

# 太陽熱発電用レシプロエンジンの改良 (水蒸気駆動時のコントローラビリティの改善)

安在 晋太郎<sup>a)</sup>・友松 重樹<sup>b)</sup>・長瀬 慶紀<sup>c)</sup>・林 則行<sup>d)</sup>  
前田 順登<sup>a)</sup>・楠原 厚志<sup>e)</sup>

## Improvement of reciprocating engine for solar thermal power generation (Improvement of controllability under steam driven condition)

Shintaro ANZAI, Shigeki TOMOMATSU, Yoshinori NAGASE, Noriyuki HAYASHI,  
Naoto MAEDA, Atsushi KUSUHARA

### Abstract

Solar thermal energy attracts attention as one of renewable energy source. In the previous study, a reciprocating engine was modified to a compressed air engine for solar thermal power generation. The purposes of this study are an improvement of engine performance and controllability under superheated steam driven condition. In order to improve the engine performance, cam profile for intake and exhaust valve was redesigned. After modifying superheated steam generator for improvement of controllability, engine performance test was done. From the results of the test, the maximum lift of the intake valve was increased from 1.50 mm to 4.67 mm, however, the engine speed in no-load condition did not increase. Increasing the working angle of the intake and exhaust cam caused the increase of indicated work. In experiments under the superheated steam driven condition, the controllability of the engine was improved by improvement of the superheated steam generator, and the brake power was larger than the power consumption of the pump as the drive energy of the engine. As a result, it is found that the improved reciprocating engine can be applied to the solar thermal power generation.

**Keywords:** Solar thermal power generation, Compressed air engine, Valve timing

## 1. 緒論

現在、我々の生活に電力は必要不可欠になっており、発電の過程で化石燃料の枯渇、温室効果ガスによる大気汚染、原発問題などの環境問題がある。これらの環境問題解決のために、再生可能かつ環境に悪影響を与えない新しいエネルギーの研究が世界的に行われている。再生可能なエネルギーの中でも安定的なエネルギー供給の可能性を秘めているのが太陽熱発電である。

太陽熱は太陽より得られるエネルギーであり、半永久的なエネルギーの供給が可能で、環境に与える影響も少なくすることができる。太陽熱発電は、太陽光より得られる熱エネルギーで蒸気を生成させ、生成した蒸気によってタービンを回し、発電するシステムである。蓄熱システムを太陽熱発電に組み込むことで、雨天時や夜間で日射が得られない場合でも安定した発電供給が可能になる。

太陽熱発電に使用するための原動機として、圧縮空気エンジンを適用する。圧縮空気エンジンの最大の利点は

- a) 工学専攻（機械・情報系コース）・大学院生
- b) 機械設計システム工学科・助教
- c) 機械設計システム工学科・教授
- d) 電気システム工学科・教授
- e) 中越パルプ工業株式会社

排出ガスが空気のみであることや、構造が単純かつ小型であるため、製造、維持、メンテナンスにかかるコストが低いなどの利点がある。

圧縮空気エンジンについてはこれまでにいくつかの研究<sup>1)7)</sup>がなされているが、昨年度まで本研究室で行われていた研究として、圧縮空気エンジンに加熱した空気を供給した場合の効果を調査した研究<sup>8)</sup>がある。そこでは、供給圧力 0.3 MPaG 全負荷で圧縮空気エンジンの性能実験を行っており、加熱空気供給時の図示効率は約 14.0%で、総合効率は 4.0%という結果が得られている。供給する空気を加熱することで、空気を圧縮するコンプレッサが単位時間あたりに行う仕事を減らすことができ、コンプレッサの消費電力に対する軸出力の割合は非加熱の場合 3.2%から空気を加熱することで 6.5%に向上できることが分かっている。

また、供給する作動流体を加熱空気と過熱蒸気で比較を行った研究<sup>9)</sup>がある。研究結果としては、圧縮空気を供給するコンプレッサ、または水を供給するポンプの消費電力に対する、エンジンの軸出力との比は過熱蒸気を供給した方が良いという結果が得られた。

太陽熱発電は蒸気タービンを用いて発電するのが一般的である。蒸気タービンは熱効率が高いことで知られ、火力発電や原子力発電においても積極的に利用されてい

る。しかし、高効率化のためには設備を大規模なものにする必要がある。規模の大きな蒸気タービンを駆動するにはそれ相応の蒸気供給量が必要となり、十分な敷地面積が得られるような状況でしか使用できず、比較的小規模な太陽光集光装置を用いて発電を行う場合には適さない。また、タービンシステムは高価である上に構造が複雑であり、設備保守にも高いコストがかかるなど、課題も多い。

そこで、本研究の目的は、圧縮空気エンジンの高回転化、高効率化を目指した改良をすること、圧縮空気エンジンに過熱蒸気を供給する蒸気発生装置を設計・製作し、過熱蒸気駆動時でのコントローラビリティを改善すること、および過熱水蒸気駆動時での出力や効率を検討し、太陽熱発電への水蒸気駆動時の太陽熱発電用レシプロエンジン適用の検討を行うことである。

## 2. 圧縮空気エンジン

### 2.1 圧縮空気エンジンの原理

本研究で使用したエンジンは、小型発電機用の4サイクルガソリンエンジンを圧縮空気で駆動するために改造されたものである。4サイクルガソリンエンジンは、給気、圧縮、燃焼、排気の4行程で駆動されるが、圧縮空気エンジンではシリンダ内で燃料を燃焼させないため、圧縮と燃焼の行程が省かれている。圧縮空気エンジンはシリンダ内の燃焼ガスの圧力ではなく、給気される高圧の新気によってピストンを押し下げる。図1に実線でレシプロ蒸気機関の理想的なP-V線図を示す。レシプロ蒸気機関は、1で給気バルブが開き、2まで等容変化する。2から給気を行い、3で給気バルブを閉じる。その後3から4まで断熱膨張し、4で排気バルブが開くと5まで等容変化する。最後に5から排気を行い、1で排気バルブを閉じる。このサイクルの連続でエンジンは駆動する。

### 2.2 圧縮空気エンジンの理論熱効率

実験装置と同じ排気量 80 cm<sup>3</sup> の発電機のエンジンを参考に蒸気エンジンの出力および理論熱効率を算出した。表1にエンジンの主要諸言を示す。断熱の式やボイル・シャルルの法則等を用いて図1の1から5までの各行程における過熱水蒸気の状態を求めた。エンジンの理論熱効率  $\eta_{th}$  は1行程あたりの仕事  $L$  [kJ]、流入エンタルピ  $h_{in}$  から以下の式で示される。

$$\eta_{th} = \frac{L}{h_{in}} \quad (2-1)$$

$$= \frac{\{m_3 c_p (T_3 - T_4)\} - \{V_1 \times (P_3 - P_4)\} + \{(V_4 - V_1) \times (P_4 - P_1)\}}{(m_3 \cdot c_p \cdot T_3 - m_1 \cdot c_p \cdot T_1) + P_2 (V_3 - V_2)}$$

式(2-1)において、各値は以下のようにになっている。添え字は図1における各状態の数字に対応している。  
質量流量[g/s]:  $m_3 = 0.13$  定圧比熱[kJ/(kg・K)]:  $c_p = 2.09$

圧力[MPa] :  $P_1 = 0.1$ 、 $P_2 = 0.42$ 、 $P_3 = 0.42$ 、 $P_4 = 0.25$   
容積[cm<sup>3</sup>] :  $V_1 = V_2 = 11.40$ 、 $V_3 = 49.00$ 、 $V_4 = 91.00$   
温度[K] :  $T_1 = 300$ 、 $T_3 = 706$ 、 $T_4 = 598$   
計算の結果、このエンジンでの理論熱効率は22.8%となった。

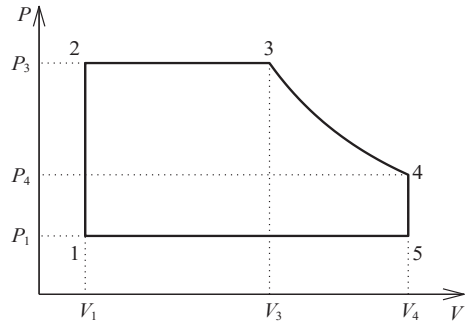


図1. レシプロ蒸気機関の理想的なP-V線図

表1. エンジンの仕様

Engine type	2 stroke
Bore × Stroke [mm]	48.6×43.0
Connecting rod length [mm]	76.3
Stroke volume [cm <sup>3</sup> ]	79.77
Clearance volume [cm <sup>3</sup> ]	11.4
Compression rate	8

## 3. 実験装置および実験方法

### 3.1 実験装置全体の構成

実験装置全体の概略図を図2に示す。コンプレッサから圧縮空気を送り、冷却部にて空気を冷やす。この冷却部は、長時間駆動した場合にコンプレッサから供給される空気の温度が上昇し、流量計の最高使用温度である60℃を超えないようにするために設けてある。レギュレータで供給する空気の圧力を設定し、流量計で測定した質量流量を0℃、1 atm に換算した体積流量を表示する。

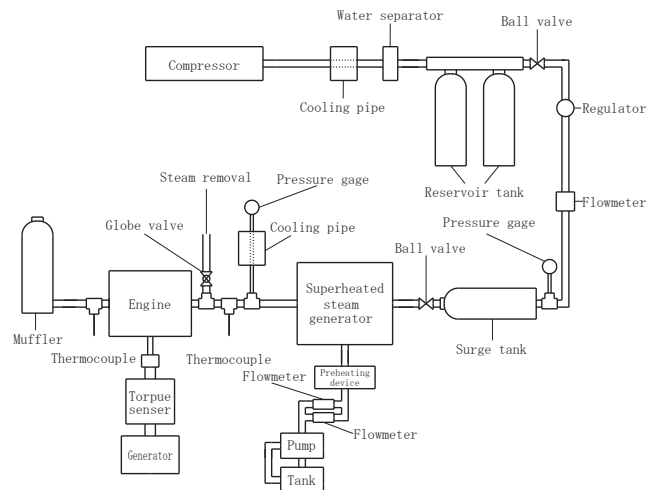


図2. 実験装置概略図.

サージタンクは、エンジンの圧力変動が流量計にまで達して、流量計の測定値が変動しないように取り付けてある。ポンプから送られた水は、気化過熱部で過熱蒸気になりエンジンに送られる。エンジンの給気ポート前に蒸気の温度が目標温度に上昇するまで蒸気を大気開放するためのゲートバルブが設けてある。このゲートバルブを締めることによってエンジンが駆動し始める。

### 3.2 カムの改良

圧縮空気エンジンの高回転化を目的としてカムの改良を行った。以下は(1)昨年度まで使用していた改良前のカムと(2)最大リフト量を可能な限り大きくしたカムと(3)今年度最終的に設計製作した改良後のカムについてである。それぞれのカムの仕様は表 2 に示し、カムプロフィールの比較を図 3 に示す。

表 2. カムの仕様.

		Before	Lift max	After
Base circle [mm]	Intake	φ 20	φ 16.8	φ 20.8
	Exhaust	φ 17.2	φ 17.2	φ 17.4
Lift [mm]	Intake	1.5	4.67	1.5
	Exhaust	4.3	4.3	4.3
Effective working angle [deg.]	Intake	80	80	90
	Exhaust	160	160	170

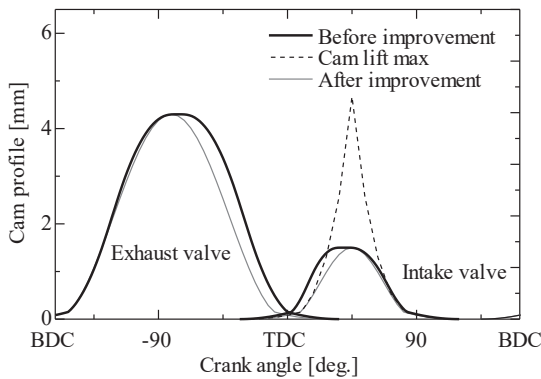


図 3. カムプロフィール.

#### (1)改良前のカム

改良前の給気カムの実効作用角は 80 deg.で最大リフト量は 1.5 mm、排気カムの実効作用角は 180 deg.で最大リフト量はオリジナルの排気カムと同じ 4.3 mm である。給気バルブが閉じるときに、バルブがバルブシートに当たる衝撃が振動として圧力波形に出てしまうことへの対策として、バルブ開閉時の加速度が小さくなるようにカムプロフィールに緩衝曲線が付加してある。

#### (2)カム山高さが作図できる最大の給気カム

給気カムの最大リフト量を設計できる範囲で最大にし、シリンダ内に入る空気を増加させることで、回転数にどのような影響が出るのかを目的として改良を行った。最大リフト量は 4.67 mm となった。

この給気カムの改良により圧縮空気エンジンの回転数

にどのような影響を与えるのかを、供給圧力 0.3 MPaG で改良前と比較した。(1)のカムの場合の回転数が 3050 rpm なのに対し、(2)の場合は 2700 rpm となった。このことから、リフト量を大きくしても回転数は上がらないことが分かった。回転数が減少した理由としては、リフト量が大きすぎるとバルブを押す力も大きくなり、これが機械的なロスになっていることが考えられる。

#### (3)改良後のカム

最終的な改良後のカムを用いた  $P-\theta$  線図、 $P-V$  線図を図 4、図 5 に示す。(2)カム山高さが作図できる最大の給気カムの結果から給気カムの最大リフト量は改良前と同様に 1.5 mm にした。

図 4 の  $P-\theta$  線図中の①部分の TDC 後の圧力上昇を早くするために改良前より 7 deg.早く開くように設計した。また、図 5 の  $P-V$  線図中の②部分の断熱膨張後に負圧となる区間をなくすために改良前より 3 deg.遅く閉じ終わるように設計した。その結果、実効作用角は 90 deg.となり改良前より 10 deg.広がった。

改良前の排気カムは TDC 前に実行作用角分の排気が終了しており、ピストンの上昇によって空気が圧縮されて圧力が上昇している。この改良点としては、閉じ終わりを 10 deg.遅くすることによって図 5 の  $P-V$  線図中の③部分のように理論  $P-V$  線図に近づけることができた。この改良により、排気カムの実効作用角は 170 deg.となった。

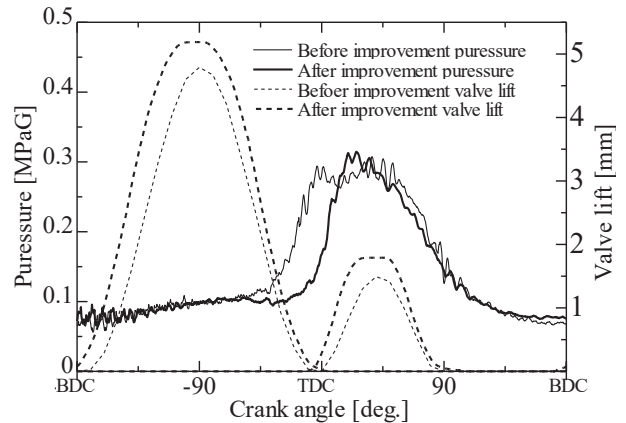


図 4.  $P-\theta$  線図とバルブリフト曲線.

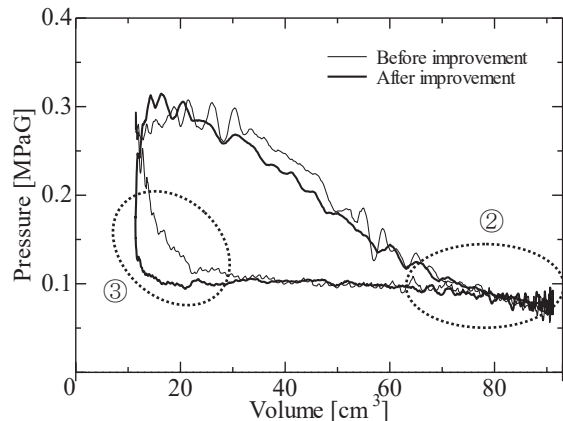


図 5.  $P-V$  線図.

### 3.3 蒸気発生装置

昨年度までの問題点を改善するために今回新たに設計した蒸気発生装置の写真を図6に、蒸気発生装置の展開図を図7に示す。

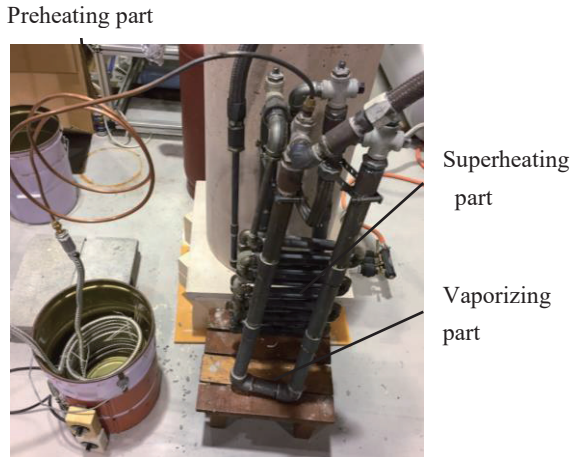


図6. 蒸気発生装置の写真。

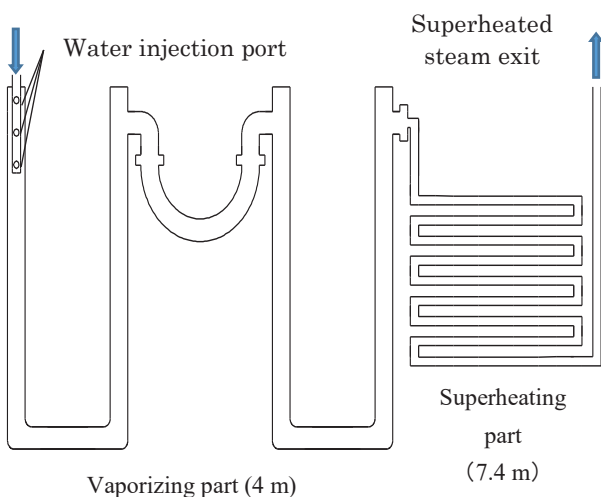


図7. 蒸気発生装置の展開図。

水を予熱するための予熱部、水を飽和蒸気にするための気化部、飽和蒸気を過熱蒸気にするためのつづら折り状の過熱部からなる。飽和蒸気が流れる気化部と過熱蒸気にするための過熱部を分けることにより、昨年度の問題点であった水が連続的に沸騰しないことへの改善を図った。予熱部は、2基のラバーヒータによりペール缶に入っている水の温度を75℃程度に保ち、この温水に外径16.1mm、全長が10mのステンレスフレキパイプを螺旋状に曲げて入れた。これにより、ポンプから供給された水は約65℃の温水で気化部へ供給できる。

気化部は、ステンレスの1Bの長ニップル、ソケット、エルボで製作した。気化部の長さは約4mである。温水は気化部上部に取り付けられた銅パイプから放出する。この銅パイプは先端を塞ぎ、水平方向に0.5mmの穴が6

箇所空いている。銅パイプから噴射された水は気化部壁面に当たること霧状になる。また壁面を伝って水が流れることで瞬時に飽和蒸気になるようにした。

気化部を出た飽和蒸気は過熱部へ送られる。過熱部は昨年度同様、ステンレスの1/4Bの長ニップル、丸ニップル、ソケットで製作した。過熱部の長さは約7.4mである。水は以上のような全長約11.4mの蒸気発生装置を通して加熱される。蒸気発生装置とエンジンはフレキ管で接続されており、フレキ管はイソウールブランケットを用いて断熱してある。

### 3.4 実験方法

実験方法は、はじめにポンプから送られる水を予熱するためのペール缶にお湯を入れる。給水装置の管路の圧力が0.5MPaGになるようにバルブを絞りながらブルドン管圧力計を調節する。蒸気発生装置に空気のみを流してエンジンポートの温度が目標温度になるまで空気を加熱する。空気が目標温度に達したら、エンジン暖機のため一度蒸気抜きバルブを閉じて加熱空気のみ供給でエンジンを駆動する。排気温度が100℃以上になったらエンジンの駆動を止めてバルブクリアランスが0.04mm以下になるように調節する。暖機後のバルブクリアランスを調整したら、一度空気の供給を止め、給水部の流量計が300cc/minを示すように調節して蒸気発生装置への給水を開始する。過熱蒸気の温度が500℃程度に達したら、蒸気抜き用のバルブを閉じてエンジンの駆動を開始する。発電機によって全負荷を与え、ポート圧力、給気温度、回転数を実験条件と合わせたらデータの収録を開始する。

### 3.5 実験条件

実験条件は負荷実験の際にポート圧力が実験条件の0.32MPaG、給気温度が500℃、回転数は4000rpmになるように負荷をかけてデータの収録を行った。回転数が2000rpm程度まで下がるとオルタネータが発電なくなり、負荷をかけられなくなるため、余裕を持って回転数を4000rpmに設定した。試運転を水の供給量を300cc/cm<sup>3</sup>で行った際に回転数が4000rpmに達し、給気温度は500℃に達したためこれを設定した。

表3. 実験条件。

Working fluid	Heated air	Superheated steam
Port pressure [MPaG]	0.32	
Temperature [°C]	500	
Sampling interval [μs]	20	
Number of sampling cycles	500	



#### 4. 実験結果および考察

実験結果を表4に、500サイクルをアンサンブル平均した  $P-\theta$  線図、 $P-V$  線図をそれぞれ図8、図9に示す。

実験の結果、加熱空気を流した場合よりも過熱蒸気を流した場合の方が出力は大きいことが分かった。その理由として以下のようなことが考えられる。

断熱変化の式より、断熱膨張前の圧力、体積を  $P_1, V_1$ 、断熱膨張後を  $P_2, V_2$  とすると

$$P_2 = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^\kappa P_1 \quad (4-1)$$

となる。作動流体はシリンダ内で断熱膨張を行うため、 $V_1 < V_2$  となる。これにより式(4-1)は  $\kappa$  の値が大きくなるほど  $P_2$  の値は小さくなる。過熱蒸気は  $\kappa = 1.27^{(10)}$ 、空気は  $\kappa = 1.4^{(11)}$  であるため、同じ体積を断熱膨張した場合、圧力の低下は過熱蒸気の方が小さくなる。この結果、図9に示すように断熱膨張の曲線の傾きが過熱蒸気の方が緩やかになり、 $P-V$  線図の面積が大きくなり、図示仕事が増加することで出力が大きくなったと考えられる。また、加熱空気の場合はBDC付近で給・排気バルブ共に閉じている状態で断熱膨張が行われるため、圧力が負圧になっている。しかし、過熱蒸気の場合は断熱膨張の曲線の傾きが緩やかなため負圧になることはなかった。

質量流量[kg/s]は  $0^\circ\text{C}$ 、 $1\text{ atm}$  における体積流量[m<sup>3</sup>/s]と密度の積として求めた。充填効率も計算の結果、加熱空気の場合0.8、過熱蒸気の場合1.1となった。過熱蒸気の場合に1を超えているが、これは一般的なガソリンエンジンとは異なり、圧縮された過熱蒸気を供給しているため、過給機を使用していることと同じであるからであると考えられる。

軸出力[W]は、過熱蒸気を供給した方が大きくなっているが、これは過熱蒸気の方が回転数が大きいからであると考えられる。負荷を上げる際に4000 rpmになる前にオルタ

ネータでかけることのできる負荷が最大に達したため、回転数を4000 rpmに合わせるができなかった。

図示仕事は図9の  $P-V$  線図の面積であり、加熱空気の場合9.1 J、過熱蒸気の場合13.8 Jとなった。過熱蒸気の方が66%上回った。これは式(4-1)の比熱比の違いにより断熱膨張の傾きが緩やかになったことによる影響であると考えられる。

図示仕事率は、図示仕事と回転数の積として求めた。加熱空気よりも過熱蒸気の方が図示仕事、回転数ともに大きいので、図示仕事率も過熱蒸気の方が379 W上回った。

図示効率は図示仕事をエンジンへの単位時間あたりの流入エンタルピで除して求めた。流入エンタルピは加熱空気の場合は2770 W、過熱蒸気の場合は8510 Wとなった。その結果、図示効率は加熱空気の場合が22%、過熱蒸気の場合が12%となった。

機械効率は軸出力を図示仕事率で除して求めた。加熱空気の場合は18.7%、過熱蒸気の場合は23.8%となった。

作動流体を供給するために消費した電力をエンジンの軸出力で割ることで総合効率を求めた。総合効率の計算結果を表5に示す。本実験で使用したコンプレッサは、圧力の変化に伴い間欠的に運転されるため、駆動と休止を合わせて1サイクルとして、4サイクルの平均を実験時

表4. 実験結果一覧.

Working fluid	Heated air	Superheated steam
Volume flow rate	255 NL/min	300 cm <sup>3</sup> /min (Water)
Mass flow rate [kg/s]	$5.50 \times 10^{-3}$	$5.00 \times 10^{-3}$
Chaging efficiency [%]	0.8	1.1
Engine speed [rpm]	4000	4300
Torpue [N · m]	0.27	0.52
Brake power [W]	113	234
Indicated work [J]	9.1	13.8
Indicated power [W]	607	986
Inflow enthalpy [W]	2770	8510
Indicated efficiency [%]	21.9	11.6
Mechanical efficiency [%]	18.7	23.8

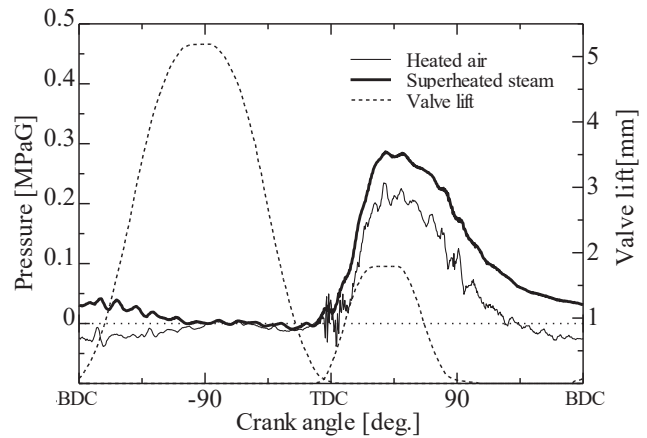


図8.  $P-\theta$  線図.

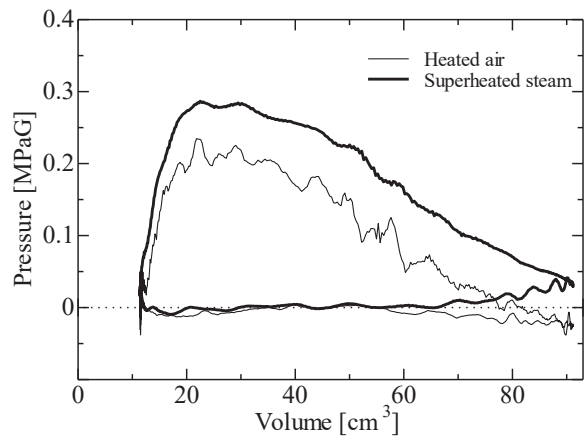


図9.  $P-V$  線図.

の消費電力とした。コンプレッサの消費電力は 2530 W であった。ポンプの消費電力はほぼ一定であるため安定して動作している状態で 4 分間の平均として消費電力を求めた。ポンプの消費電力は 220 W となった。

計算の結果、過熱蒸気の場合に軸出力に対する消費電力の比が 1 を超えたため消費した電力よりも多くの電力を発電できていることになる。すなわち発電機としての役割を果たしていることになる。水の過熱蒸気化が太陽熱を利用して行うことができれば、太陽熱発電用レシプロエンジンは有効であるといえる。

表 5. 総合効率.

	Heated air	Superheated steam
Power consumption [W]	2530 (Compressor)	220 (Pump)
Brake power [W]	113	234
Brake power/Power consumption	0.04	1.06

## 5. 結論

圧縮空気エンジンの高回転化、高効率化を目指した改良を行い、圧縮空気エンジンに過熱蒸気を供給するための蒸気発生装置を設計製作し、過熱蒸気駆動時でのコントローラビリティを改善すること、および過熱水蒸気駆動時での出力や効率を検討し、以下のような結論を得た。

- 1) 給気カムの最大リフト量を大きくしても回転数の向上に効果はなく、かえって機械的な抵抗になり回転数は小さくなることが分かった。また、給・排気カムの作用角を広げたことで  $P$ - $V$  線図を理論的な  $P$ - $V$  線図に近づけることができた。
- 2) 気化・過熱装置を予熱部と気化部とつづら折り状の過熱部と分けることで水を連続的に沸騰させることができ、過熱蒸気を安定した圧力で供給することができた。これにより過熱蒸気駆動時でのコントローラビリティを改善することができた。

- 3) 加熱空気と過熱蒸気による駆動実験を行った結果、過熱蒸気での駆動の場合に空気と水蒸気の比熱比の違いにより断熱膨張曲線の傾きが緩やかになり、図示仕事が大きくなることが分かった。また、過熱蒸気駆動時に軸出力が太陽熱発電用レシプロエンジンの入力であるポンプの消費電力よりも大きくなったことから、太陽熱発電のために利用できる可能性があることが分かった。

## 参考文献

- 1) H. Nakatani, T. Osada, K. Kobayashi, M. Watabe, "Development of a Concentrated Solar Power Generation System with a Hot-Air Turbine," Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 49, No. 1, pp. 1-5, 2012.
- 2) Chih-Yung Huang, Cheng-Kang Hu, Chih-Jie Yu and Cheng-Kuo Sung, "Experimental Investigation on the Performance of a Compressed-Air Driven Piston Engine" Energies, 6, pp1731-1745, 2013.
- 3) Chi-Min Liu, Jih-Jie You, Cheng-Kuo Sung, "Modified intake and exhaust system for piston-type compressed air engines" Energy 90, pp.516-524, 2015.
- 4) T.L. Brown, V.P. Atluri, J.P. Schmiedeler, "A low-cost hybrid drivetrain concept based on compressed air energy storage" Applied Energy 134, pp.477-489, 2014.
- 5) Chi-Min Liu, Chin-Lun Huang, Cheng-Kuo Sung, Chih-Yung Huang, "Performance analysis of a two-stage expansion air engine" Energy 115, pp.140-148, 2016.
- 6) Qihui Yu, Maolin Cai, "Experimental Analysis of a Compressed Air Engine", Journal of Flow Control, Measurement & Visualization, pp.144-153, 2015.
- 7) 田口直樹、日本工業大学研究報告 第 45 巻 第 1 号 ロータリーバルブを搭載したレシプロ空気エンジンの開発、2015.
- 8) 下別府陽平、太陽熱を利用したレシプロエンジンの駆動に関する研究(加熱空気による実験)、『宮崎大学工学部紀要』, 2015.
- 9) 吉國光星、太陽熱レシプロエンジンの改良と過熱水蒸気による駆動実験、『宮崎大学卒業論文』, 2015.
- 10) 日本機械学会、『流体の熱物性値集』, p.214, 1983.
- 11) 丸茂榮佑、木本恭司、『工業熱力学』, コロナ社, p.177, 2001.