ の値を用いた。ただし、TFEに関しては記載がないので、各種文献⁹⁾ から収集して用いた。

5-1 サイクル条件及び機器効率の設定

熱源に 88℃ 程度の温水を用い、冷却水は 32℃ 程度として、表 1 に示すサイクル条件を設定した。凝縮器出口媒体は飽和液とする。熱源である温水温度が低いので、蒸気発生器出口媒体は過熱蒸気にし難い面がある。媒体比較は飽和蒸気で行った。膨張機には高効率と高速コンパクト化が望める膨張タービンを用いる。サイクルを構成する機器の効率を表 2 に示す。

5-2 サイクル計算結果と評価

各種作動媒体に対して、設定したサイクル条件で計算したサイクル計算結果を表 3 に示す。

(1) 膨張タービン出口湿度

アンモニア、プロパン、水、R134a、TFE は、膨張タービン出口で、湿り蒸気になっている。湿り蒸気の場合、膨張タービン動翼のエロージョン及び膨張タービン断熱

表 1 ランキンサイクル条件

Table 1 Rankine cycle

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

表 2 サイクル構成機器効率

Table 2 Efficiency used for cycle calculation

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

表 3 各種作動媒体のサイクル計算結果 (有効発電量 10 kW)

Table 3 Calculated results of the rankine cycle power generator (available power 10 kW)

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.	°C	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
湿度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

効率の低下が問題となる。エロージョンに関しては、水蒸気タービンでは湿度10%程度は通常許容しており、ここでは問題にしないことにする。膨張タービン断熱効率の低下については、公表データが見あたらないが、経験上、動翼出入口平均湿度が5%になると、3%程度低下し、 $0.97 \times \eta_T$ 程度になる。参考までに表3中に、湿度を考慮したサイクル効率も示したが、影響はほとんど無視できる。

(2) ポンプ動力

プロパン、R134aは潜熱が小さいため、循環量が大きい。しかも蒸発圧力が高いため、ポンプ動力が増大し、発電効率に大きな影響を与えている。水、TFEは潜熱が大きく、更に蒸発圧力が低いため、ポンプ動力が小さく、発電効率が高くなっている。サイクル効率比較では、ポンプ動力の影響が非常に大きい。

(3) 発電効率

表3の発電効率を基に媒体の順位付けを行うと、水、TFE、R123、アンモニア、R245fa、ブタン、R134a、プロパンの順になる。

5-3 膨張タービンの概略検討

膨張タービンに一段のラジアルタービンを用いるとして、概要を検討する。

膨張タービン回転角速度 ω [rad/s]、出口体積流量 V_{T2} [m³/s]、膨張タービン断熱熱落差 dh_T [J/kg]とし、 $Ns = \omega V_{T2}^{0.5} / dh_T^{0.75}$ (12)で定義されるラジアルタービンの比速度 Ns を用いる。Rohlick¹⁰⁾は性能を最大にする比速度を0.6程度としており、通常 $Ns = 0.4 \sim 0.75$ の範囲で設計している。また動翼の周速 U と断熱熱落差による速度 $C_{th} = (dh_T)^{0.5}$ との比は、 $U/C_{th} = 0.7$ 付近に最適値がある。10～50 kWの発電用に、ラジアルタービンの最適値 $Ns = 0.6$ 、 $U/C_{th} = 0.7$

を与えて動翼の回転速度、直径を算出し、表4に示す。媒体の状態値は表3の値を、循環量は表3の値を基に、有効発電量に比例した値を用いている。

回転速度に関しては、膨張タービンと発電機とを直結して簡易化するので、発電機も膨張タービンと同速度になる。発電機（10～50 kW）の入手性から、今回の回転速度は30000 min⁻¹以下を目安とした。他方、タービン発電機のコンパクト化のためには、回転速度を高速化しておく必要があり、15000 min⁻¹以上を目安とした。この回転速度の制限を加えると、発電容量によって、選択する媒体が変化する。

5-4 密閉発電機

発電装置のコンパクト化を目指して密閉型発電機にする場合、電気絶縁の関係から作動媒体の電気伝導度が問題になり、水、アンモニアは通常の絶縁方式では使用できない。更にアンモニアの場合は、銅に対する腐食性が大きいので、キャンド形などにする必要があり、構造が複雑になる上、ロータとステータ間のエアギャップが大きくなるなど多くの問題がでてくる。

5-5 作動媒体の選択

以上の検討から、表1の条件で作動する密閉直結のタービン発電機に対する作動媒体候補として、表3の中からTFE、R123、R245faに絞り込んだ。本開発では10 kW程度の小容量発電装置を開発目標としているので、この付近の容量に最適であり、しかも効率の高いTFEを採用して試作機を設計製作することとした。なお、20～50 kWになってくると、コンパクト化のためには、回転速度が適当で、動翼径の小さなR123、R245faも有望となり、詳細検討による総合判断が必要になる。

5-6 作動媒体TFEのサイクル特性

作動媒体をTFEとし、表1及び表2をベースにした条

表4 膨張タービン動翼の回転速度と直径（比速度 $Ns=0.6$ ）

Table 4 Turbine rotor speed & diameter ($Ns=0.6$)

電力 Power	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
10 kW	N	1000 min ⁻¹	444.3	156.4	87.6	68.0	29.5	101.1	46.6	30.0
	D	mm	14.8	24.2	43.3	129.6	86.1	26.4	57.8	130.3
20 kW	N	1000 min ⁻¹	314.2	110.6	61.9	48.1	20.9	71.5	32.9	21.2
	D	mm	20.2	34.2	61.2	183.3	121.8	37.3	81.7	184.3
30 kW	N	1000 min ⁻¹	256.5	90.3	50.6	39.2	17.0	58.3	26.9	17.3
	D	mm	25.6	41.9	75.0	224.5	149.1	45.7	100.1	225.7
40 kW	N	1000 min ⁻¹	222.2	78.2	43.8	34.0	14.8	50.5	23.3	15.0
	D	mm	29.5	48.4	86.6	259.2	172.2	52.8	115.6	260.6
50 kW	N	1000 min ⁻¹	198.7	69.9	39.2	30.4	13.2	45.2	20.8	13.4
	D	mm	33.0	54.1	96.8	289.8	192.5	59.0	129.2	291.4
ロータチップスピード Rotor tip speed	m/s		344	198	199	461	133	140	141	204

件でのサイクル特性を検討する。膨張タービン断熱効率などは設計点における良好な一定値としている。

蒸気発生器の飽和蒸発温度を変化させたときの発電サイクル効率変化、飽和凝縮温度を変化させたときの発電サイクル効率変化を、蒸発温度と凝縮温度との差による効率の変化を図2に示す。蒸発温度の影響と凝縮温度の影響は同程度であることが分かる。

6. 膨張タービンの設計

6-1 逆解法による形状設計

膨張タービンのノズルと動翼形状の設計には3次元逆解法^{11, 12)}を適用した。この設計手法は、翼が作り出す流れ場を設定し、それを実現する翼形状を計算するものである。従来の順解法では、翼の形状を仮定して翼が作り出す流れ場を計算、翼形状を試行錯誤的に繰り返して流れ場の最適化を図っていった。本開発で用いた逆解法による設計では、翼の作り出す流れ場を翼負荷分布パラメータによって設定し、この負荷分布を満足する翼形状を求めるものである。本開発では、翼が作り出す流れ場を、翼部における周方向平均した回転速度 W_θ の子午面方向 m に関する微分値 $\partial rW_\theta / \partial m$ の分布を与えて設定している。 $\partial rW_\theta / \partial m$ と翼の圧力面と負圧面の圧力差で定義される翼面負荷は以下の式によって直接関係づけられる。

$$P^+ - P^- = \frac{2\pi}{B} \rho W_{mbl} \frac{\partial rW_\theta}{\partial m} \dots\dots\dots (13)$$

ここで、 P^+ ：圧力面上の静圧、 P^- ：負圧面上の静圧、 B ：羽根枚数、 W_{mbl} ：翼面上における相対子午面速度、 ρ ：流路内の密度である。すなわち、 $\partial rW_\theta / \partial m$ の値

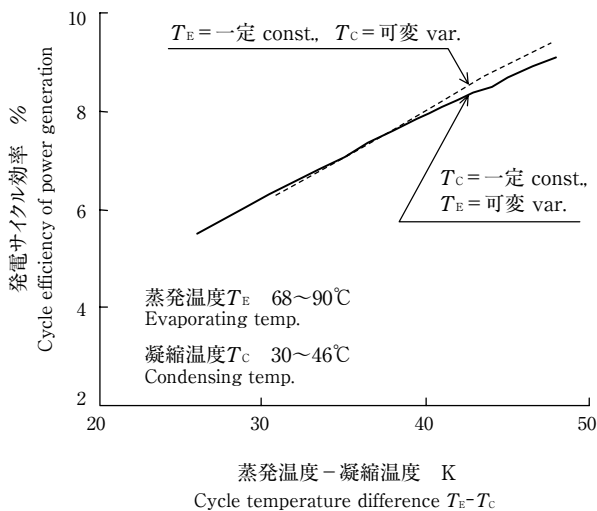


図2 蒸発温度と凝縮温度との差による効率の変化

Fig. 2 Effect of temperature difference $T_E - T_C$ on cycle efficiency

によって翼面負荷 $P^+ - P^-$ を表すことができる。これ以降、 $\partial rW_\theta / \partial m$ を翼の負荷と呼ぶこととする。

試験機に用いる膨張タービンは、表5の仕様を基に設計した。図3にノズルと動翼の負荷分布を示す。ここで、

表5 膨張タービン発電機の仕様
Table 5 Specifications of turbine/generator

作動媒体 Working fluid	TFE	
入口蒸気圧力 Inlet vapor pressure (sat.)	115	kPa
出口蒸気圧力 Outlet vapor pressure	24	kPa
流速 Flow rate	0.42	kg/s
膨張タービン効率 Turbine efficiency (target)	0.80	-
膨張タービン仕事率 Turbine work	13.2	kW
発電機効率 Generator efficiency	0.95	-
発電機出力 Generator power	12.5	kW
回転速度 Rotational speed	23600	min ⁻¹

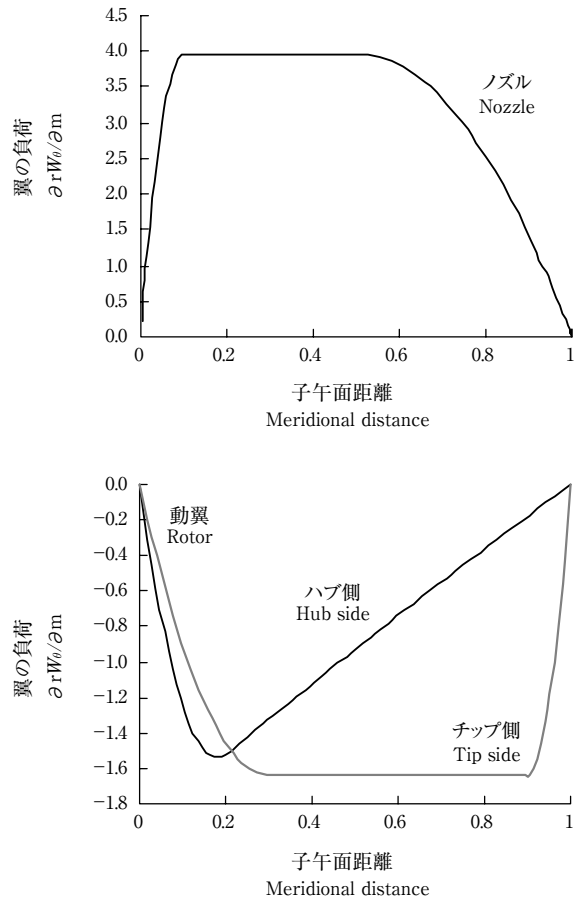


図3 負荷分布

Fig. 3 Distribution of loading

ノズルと動翼の設計で与えた負荷分布は筆者ら¹³⁾のこれまでのラジアルタービン設計の経験から最適と考えているものである。ノズルの負荷分布は翼の前半部の負荷を大きくした前半負荷分布、動翼の負荷分布は、ハブ側では前半負荷、チップ側では中間負荷分布とした。図4には試験機に用いたノズルと動翼の形状を示す。動翼外径は150 mmである。

6-2 流れ解析

3次元逆解法で設計した膨張タービンノズルと動翼を、ナビアストークスコードを用いて流れ解析を行った。解析コードはCFX5（ANSYS社）を用いた。解析メッシ

ュは構造格子で、メッシュ数はノズルと動翼部合わせて約16万要素とし、ナビアストークス方程式の解法は有限体積法とした。

図5にノズルと動翼のハブ側並びにチップ側の翼面静圧分布を示す。図5を見るとノズル負圧面のスロート部に相当する位置付近に若干のディフュージョンがある以外は動翼負圧面上ではディフュージョンも小さく非常にスムーズな膨張過程を示している。

流れ解析による断熱効率値は86.9%となり設計目標値を達成できると判断した。

7. 試験機の構成

7-1 実機構成とサイクル

発電装置の実機構成図を図6に示す。本開発では、膨張タービンに飽和蒸気を導入するサイクルとしている。蒸気発生器出口の蒸気状態を若干の湿り蒸気として、蒸気発生器と膨張タービンの間に気液分離器を設け、分離した液は、熱回収後循環ポンプ吸込部に戻した。作動媒体循環制御は、凝縮器出口部の液面が一定になるように循環ポンプの回転速度を制御した。作動媒体の封入量及び運転状態（特に、蒸気発生器の状態）により循環量が変化するが、作動媒体戻し量は0～20%の範囲であった。

7-2 膨張タービン発電機

試作したタービン発電機の仕様を表5に、構造を図7に示す。タービン動翼と発電機ロータとは一軸で直結し、両者の雰囲気はラビリンスシールで分離している。発電機ステータは、ケーシング外側に設けたジャケットに、凝縮器からの媒体を通して冷却している。発電機ロータの軸受にはボールベアリングを用い、潤滑油は、凝縮器からの作動媒体で冷却している。これら冷却媒体は、凝縮

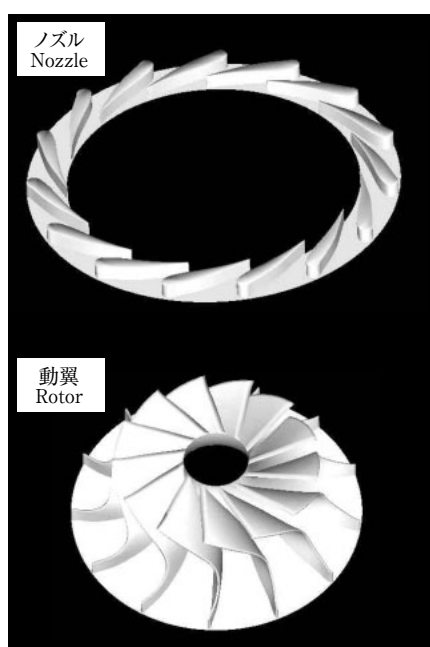


図4 ノズルと動翼の形状
Fig. 4 Geometry of nozzle and rotor

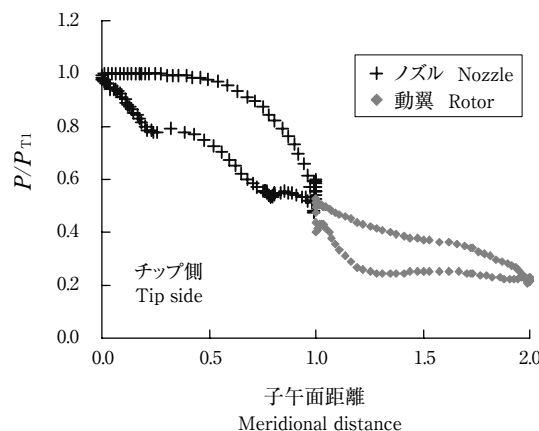
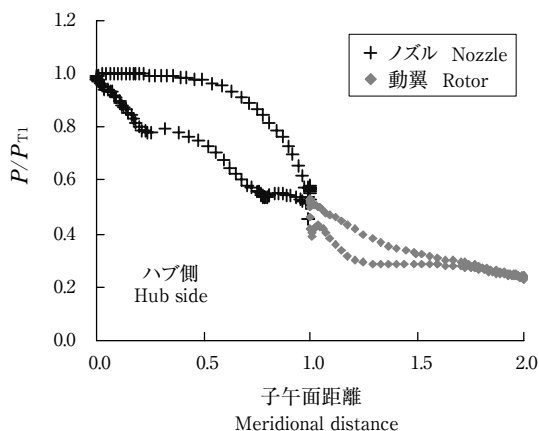


図5 翼面静圧分布
Fig. 5 Static pressure distribution on the blades

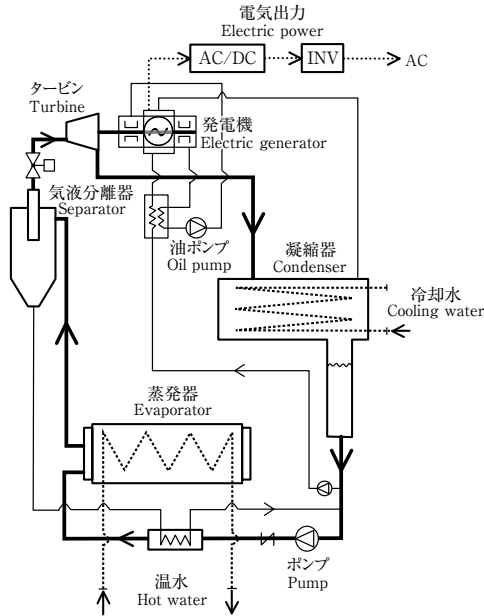


図6 ランキンサイクルシステムの実機構成図
Fig. 6 Schematic diagram of rankine cycle system

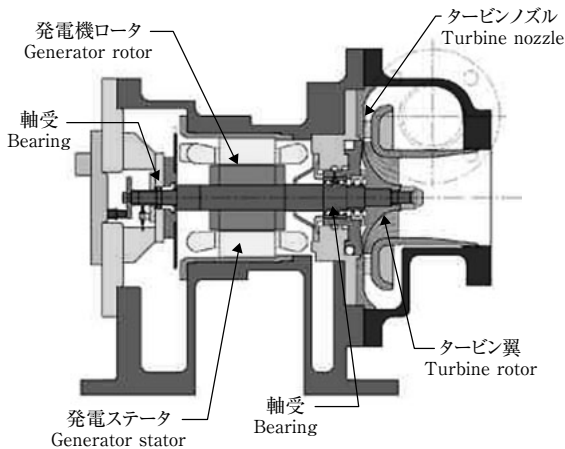


図7 膨張タービン発電機
Fig. 7 Turbine & generator unit

器に戻しているため、冷却水で発電機（ステータ、軸受）を間接的に冷却していることになる。なお、動翼及び発電機ロータの危険速度の関係から、動翼の設計点を $N_s = 0.55$ とし、表4より回転速度を低く抑えている。

7-3 制御

蒸気サイクルによる発電装置では、一般に、膨張タービンへの蒸気流量を調節して、発電機の世界制御を行っている。発電周波数を合わせるための厳密な制御、負荷急減時の膨張タービンの過回転防止など、応答性が非常に重要であり、コスト上問題になる点である。

今回の開発では、特別な速度制御機器は採用せず、発

電機の特性と系統連系のためのインバータを利用した制御としている。図8に概要を示す。膨張タービン発電機で発電した交流電力を直流に変換し、この直流電圧が目標電圧（系統連系に必要な電圧以上に設定）になるように、インバータで連系先への出力電流を調節する。発電量を超過して電流を取り出せば電圧が低下し、少なければ電圧が上昇する。このインバータによる電圧制御で膨張タービンの回転速度制御ができることになる。簡単にこの関係を説明する。発電機の誘起電圧は発電機のロータ回転速度に比例した電圧となるが、発電機出力端（図8の変換器前）では、発電機コイルのリアクタンス及び抵抗

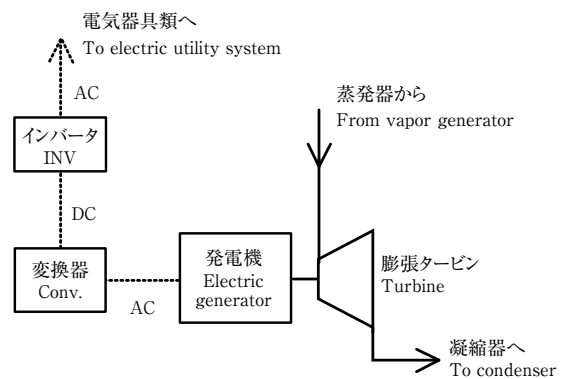


図8 電圧制御
Fig. 8 Control of electrical power

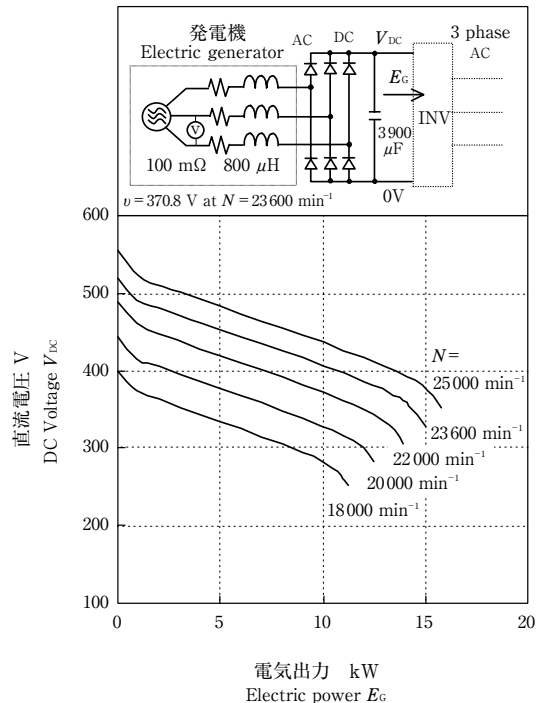


図9 発電機シミュレーション
Fig. 9 Simulation of the generator



06-73 01/211

写真 実験装置

Photo View of the experimental apparatus

により、電圧は低下する。この電力を整流平滑化し、前述のインバータへの入力直流電源としている。回転速度をパラメータに、発電機出力と直流電源電圧の関係を回路シミュレーションで求め図9に示す。なお、本発電機の誘起電圧は $0.0157 \text{ V}/\text{min}^{-1}$ である。図9から、目標直流電圧と運転時出力と回転速度の関係が分かる。系統電圧を $200 \text{ V} \pm 10\%$ とすると、連系に必要な最小直流電圧は、 $220 \times (8/3)^{0.5} = 359 \text{ V}$ に連系用フィルタの無効電圧等を加えた 370 V 程度になる。実機運転では目標電圧 370 V とした。

7-4 実験装置

試作した発電装置を写真に示す。外形寸法は $L1800 \text{ mm} \times W900 \text{ mm} \times H2000 \text{ mm}$ である。熱源となる温水はボイラで製造し、冷却源となる冷却水は冷却塔で製造して、試作試験機に供給した。発電した電気は系統連系しているが、系統接続後にヒータで消費させ、他の機器への影響を抑えた。電力関係は、発電機出力、系統連系出力、内部消費電力（作動媒体ポンプ、油ポンプ、制御系）を、パワーメータで測定し、各種温度、圧力、流量などと共にデータロガーを通してパソコンに取り込んだ。

8. 試験結果と考察

8-1 定格点における性能

蒸発温度 77°C 、凝縮温度 42°C のとき発電量は 13.5 kW 、このときサイクル効率は 7.0% を得た。発電装置の補機動力（循環ポンプ、油ポンプ、制御盤など図6に示す範囲の動力を含むが、装置外の温水、冷却水ポンプ等の動力は含まない）の 580 W を差し引くと 6.7% となった。表3の効率より低下しているが、媒体循環量の一部を蒸気発生

器から凝縮器側に戻したことによるサイクル効率の低下、及び循環ポンプの動力が大きく、更に制御系の補機動力も含めたことなどが関係している。なお、系統連系インバータを経由して有効に利用できる電力は 12.3 kW で、インバータ効率は 96% であった。

8-2 タービン発電機の発電量と蒸気流量及び膨張タービン断熱効率

温水温度と冷却水温度を変化させて、発電装置を運転した。発電機容量の制限から、発電端出力 13.5 kW 程度の範囲で計測した。なお、図6の膨張タービン入口部に設けた蒸気弁は、運転中は全開としている。図10に、冷却水温度をパラメータにして、蒸気発生器の蒸発温度と発電量及び膨張タービンの蒸気流量の関係を示す。

試験範囲において、膨張タービンを流れる蒸気流量は、冷却水温度の影響を受けず、蒸気発生器の蒸発温度で支配されている。同一蒸発温度に対する発電量は、冷却水温度が低下するに従い増加しているが、冷却水温度低下による凝縮温度・圧力の低下で、蒸気流量が同一でも膨張タービンの熱落差が増大することによる。ただし、冷却水温度が極端に低下してくると、発電量増大の割合は少なくなっている。この理由は、冷却水温度が低下してくると膨張タービンの設計点（ $U/C_{th} = 0.7$ 付近）から外れてくることもあり、膨張タービンの断熱効率が図11に示すように低下してくるためである。

膨張タービンの流量 G を別の角度から整理してみる。膨張タービン流量が理想気体のノズルにおける可逆断熱流れと同様に、出入口圧力比 P_{T1}/P_{T2} と入口状態 $P_{T1}/(T_{T1})^{0.5}$ とから算出されるとし、この比率（フローパラメー

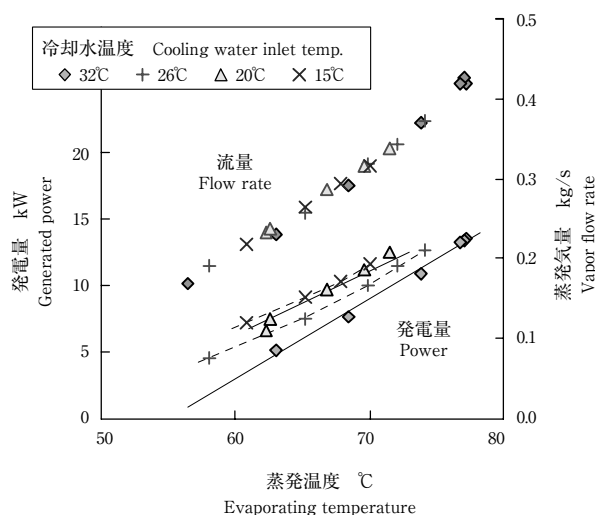


図10 発電機に対する蒸発温度の効果

Fig. 10 Effect of evaporating temperature on power generator

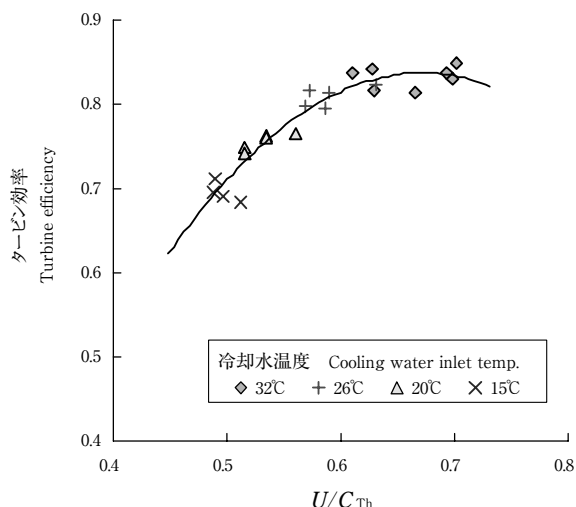


図11 タービン効率
Fig. 11 Turbine efficiency

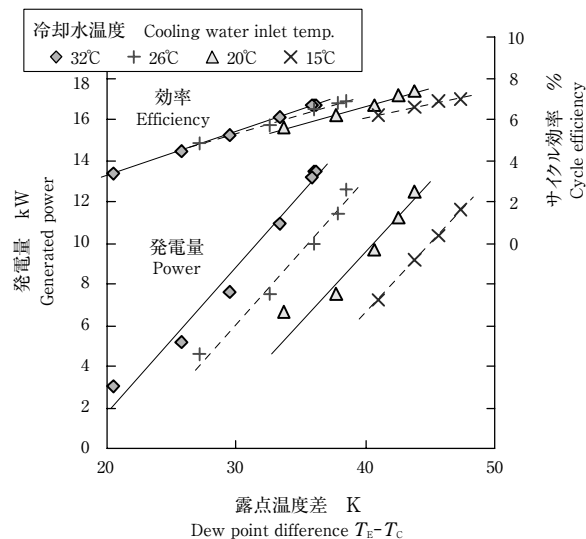


図13 発電機に対する温度差の効果
Fig. 13 Effect of temperature diff. on power generator

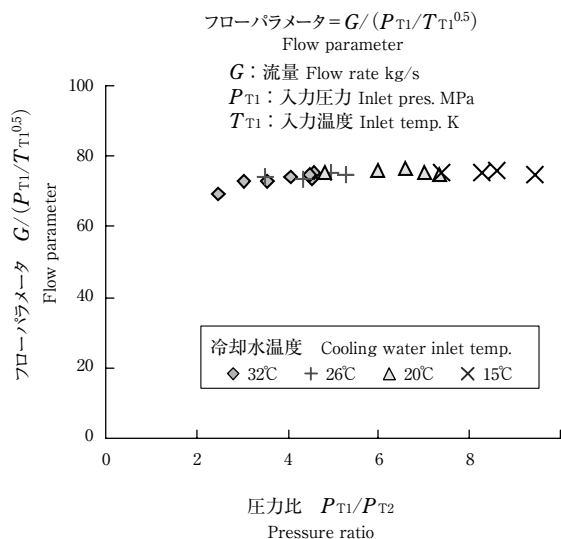


図12 タービン試験のフローパラメータ
Fig. 12 Flow parameter of the tested turbine

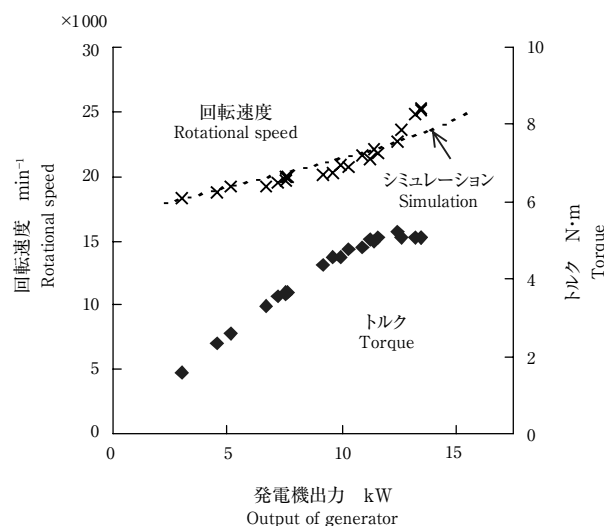


図14 膨張タービン発電機の回転速度
Fig. 14 Rotational speed of turbine/generator

と称す)を図12に示す。本試験は、圧力比 P_{T1}/P_{T2} が臨界圧力比1.8を超える範囲で行っており、フローパラメータはほぼ一定になっている。

8-3 サイクル高低差温とサイクル効率の関係

図13に、蒸気発生器の蒸発温度と凝縮温度との差に対する効率及び発電量の関係を示す。サイクル効率は、図2のようにサイクルの高低差温に対してほぼ一本の線で表せる。しかし、実機では図11のように冷却水温度の低下と共に膨張タービン断熱効率が低下し、サイクル効率に影響を与えている。

サイクル効率は、発電機出力から発電機補助動力(400

~600 W)を差し引いたものとした。温水及び冷却水系ポンプなどの動力は差し引いていない。発電装置から系統連系される電力は系統連系インバータの効率に関係して低下するが、インバータ効率は94~96%であった。

8-4 タービン発電機の回転速度

図14にタービン発電機の回転速度を示す。破線は、図9(7-3節)の発電機シミュレーションにおいて、直流電圧を370 Vにしたときの回転速度である。系統連系インバータでは、整流後の直流電圧が一定値になるように系統への出力を調整し、発電機への負荷をかけている。

膨張タービンの回転速度は、そのときの膨張タービンと発電機とがバランスする速度となる。本装置では、図14の回転速度で運転できることを確認した。通常の蒸気タービン発電装置における蒸気量を調節して回転速度を調節する方式に比べ、本制御方式は、系統連系装置にて系統連系をするとともに、回転速度が調節でき、しかも蒸気量の制限をせず入熱量に対する発電量が最大限利用できるという優位性をもっている。

本実験では、発電機の仕様を超えて出力が増大すると、想定値よりも高い回転速度になった。発電機出力と回転速度からトルクを算出して、図14に示す。回転速度が上昇する理由は、発電機の磁気飽和あるいはロータ温度上昇（渦電流に起因）による永久磁石の磁力低下などが関係して、電磁気的なトルク伝達力が不足してきたためと考えている。

9. 結 言

排熱発電装置として、80℃～90℃程度の温水を熱源とする発電装置の開発を行った。これまで、排熱発電装置の装置コストが障害となり、一般に普及していないことから、装置コストに直接関係する指標として、機械装置の簡易化、コンパクト化を目標とした。まず、ランキンサイクルに対する各種作動媒体のサイクル性能を検討し、効率による順位付けをした。更に、簡易化、コンパクト化、膨張タービンと発電機との直結、媒体雰囲気中の発電機駆動などの点から絞り込みを行った。本開発では、作動媒体にTFEを用いて膨張タービン発電機の開発・試作を行い、発電装置としての実機試験を実施した。

作動媒体検討、設計試作及び実機試験を通し、次のようなことが分かった。

(1) 各種作動媒体によるサイクル性能検討では、作動媒体循環ポンプ動力が大きな影響を与え、低圧冷媒が高効率を示す傾向にある。

(2) 8種類の作動媒体についてサイクル性能を検討し、温水駆動の場合に、コンパクト化に適した作動媒体候補として、TFE、R123、R245faを挙げた。

(3) 膨張タービン発電機の回転速度範囲を制限すると、発電容量に適した媒体が変化する。10 kW程度に対して

はTFEが好ましいが、50 kW程度になるとTFEの最適タービン回転速度が低下し、コンパクト化にはR123あるいはR245faが好ましくなる。

(4) 本開発では作動媒体にTFEを採用し、膨張タービンを新たに設計製作した。実機試験ではシミュレーションにより算定した膨張タービン断熱効率に近い値が確認できた。

(5) 膨張タービンを流れ得る蒸気流量は、フローパラメータ $G/(P_{T1}/T_{T1}^{0.5})$ の形で表わすと、膨張タービンの出入口圧力比 P_{T1}/P_{T2} が臨界圧力比を超えている本試験範囲で、ほぼ一定値になっている。

(6) 発電機の誘起電圧特性と系統連系インバータの出力調整機能を利用することで、蒸気流量を調整せずに、膨張タービンの回転速度制御ができることを確認した。

本開発研究の遂行にあたり文部科学省の独創的革新技術開発研究（平成15、16年度 課題番号15307）の補助を受け、また大阪市立大学の野邑奉弘教授並びに早稲田大学の河合素直教授、齋藤潔助教授には種々の助言を頂いた。ここに感謝の意を表す。

参 考 文 献

- 1) 金子達司, 平山直道: 機械工学会論文集B, 51 (461), 134 (1985).
- 2) R. F. Steidel, H. Weiss, J. E. Flower: Trans. ASME, J. ENG. Power, 104, 231 (1982).
- 3) 谷口博, 工藤一彦, 朴日煥, 笠原敬介, 熊沢四郎: 日本機械学会論文集B, 51 (467), 2471 (1985).
- 4) 横田眞一, 堆浩太郎: 日本機械学会論文集B, 51 (524), 1167 (1990).
- 5) Akiba, M, Thani E. A., Tomizawa M.: JSME Int.J., 36 (1), 178 (1993).
- 6) 河合素直, 橋詰匠, 寺島幸雄, 武藤寛, 町山忠弘他: 早稲田大学理工学研究所報告, 86, 3 (1979).
- 7) 清水剛二: 省エネルギー, 34 (7), 18 (1982).
- 8) NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP) Version7.0, U. S. Department of Commerce, Maryland (2002).
- 9) H. Bokelmann, M. Renz: Ki Kloma-Kalte-Heizung, 11 (10), 403 (1983).
- 10) H. E. Rohlick: NASA TN D-4384 (1968).
- 11) Zangeneh, M., ASME Turbo Expo. 1990, ASME Paper 90-GT-235 (1990).
- 12) Zangeneh, M., Int. J. Numerical, Methods in Fluids, 13, 599 (1991).
- 13) Hiroyoshi, W. et. al., ASME Paper, No. GT2003-53583 (2004).