

## 자유 피스톤 스텔링엔진/발전기의 설계 인자 연구

박성제<sup>1†</sup> · 홍용주<sup>1</sup> · 고준석<sup>1</sup> · 김효봉<sup>1</sup> · 염한길<sup>1</sup> · 인세환<sup>1</sup> · 강인수<sup>1</sup> · 이청수<sup>1</sup>

<sup>1</sup>한국기계연구원 극한기계부품연구본부

### A Study on the Design of the Free-Piston Stirling Engine/Alternator

SEONGJE PARK<sup>1†</sup>, YONGJU HONG<sup>1</sup>, JUNSEOK KO<sup>1</sup>, HYOBONG KIM<sup>1</sup>, HANKIL YEOM<sup>1</sup>,  
SEHWAN IN<sup>1</sup>, INSU KANG<sup>1</sup>, CHEONGSU LEE<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Grad. Department of Energy System, Korea Institute of Machinery & Materials  
104 Sinseongro, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea

**Abstract** >> This paper describes the continuing effort to develop a single acting free-piston Stirling engine/alternator combination for use of the household cogeneration. Free piston Stirling engines(FPSE) use variations of working gas pressure to drive mechanically unconstrained reciprocating elements. Stirling cycle free-piston engines are driven by the Stirling thermodynamic cycle which is characterized by an externally heated device containing working gas that is continuously re-used in a regenerative, reversible cycle. The ideal cycle is described by two isothermal process connected by two constant volume processes. Heat removed during the constant volume cooling process is internally transferred to the constant volume heating process by mutual use of a thermal storage medium called the regenerator. Since the ideal cycle is reversible, the ideal efficiency is that of Carnot. Free-piston Stirling engine is have no crank and rotating parts to generate lateral forces and require lubrication. The FPSE is typically comprised of two oscillating pistons contained in a common cylinder. The temperature difference across the displacer maintains the oscillations, and the FPSE operate at natural frequency of the mass-spring system. The power is generated from a linear alternator. The purpose of this paper is to describe the design process of the single acting free-piston Stirling engine/alternator. Electrical output of the single acting free-piston Stirling engine/alternator is about 0.95 kW.

**Key words** : Free-piston Stirling engine/alternator(자유 피스톤 스텔링엔진/발전기), Piston(피스톤), Displacer(변위기), Operating frequency(작동주파수), Heat exchanger(열교환기)

#### Nomenclature

T : Temperature, K  
 $\eta$  : Engine efficiency  
pv : Pressure-Volume work, W

#### Subscripts

H : High temperature region  
L : Low temperature region

#### 1. 서론

<sup>†</sup>Corresponding author : sjpark@kimm.re.kr

[ 접수일 : 2014.09.30 수정일 : 2014.11.17 게재확정일 : 2014.12.31 ]

Copyright © 2014 KHNES

스털링엔진은 피스톤과 실린더로 이루어진 공간

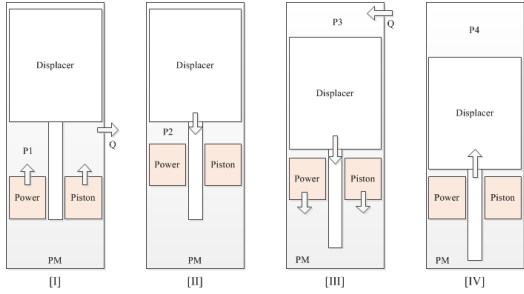


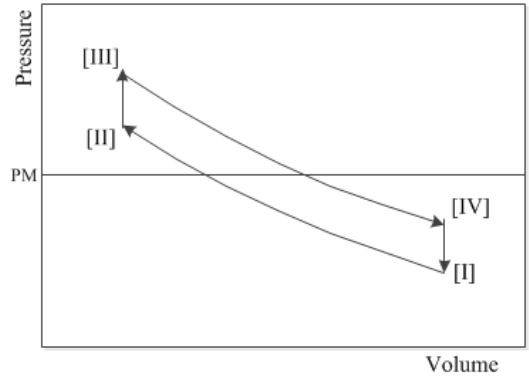
Fig. 1 Operating concept of the Stirling engine cycle

내에 헬륨, 수소 등의 작동가스를 밀봉하고, 이를 외부에서 가열, 냉각시킴으로써 발생하는 피스톤의 운동을 통해 기계적인 에너지를 얻는 외연기관이다. 스텔링엔진은 가스/액체/고체 연료를 모두 사용할 수 있으며, 연소조건 최적화 및 제어를 통해 청정한 연소가 가능하고, 배기열손실이 없고 재생기에 의한 열회수로 인해 원리적으로 가장 높은 열효율을 달성할 수 있다. 또한 왕복동방식의 내연기관에 비해 소음과 진동이 현저하게 작아 실내 설치조건에도 적합하여 소형 가정용 열병합 발전시스템의 동력원으로 적합한 것으로 평가받고 있다<sup>1)</sup>.

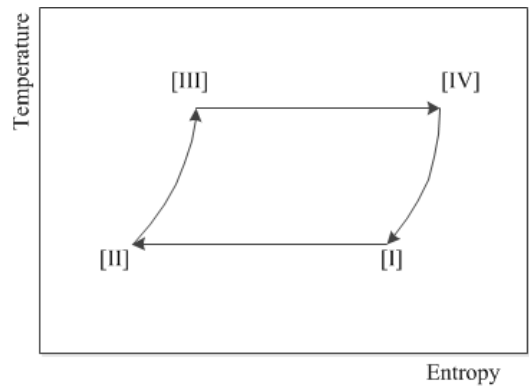
특히 Free-piston stirling engine(FPSE)은 축력과 윤활을 필요로 하는 기계적인 구동기구인 크랭크와 회전체가 없어서 고수명의 장점을 가지고 있다. FPSE는 하나의 실린더에 왕복 피스톤, 왕복 변위기와 선형발전기로 구성된다. 왕복변위기를 가로질러 온도차를 유지하고 질량-스프링 시스템에 의해 공진주파수로 작동한다<sup>2,3)</sup>.

스텔링엔진의 효율은 고온부의 작동온도, 작동압력에 따라 변화하며, 고온의 경우 고온특성이 양호한 소재의 도입이 불가피하여 적절한 온도의 선택이 요구되며, 고압의 경우 압력용기 설계의 부담으로 작용하기 때문에 적절한 범위의 작동압력으로의 설계가 요구된다<sup>4,5)</sup>.

스텔링사이클에 기반을 둔 스텔링엔진은 피스톤의 운동을 기준으로 압축 및 팽창과정과 2개의 등적과정으로 구성된다. Fig. 1은 스텔링엔진의 구동개념



(a) p-v diagram



(b) T-S diagram

Fig. 2 Thermodynamic diagram of the Stirling engine cycle

도, Fig. 2는 이때의 열역학적 상태를 나타낸다. 스텔링엔진의 구동은 Fig. 1의 상태 [I], [II], [III], [IV]의 연속적인 반복과정으로 구성되며, [I]은 작동가스가 변위기와 동력피스톤사이의 공간에서 상대적으로 차가운 상태를 유지하는 상태이다. [I]에서 [II]는 동력 피스톤에 의한 압축과정, [II]에서 [III]의 과정은 변위기의 운동에 의해 압축공간에서 압축된 가스가 변위기 상부의 팽창공간으로 이동하는 과정이다.

[III]에서 [IV]의 과정은 변위기와 동력피스톤이 동시에 이동하면서 가스의 급격한 팽창이 발생하는 과정으로 이때 변위기 상부의 공간으로의 열이 흡수되게 된다. [IV]에서 [I]의 과정은 변위기의 이동에 의해 가스가 팽창공간에서 압축공간으로 이동하는 과정이다<sup>6)</sup>.

따라서 이상적인 스텔링엔진에서 효율은 열교환

을 하는 두 개의 열원의 온도로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta = \frac{\text{Work output}}{\text{Heat input}} = \frac{T_H - T_L}{T_H} \quad (1)$$

본 논문에서는 자유피스톤 스텔링엔진/발전기의 등온해석(Schmidt 해석<sup>7)</sup>)을 통한 기본설계와 SAGE 상용프로그램을 통한 상세설계를 수행하여 스텔링엔진/발전기의 주요 설계인자에 의한 성능특성에 대해 서술하고자 한다.

## 2. 등온 해석 및 기본 설계

### 2.1 스텔링엔진 해석 모델

등온해석 및 기본설계용 자유피스톤 스텔링엔진/발전기의 구조로 Fig. 3과 같이 기계적 구조가 상대적으로 단순하고, 효율 및 내구성 측면에서 우수한 베타형 FPSE 방식 및 moving magnet 방식의 선형발전기 구조를 선정하였다.

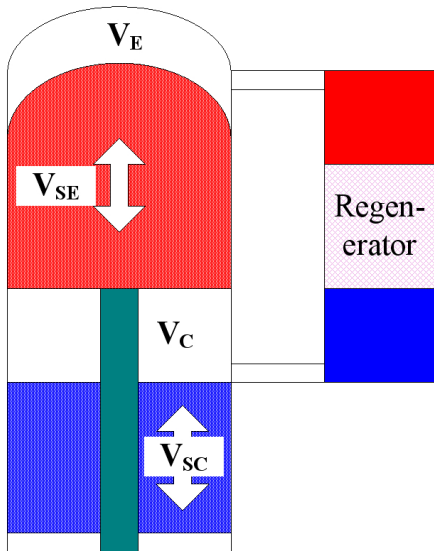


Fig. 3 Design model of the Stirling engine

스텔링엔진의 기본구조는 동력피스톤, 변위기, 재생열교환기, 고/저온 열교환기, 피스톤과 실린더에 의해 형성되는 압축공간, 팽창공간으로 구성된다.

스텔링엔진/발전기의 기본설계를 위해서는 스텔링엔진의 성능특성에 대한 분석이 요구되며, 이를 위해 해석이 용이한 Schmidt 해석에 기반을 둔 등온해석을 통해 1 kW급 스텔링엔진의 기본설계 사양을 결정하였다. 등온해석에서는 이상적인 열교환기에서 발생하는 압력손실을 고려치 않고, 열교환기는 이상적인 열전달특성을 가지는 것으로 가정하여 해석을 수행한다. 따라서 등온해석을 통해서엔 엔진의 구체적인 형상이 성능에 미치는 영향을 해석에 반영할 수 없는 단점이 있다. 반면 행정체적 등의 기본적인 엔진의 사양을 결정하기 위해서는 등온해석의 수행이 불가피하다.

### 2.2 스텔링엔진 등온해석 결과 및 기본설계

해석은 기존의 1 kW급 스텔링엔진의 사양을 고려하여 50 Hz의 운전주파수, 사이클 평균압력 30 Bar에 대해 수행하였으며, Fig. 4는 압축공간의 행정체적 114 cc, 팽창공간의 행정체적 137 cc에 대한 pv 일을 나타낸다. 이때 팽창공간 및 압축공간의 온도는 470°C 및 120°C이다. 해석결과는 pv 입력 2.49 kW에

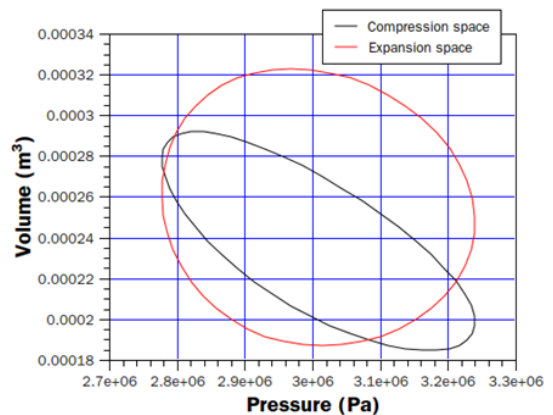


Fig. 4 P-V diagram of the compression and expansion space

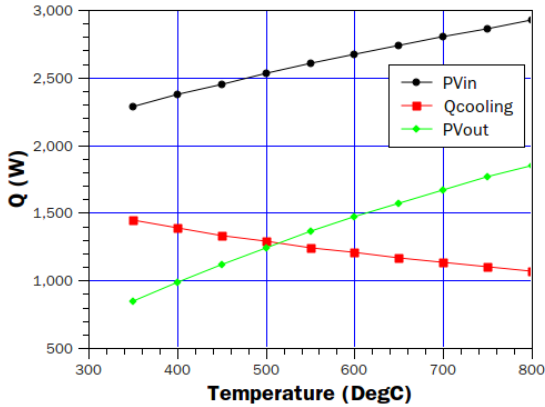


Fig. 5 Effects of the temperature of the expansion space on the input and output of pv work

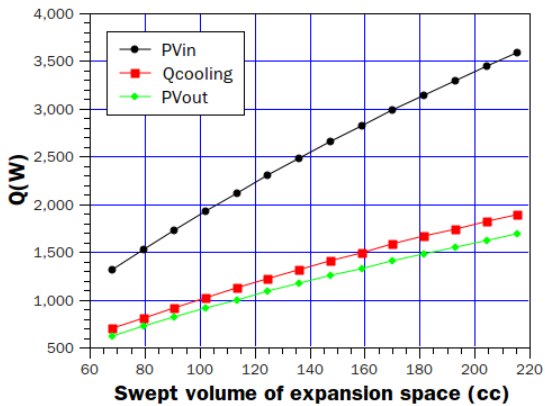


Fig. 6 Effects of swept volume of the expansion space on the input and output of pv work

대해 열교환기를 통한 방열이 1.32 kW, pv 출력 1.17 kW로 나타났다.

Fig. 5는 팽창공간의 온도 변화에 따른 입출력 특성의 변화를 나타낸다. 팽창공간의 온도상승은 입력일의 증가보다 출력일이 큰 증가를 보여 엔진효율이 증가한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 팽창공간의 행정체적 변화에 따른 엔진의 입출력 특성의 변화를 나타낸다. 팽창공간의 행정체적의 증가는 입력일의 증가에 비해 작은 출력일의 증가가 발생하여, 엔진 효율이 감소함을 알 수 있다.

Table 1은 등온해석을 통해 구한 1 kW급 자유피스톤 스텔링엔진의 기본설계 결과를 나타내고 있다.

Table 1 The results of the primary design for the Stirling engine

Item		Value	
Operating frequency (Hz)		50	
Mean pressure (bar)		30	
Phase angle diff. (°)		50	
Expansion space	Temperature (°C)	470	
	Diameter / Stroke (mm)	85 / 20	
	Swept Volume (mm <sup>3</sup> )	136.2	
	pv Work (W)	2484.2	
Compression space (Power piston)	Temperature (°C)	120	
	Diameter / Stroke (mm)	85 / 24	
	Swept Volume (mm <sup>3</sup> )	113.5	
	pv Work (W)	1169.9	
Regenerator	Outer / Inner diameter / Length (mm)	120 / 90 / 80	
	Mesh no / Wire diameter (mm)	400 / 25	
	Void volume (mm <sup>3</sup> )	273.4	
Heat exchanger	Hot	OD / ID (mm)	120 / 90
		Length (mm)	50
	Cold	OD / ID (mm)	120 / 90
		Length (mm)	50

### 3. 상세 설계

#### 3.1 스텔링엔진 상세설계 모델

등온해석의 결과를 보완하고 엔진의 각 구성품이 미치는 영향을 상세하게 검토하기 위해 상용 스텔링 사이클기 해석프로그램인 SAGE를 사용하여 상세 해석을 수행하였다.

SAGE 프로그램을 활용한 자유피스톤 스텔링엔진 사이클의 해석은 스텔링엔진의 압축피스톤, 변위기 및 각각의 체적, 열교환기, 재생기 등에 대한 압력강하 및 열전달 특성을 고려하였고, 재생기 재생물질 형태 및 공극율(porosity)에 대한 상세 열전달 특성을 고려하여 해석하였다.

### 3.2 스텔링엔진 상세설계 결과 및 고찰

Fig. 7은 SAGE 프로그램을 통한 엔진의 압축공간 및 팽창공간의 pv 선도를 나타낸다. 해석은 Fig. 4에 서와 같이 등온해석조건과 동일한 조건을 사용하였 으나, 상세설계를 위해 피스톤과 실린더, 왕복기와 실린더 사이의 간극을 현실화하여 해석하였다.

스텔링엔진에 대한 SAGE 해석 결과, 운전주파수 50 Hz에서 열입력(입력일)은 5.73 kW, 열교환기를 통한 방출은 4.52 kW, 출력일은 약 1.21 kW로 나타 나, 등온해석의 결과와 비교할 때 입력일이 크게 증

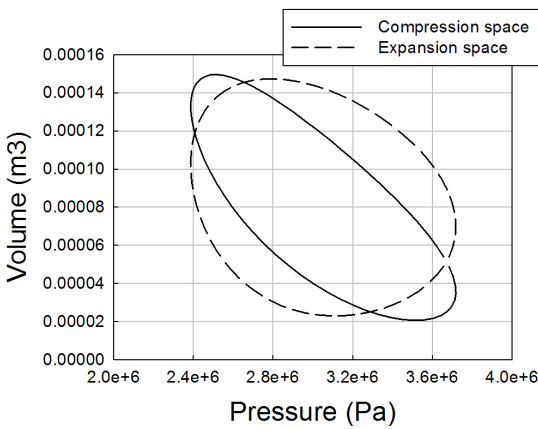


Fig. 7 P-V diagram of the compression and expansion space (SAGE program)

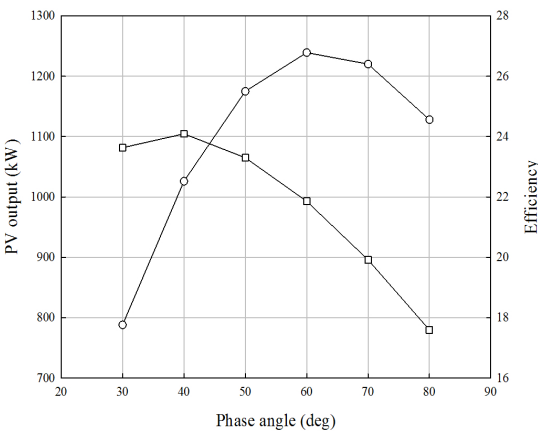


Fig. 8 The effect of phase angle for the Stirling engine performance and pv output

가하였다. 이와 같은 해석결과를 유사한 사양의 기존 FPSE의 특성과 비교하면, 등온해석의 결과는 열교환 기 및 재생기의 열전달 특성을 고려하고 있지 않아 과도하게 높은 효율을 예측하고, Fig. 7의 해석결과 는 비교적 타당한 것으로 판단된다.

자유피스톤 스텔링엔진에서 동력피스톤 및 변위 기의 운동은 압축공간을 제한하는 두 요소로 적절한 위상차를 통해 충돌을 방지하면서 충분한 압력 진폭 을 형성하여야 한다. Fig. 8은 두 개의 피스톤의 위상 차에 대한 해석결과를 나타낸다. 해석결과 엔진의 출 력과 효율을 고려하여 동력피스톤을 기준으로 변위 기의 위상각을 50도로 선정하였다.

FPSE의 재생기는 일반적으로 스텔링냉동기에 비 해 높은 공극률의 재생물질을 사용하는 것으로 알려 져 있다. 스텔링엔진의 경우 높은 공극률의 재생물질 을 위해 주로 소결된 random wire mesh를 많이 사용 하고 있다.

Fig. 9는 random wire mesh를 사용하는 재생기의 특성(공극율)의 변화에 따른 출력일 및 열입력의 변 화를 나타낸다. 공극률의 변화에 따라 열입력은 다소 의 변화만이 발생하나, 출력일은 공극률 0.7 이하에 서는 생성이 불가능함을 예측하고 있다. 또한 출력일

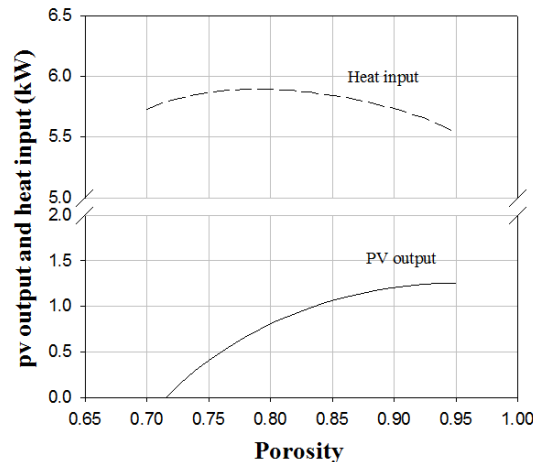


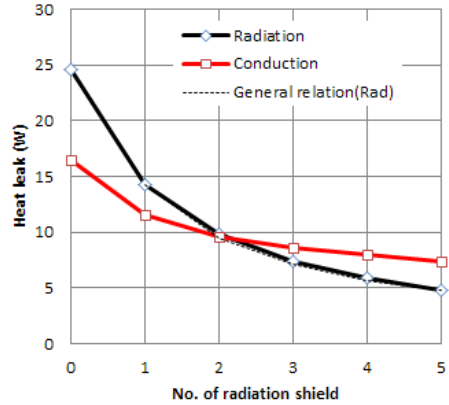
Fig. 9 pv work of the Stirling engine with the porosity of the regenerator

**Table 2** The results of the detail design for the Stirling engine

Item		Engine (I) - Tube type HX	Engine (II) - Fin type HX	Unit
Net pv output		1250	1200	W
Heat input		4371	3981	W
Heat rejection		3121	2781	W
Efficiency (pv)		28.6	30.1	%
Power piston	Piston diameter	85	85	mm
	Stroke / 2	12	10	mm
	Mass	4	2.5	kg
Displacer	Piston diameter	112	85	mm
	Stroke / 2	7.3	10.2	mm
	Phase angle	50	50	Deg.
	Mass	1.25	1.25	kg
	Flexure stiffness	249	126.1	kN/m
	Resonance freq.	71.0	50.5	Hz
Regenerator	Rod diameter	25.6	22.6	mm
	Type	Random Fiber	Random Fiber	
	Porosity	0.92	0.87	
	Fiber diameter	25	25	μm
	Outer diameter	148	127	mm
	Inner diameter	113	90	mm
Length of regen.		50	50	mm

의 최대화를 위해서는 0.9 이상의 공극율이 요구됨을 알 수 있다. 공극률 0.9 이상의 영역에서는 열입력이 다소 감소하기 때문에 엔진의 효율의 향상을 도모할 수 있는 것으로 나타났으며, 목표 출력을 만족하는 공극률 범위는 약 0.85 이상으로 나타났다.

자유피스톤 스텔링엔진에서 재생열교환기 뿐만 아니라 고온 및 저온열교환기의 열전달 특성 역시 엔진의 성능에 큰 영향을 미치는 인자이다. 수 kW급 스텔링엔진에서 고온 및 저온열교환기의 형태는 shell & tube 방식의 열교환기가 많이 사용되어 지고 있다. 열교환기 tube를 제작하기 위해서는 브레이징 공정이 요구되며, 열교환 효율을 향상시키기 위해서는 얇은 두께의 tube를 사용하여야 한다. 한편 소형 스텔링 엔진에서는 핀형 열교환기도 많이 사용되어



**Fig. 10** Heat loss of number of the radiation shield in the displacer

진다. 핀형 열교환기는 tube에 비해 제작이 용이하여 대량생산 공정에 더 적합한 것으로 평가된다.

본 연구에서는 열교환기의 형태가 스텔링엔진의 성능에 미치는 영향을 파악하기 위하여 tube 형태와 Fin 형태의 2가지 형태의 열교환기에 대해 해석을 수행하였다.




Table 2는 2가지 형태의 열교환기에 대한 해석결과를 나타낸다. 해석결과 tube형 열교환기와 fin형 열교환기 두 형태 모두 1kW급 스텔링엔진/발전기로 적합한 엔진출력을 나타내었으나, 튜브형 열교환기를 사용한 경우 사용적(dead volume)이 증가하여 핀형 열교환기보다 엔진효율이 더 낮은 결과를 보여 핀형 열교환기를 사용한 Engine (II)를 최종 자유피스톤 스텔링엔진/발전기의 사양으로 확정하였다. 이때 제작의 용이성을 위해 동력피스톤과 변위기의 직경을 동일하게 선정하였다.

### 3.3 변위기와 플렉서 베어링(Flexure bearing)

변위기는 팽창공간과 압축공간을 구분하고 있으며, 고온의 팽창공간으로 부터 저온의 압축공간으로의 열유입은 엔진 출력의 감소요인으로 작용하게 된다. 따라서 이를 최소화하여야 하며, 이를 위해 변위기 내부에 복사시드를 적용하였다. Fig. 10은 변위기 내부의



**Table 3** The shapes of the flexure bearings

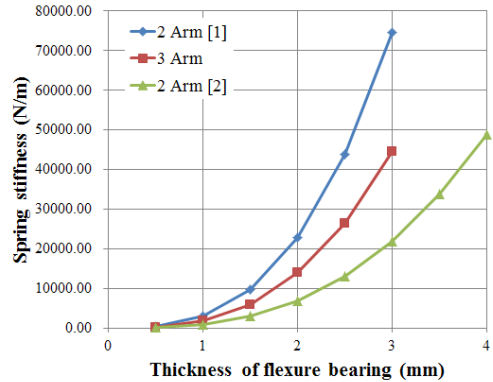
	2 Arm type [1]	3 Arm type	2 Arm type [2]
Shape			

복사설드의 설치개수에 따른 열침입량을 나타내고 있다. 이 때 변위기 고온부 및 저온부의 온도는 각각 525 °C 및 30°C이었으며, 변위기의 직경은 85 mm이고, 복사설드는 변위기 위쪽에서 60 mm 위치에서부터 10 mm 간격으로 설치하였다, 해석을 통해 구한 열침입은 복사설드가 없는 변위기의 경우 61.1 W(변위기 고체벽을 통한 전도 20 W), 4개의 경우 33.9 W, 5개의 경우 32.1 W로 50%에 가까운 열침입이 감소하는 것으로 나타나, 구조적인 측면에서 허용하는 최대 수의 복사설드를 설치하는 것으로 결정하였다.

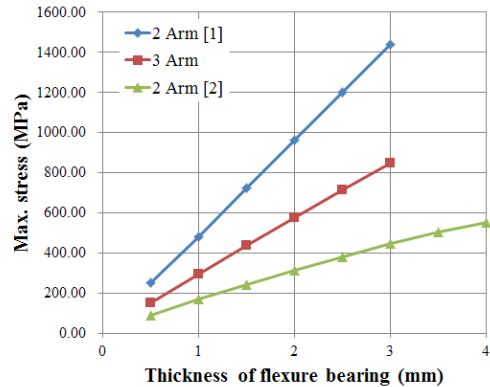
공진조건에 운전되는 FPSE는 구동부를 지지하는 베어링이 요구된다. 일반적으로 FPSE에서 베어링은 축방향으로는 요구하는 강성을 지니고 피스톤과 실린더의 비접촉환경을 확보하기 위해 반경으로는 매우 큰 강성을 지니는 플렉서 베어링이 사용되어 진다.

Table 3은 3가지 종류의 플렉서 베어링에 대한 형상을 나타낸다. Table 3의 플렉서 베어링에서 설계 사양을 만족하기 위해서는 각각의 형상에 대해 두께에 따른 강성을 구하여야 한다. 본 연구에서는 이를 위해 FEM 해석을 수행하였으며, Fig. 11 및 Fig. 12는 3가지 형상에 대한 강성 및 최대응력 해석결과를 나타내고 있다. 3가지 형상 모두 베어링의 두께가 증가하면서 강성은 급격하게 증가하는 특성을 나타내었으며, 발생하는 최대응력은 2 Arm type [2] 가 가장 작은 것으로 나타났다. 이때 해석은 변위기의 최대변위를 고려하여 변위 12 mm인 경우에 대해 수행하였다.

해석결과 베어링의 두께가 증가할 수록 발생하는 최대응력의 값이 증가하기 때문에 1개의 두꺼운 베어링을 적용하는 것은 불가능하다. 따라서 적절한 강



**Fig. 11** Flexure bearing stiffness with the thickness



**Fig. 12** Maximum stress of the flexure bearing stiffness with the thickness

성을 가지는 베어링을 여러장 적층하여 사용하는 것이 최적으로 판단된다. 설계사양을 만족하기 위해서는 3 Arm의 경우 약 2.5 mm 두께의 베어링 4장 또는 3 mm 두께의 베어링 3장의 조합, 2 Arm [2]의 경우 3.5 mm 부근 두께의 베어링의 조합이 적절한 것으로 판단된다.

### 4. 결 론

자유피스톤 스텔링엔진/발전기의 설계인자를 정확히 판단하기 위하여 등온해석을 통한 기본설계와 SAGE 상용프로그램을 통한 상세설계를 수행하여 자유피스톤 스텔링엔진/발전기의 주요 설계인자에

의한 성능특성에 대해 서술하였고, 스텔링엔진/발전기의 핵심부품인 변위기와 플렉서 베어링의 설계방향을 검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) Schmidt 해석을 통한 기본설계 결과 50 Hz의 운전주파수, 사이클 평균압력 30 bar, 팽창공간 및 압축공간의 온도는 470°C 및 120°C일 때, pv 입력이 2.49 kW, 열교환기를 통한 방열이 1.32 kW, pv 출력은 1.17 kW로 나타났다.
- 2) 그리고 팽창공간의 온도상승은 입력일의 증가보다 출력일이 큰 증가를 보여 엔진효율이 증가한다는 것을 알 수 있으며, 팽창공간의 행정체적의 증가는 입력일의 증가에 비해 작은 출력일의 증가가 발생하여, 엔진 효율이 감소함을 알 수 있다.
- 3) SAGE 프로그램을 통한 상세설계 결과, 운전주파수 50 Hz에서 열입력(입력일)은 5.73 kW, 열교환기를 통한 방출은 4.52 kW, 출력일은 약 1.21 kW로 나타나, 등온해석의 결과와 비교할 때 입력일이 증가하였다.
- 4) 또한 두 개의 피스톤 위상차가 증가함에 따라 pv 일은 감소하는 경향을 보이고, 엔진 효율은 증가하다가 감소하는 경향을 보여 동력피스톤과 변위기의 위상차를 50도로 선정하였다.
- 5) Random wire 재생기의 공극률에 따른 열입력은 공극률이 0.9 이상에서는 다소 감소하는 경향을 보이고, 엔진 효율은 증가하는 경향을 보여 설계 공극률은 약 0.85 이상으로 하였다.
- 6) 스텔링엔진/발전기의 내부 열교환기는 튜브형과 핀형태 모두 1 kW의 출력을 보이지만, 핀 형태의 열교환기의 경우 사용적이 감소하여 더 높은 엔진효율을 나타내었다.
- 7) 변위기의 복사열손실을 감소시키기 위하여 변위기 내부에 복사설드를 설치하여 복사열손실을 감소시킬 수 있으며, 복사설드의 수가 3개 이상에서는 복사열손실의 감소가 둔화되어 약 5개의 복사

설드를 설치하였다.

- 8) 플렉서 베어링의 형상과 두께에 따른 강성과 응력을 FEM을 통해 해석하였으며, 2 arm type이 적합하였고, 약 3.5 mm 부근 두께의 베어링을 여러 장 조합하는 것이 적절한 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부 전략기술개발사업의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

## References

1. W. Graham, "Stirling Engines", Oxford University Press, 1980.
2. N. W. Lane and W. T. Beale, "Free-piston Stirling Design Feature", presented at the 8th Int. Stirling Engine Conference, May 27-30, Univ. of Ancona, Italy, 1997.
3. H. W. Brandhorst and P. A. Chapman Jr., "New 5 kW free-piston Stirling space convertor developments", Gedeon Associates, Athens, OH, 2009.
4. J. G. Wood and N. Lane, "Advanced 35 W Free-Piston Stirling Engine for Space Power Applications", AIP Conference Proceedings, USA, 2003, pp.1-6.
5. G. Wood, K. Wylson and A. Buffalino, "Continued Development of the Advanced Stirling Converter", American Institute of Aeronautics and Astronautics.
6. J. Majeski, "Stirling Engine Assessment", EPRI, Oalo Alto, CA, 2002.
7. W. R. Martini, "Stirling Engine Design Manual", National Aeronautics and Space Administration, 1983.
8. D. Gedeon, "Sage User's Guide", Gedeon Associates, Athens, OH, 2009.
9. I. Urieli and D. M. Berchowitz, "Stirling Cycle Engine Analysis", Adam Hilger Ltd., Bristol, 1984.