

排熱回収型スターリングエンジンの開発

戸 田 富士夫

宇都宮大学教育学部紀要
第64号 第2部 別刷
平成26年(2014)3月

Development of the Exhaust-Heat-Recovering Type Stirling Engine

TODA Fujio

排熱回収型スターリングエンジンの開発

Development of the Exhaust-Heat-Recovering Type Stirling Engine

戸田 富士夫
TODA Fujio

The exhaust heat of internal combustion engine is discharged into the atmosphere without being used effectively. If it can be recovered to produce power by using Stirling engine, the thermal efficiency of an internal combustion engine should fairly increase[1][2][3]. Heat capacity and gas temperature of exhaust heat are most important elements, when there are considered as high heat source of Stirling engine.

First of all, the hybrid system should be analyzed theoretically in its ideal cycle. In this paper, we have derived some analytic equations from theory indicated work of a hybrid system that combines Otto cycle with Stirling cycle. The theory indicated work that can be recovered by Stirling cycles of number N is shown in the following equation.

$$\sum W_{th} = M c_v \left[T_H - T_{hN} + N \cdot T_c \left\{ 1 - \left(\frac{T_H}{T_c} \right)^{1/(N+1)} \right\} \right]$$

Finally, the exhaust heat recovery limits of a Stirling engine with quasi ideal cycles, as well as the experimental results conducted on actual engine, will be discussed.

Key word : External Engine, Stirling Engine, Exhaust Gas, Energy Saving

1. はじめに

近年、スターリングエンジンはエネルギー問題から地球環境問題まで解決することのできる動力供給源として再注目されている。約2世紀前にロバート・スターリング¹⁾によって発明されて以来、幾多の研究者によって実用化の試みがなされた²⁾。しかしながら乗り越えなければならない問題が数多くあり³⁾、その問題を解決するたびに次の問題を解決しなければならない。この繰り返りで現在まで研究され続けている。基本的に温度はカスケード利用することが望ましい⁴⁾。内燃機関では数千度のガス温度によって作動し、排気ガスとして数百度で排出している。排気ガスは、まだ再利用可能な温度と熱量を持っている。この排熱を有効利用できればガソリンエンジンの熱効率の向上につながる。しかし熱源温度が低くなればなるほど実用的な出力を得るにはスターリングエンジンは大型化する事は避けられない⁵⁾。

本報はガソリンエンジンとスターリングエンジンとを排熱回収システムとした場合の排気ガスの持つ温度と熱量を最大限に利用することを目的とし、理論サイクルおよび準理論サイクルを用いてスターリングエンジンが排熱回収できる仕事についてT-S線図を作成して考察する。また排気ガスを高熱源とするスターリングエンジンを試作し、汎用小型ガソリンエンジンと組み合わせた排熱回

収システムについて実機試験を行い、排熱回収率について考究し、その実用化への問題を提起する。

2. 排熱回収システム

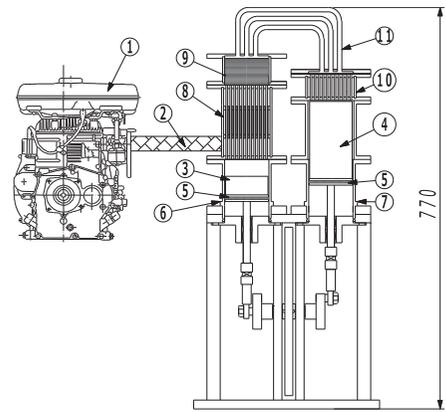
ガソリンエンジンの排気ガスを高熱源としてスターリングエンジンを駆動させる排熱回収システムを図1に示す。供試ガソリンエンジンは小型汎用4サイクルガソリンエンジンを用い、スターリングエンジンには直立2ピストン型 (α 型)⁶⁾エンジンを試作して性能(排熱回収率)を評価する。供試ガソリンエンジンの排気口と試作スターリングエンジンの加熱器間は、その距離が最短となるようにフレキシブルパイプで連結されている。排気ガスは、このパイプ内を通過する。スターリングエンジンの加熱器はシェルアンドチューブ型熱交換器を採用しており、そのパイプの内側をスターリングエンジンの作動ガスが流れ、排気ガスと作動ガスとが加熱器内で熱交換を行う。

2.1 供試ガソリンエンジン

供試ガソリンエンジンの仕様を表1に示す。ガソリンエンジンは汎用4ストローク型エンジンであり、最高軸出力は8.5馬力である。出力軸には水動力計が取り付けられてあり、負荷を変化させ、排気ガス温度および熱量を一定に調整することができる。本実験は排気ガス温度が一定となるようにガソリンエンジンの負荷を調整しながら行う。

2.2 試作スターリングエンジン

試作スターリングエンジンの仕様を表2に示す。ピストンクランク機構はクロスヘッド型クランク機構を採用している。ピストンストロークは30mm~60mmまで10mm間隔で変化させることができる。さらに位相差も変化させることができるように工夫してある。ピストンリングおよび軸シールは、一方向性型シール装置を使用している。このシール装置^{7,8)}はバッファ圧力と作動空間圧力の差を利用して作動ガス漏れを最大限に防ぎ、なおかつバッファ空間からガスの流入を可能にすることができる。



①ガソリンエンジン ②フレキシブルパイプ ③膨張側ピストン
④圧縮側ピストン ⑤ピストンリング ⑥加熱器
⑦再生器 ⑧冷却器 ⑨連結板
⑩フライホイール ⑪膨張側シリンダ ⑫圧縮側シリンダ
⑬防熱キャップ

図1 排熱回収システム

表1 供試ガソリンエンジン仕様

名称	富士重工製EY35D
形式	空冷4サイクル立型測弁式
寸法 (全長×全幅×全高) (mm)	397×429×491
重量 (kg)	34
始動方式	リコイルスターター式
点火プラグ	NKG BP-4HS
燃料タンク容量 (ℓ)	6
最大出力 (Ps/rpm)	6/300
定格連続出力 (Ps/rpm)	8.5/3600
燃料消費率 (g/Ps/h)	290
ボア (mm)	78
ストローク (mm)	70
総排気量 (cc)	334
最小容積 (cc)	66.8
最大容積 (cc)	400.8
圧縮比	6

表2 試作スターリングエンジン仕様

	膨張側	圧縮側
ボア (mm)	100	100
ストローク (mm)	30-60	30-60
コンロッド比	3	3
シリンダ断面積 (mm ²)	7854	7854
膨張空間死容積 (cc)	33.55	
加熱器容積 (cc)	103.314	
再生器容積 (cc)	195.351	
連結板死容積 (cc)	197.123	
冷却器容積 (cc)	36.898	
圧縮空間死容積 (cc)	118.46	

3. 理論サイクルによる排熱回収システム

ガソリンエンジンとスターリングエンジンとの排熱回収システムを構築する場合、理想的な状態としてオットーサイクルとスターリングサイクルとを組み合わせた複合サイクルについて考慮する必要がある。オットーサイクルの排気ガス温度と熱量を利用するスターリングサイクルについて検討する場合、T-S線図を用いてシミュレートすることが望ましい。

図2にオットーサイクルのT-S線図を、表3に計算条件を示す。G1→G2：断熱圧縮行程、G2→G3：等容加熱行程、G3→G4：断熱膨張行程、G4→G1：等容冷却行程を示す。G1→G2→G3→G4で囲まれた面積が図示仕事を表す。G4→G1→G4'で囲まれた面積が排気熱量を示すことになり、スターリングサイクルはこの領域の温度と熱量を高熱源として利用することができる。ここで排気熱量に着目するとG4の状態では温度は非常に高いが、この点における熱量は“0”である。またG1の点までの熱量は十分に大きいが、この点における大気温度との温度差は“0”である。すなわちG4およびG1におけるスターリングサイクルの仕事は“0”であることを示し、G4とG1との間に最大仕事を行うスターリングサイクルが存在することを図2は示唆している。この温度とともに変化する熱量は一般的に称されている十分膨張した後の全排気熱量と異なるため有効排気熱量 Q_{eex} と定義すると式(1)として表される。

$$Q_{eex} = Mc_v(T_{G4} - T) \quad (1)$$

ここで、M：オットーサイクルの作動ガス質量、 c_v ：定容比熱、 T_{G4} ：排気開始ガス温度である。

スターリングサイクルの理論仕事量 W_{th} は次式で表される。

$$W_{th} = mR(T - T_c) \log \varepsilon \quad (2)$$

ここで、m：スターリングサイクルのガス質量、R：ガス定数、 T_c ：スターリングサイクルの最低温度、 ε ：スターリングサイクルの圧縮比である。表4に計算条件を示す。

今、オットーサイクルの作動ガス温度が等容冷却行程に沿って冷却していくある温度(=T)をスターリングサイクルの最高温度とし、この温度に相当する

表3 オットーサイクルの計算条件

名称	単位	計算値
燃焼に必要な理論空気量	kg/kg	15
ガソリンの低発熱量	kcal/kg	10000
空気過剰率		1
燃料消費率	g/(PS・h)	290
容積効率		0.7
圧縮比		6.1
行程容積	cc	34
最小容積	cc	66.8
作動ガス質量	kg/cycle	計算
出力	PS	3
エンジン回転数	rpm	3000
圧縮始め温度	℃	20

表4 スターリングサイクルの計算条件

名称	単位	計算値
圧縮比		2.6
行程容積	cc	222.1
最小容積	cc	138.9
作動ガス質量	kg/cycle	計算

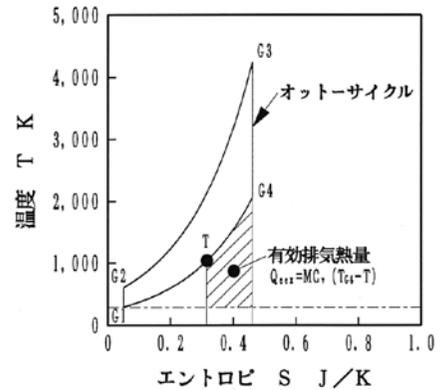


図2 エントロピー線図と有効排気熱量との関係

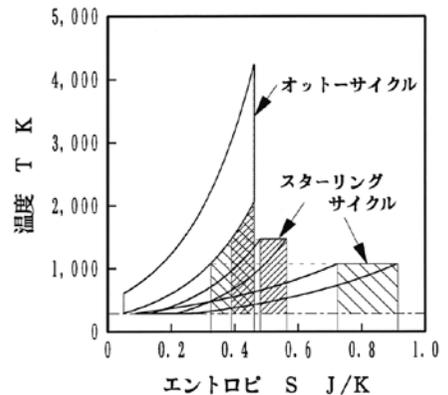


図3 オットーサイクルとスターリングサイクルとの関係

オートサイクルの有効排気熱量とスターリングサイクルの等温膨張行程に必要な熱量が等しくなるように、スターリングサイクルの作動ガス質量を変化させたものを図3に示す。温度が低くなるほど有効排気熱量が増加するため作動ガス質量を大きくすることができ、その結果としてスターリングサイクルをエントロピが増大する方向に広げられるようになる。しかし、低温度のガス温度を利用するスターリングエンジンは大型化することを意味している。ここで、スターリングサイクル理論仕事を全排気熱量で除したものを無次元理論仕事量と、温度とともに変化する有効排気熱量を全排気熱量で除したものを無次元有効排気熱量と定義すると、このときの温度(=T)に対する無次元理論仕事量および無次元有効排気熱量の変化を図4に示す。

この図を見ると、スターリングサイクルの無次元理論仕事量は排気ガス温度の上昇とともに増大するが、ある温度を境にして等温膨張行程に必要な熱量と等しい有効排気熱量が小さくなり、結果として等温膨張行程に必要な熱量は制限を受けスターリング無次元理論仕事量は減少することがわかる。

この図からスターリングサイクルでの排熱回収率は500°C付近で約45%である。このことは理論的に考慮しても排気熱量の半分も回収できないことを示唆している。図4は式(1)および式(2)を用いると次式のように表される⁹⁾。

$$\frac{W_{th}}{Q_{ex}} = \frac{(T_{G4} - T)(1 - T_c/T)}{(T_{G4} - T_c)} \quad (3)$$

ここで、 T_{G4} : 排気ガスの最高温度、 T : 排気ガスの任意ガス温度、 T_c : 低温側ガス温度である。

この考え方を、一つのオートサイクルと複数のスターリングサイクルが組み合わさった排熱回収システムに応用する。これは排気熱量のうち温度の高いところで一つ目のスターリングサイクルが回収し、中温度域で二つ目のスターリングサイクルが回収し、低温度域のところで三つ目のスターリングサイクルが回収する多段回収方式である。この方式が効率良く排熱回収でき、温度のカスケード利用となる。今、 N 個のスターリングサイクルでオートサイクルの排気熱量を回収し、それぞれのスターリングサイクルを各サイクルの最高温度で得られる最大の仕事量となるように変化させると、全スターリングサイクルの理論仕事量の和 ΣW_{th} は式(3)を用いると次式が得られる⁹⁾。

$$\Sigma W_{th} = M C_v \left[T_H - T_{hN} + N \cdot T_c \left\{ 1 - \left(\frac{T_H}{T_c} \right)^{1/(N+1)} \right\} \right] \quad (4)$$

ここで、 T_{hN} は N 個目のスターリングサイクルの最高温度を示しており、次式で計算される。

$$T_{hN} = \sqrt[N+1]{T_{G4} \cdot T_c^N} \quad (5)$$

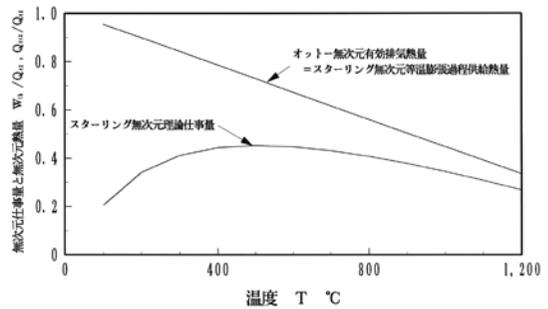


図4 温度に対する両サイクルの無次元仕事量

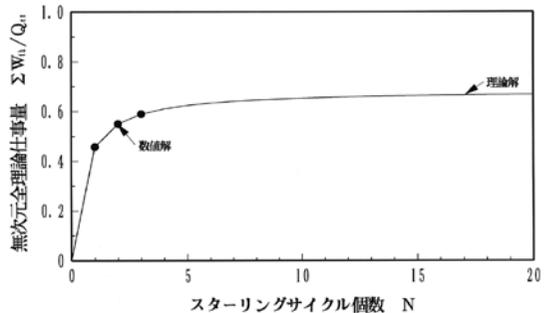


図5 多段スターリングサイクルの排熱回収率

式(4)においてスターリングサイクルを3個まで組み合わせたときの排熱回収率と式(4)から得られる複数個のスターリングサイクルの排熱回収率（無次元全理論仕事量）を図5に示す．この図からスターリングサイクルを多段に設けることによって排熱回収率は向上することがわかる．しかし、N個のスターリングサイクルを用いる排熱回収システムでは2～3個程度が得策であることがわかる．排熱回収率は3個のスターリングサイクルで約60%が回収できる．したがって、多段排熱回収システムは、有効な手段であることが図5より確認できる．

4. 準理論サイクルによる排熱回収システム

4.1 ガソリンエンジンのT-S線図

オットーサイクルをより現実化するための手段として、熱発生率を与えたガソリンエンジンのインジケータ線図について考慮する．熱発生率はシリンダ内圧力から燃焼状態を把握するために用いられる．しかし、ここでは熱発生率を実測値に合わせ、パターン化⁹⁾することによってシリンダ内圧力の推定を行う．熱発生率を次式に示す．

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa} \left(V \frac{dP}{d\theta} - \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (6)$$

ここで、P：シリンダ内圧力、V：容積、 κ ：比熱比、Q：熱量である．

この熱発生率適用範囲は排気弁が開く角度までであると思われるが、ここでは排気熱量を簡易的に計算できるようにするため、i) 排気開始角度を下死点まで延長でき、ii) 排気行程は等容変化をするものとしてものと仮定する¹⁰⁾．熱発生率から計算される圧力を用いてガス温度を算出し、このガス温度と熱量からエントロピが計算される．

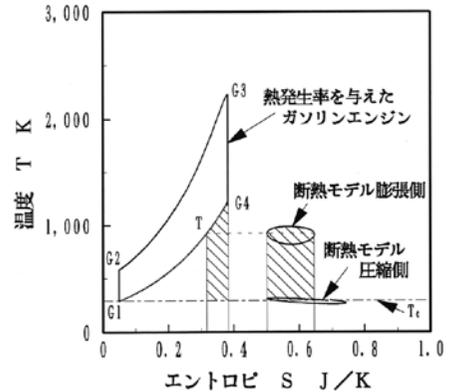


図6 ガソリンエンジンとスターリングエンジンのT-S線図

4.2 スターリングエンジンのT-S線図

スターリングエンジンの性能予測法には様々な解析手法が提案されている．ここでは熱の移動量が比較的簡単に計算できる断熱モデル¹¹⁾を用いてシリンダ内圧力およびガス温度を計算する．断熱モデルを次式に示す．

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\kappa P \left(\frac{dV_{e1}}{d\theta T_{ck}} + \frac{dV_{e1}}{d\theta T_{he}} \right)}{\frac{V_e}{T_{ck}} + \kappa \left(\frac{V_k}{T_k} + \frac{V_r}{T_r} + \frac{V_h}{T_h} \right) + \frac{V_e}{T_{he}}} \quad (7)$$

ここで、 κ ：比熱比、V：それぞれの空間容積、T：それぞれの空間でのガス温度である．断熱モデルから計算できる膨張室側ガス温度および圧縮室側ガス温度並びに各空間での熱量変化からT-S線図を求めることができる．ここで、スターリングエンジンが受け取ることのできる熱量と温度は、ガソリンエンジンの任意のガス温度Tに対する排気ガスの熱量と断熱モデルでの加熱器に入る熱量が等しくなるようにスターリングエンジンのガス質量を変化させて計算する．以上の条件を踏まえて、表1および表2を用いて計算したT-S線図を図6に示す．ガソリンエンジンのT-S線図を見ると最高ガス温度は2200Kと実測の値に近づいていることがわかる¹²⁾．スターリングエンジン

は膨張側P-V線図と圧縮側P-V線図が得られ、この面積の差が図示仕事となる。

5. 排熱回収システムの実機試験

実験装置システムを図7に示す。スターリングエンジンの内部圧力は膨張室側、圧縮室側に取り付けられた圧力計により検知され、動ひずみ計を介して、A/D変換ボードを入力され、パーソナルコンピュータにより圧力に換算される。各部のガス温度はK熱電対を用いてハイブリッドレコーダにより記録される。回転数は上死点信号を往復動部分から検知している。エンジンへの負荷はフライホイールに巻き付けられたロープの張力を変化させ、バネ秤の荷重と回転数とによって軸出力に換算される。スターリングエンジンにバッファ圧を加えるときには、コンプレッサから加圧した空気をバッファタンクに貯めておき、圧力調整器を用いてホースによって連結された膨張側および圧縮側に送り込む構造となっている。

また、ガソリンエンジンは水の流量で負荷を変化させることができる水動力計に直結されている。吸入空気量はサージタンクに取り付けられたマノメータによって換算し、燃料消費量はビューレット管を用いて算出している。

表5に実験条件を示す。排気ガスの熱量は吸入空気量、燃料消費量、排気ガス出口温度から算出した。無負荷時の排気熱量は800Wであり、その時のガソリンエンジンの回転数は3000rpm、排気ガスの出口温度は約650°Cである。同様に40%負荷時の排気熱量は3.5kWであり、その時のエンジン回転数は2000rpm、排気ガス温度は600°Cとなっている。スターリングエンジンのストロークは60mm一定とし、再生器枚数およびバッ

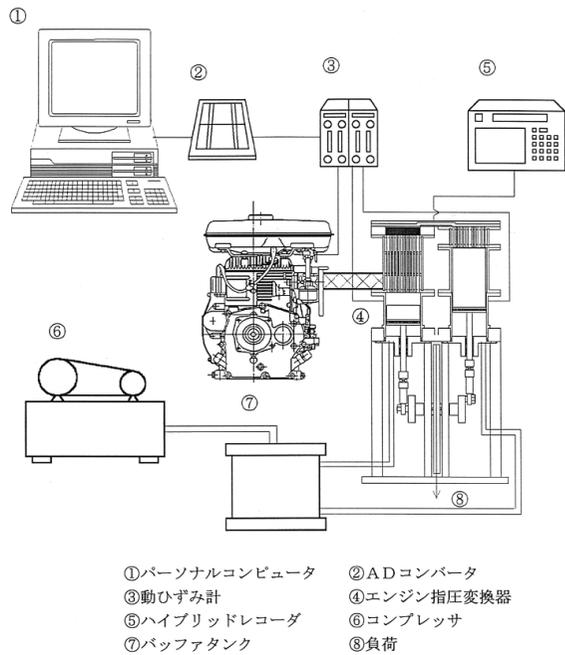


図7 実験装置系統

表5 実験条件

ガソリンエンジン		スターリングエンジン	
エンジン負荷	45%	再生器枚数	20, 30, 60
排気ガス温度	600°C	バッファ圧力	1~3atm
排気熱量	3.5kW	圧縮比	1.9, 1.82
回転数	2000rpm	ピストンリング	一方向生ピストンリング

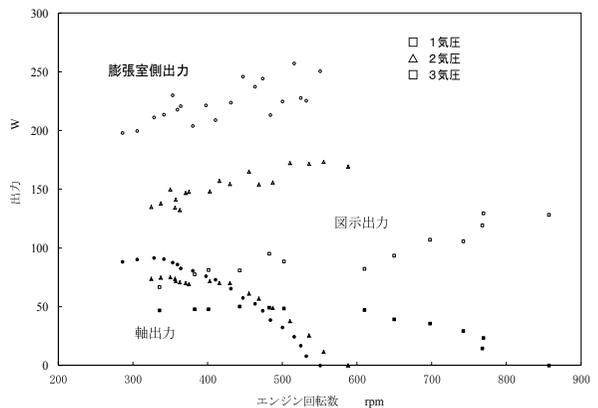


図8 バッファ圧力を変化させたときのエンジン性能

ファ圧力をパラメーターとする。ピストンリングには独自に開発した一方生ピストンリングを採用している。

図8はバッファ圧力を変化させたときの軸出力，図示出力を示したものである。この時，排気ガス熱量は3.5kW一定，再生器枚数は60枚である。この図を見ると，バッファ圧力を高めると図示出力および軸出力ともに増大していることが確認できる。3気圧での出力を見ると，図示出力で約250W程度，軸出力は約100Wである。このことによって，スターリングエンジンを用いてガソリンエンジンの排熱を有効利用できることが実証された。また回転数の上昇と共に図示出力も増加していることから，作動ガスの流動抵抗は出力に対して影響しておらず，さらに再生器枚数を増やすことで出力向上が期待できる。しかし，バッファ圧力を高めると図示出力と軸出力の差が大きくなることから機械損失が増大するものと考えられる。

図9は排熱回収システムでの排熱回収率を示したものである。この図を見ると，3気圧での最大軸出力時の排熱回収率は膨張室側で約13%，図示出力で約7%，軸出力で約3%となっている。本排熱回収システムで，排熱の約3%を回収できたことは大きな成果であり，多段排熱回収方式の採用および排熱とスターリングエンジンとのマッチング等を考慮した最適設計により，さらに排熱回収率は向上することが期待できることから，今後の普及に大いに貢献するものと考えられる。

6. まとめ

汎用ガソリンエンジンの排熱からスターリングエンジンを用いて排熱回収について考究並びに実機試験を行った結果，i) オットーサイクルとスターリングサイクルとの排熱回収システムを提案することができた。ii) 一段のスターリングサイクルで回収できる排熱回収率は約45%，多段回収システムでは約60%まで回収できる。iii) 汎用ガソリンエンジンと試作スターリングエンジンとの排熱回収システムにおいて，3気圧での排熱回収率は膨張室側で約13%，図示出力で約7%，軸出力で約3%が得られた。iv) スターリングエンジンを用いた排熱回収システムは有望である。

参考文献

- 1) G.Walker : Stirling Engines, CLARENDON PRESS.OXFORD, pp.107-123, 1980.
- 2) Ivo Kolin : STIRLING MOTOR, ZAGREB UNIVERSITY PUBLICATIONS, LTD, pp.17-40, 1991.
- 3) 一色尚次 : スターリングエンジンの開発, 工業調査会, pp.16~23, 1982.
- 4) 平田賢 : 次世代の熱機関と21世紀に向けての課題, 第19回機械技術研究所講演資料pp.20~40, 1988.
- 5) Fujio TODA, Shoichi IWAMOTO, Makoto TAKEUCHI : Development of Low-Temperature Difference Stirling Engine, Proceedings of the 6th International Symposium on Marine Engineering, ISME2000-TS-36, pp. 221-226, 2000.

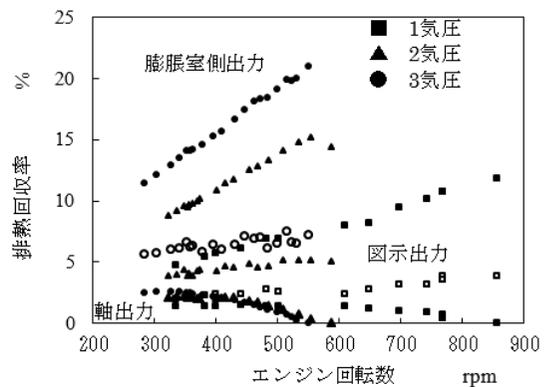


図9 バッファ圧力を変化させたときの排熱回収率

- 6) 岩本昭一・濱口和洋・戸田富士夫・平田宏一：模型づくりで学ぶスターリングエンジン，オーム社，pp.21-23, 2009.
- 7) 戸田富士夫・岩本昭一・松尾政弘・梅実祐一・朴 麟賢，実験用小形スターリング機関の性能特性－新型ピストンリングによる機関性能－，日本舶用機関学会誌，24-6, pp.10-18, 1989.
- 8) 戸田富士夫・岩本昭一・松尾政弘，実験用小形スターリング機関の性能特性－第2報－方向性軸シールによる機関性能－，日本舶用機関学会誌，26-8, pp.9-16, 1991.
- 9) F.TODA, Shoichi IWAMOTO, Masahiro MATSUO : Study of Low Temperature Difference Stirling Engine for Exhaust Heat Recovery System, ISME, YOKOHAMA, vol.2, p.122-127, 1995.
- 10) 岩本昭一，戸田富士夫，上杉宏：排気ガスを利用したスターリングエンジンの動特性，日本舶用機関学会，第56回学術講演会，pp.27-49, 1996.
- 11) Israel Urieli, David M Berchowitz : Stirling Cycle Engine Analysis, JW Arrowsmith LTD, pp.86-97, 1984.
- 12) B Lawton : Effect of compression and expansion on instantaneous heat transfer in reciprocating internal combustion engine, Proc Instn Mech Engrs, Vol 201, No.A3, pp.175-186, 1987.