

液体ピストン蒸気エンジンの提案

八束 真一^{*1,†}, 福田 健太郎^{*1}, 新山 泰徳^{*1}, 萩原 康正^{*1}, 西沢 一敏^{*1}, 鹿園 直毅^{*2}

Proposal for a Liquid-piston Steam Engine

Shinichi YATSUZUKA^{*1,†}, Kentaro FUKUDA^{*1}, Yasunori NIIYAMA^{*1}, Yasumasa HAGIWARA^{*1},
Kazutoshi NISHIZAWA^{*1} and Naoki SHIKAZONO^{*2},

Synopsis: A novel liquid-piston steam engine, which can achieve high efficiency in the low-temperature region of $T < 300$ °C as well as high reliability and low cost, has been developed. In this study, the steam engine achieved a thermal efficiency of 12.7% at heating and cooling temperatures of 270 and 90 °C, respectively, when sintered metal was employed in the heating section. This efficiency value is approximately 40 % that of the Carnot cycle. There are expectations for this liquid-piston steam engine to be used as a energy conversion device for waste heat recovery systems.

Keywords: liquid-piston steam cycle, sintered metal, waste heat regeneration

1. はじめに

産業、運輸、民生等で利用されるエネルギーは、最終的には熱として環境に捨てられる。このうち排気ガスや冷却水などの比較的再生しやすい形態で捨てられている熱量は全体の半分程度存在する。従ってこれらのエネルギーを外燃機関などで再生し、動力や電気に変換することは非常に重要である。

一方、化石燃料の枯渇や地球温暖化などの顕在化を背景に、エネルギー利用効率を高めるための技術的な改良が進められた結果、廃棄熱は低温化する傾向にある。我が国でも、排気ガスや冷却水として捨てられている 300°C以下の低温熱は廃棄熱全体の 80%以上を占め、1次エネルギーの 10%にも上る。また、ユーザの投資効果を高めるため、これらの熱を再生する機器は安価でなければならない。つまり、廃棄熱を再生する外燃機関を普及させるためには、300°C以下の動作温度で熱効率が高い低コストの外燃機関が必要となる。しかしながら、従来の外燃機関は、これらの要求に十分に答えているとは言い難い。例えば、タービ

ンなどで直接蒸気を膨張させるランキンエンジン¹⁾は、エロージョンを防止するためにタービン入口での蒸気の過熱が必要である。このため、カルノー効率と比べて熱効率が大きく低下する。

本研究では、膨張前の蒸気の過熱が不要で 300°C以下の温度領域での熱効率が高く、かつ低コストが期待できる液体ピストン蒸気エンジンを提案し、そのエンジン特性を実験により検証する。さらに、本エンジンの熱効率を高めるための課題を明らかにし、設計指針を得ることを目的とする。

2. 液体ピストン蒸気エンジンの構成と動作

本研究で対象とする液体ピストン蒸気エンジンは、気化させるための加熱部、凝縮させるための冷却部、加熱部と冷却部をつなぐ接続部、および封入流体からなる。本研究では、封入流体として水を用いた。Fig.1 に液体ピストン蒸気エンジンの構成を示す。1 サイクルの中で、加熱によって相変化し、乾き度 1 となる水を「作動流体」、それ以外の水は、主として作動流体をシールし仕事を伝える役割を担うため、「液体ピストン」と呼ぶ。

本エンジンの動作の詳細を Fig.1 に示す。Fig.1 の(1)のようにピストンが上昇すると、蒸気が圧縮されることによって圧力が上昇する。次に(2)のようにピストンが上死点付近になると、加熱部に作動流体が入り気化が始まる。この時、冷却部には液体ピストンがあるため凝縮は生じない。

Received September 30, 2011

^{*1} (株)デンソー

〒448-8661 愛知県刈谷市昭和町 1-1
DENSO CORPORATION, 1-1 shouwa-cho, kariya, Aichi
448-8661, Japan

^{*2} 東京大学

〒153-0041 東京都目黒区駒場 4-6-1
THE UNIVERSITY OF TOKYO, 4-6-1 Komaba, Meguro-ku,
Tokyo 153-0041, Japan

† E-mail: shinichi_yatsuzuka@denso.co.jp

気化に伴う圧力上昇によって、ピストンは Fig.1 の(3)のように押し下げられる。Fig.1 の(4)のように作動流体が冷却部に入ると、冷却部と蒸気との伝熱面積が増大し、凝縮が進む。ピストンが下死点を過ぎると、出力取り出し機構のフライホイール等に蓄積されたエネルギーによってピストンは押し戻され、再び空間内の蒸気は圧縮される。このように、本液体ピストン蒸気エンジンは自励振動型の蒸気エンジンである。この他に自励振動型の蒸気エンジンとしては、古くからおもちゃとして知られているポンポン船²⁾がある。本液体ピストン蒸気エンジンは、気化と凝縮を利用することと、湿り蒸気でも駆動することができるため、膨張前に過熱蒸気とする必要がなく、小さな温度差で作動することができる。また、スターリングエンジンやランキンエンジンでは、圧縮、膨張のためのピストンのような可動部が2つあるのに対し、本液体ピストン蒸気エンジンは圧

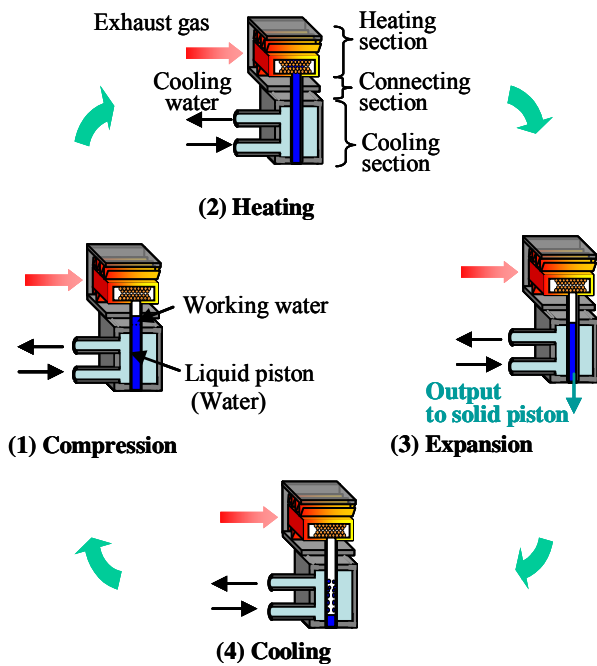


Fig. 1 Structure and operation modes of the liquid-piston steam engine.

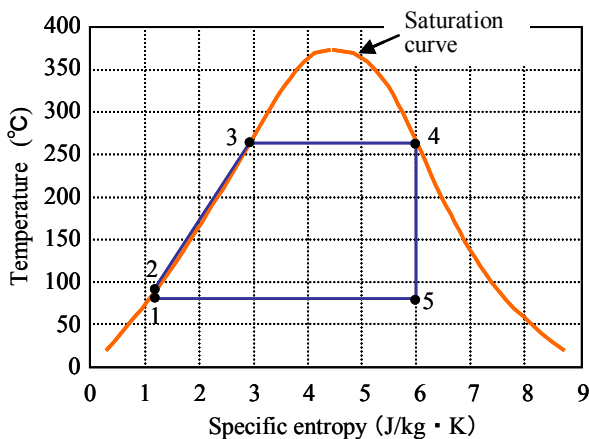


Fig. 2 Ideal cycle diagrams of the steam cycle.

縮、膨張のためのピストンが1つで良く、低コストを実現しやすい。Fig.2 は気化する圧力が 5MPa、凝縮する圧力が 0.1MPa とした場合の過熱を必要としない理想的なサイクル線図を示す。図中の 1→2 は圧縮過程、2→3→4 は加熱過程、4→5 は膨張過程、5→1 は凝縮過程、である。本研究では、前述の液体ピストン蒸気エンジンをこの理想に近づけるための課題を明らかにし、設計指針を導出する。

3. 液体ピストン蒸気エンジンの詳細設計

本液体ピストン蒸気エンジンのような振動型の熱機関の場合、加熱部の伝熱性能が熱効率に大きく影響する。加熱部に入った作動流体のうち気化する割合が高いほど、熱効率が高まる。本研究では、作動流体の気化割合を高めるのに適している方法の一つとして、焼結金属を用いた加熱部の検討を行った。焼結金属で構成される多孔体は、拡大伝熱面として機能しつつ、作動流体がスムーズに流れる連通した微細な流路を実現する³⁾。本研究では、空隙径を一定に保つために、直径のばらつきが少ない球状の銅粒子を六方最密に充填し、焼結プラズマ法で焼結体を作製した。

熱効率は、焼結金属の流路の寸法や動作温度に依存する。そこで下記の①～⑦を仮定して、熱効率を予測した。

①熱交換量は、Ktatzelaze⁴⁾の式に従う。

$$Q = 3.12 \times 10^{-11} \times \lambda^{3.3} \times \left(\frac{P}{v_L h_{fg} \rho_s \sigma} \right)^{2.3} \times \left(\frac{\sigma}{g(\rho_L - \rho_v)} \right)^{0.67} \times Pr^{1.17} \times (T_w - T_s)^3 \quad (1)$$

ここで Q は熱流束、 λ は作動流体の熱伝導率、 P は系の圧力、 σ は表面張力、 ρ は密度、 h_{fg} は蒸発潜熱、 ν は動粘性係数、 g は重力加速度、 Pr はプラントル数、 T は温度である。添え字の L は液体、 v は気体、 w は壁面、 s は飽和蒸気を表す。

②相変化は飽和温度で生じ、過熱や過冷は考慮しない。

③作動流体の温度分布は、非定常熱伝導方程式(2)から求める。

$$Q(t) \times A(t) = -\lambda_L A(t) \left(\frac{T_w - T_s}{\Delta y} \right)_{y=0} \quad (2)$$

ここで、 t は時間、 A は伝熱面積で、 y は伝熱面からの距離である。

④蒸気の圧力と温度などの関係は理想気体の状態方程式(3)に従う。

$$PV = \frac{m_g}{M} R(T_s + 273.15) \quad (3)$$

ここで V は蒸気空間の体積、 m_g は蒸気量、 M は作動流体の分子量、 R は気体定数である。

⑤焼結金属部は Fig.3 のように円筒が並んだモデルとして考える。焼結金属部を、空隙率を同じとした円筒で近似

する。円筒は銅ブロックの上部と下部にそれぞれ同じ長さで接続する。その間に 0.05mm の隙間を設ける。加熱部に流入した作動流体は、初めにこの隙間を通る。次に焼結金属の最外周に配置したストッパーで流れの方向が変わり、円筒内に作動流体が流入する。

⑥気化によって発生した蒸気の圧力損失は無視し、一様な圧力で蒸気だめに移動する。

⑦焼結金属部の温度低下はないものとする。

以上の仮定を用いて詳細設計を進める。計算フローを Fig.4 に示す。計算は 1 周期を 100 分割して行った。焼結体の積層高さを 0.5mm、動作周波数は加熱の伝熱の制約から 3Hz、掃気容積を 7cc とした。冷却温度は、車のエンジン冷却水を想定して 90℃とした。焼結金属流路寸法に相当する円筒の直径と動作温度と加熱量に対する図示仕事の割合である熱効率の関係を Fig.5 に示す。温度の上昇とともにカルノー効率と同様に熱効率は上昇する。Fig. 6 に動作温度 270℃での流路寸法とサイクル線図の関係を示す。ここで、エントロピー S は式 (4) を用いて求めた。

$$S = \frac{Q_h}{T_s} \quad (4)$$

本研究では、先に記したように気化によって実際に発生し

た蒸気を作動流体と定義しており、 Q_h はこの作動流体が圧縮液の状態から飽和蒸気に変化するまでに必要な熱量で定義した。比エントロピーは式(4)のエントロピーを、実際に加熱した熱量によって圧縮液が飽和蒸気となる場合の流体質量で除したもので定義した。実際の加熱量には、 Q_h に加えて加熱部に入った作動流体以外の流体を加熱する顕熱も含まれるため、この比エントロピーは加熱部に入った液体のうち実際に作動流体としてサイクルに寄与する程度を示す指標となる。流路寸法 200 μ m では、気化率が 26%であるため、270℃での熱効率が 9.6%となり、カルノー効率の 29%の熱効率になると予想される。加熱され

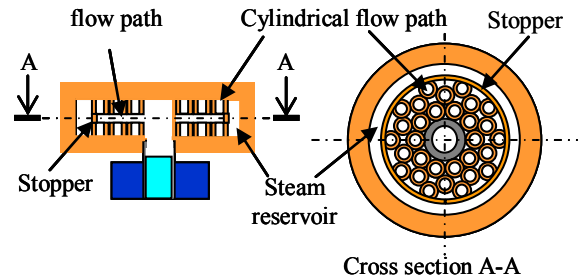


Fig. 3 Model for calculations.

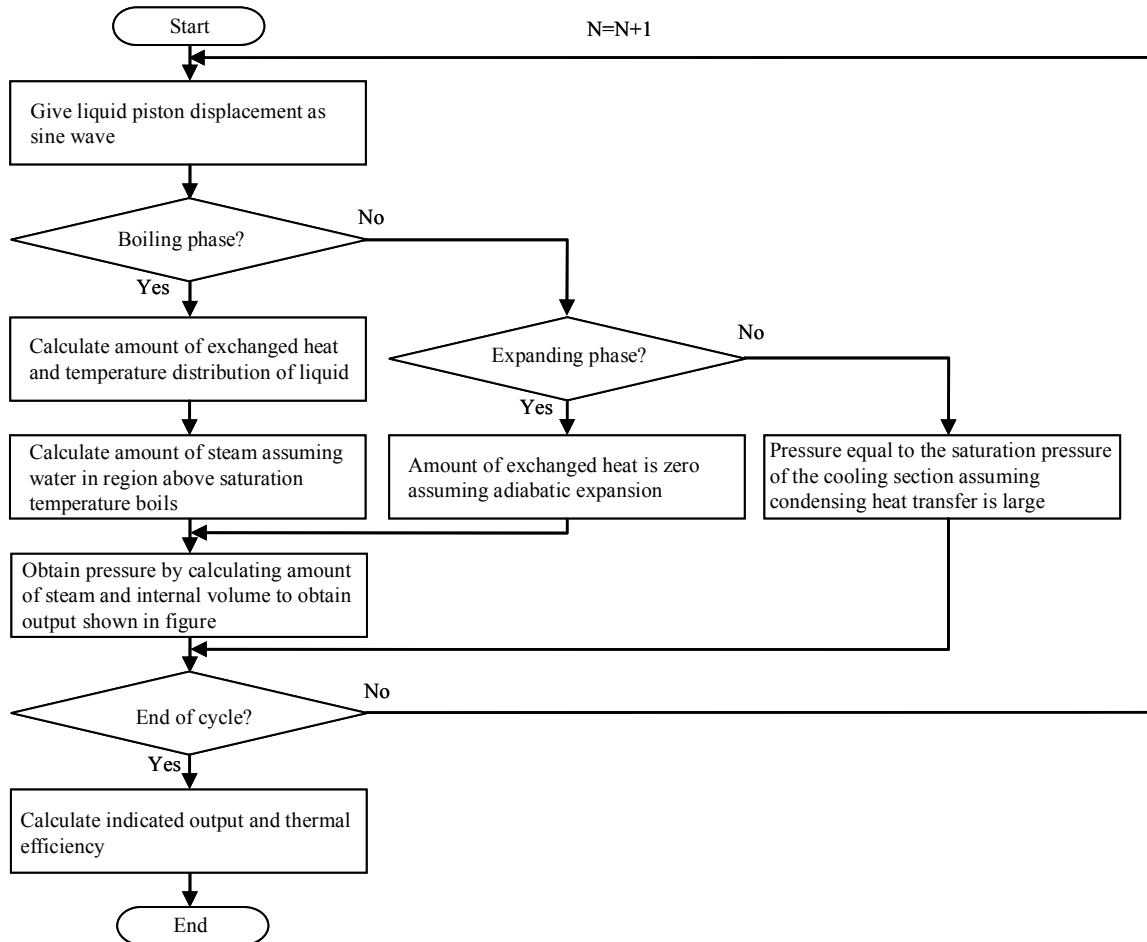


Fig. 4 Flowchart for calculations.

た液体は冷却部に熱を単に輸送する効果を持つが、気化率が小さいと、その熱輸送損失の割合が大きくなるためである。一方、流路径 $20\mu\text{m}$ では、気化率が 75%に高まり、 270°C での熱効率が 26.8%となり、カルノー効率の 81%の熱効率になると予想される。

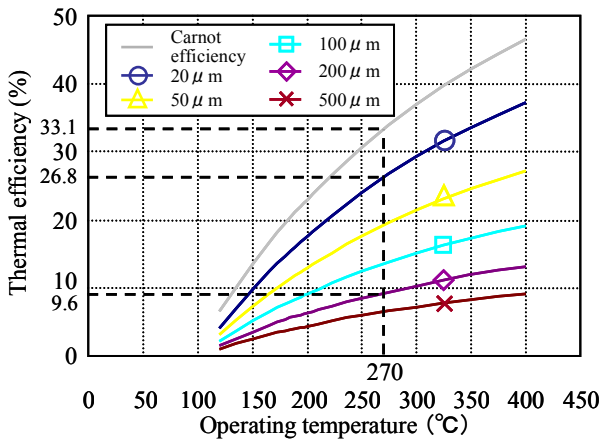


Fig. 5 Simulated thermal efficiency of the sintered-metal steam engine.

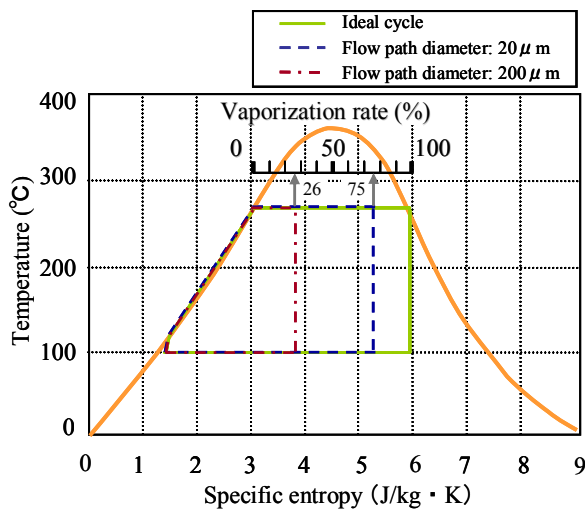


Fig. 6 Cycle T - s diagram.

4. 実験による検証

焼結金属タイプの加熱部と、焼結金属の入っていない中空タイプの加熱部を試作し、焼結金属の採用により伝熱面積を増やすことで熱交換量が増大し熱効率が向上することを検証した。焼結金属タイプの流路の寸法は、水力直径で $20\mu\text{m}$ とした。中空タイプの加熱部の水力直径は $200\mu\text{m}$ である。構造を Fig.7 に示す。焼結金属の紙面上の上半分は、上の銅ブロックに焼結されており、下半分は下の銅ブロックに焼結されている。その間を作動流体が流れ、焼結金属

の最外周に配置したストッパーで流れの方向が変わり、焼結金属内に作動流体が流入する。焼結金属内で気化した蒸気は、その先にある蒸気だめまで移動する。実験機の構成を Fig.8 に示す。実験装置の主な構成要素は、加熱部、冷却部、ピストン、出力取り出し機構、廃棄熱を模擬する熱源としての電気ヒータである。計測した圧力、ピストン位置と電気ヒータへの入力から図示仕事と熱効率を算出した。

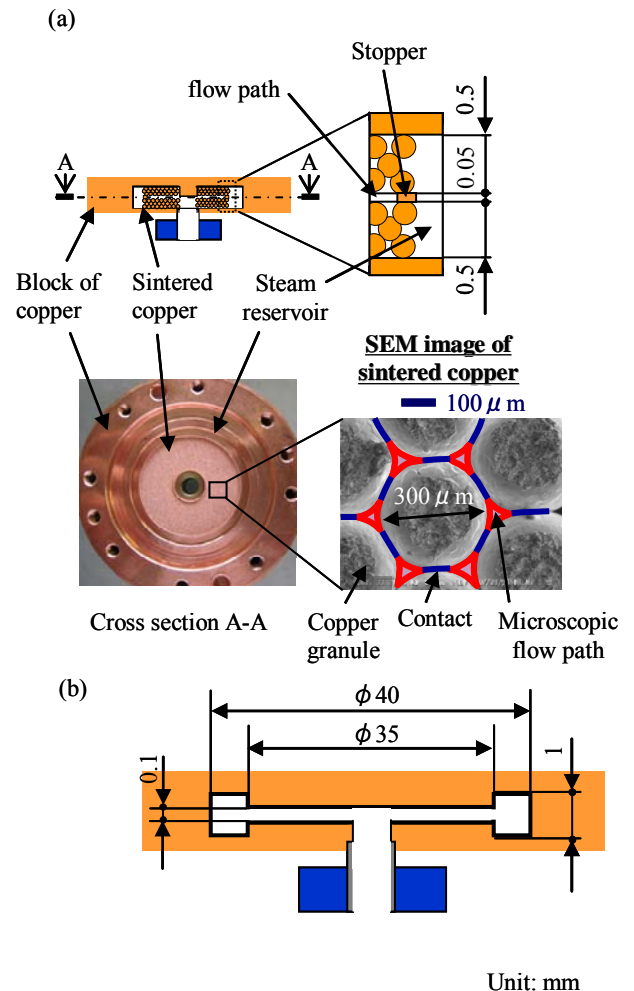


Fig. 7 Structures of the (a) sintered-metal heating section and (b) hollow-tube heating section.

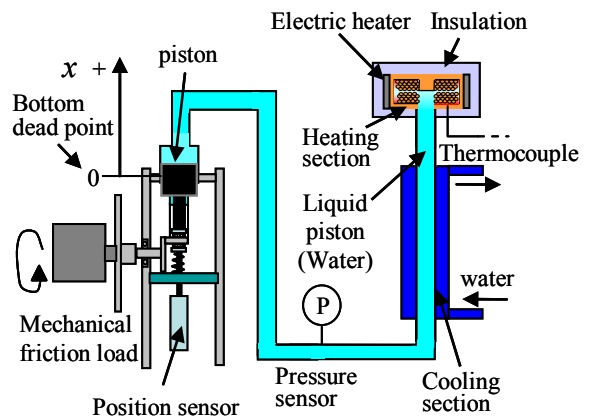


Fig. 8 Experimental setup.

算出式を以下に示す.

$$W = \oint P \times A_p dx \quad (5)$$

$$\eta = \frac{W}{Q_e} \quad (6)$$

ここで W は図示仕事, P は圧力, x はピストン位置, A_p はピストン断面積, Q_e は電気ヒータへの入力電力である. ピストン位置は, Fig.8 に示すようにピストンの下死点位置を 0 とし上死点に向かう方向を正とする. また, ピッチ円直径で 20mm, 焼結金属と銅ブロックの境界まで 0.5mm の深さの銅ブロック中に差し込んだ熱電対により加熱部の温度を計測し, これを動作温度とした.

Fig. 9 に動作温度と熱効率の関係を示す. 流路幅が 20 μ m および 200 μ m の数値計算結果も併せて示す. 焼結金属の方が, どの温度でも中空タイプよりも熱効率が高く, 動作温度 272 $^{\circ}$ C において熱効率 12.7% が得られた. これは

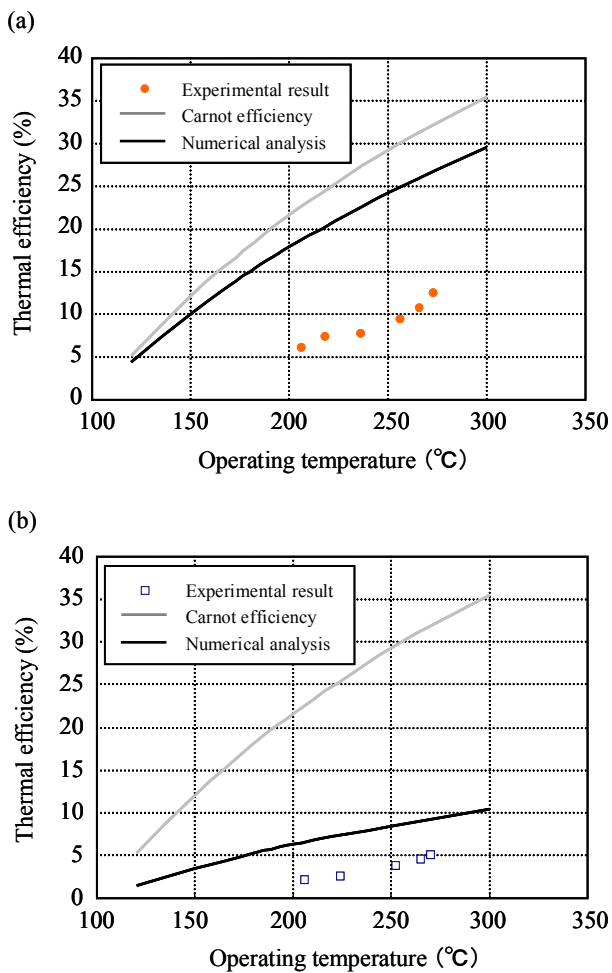


Fig. 9 Experimental results for the thermal efficiency of the (a) sintered-metal heating section and (b) hollow-tube heating section.

カルノー効率の約 40% の値である. この時の圧力変化とピストン位置の計測結果を Fig. 10 に示す. ピストンが上死点に到達する直前に圧力が急激に上昇する. これは, 加熱部に作動流体が流入したことによる. その後, 気化が続くことによって膨張過程での圧力低下の傾きは, 上昇時と比べて緩やかとなる. 中空タイプの加熱部の場合, 上死点で駆動周波数より高い周期の圧力変動が観察される. これはドライアウトとリウエットिंगが生じていると推定される. 焼結金属タイプの加熱部の場合, このような圧力変動は観察されない. これは流体と壁面の接触面積の増加によって, 変動を伴う現象が起りにくくなっているためと考えられる. Fig. 11 に温度-比エントロピー線図を示す. 縦軸は, 各時刻の圧力測定値に対応する飽和温度である. 比エントロピーは, 圧力と体積変化から求めた Q_h , および実際に加熱量から求めた流体質量を用いて求めた. ここで, 実際に加熱量は理想サイクルと横軸の囲む面積で表されるため, 理想サイクルと実際のサイクルの面積比から熱効率を見積もる

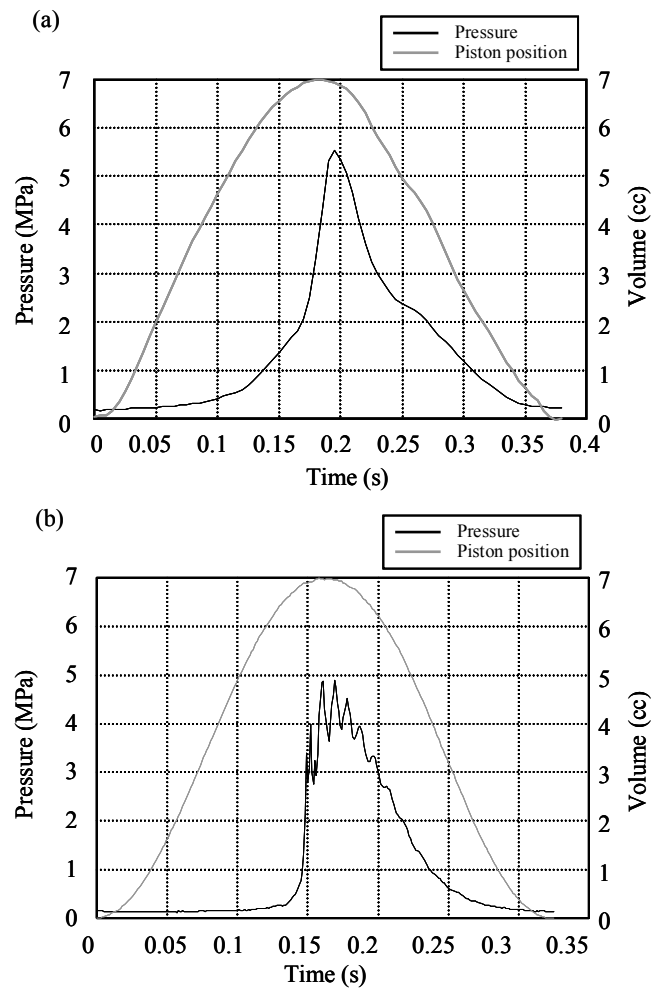


Fig. 10 Pressure profiles of the (a) sintered-metal heating section and (b) hollow-tube heating section.

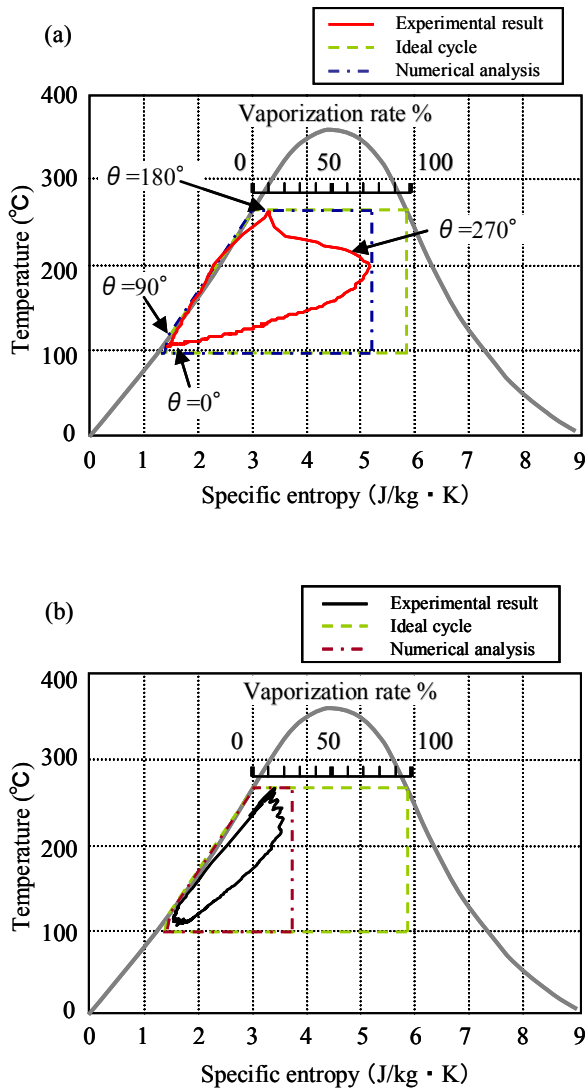


Fig. 11 Cycle diagrams of the (a) sintered-metal heating section and (b) hollow-tube heating section.

ことが可能である。数値解析で予測した通り、加熱部での気化率が高いため焼結金属の方が熱効率が高い。気化に至らなかった加熱された作動流体は、冷却部へ移動し放熱することで熱輸送損失を生じさせている。気化する過程で右肩下がりにになっているのは、焼結金属や銅ブロックなどの加熱部の温度が低下して沸点が下がっていると考えられる。また、その後比エントロピーが急激に小さくなることから、凝縮によって熱効率が低下していることがわかる。これらを改善することによって、さらに熱効率を高めることが期待できる。

5. まとめ

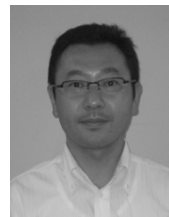
膨張前の蒸気の過熱が不要で、300°C以下の低温で熱効率が高く、かつ高信頼性と低コストを両立した液体ピスト

ン蒸気エンジンを提案した。焼結金属を用いた気化率の高い加熱部の採用によって、加熱温度 270°C、冷却温度 90°C において熱効率 12.7%を達成した。これはカルノー効率の約 40%の値である。本液体ピストン蒸気エンジンは 300°C 以下の低温域で熱効率の高い熱機関として期待される。

参考文献

- 1) T. Saitoh, N. Yamada and S. Wakashima, Solar Rankine cycle system using scroll expander, *Journal of Environment and Engineering* (2007), Vol. 2, pp. 708-719.
- 2) 濱口 和洋, 北本 和, 小林 豊, 山下 巖, ポンポン船推進源の動作原理, *応用物理教育*, 27(1), 53-56, 2003.
- 3) G. P. Peterson and C. S. Chang, Two-phase Heat Dissipation Utilizing Porous channels of High Conductivity Material, *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 120, pp. 243-252.
- 4) S. S. Kutatelaze, *Heat Transfer in Condensation and Boiling*, 2nd Ed. (1952), Mashgiz, Moscow; AEC Translation 3770, U.S.AEC Tech.

八束 真一



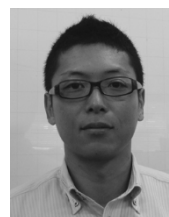
1969年9月13日生。1993年早稲田大学理工学部機械工学科卒業。㈱日本電装（現 デンソー）勤務。スターリング冷凍機、パルス管冷凍機、熱音響エンジン、液体ピストン蒸気エンジンの研究開発に従事。低温工学・超伝導学会、機械学会会員。

福田 健太郎



1984年生まれ。2007年東京大学工学部機械工学科卒業。2009年同大学院工学系研究科修士課程（機械工学専攻）修了。同年(株)デンソー勤務。熱流体機器の開発に従事。機械学会会員。

新山 泰徳



1978年11月2日生。2001年東北大学工学部機械航空工学科卒業。2003年同大学院工学研究科博士前期課程（航空宇宙工学専攻）修了。同年(株)デンソー勤務。熱システムの開発に従事。機械学会、自動車技術会会員。

萩原 康正



1986年静岡大学大学院精密工学研究科修了
同年 (株)デンソーに入社。熱システム、熱機
器の研究開発に従事。低温工学・超伝導学
会、機械学会会員。博士(工学)

西沢 一敏



1957年3月19日生。1979年名古屋大学工
学部機械工学科卒。1981年同大学工学研
究科博士前期課程(機械工学専攻)修了。
同年(株)デンソー勤務。熱システムおよ
びコンポーネント開発設計に従事。自動車
技術会会員。

鹿園 直毅



1965年9月11日生。1994年東京大学工学系
研究科博士課程修了。1994年(株)日立製作所
機械研究所にて空調機の研究開発に従
事。2002年より東京大学工学系研究科、
2010年より同生産技術研究所勤務。主に、
冷凍サイクル、蒸気サイクル、固体酸化物形
燃料電池(SOFC)の研究に従事。機械学会、
伝熱学会、冷凍空調学会会員。博士(工
学)。