

# 스터링 기관의 피스톤 밀봉 기구에 관한 연구<sup>+</sup>

## Studies on Piston Seal Mechanism of Stirling Engine

金泰漢\*

T. H. Kim

### Summary

Dynamic seals have been continue to be one of the major technical problems facing stirling engine designers. Most of the modern engines use some version of the dry ring seal for piston and displacer seals. Friction power losses associated with seals are typically several percent of gross output power, with piston ring seals usually being the main contributor. Much effort has been expended to develop the seal mechanism of piston, but the performance of these seal devices is very poor.

This study was conducted to examine the efficiency of the various types of the trial-made piston seal mechanism with reference to leakage of working fluid and friction losses. This paper described the successful hardware implementation of a stainless steel bellows element in stirling engine application with test data in power performance. The indicated power by use of the bellows was more than two times as that by use of the piston ring types. As the result of this study, bellows was provide as a reliable and efficient seal mechanism for any stirling engine application.

### 1. 緒論

1816年 영국의 牧師 Robert Stirling에 의해 발명된 Stirling 機關은 J. Stirling J. Ericsson 등에 의해 研究되어 왔으며, 1860年 頃부터 세계 제 1차 大戰까지는 數馬力이하의 低出力 機關이 製作되어 灌溉用, 家庭用의 Pump 및 재봉틀, 印刷 機用의 動力源으로 利用되어 왔으나, 內燃機關의 出現에 의해 開發 研究가 쇠퇴되어 갔다.<sup>6,14)</sup>

그후 1970年代 석유 과동을 契機로 미국, 서독, 일본, 네델란드 등 세계 각국에서 그 研究가 활발히 수행되고 있다.

그 이유는 熱效率이 높은 것 이외에도 外燃機關의 일종으로서 熱源의 형태가 多樣하여 脫石

油에너지, 즉 최근 注目되고 있는 農畜産業, 林 産業으로부터 얻을 수 있는 바이오매스에너지, 태양에너지 등 新에너지를 利用할 수 있고, 또한 燃燒가 連續적으로 이루어지며, 燃燒制御가 容易하기 때문에 內燃機關에 비해 靜肅, 低NOx 등 低公害이므로 還境保全時代에 부응되는 機關이기 때문이라 하겠다.

우리나라의 경우 Stirling 機關에 관한 研究는 이제 始初 段階에 있는 실정이며 脫石油에너지 시대, 還境保全時代에 부응하기 위해서 꼭 필요한 것으로 생각된다.

Stirling 機關은 Rankine Cycle 機關과 같이 本質적으로 低溫型의 熱機關이다.<sup>18)</sup> 또한 그 理論 熱效率은 Carnot Cycle의 熱效率과 동일하고

+ 본 연구는 한국과학재단의 연구비 지원으로 수행되었음.

\* 慶北大學校 農科大學 農業機械工學科

低溫度差 熱源에 있어서도 높은 熱效率을 기대할 수 있는 熱機關이다.

그러나 현재 세계 각국에서 研究 開發되고 있는 Stirling 機關의 使用 燃料는 從來와 같이 石油 燃料를 使用하는 것이 거의 대부분이고 그 用途는 전부가 自動車用<sup>4)</sup>, 舶用<sup>20)</sup>, 空調用<sup>5)</sup>, 發電用<sup>13)</sup> 또는 民生用<sup>15)</sup> 動力源으로서 開發되고 있는 것이 거의 대부분으로서 構造는 상당히 複雜하고 또한 高度의인 制御 시스템이 요구되고 있어, 장래 農業用 원동기로서, 未利用의 저렴한 에너지를 有效하게 利用하고, 構造가 간단하며, 保守 管理가 容易한 熱機關으로서 研究되고 있는 것은 거의 查아 볼 수 없는 실정이다.

필자는 Stirling 機關을 農業用 원동기로서 開發할 目的으로 農村 地域에 豊富하게 賦存하는 태양에너지, Biomass에너지 등과 같이 再生 可能한 에너지라든가 農業廢熱을 利用해서 農用 Pump 等 定置型의 農業用 機械를 駟動할 수 있는 農業用 熱機關의 開發을 目的으로, 간단한 構造의 低速型 Stirling 機關을 設計, 試作하고 運轉 試驗을 통해 그 機關의 特性을 조사하였다.<sup>9,21)</sup>

그러나 機關 各部의 動力損失을 測定한 結果, Power piston ring과 Cylinder와의 摩擦抵抗이, 再生器 Matrix의 流動抵抗 다음으로 크게 나타났다.<sup>22)</sup>

또한 Stirling 機關의 摩擦抵抗에 의한 動力損失은 軸出力의 수퍼센트가 되고 이는 주로 피스톤 密封機構의 摩擦抵抗에 起因한다고 하였다.<sup>17)</sup>

따라서 機關의 效率을 向上시키기 위해서는 作動가스 Seal法으로서 摺動 Seal 機構를 開發하는 것이 實질히 요구되었다.

Stirling 機關은 密閉 Cycle이므로 완전한 Seal을 필요로 함과 동시에 각 摺動部의 摩擦抵抗은 가능한 한 작게 해야 하는, 2가지의 相反되는 條件을 만족시키지 않으면 안 된다. 그러나 이들의 조건을 만족시키는 것은 現在의 段階에서는 상당히 어렵고 研究 開發할 필요가 있다.

현재 자동차, 수중 Pump, 보일러 급수 Pump 등 각종 펌프, 공작기계, 가스터어빈, 항공기, 증기터어빈 등의 軸Seal에 사용되고 있는 運動用

密封裝置로서는 接觸式과 非接觸式이 開發되어 사용되고 있으나 이들은 거의 대부분이 回轉軸 Seal用으로 開發되어 있고 往復運動 Seal 裝置로서 開發된 것은 거의 없다.

따라서 본 研究는 각종 Seal 材料로서 여러가지 形狀의 Piston seal 機構를 製作하여 作動流體의 漏泄量이 적고, 摩擦損失이 적은 Piston 摺動部의 Seal장치를 研究 開發하고 이것을 實驗 機關에 採用함으로써 機關 性能 향상을 期望한다.

## 2. 研究史

현재 Stirling 機關의 Piston seal 장치에 관한 研究로서, Bartolini, C.M. 등<sup>1)</sup>은 Labyrinth seal을 채택하였으나 Labyrinth seal은 熱膨脹差에 의해 가스 漏泄量이 많고 接觸 摩擦을 일으켜서 합리적인 것이 되지 못한다고 하였다.<sup>23)</sup>

또한 Carlqvist, S.G. 등<sup>2)</sup>은 機關 全體를 密封함으로써 Piston ring과 Displacer rod의 Seal을 통해서 어느 정도의 漏泄이 있어도, 이는 作動가스가 外部로 漏泄되지 않기 때문에 效果의인 것으로 보고하였다. 그리고 Fryer, B.C. 등<sup>7)</sup>은 Seal 材料로서 여러 가지의 종류를 검토한 結果, 플라스틱材 Seal ring이 Teflon材의 Piston ring보다 效果的이라고 하였고, Short, M.G.<sup>10,11)</sup>는 Displacer rod seal로서 Leningrader seal system과 Pumping ring seal system을 채택하여, 靜的인 條件과 動的인 條件 下에서 作動가스의 漏泄量을 測定한 結果 Pumping ring seal system이 우수하다고 하였다.

한편 Isshiki, N.<sup>8)</sup> 등은 Piston ring 材料로서 PTFE를 使用하여 두께가 각각 6mm, 3mm, 1mm 인 링을 제작하여 摩擦損失을 測定한 結果, 링의 두께가 작을 수록 摩擦力이 감소하였다고 했으며, Terada, F. 등<sup>12)</sup>도 PTFE를 使用하여 여러 形狀의 Piston ring을 제작하고 Seal효과와 摩擦損失을 測定한 結果 改善의 필요성이 있다고 밝혔다.

Carlqvist, S.G. 등<sup>3)</sup>은 Piston rod seal 裝置로서

Piston rod와 Seal housing 사이에 Rollsock seal을 설치하고, 그 아래 부분에는 Leningrader 形式의 Sliding seal을 설치한 결과, 密封 효과가 우수하고, 壽命도 길었다고 보고하였으나, 摩擦損失에 관해서는 언급하지 않았다. 또한 Willia, H.R.<sup>16)</sup>은 현재 Pump, Regulator, Atuator 등에 사용되고 있는 3종류의 Rolling diaphragm에 대해 應力과 變形, Hysteresis 등에 관해 測定한 결과, 이들 材料의 대부분이 합성 고무로 되어 있기 때문에 Stirling engine의 Piston seal 機構로서는 적당하지 않다고 하였다.

### 3. 實驗裝置 및 方法

#### 가. 摩擦抵抗 및 作動가스 漏泄 測定裝置

試作한 피스톤링의 摩擦抵抗 및 作動가스 漏泄量 測定裝置의 概要를 그림1에 나타내었다. 實驗裝置는 피스톤-실린더부, 크랭크機構部, 摩擦抵抗測定部, 作動가스壓力測定부로 構成되어 있다.

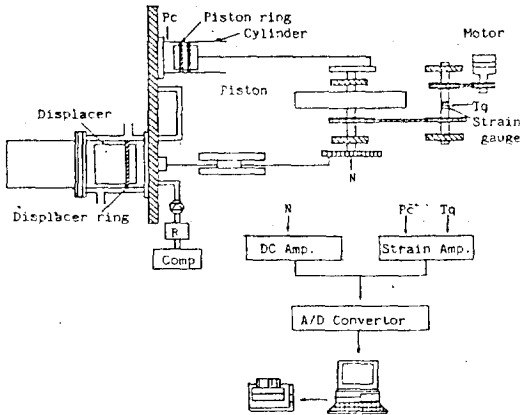


Fig. 1 Schematic diagram of the measuring system

그림과 같이 실린더 내에 試作한 피스톤링을 裝着한 피스톤을 挿入하고 크랭크기구에 연결한 후 變速 Motor에 의해 크랭크축을 구동함으로써

피스톤 速度를 調節할 수 있게 하였다. 機關速度(N)는 圓周上에 角度 6° 間隔으로 60개의 凹凸를 설치한 回轉圓板을 크랭크축에 부착하고 光學式 反射 센서로서 回轉펄스를 檢出함으로써 回轉數를 測定하였다.

피스톤링과 실린더 사이의 摩擦抵抗(Tq)은 副軸을 設置하고 타이밍 벨트를 사용하여 크랭크축과 連結한 후 副軸에 크로스형 스트레인게이지를 부착하고 副軸 한쪽 端에 토오크 測定用 Slip ring을 設置하여 測定하였다.

또한 作動가스의 漏泄量은 콤프레서(Comp.)에서 壓力調整器(R)를 거쳐 실린더 내로 통과하는 流路에 체크밸브를 設置하여 실린더 내의 壓力을 일정하게 設定한 후 체크밸브를 닫고 실린더 내의 壓力 變化(Pc)를 스트레인게이지식 壓力 transducer로서 測定하였다. Power piston 실린더와 Displacer 실린더는 管에 의하여 連結되어 있다.

피스톤링의 摩擦抵抗을 測定할 경우에는 壓力의 影響을 없애기 위하여 連結管을 脫着하고 피스톤 실린더 뒷부분의 뚜껑을 열어 대기압 狀態下에서 測定하였다.

以上の 測定點으로부터 信號를 增幅해서 A·D 變換하고 컴퓨터에 의해 온라인 計測하였다.

#### 나. Stirling 機關 性能 試驗裝置

Piston 密封機構 形式이 機關의 出力性能에 미치는 影響을 把握하기 위하여 使用한 實驗機의 概要는 그림2와 같다.

試作機關은 2 cylinder 1軸 크랭크식 單動 Piston-displacer형 機關으로서 Power piston과 Displacer, 크랭크機構, 加熱器, 再生器 및 冷却器로 構成되어 있다. Displacer는 2重圓筒構造로 되어 있고, 外筒은 再生器로서 直徑 0.085mm의 Steel-wire를 再生器 matrix材로 利用하였다. 內圓筒에는 輕比重의 斷熱材를 充填하여 熱傳導損失을 減少시켰다.

出力部に 일반적 피스톤링 대신 Bellows를 利用할 경우 作動가스의 漏泄個所는 Displacer connecting rod의 seal部 뿐이다.

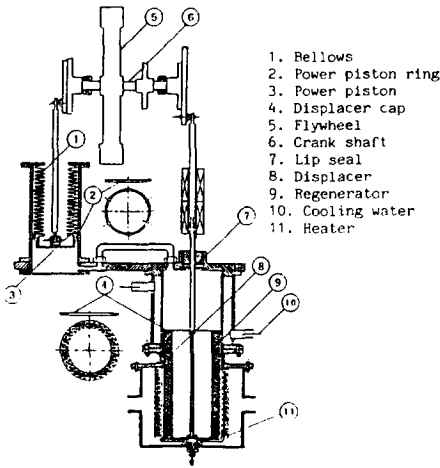


Fig. 2 Schematic diagram of the trial-made Stirling engine.

加熱裝置로는 加熱溫度調整이 용이한 電熱式 熱風發生器를 이용하였고 Displacer에 대한 power piston의 위상각  $\alpha$ 를 70°, 80°, 90°, 100°, 110°의 5種類로 設定할 수 있게 하였다.

試作機關의 規格은 表1과 같다.

Table 1. Specifications of the experimental Stirling engine

Engine type	piston displacer type
Working gas	air
Bore × stroke	
Piston	55.5 × 35mm, 55.5 × 56mm
(swept volume)	(85cm <sup>3</sup> ), (110cm <sup>3</sup> )
Displacer	55.6 × 70mm
(swept volume)	(170cm <sup>3</sup> )
Heat exchanger	
Regenerator	steel wire(φ0.085mm)
cooler	water jacket
Seal device	
Displacer	rulon sheet ring

本 試驗에 있어서 測定한 項目은 膨脹空間의 作動가스溫度  $T_c$ 와, 壓縮空間의 作動가스溫度  $T_c$ 를 각각 K type의 熱傳對를 이용하여 計測하

였다. 또한 外氣溫度  $T_a$ 는 센서로서 白金測溫抵抗體를 사용하여 計測하고 열전대 補償基準點으로서 이용하였다. 出力軸 Torque,  $T_q$ 는 크로스형 스트레인게이지를 이용하고, 作動가스 壓力 P는 Displacer실린더의 低溫部에 스트레인게이지식 壓力 transducer를 부착해서 計測하였다.

또한 크랭크 回轉角度  $\theta$ 와 回轉速度 N은 摩擦抵抗 測定時의 方法과 동일하게 測定하였다. 以上の 測定點으로 부터 信號를 增幅해서 A · D 變換하고 Computer에 의해 On-line 計測하였다.

#### 다. 피스톤 密封機構 製作

Stirling機關의 피스톤 密封機構로서 그림3과 같은 Seal 機構 製作하였다.

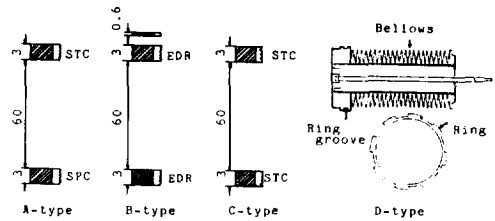


Fig. 3 Piston rings tested

A-type은 피스톤링의 Seal 材料로서 피스톤 下部링에는 테프론을 利用하였고 이음부는 Step cutting(SPC)을 하였으며, 上部링에는 플라스틱을 利用하였고 이음부는 Straight cutting(STC)하여 使用하였다. 上, 下部 링은 두께 5mm, 폭 3mm의 크기로 製作하고 링홈 깊이는 3mm로 하였다.

또한 B-type은 피스톤링의 Seal 材料로서 摩擦抵抗이 적은 불소樹脂 素材의 Rulon sheet를 cup 狀으로한 링(두께 0.6mm)을 最上部에 利用하였고, 그 아래에 있는 上部링과 下部링은 A-type와 같은 크기로 Rulon을 使用하여 Endless ring(EDR)으로 製作하였다. 그리고 C-type은 피스톤링의 Seal材料로서 上, 下部에 동일한 플라스틱을 利用하고, A-type와 같은 크기로 피스

톤 링을製作하였으며, 이음부는 Straight cutting (STC)하였다. D-type은 Bellows형 actuator와 Guide ring의 構造를 나타낸 것이다. Bellows의 材料는 SUS304이고 스프링정수는 1.6N/mm이다. Bellows는 耐壓性이 높은 形式을 사용하여 그 一端을 실린더 端部에 固定시키고 他端을 受壓部로한 可動構造의 Actuator로서 Stroke는 35mm이다. 또한 Guide ring의 材料는 Ruion으로서 Step cutting 構造로 製作하여 摩擦抵抗이 작게 하였다. 이 링은 링홈에 挿入되어 실린더 內에서 Bellows가 安定된 直線運動을 하도록 支持하는 역할을 한다. 以上 本 試驗에 使用한 피스톤은 Bore 50mm, Stroke는 56, 48, 35mm의 3단계로 조절할 수 있다.

#### 4. 結果 및 考察

##### 가. 피스톤링 材料 및 形狀의 차이에 의한 影響

試作한 4가지 형태의 피스톤링을 利用하여 링과 실린더 사이의 摩擦抵抗을 測定한 結果를 그림4, 5에 나타내었다.

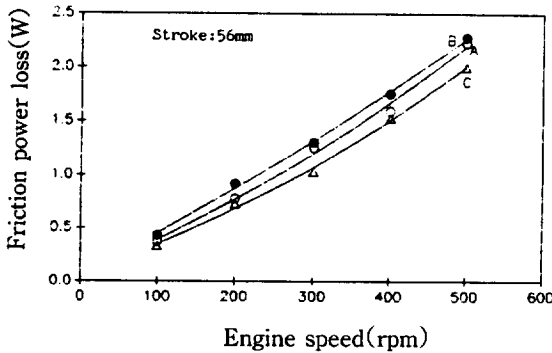


Fig. 4 Friction losses in three kinds of the power piston rings

그림 4는 피스톤의 Stroke가 56mm일 때의 結果이다. 그림에 나타난 測定値는 5 cycle을 平均한 값이다.

그림에서와 같이 摩擦抵抗에 의한 損失動力은

機關 回轉速度의 增加와 더불어 增加하였고 B-type, A-type, C-type의 順으로 크게 나타났다.

그림5는 피스톤의 Stroke가 35mm 일때의 結果이다. 그림에서와 같이 摩擦抵抗으로 인한 損失動力은 D-type의 피스톤링이 A-type, B-type C-type의 피스톤링 중에서 마찰손실이 가장 작은 C-type의 피스톤링보다 500rpm에서 약 1/5로 減少한 것으로 나타나, Bellows의 利用에 의한 피스톤링의 摩擦抵抗의 低減效果가 큰 것을 알 수 있다.

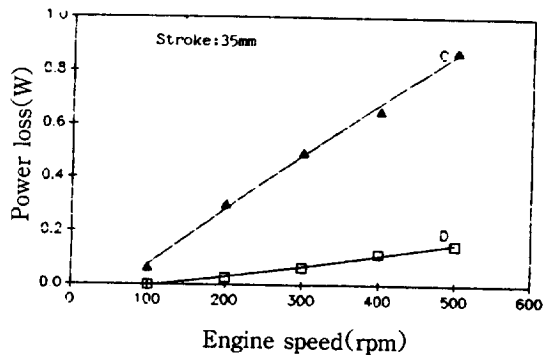


Fig. 5 Comparison of friction losses in two different sealing system.

##### 나. 피스톤 stroke의 變化에 의한 影響

피스톤 stroke의 變化에 의한 피스톤링과 실린더 사이의 摩擦抵抗 變化를 把握하기 위하여

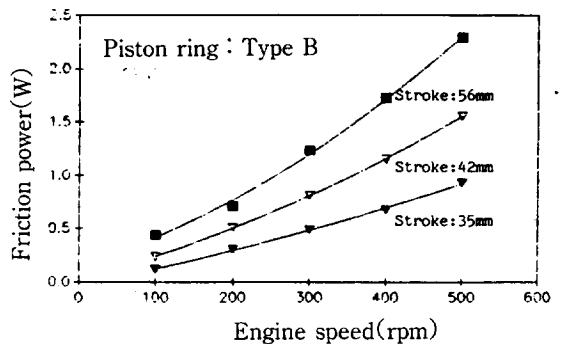


Fig. 6 Friction losses in three different piston strokes

피스톤 stroke를 각각 56, 48, 35mm의 3종류로 변화시켜서 測定한 結果를 그림 6에 나타내었다. 본 試驗에 사용한 피스톤 링은 B-type이다.

그림과 같이 摩擦抵抗에 의한 損失動力은 피스톤stroke의 增加와 더불어 增加하는 傾向을 알 수 있다. 이것은 Stroke가 增加함에 따라 1 Cycle당 Piston ring 섭동부의 미끄럼 면적이 커지기 때문인 것으로 생각된다.

다. 作動가스의 漏泄狀態

各 形式의 密封機構에 의한 漏泄狀態를 그림 7에 나타내었다. 그림은 각각 試作한 密封機構를 裝着한 피스톤을 실린더 내에 插入하고 密閉된 系內的 設定 壓力를 壓力調整器에 의해 게이지 壓力 1 氣壓으로 一定하게 한 후 시간이 지남에 따른 壓力變化를 測定한 結果이다.

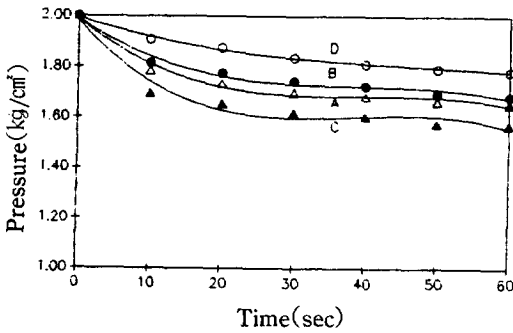


Fig. 7 Leakage of working fluid in several kind of seal mechanism

그림에서와 같이 作動가스 漏泄量은 C-type, A-type, B-type, D-type의 順으로 크게 나타나 Bellows를 이용한 피스톤 密封機構가 가장 效果적인 것을 알 수 있다. 이는 Bellows를 이용할 경우 作動가스의 漏泄個所는 Displacer의 Rod seal 部分 뿐이기 때문이다. 또한 C-type의 경우는 그림4에서 나타난 바와 같이 摩擦抵抗에 의한 損失動力은 A-type, B-type보다 작으나 그림7에서와 같이 피스톤링과 실린더벽 사이를 통한 作動가스의 漏泄量은 試作한 密封機構 中 가장 많

은 것으로 나타났다.

따라서 摩擦抵抗 減少에 의한 損失動力 減少 效果와 作動가스 漏泄量 增加에 의한 機關出力의 減少 傾向을 把握하기 위해서는 實驗機關에 各 形式의 密封機構를 裝착하여 運轉試驗을 통해 密封機構의 性能을 分析할 必要가 있었다.

라. 出力特性

試作한 各種 密封機構를 使用한 피스톤을 實驗機關에 裝着하여 運轉試驗을 통해 出力特性을 調査하였다. 본 試驗에 사용한 試作機關은 Displacer piston 실린더 外部에 加熱器와 冷却器를 설치함으로써 不用體積(Dead volume)을 最小화 하였다. 또한 實驗機關의 作動流體는 공기를 이용하였다.

Stirling 機關의 性能은 膨脹空間과 壓縮空間의 作動가스 溫度差의 影響이 크고 Schmidt 理論에 의하면 그 차가 크면 클 수록 機關出力은 增加한다.

그림8은 電熱式 熱風發生器를 이용하여 加熱 溫度를 一定하게 設定하였을 때 各 密封機構의 形式에 의한 膨脹空間의 作動가스溫度( $T_c$ )와 壓縮空間의 作動가스溫度( $T_h$ )와의 差( $T_c - T_h$ )를 나타낸 것이다.

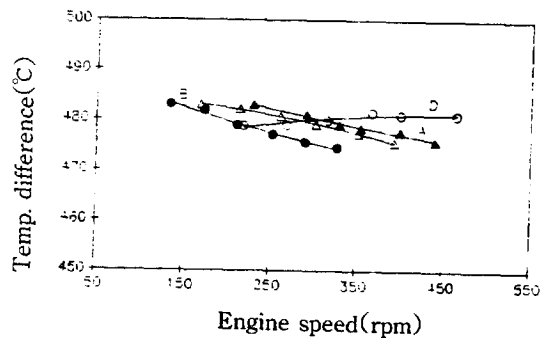


Fig. 8 Temperature difference in working fluid between expansion and compression space

그림에서와 같이 各 形式에 의한 作動가스 溫度差는 平均 480°C 程度로서 비슷하게 나타났다.

또한 作動가스의 溫度差는 機關 回轉數가 減少함에 따라 增加하는 傾向을 알 수 있다. 이는 加熱器와 冷却器의 溫度가 一定한데 反하여 機關 速度가 減少함에 따라 作動가스의 流動速度가 減少하므로 熱交換器와 作動가스 사이에 1 사이클당 傳熱量이 많아지기 때문인 것으로 생각된다. 한편 A, B, C-type에 비해 D-type은 機關 速度가 減少함에 따라 溫度差가 減少하는 傾向이 나타났다. 이는 기관을 정지시켜 놓은 상태에서 가열하여 作動가스가 고온 상태로 된후 운전을 하였으므로 熱交換器와 作動가스 사이에 傳熱이 불안정한 상태였기 때문인 것으로 생각된다.

그림9는 그림8의 作動가스 溫度差 狀態下에서 各 形式의 密封機構가 圖示出力에 미치는 影響을 나타낸 것이다. 出力은 測定한 系内の 壓力으로 부터 P-V線圖의 面積을 계산하여 求한 圖示出力 ( $W_i$ )를 사이클 중의 平均壓力 ( $P_{mean}$ )과 總行程體積( $V_p+V_s$ )으로 無次元化한 圖示出力 파라메타  $W_i/P_{mean}(V_p+V_s)$ 에 의해 나타낸 것이다. 여기서  $V_p$ 는 Power piston의 行程體積,  $V_s$ 는 Displacer의 行程體積을 나타낸다.

實驗條件으로서 再生器 Matrix材는 직경 0.085mm의 Steel-wire를 이용하였고 Displacer에 대한 Power piston의 位相遲延角이 90°, 作動가스의 壓力(Charge pressure)을 大氣壓으로 設定했을 경우의 결과이다.

그림에서와 같이 圖示出力은 D-type, B-type, A-type, C-type의 順으로 크게 나타났으며 D-

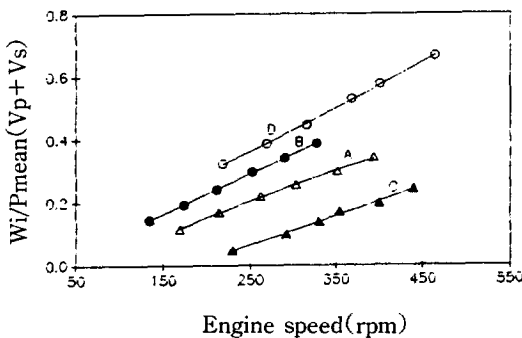


Fig. 9 Comparisons of indicated power parameter.

type은 B-type에 비해 1.6배 향상되었다. 이는 그림8에서와 같이 作動가스의 溫度差가 各 形式 모두 一定한데 反하여 그림 7에서 나타난 바와 같이 피스톤 Seal 부분에서의 作動가스 漏泄量이 D-type, B-type, A-type, C-type 의 順으로 작기 때문인 것으로 생각된다.

그림 10은 各 形式의 密封機構가 軸出力에 미치는 影響을 나타낸 것이다. 出力은 機關의 自立 運轉 狀態에서 段階的으로 負荷를 걸어, 出力軸의 토크를 測定하여 求한 軸出力 ( $W_o$ )를 사이클 중의 平均壓力 ( $P_{mean}$ )과 總行程體積 ( $V_p+V_s$ )으로 無次元化한 軸出力 파라메타  $W_o/P_{mean}(V_p+V_s)$ 에 의해 나타 낸 것이다. 實驗條件은 그림 9에서와 같다.

그림에서와 같이 軸出力은 D-type, B-type, A-type, C-type의 順으로 크게 나타났으며 D-type은 B-type에 비해 1.2배 향상되었다. 이는 그림4, 5,7에서 나타난 바와 같이 피스톤 Seal부분의 摩擦損失과 作動가스의 漏泄量이 D-type이 가장 작기 때문인 것으로 생각된다. 또한 B-type의 경우에는 그림 5,8에서와 같이 摩擦損失은 A,C-type보다 크지만 作動가스의 漏泄量이 A,C-type보다 작아서, 摩擦抵抗이 크므로 因한 損失動力의 증가보다 漏泄量의 抑制에 의한 損失動力의 減少效果가 더 크기 때문인 것으로 생각된다.

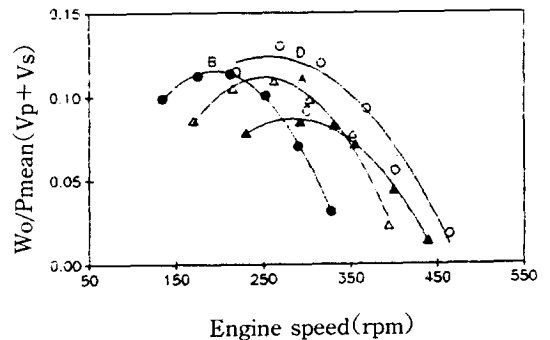


Fig. 10 Relation between net power and various types of piston seal mechanism.

## 5. 摘要

Stirling 機關의 피스톤 Seal부분에서의 摩擦抵抗을 減少시키고 동시에 작동가스의 漏泄量을 減少시켜서 機關出力을 增大시킬 目的으로 材質 및 密封 形式이 서로 다른 Piston ring식 密封機構와 金屬 Bellows를 이용한 密封機構를 試作해서 摩擦抵抗과 작동가스의 漏泄量을 調査하고, 이들 密封機構를 實驗 機關에 裝着해서 運轉試驗을 통해 각 密封機構의 性能을 檢討하였다. 그 結果 Bellows를 Power piston의 Actuator로 試作한 密封機構가 다른 Piston-ring式 密封機構에 비해, 피스톤링과 실린더벽 사이의 摩擦抵抗 및 작동가스의 漏泄量이 현저하게 減少하였으며, D-type은 B-type에 비해 圖示出力은 약 1.6배, 軸出力은 약 1.2배로 增加하였다.

## 6. 引用文獻

1. Bartolini, C. M. and F. Rispoli. 1988. Franchot-Bartolini Stirling Engine with Ross Linkage. Proc. of the 23rd IECEC : 151-156.
2. Carlqvist, S. G. and C. Schr der. 1988. Hermetically Sealed Stirling-Electric Generator Set. Proc. of the 23rd IECEC : 187-192.
3. Carlqvist, S. G., M. Darche and P. Ducroux. 1983. The ECA Indirectly Heated Stirling Engine. Proc. of the 18th IECEC : 844-849.
4. Corey, J. and J. Meacher. 1985. Advancements in Automotive Stirling Engine development. Proc. of the 20th IECEC : 3203-3211.
5. DeJong, A. K. 1979. A small Free-Piston Stirling Refrigerator. Proc. of the 14th IECEC : 1136-1141.
6. Martini, W. R. 1982. Whence Stirling Engine. Proc. of the 17th IECEC : 1669-1674.
7. Fryer, B. C. and J. h Smith. 1973. Design Contruction, and Testing of a New Valved Hot-Gas Engine. Proc. of the 8th IECEC : 174-181.
8. Isshiki, N. and S. Tsukahara. 1982. On Marine Stirling Engine Development in Japan. Proc. of the 17th IECEC : 1738-1742.
9. Okamoto, T., O. Kitani and T. H. Kim. 1987. Stirling Cycle Engine for Combustion Heat of Biomass. SPEY(25) : 159-166.
10. Short, M. G. 1982. Development of Stirling Engine Rod Seal. Proc. of the 17th IECEC : 1881-1884.
11. Short, M. G. 1983. The pumping Ring as a Stirling Enging Rod Seal. Proc. of the 18th IECEC : 809-881.
12. Terada, F. and T. Nakashi. 1985. Development of The 30 kW Class Small Size Stirling Engine. Proc. of the 20th IECEC : 3.372-3.377.
13. Toscano, W. M., R. Chandrasekhar and A. C. Harvey. 1981. Conceptual Design of 500 to 3000HP Stirling Engines for Stationary Power Generation. Proc. of the 16th IECEC : 1860-1865.
14. Walker, G. 1980. Stirling Engine. Clarendon Press, Oxford
15. White, M. A., R. P. Johnston and W. E. Carr. 1982. Fully Implantable Stirling Engine for Artificial Heart Power. Proc. of the 17th IECEC : 1778-1783.
16. William H. R. 1986. Mechanical Losses in Rolling Seals. Proc. of the 21st IECEC : 598-603.
17. White, M. A., S. G. Emigh and P. Riggle. 1987. Hermetic Bellows Seals for Stirling Engines. Proc. of the 22nd IECEC : 1841-1846.
18. 平田賢. 1975. エネルギーシステム(II)-エネルギーの有効利用-. 日本機械學會誌 78(683) : 865-873.
19. 古賀 忠. 1981. 最新のSeal技術. 日本機械學會誌 24(2) : 18-25.
20. 宮部英也. 1977. 船舶用 スターリング 機關の將來. 日船用機關誌 12(9) : 639-644.
21. 岡本 男, 木谷 收, 金泰漢. 1989. 바이오マス



を利用した小型スターリング機関について,  
日本農業機械學會誌 51(1):5-12.  
22. 岡本 男, 金泰漢, 木谷 收. 1990. バイオマス

を燃料とする農業用スターリング機関に 關  
する基礎的研究. 日本農業機械學會誌 52(4)  
:3-10.



### 學位取得



姓名: 金泰圭

生年月日: 1952年 2月 27日

取得學位名: 工學博士

學位授與大學: 慶尚大學校

學位取得年月日: 1992年 8月 29日

學位論文: 家畜 生體情報の 無線 遠隔測定 시스템 開發에 관한 基礎研究