

프리 피스톤 스텔링 엔진의 유체 부하에 따른 동적 특성 및 성능 측정 실험

김동준* · 허 승* · 심규호*†

Dynamic Characteristics and Performance Measurement of A Free-Piston Stirling Engine with Fluid load

Dong-Jun Kim*, Seung Heo*, Kyuho Sim*†

Key Words : Free-piston Stirling engine(프리 피스톤 스텔링 엔진), Fluid load(유체 부하), Dynamic behavior(동적 거동), Performance test(성능 실험)

ABSTRACT

The free-piston Stirling engine (FPSE) is a heat engine that eliminates the mechanical link of the classical Stirling engine and composes a vibrational system by connecting springs to each piston. The FPSE has a large variation in performance, depending on operating conditions such as load damping because the amplitude and phase angle between the displacer and power piston are variable, unlike with the classical Stirling engine. The performance characteristics including variation in load damping are important in the design of linear alternators that are connected to the FPSE. Therefore, this paper presents dynamic behaviors and performance characteristics through external load tests of an FPSE connected with a variable external load dashpot. External load tests were conducted by the changing external load of the dashpot at constant heater temperature. The experimental results show that the piston amplitudes were significantly influenced by the load damping variation, resulting as the most important design specification for the linear alternator. In addition, an experimental method to determine the optimum design specification for the linear alternator is proposed by measuring the load damping, PP amplitude, and damping force that generates the maximum shaft power through load tests.

1. 서 론

현대 사회에서 화석 연료의 과도한 사용은 에너지 고갈 및 환경 오염 등과 같은 많은 문제를 낳고 있다. 이를 해결하기 위해 청정 신재생 에너지 개발과 에너지 시스템의 효율 향상 연구에 대한 관심이 집중되고 있다. 그중 스텔링 엔진(Stirling engines)은 가정이나 산업에서 발생하는 폐열을 회수하여 전기를 생산함으로써 에너지 시스템의 전체 효율을 향상시키는 장치로 주목받고 있다.

스텔링 엔진은 외부에서 공급받은 열을 이용해 닫힌 공간 안의 수소, 헬륨 등의 가볍고 열전도도가 큰 작동 기체가 서로 다른 온도에서 디스플레이서(Displacer, DP)와 파워 피스톤(Power piston, PP)에 의해 압축·팽창하여 열에너지를 기계동력으로 변환하는 외연기관이다. 외연기관이므로 다양

한 형태의 열원을 사용할 수 있고, 작동시 정속성, 높은 열효율을 장점으로 한다. 따라서 스텔링 엔진은 소형 열병합 발전, 내연기관 배기 폐열 회수, 태양열/지열 등과 같은 신재생 열에너지 등 다양한 적용분야가 있다⁽¹⁾.

스텔링 엔진은 일반적으로 실린더와 피스톤 간 배열, 두 피스톤 간의 배열에 따라 알파, 베타, 감마형으로 나뉜다. 알파형은 2 개의 실린더에 고온부와 저온부 실린더가 분리되어 있다. 베타형과 감마형은 고온부와 저온부 실린더가 분리되어 있지 않다. 베타형은 동일 실린더 안에 두 피스톤이 동일 축 선상에 위치해 콤팩트하고 단순한 구조를 가진다. 감마형은 두 피스톤이 동일 축 선상에 위치하지 않는다. 이 중 베타형은 단순한 구조로 소형화에 유리하여 상용엔진의 형태로 가장 많이 채택되어 사용된다⁽²⁾.

기존의 스텔링 엔진은 피스톤의 왕복운동의 회전운동 변

* 서울과학기술대학교(Seoul National University of Science and Technology)

† 교신저자, E-mail : khsim@seoultech.ac.kr

환을 위한 커넥팅 로드, 플라이휠과 같은 기구부가 존재해 각 피스톤의 진폭과 위상차를 정확히 조절할 수 있는 장점이 있다. 하지만 기구부로 인해 중량이 크고, 큰 축력의 발생으로 인하여 마찰손실이 발생하는 문제점이 있다. 이러한 단점을 보완하기 위해서 1960년대 Beale에 의해 프리 피스톤 스텔링 엔진(Free-piston Stirling engine, FPSE)이 제안되었다⁽³⁾. FPSE는 기존 스텔링 엔진의 연결 기구부를 제거하고, 각각의 피스톤에 스프링을 연결하여 진동 시스템을 구성한 엔진이다. 또한 FPSE는 두 피스톤이 연결 기구부를 통해 직접 연결되어 작동하는 것이 아니라 엔진 내부의 작동 기체 압력에 의해 간접적으로 연성되어 작동한다. 그러므로 두 피스톤 진폭과 피스톤 간 위상각이 기구형 스텔링 엔진과는 다르게 가변적이기 때문에 작동기체, 온도, 압력, 부하 등과 같은 작동 조건에 따른 동역학적 성능 변화가 크다. FPSE에 대한 작동 조건 변화에 따른 기존 연구들은 아래와 같이 진행되었다.

Berchowitz 등⁽⁴⁾은 헬륨이 아닌 공기를 작동 기체로 사용하는 3 kW 급 FPSE를 개발하면서 작동 기체 변화에 따른 성능 특성에 관한 연구를 하였다. 공기와 헬륨 두 기체를 적용했으며 충전 압력, 주파수 변화에 따른 출력 변화를 분석하였다.

고준석 등⁽⁵⁾은 자체 개발한 FPSE에 공급되는 연료가스 유량 및 엔진 내부 평균 압력 변화에 따른 운전 특성에 관한 연구를 하였다. 연료가스 유량이 증가할 때 열공급이 증가함으로써 피스톤 진폭과 출력이 상승하고, 엔진 내부 평균 압력은 피스톤의 공진 조건에 가깝게 맞춰줄 때 출력이 증가한다는 것을 밝혔다.

최재준 등⁽⁶⁾은 영국 Microgen 사의 FPSE를 이용하여 선형 발전기 부하 변화에 따른 효율 특성에 관한 연구를 하였다. 연구의 결과로 전기 부하가 증가함에 따라 전기 효율은 증가하지만, 열효율과 종합효율은 감소하는 것을 밝혔다.

위와 같이 기존 연구들은 주로 부하, 압력, 작동 기체 등과 같은 작동 조건 변화에 따른 성능 결과를 제시하고 분석하였지만, FPSE의 주파수, 피스톤 진폭, 위상각 등의 동적 거동 변화가 어떻게 성능 변화를 유발하는지는 제시하지 않았다.

동적 거동에 따른 성능 변화 특성은 FPSE와 연계되어 기계동력을 전력으로 변환하는 선형 발전기의 설계 및 운용에 중요하다. 선형 발전기는 FPSE에 부하로써 작용하며 설계 사양으로 주파수, 진폭, 기계적 하중 등이 있는데, 이를 결정하고 최적화하는데 있어 부하 변화에 따른 FPSE의 동적 거동 특성 분석이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 FPSE의 부하에 따른 일반적인 동적 거동 및 성능 변화 특성을 규명한다. 이를 통해 FPSE와 연계되는 발전기의 최적 설계 사양을 결정하는 방법을 제시한다. 소속 기관에서 개발한 FPSE에는 선형 발전기를 모사

한 가변 부하 감쇠기(Dashpot)를 연결하여 부하 변화에 따른 실험을 수행하고 결과를 분석하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 스텔링 엔진

Fig. 1은 본 기관에서 개발한 실험 스텔링 엔진의 단면도를 보여준다. 팽창 공간과 압축 공간이 같은 실린더에 존재하는 베타(β)형 프리 피스톤 타입이다. 내부 열교환기와 재생기가 엔진의 동적 거동 특성에 미치는 영향은 매우 작으므로⁽⁷⁾ 실험 엔진은 내부 열교환기와 재생기가 없는 단순한 형태로 개발하였다.

FPSE는 크게 가열기, 냉각기, 디스플레이서(Displacer piston, DP), 파워피스톤(Power piston, PP), 피스톤에 연결된 스프링으로 구성된다. 가열기는 실린더 상단에 위치해 팽창 공간(Expansion space)을 가열하고, 냉각기는 실린더 하단에 위치해 압축 공간(Compression space)을 냉각한다. DP는 팽창 공간과 압축 공간 사이에 위치하면서 작동 기체를 왕래시킴으로써 작동기체를 가열/냉각한다. 실린더와 DP는 고온의 열원에 직접적으로 노출되는 부분이기 때문에 내열성 금속(SKD61)으로 제작하였고, DP는 질량 감소를 위해 내부가 빈 형태이다. 파워 피스톤은 대시포트와 같은 외부 부하에 직접 연결되고, 작동기체의 팽창/압축에 의해 상하 선형운동을 하며 동력을 발생시킨다. DP 스프링은 PP를 관통하는 DP 연결봉에 연결되고, PP 스프링은 PP 바로 하단에서 연결되어 피스톤을 지지한다. 또한 스프링은 두 피스톤 스프링 모두 5,900 N/m의 강성을 가진다. 대시포트는 실린더, 홀이 뚫린 디스크와 연결봉으로 구성되고, DP 스프링 하단에 위치한다. PP-대시포트 어댑터는 중간 DP 스프링을 우회하여 PP와 대시포트를 연결한다. Table 1은 실험 FPSE의 주요 설계 파라미터이다.

2.2 실험 장치 구성 및 방법

Fig. 2는 FPSE의 발전 성능 실험 장치와 대시포트, 엔진-대시포트 연결부를 보여준다. Fig. 2(a)의 실험 장치는 FPSE, 히터, 냉각수 공급 장치, 각종 센서들로 구성된다. 히터는 전류 조절 타입으로 세라믹 단열 방식을 적용하였다. 냉각수 공급 장치는 실린더 외벽에 워터 재킷(Water jacket)을 부착하여 수도를 통해 냉각수를 공급·순환하여 엔진의 압축 공간을 냉각시킨다. 센서는 열전대, 압력센서, 레이저 변위센서, 유량계를 사용하고 엔진 각 부분(히터내부, 팽창 공간, 압축 공간, 냉각수 입·출구)의 온도를 측정하는 5개의 열전대(K-type), 엔진 내부의 압력 변화를 측정하는 압력센서(PSHJ0010MGIG, Sensys), 두 피스톤의 변위를 측정하는 2개의 레이저 변위센서(CD22-100VM12, Optex), 감쇠력을 측정하기 위한 로드셀(CSBA-50L, Curiotec), 냉각수 입구

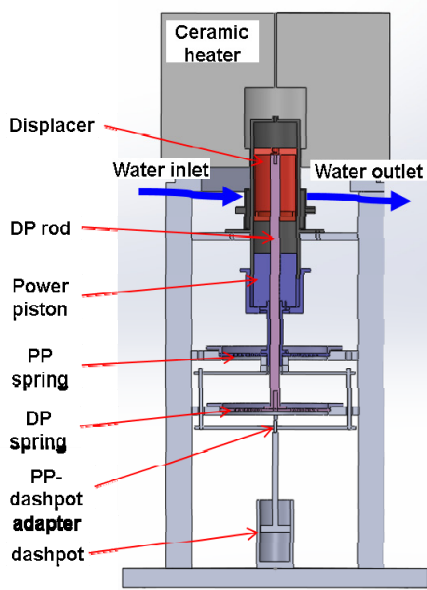


Fig. 1 Schematic configuration of experimental test rig for test FPSE

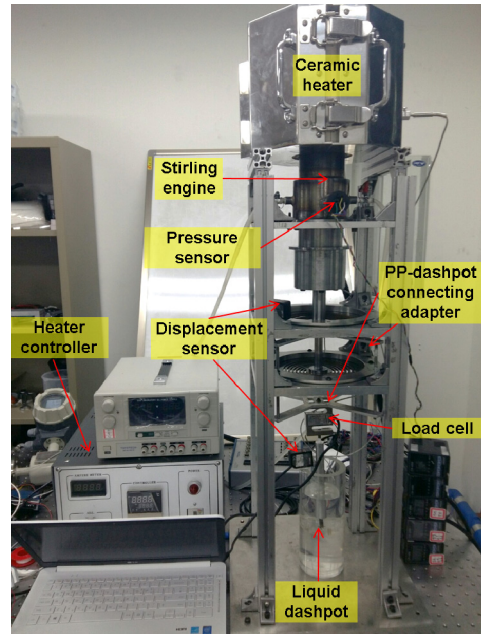
Table 1 Properties and geometries of test FPSE

Parameters	Values
Mass of PP (kg)	4.3
Mass of DP (kg)	1.6
Stiffness of PP spring (N/m)	5,900
Stiffness of DP spring (N/m)	
Crosscut area of PP and DP, A (cm ²)	38.48
Crosscut area of DP rod, Ar (cm ²)	2.01
Length of PP (mm)	90
Length of DP (mm)	110
Diameter of PP and DP (mm)	70
Expansion space clearance (mm)	20
Compression space clearance (mm)	45
Expansion space at static position, VE0 (cm ³)	77.9
Compression space at static position, VC0 (cm ³)	164

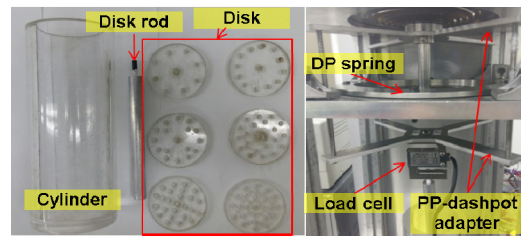
의 유량을 측정하는 유량계 (KTM-800, Kometer)로 구성된다.

Fig. 2(b) 좌측의 대시 포트는 물을 유체로 사용하고, 디스크에 뚫린 홀 개수를 변화시키며 부하를 조절할 수 있다. 대시포트 실린더와 디스크 직경은 각각 70 mm, 68 mm (실린더-디스크 간극 1 mm)로 디스크에 뚫린 홀의 개수는 8-28개(4개 간격)으로 변화시킬 수 있게 하였고, 홀의 배치는 일정한 크기의 홀을 균일하게 분포시켰다. Fig. 2(b) 우측 그림은 PP-대시포트의 연결을 상세히 보여준다. PP와 대시포트 사이에 있는 DP 스프링을 통과하여 연결하기 위해 2개의 ×자 형태의 어댑터를 이용하여 연결한다.

실험 방법은 히터 온도 700°C, 대기압, 냉각수 유량 500 mL/min 고정 조건에서 디스크 홀의 개수를 8~28개(4개



(a)



(b)

Fig. 2 (a) Photo of experimental test rig for FPSE with ceramic heat, dashpot and data acquisition, (b) liquid dashpot (left) and PP-dashpot adapter (right)

간격) 변화와 디스크를 제거(무부하)하여 실험하였다. 실험 중 히터 공급전력은 880 W로 고정하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 측정 데이터

Fig. 3~5는 디스크 홀 개수가 28개 일 때 시간에 따른 측정 데이터를 나타낸다.

Fig. 3은 히터, 팽창 및 압축 공간의 온도를 보여주고, 히터온도를 700°C로 제어할 때 팽창 및 압축 공간 온도는 각각 650°C, 44°C로 유지된다. 또한, 냉각수 입·출구의 온도는 각각 약 29°C, 33°C로 유지되었다. 온도 조건은 모든 실험 케이스에 대해 일정하게 유지시켰다.

Fig. 4는 시간에 따른 두 피스톤의 변위와 감쇠력을 보여준다. 피스톤 변위와 감쇠력의 위상은 감쇠력, DP, PP 순으로 나타난다. 측정된 PP & DP 변위, 감쇠력, 압력 데이터는 푸리에 1차 근사 함수(Fourier curve fitting)를 이용하여 정현

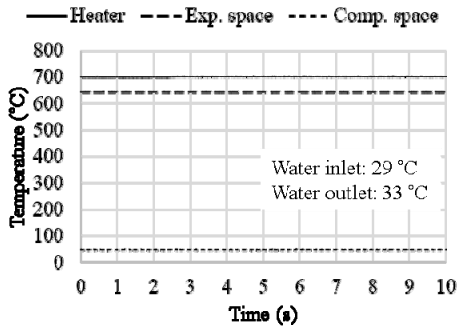


Fig. 3 Measured heater, expansion and compression temperatures at disk hole number of 28

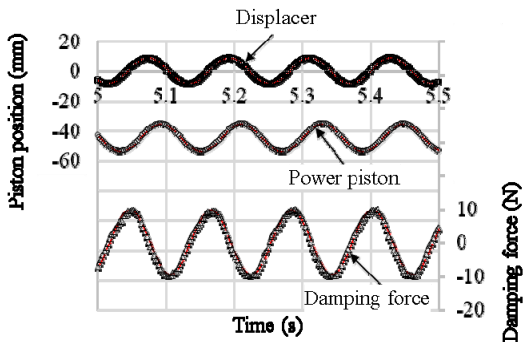


Fig. 4 Measured piston positions and damping force at disk hole number of 28, together with curve fitting lines

파로 근사한 후 주파수, 진폭, 위상각을 얻고, 출력계산에 이용된다. 이에 대한 데이터 신뢰성 확보를 위해 측정 및 근사 오차를 고려한 불확도는 아래 식 (1)을 이용하여 계산하였다⁽⁸⁾.

$$U_t = (e_1^2 + e_2^2)^{1/2} \quad (1)$$

여기서, U_t 는 전체 오차율이고, e_1 , e_2 는 각각 측정오차율, 근사오차율이다. 센서 측정오차는 각각 1% 미만이다: 압력 센서: $\pm 0.15\%$, 레이저 변위 센서: $\pm 0.1\%$, 하중센서: $\pm 0.03\%$. 근사 오차율은 결정계수(R-squared)로 계산하였다. 결과적으로 불확도는 변위, 하중, 압력 데이터의 불확도는 전체실험에 대해 각각 0.1%, 1%, 10% 수준으로 계산되었고, 센서오차는 매우 작으므로 근사오차에 의해 불확도가 결정되었다.

Fig. 5는 팽창 공간, 압축 공간, 전체 공간, 압력을 보여준다. 각각의 공간과 전체 공간볼륨은 식 (2)로 정의된다.

$$\begin{aligned} V_E &= V_{E0} - Ax_d \\ V_C &= V_{C0} + (A - A_r)(x_d - x_p) \\ V_T &= V_E + V_C \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, V_E 는 팽창 공간의 부피이고, V_{E0} 는 초기 팽창 공

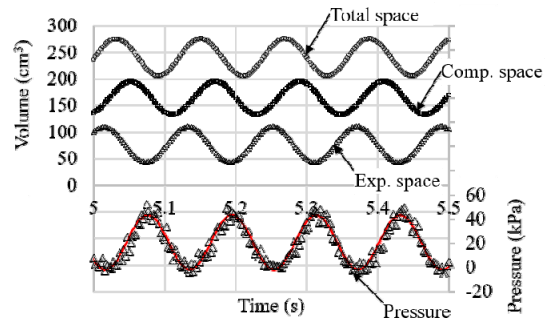


Fig. 5 Measured expansion, compression and total space and working pressure at disk hole number of 28, together with curve fitting lines

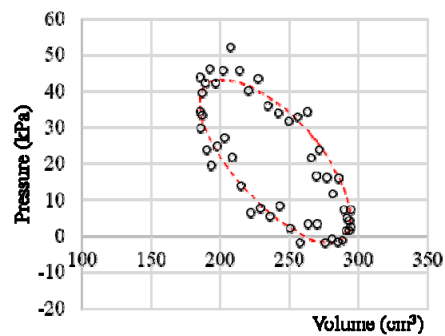


Fig. 6 Measured pressure-volume diagram at disk hole number of 28, together with curve fitting lines

간 볼륨, V_C 는 압축 공간의 볼륨, V_{C0} 는 초기 압축 공간의 볼륨을 나타내고, A 는 DP와 PP의 단면적, A_r 은 DP 연결봉의 단면적을 나타낸다. 또한 x_d 와 x_p 는 각각 DP와 PP의 변위를 의미한다. 팽창 공간 볼륨은 DP 변위와는 반대 위상을 가지고, 압축 공간 볼륨은 식 (2)과 같이 $(x_d - x_p)$ 의 벡터로 표현된다. 전체 볼륨은 팽창 공간과 압축 공간의 합벡터의 방향이다. 팽창 공간의 변화는 DP 변위에 의해서만 발생하고, 작동 기체의 가열/냉각을 유발한다. 즉, 팽창 공간의 변화는 이상적으로 스텔링 사이클의 등적 가열과 등적 냉각 과정을 발생시킨다. 또한 압축 공간의 변화는 PP와 DP의 변위에 의해 발생한다. 특히 PP에 의해 변한 압축 공간은 전체 볼륨의 크기를 변화시킨다. 그래서 압축 공간은 DP 연결봉 단면적에 의한 볼륨 변화를 제외하면 전체 볼륨의 위상과 같다. 압축 공간의 변화를 스텔링 사이클 관점으로 보면 작동 기체가 PP에 일을 전달하기 때문에 등온 팽창, 등온 압축 과정이다. 전체 볼륨 변화는 압력 변화와 동시에 발생하며 두 변화는 스텔링 엔진의 출력을 결정하고, Fig. 6과 같이 $P-V$ 선도 (Pressure - volume diagram)로 표현한다.

3.2 성능 분석 방법

스텔링 엔진의 출력 성능은 $P-V$ 출력과 축출력이 있다.

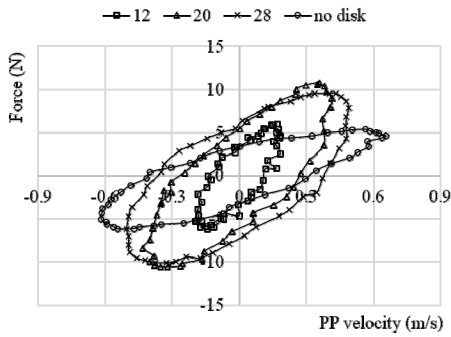


Fig. 7 Measured F-V diagrams of test FPSE for increasing loads (no disk, 28 holes, 20 holes, 12 holes)

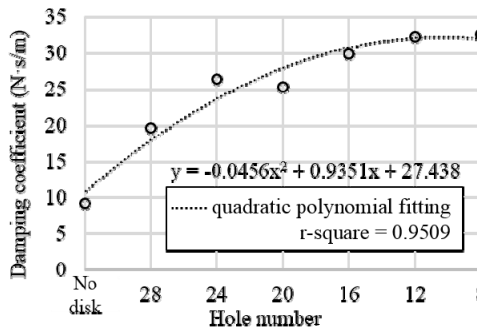


Fig. 8 Measured damping coefficients of liquid dashpot for increasing loads (no disk, 28 holes - 8 holes), estimated from the slope of F-V diagram in Fig. 7

$P-V$ 출력은 엔진 내부의 작동 기체로부터 단위시간당 피스톤에 전달된 일을 의미한다. 축출력은 $P-V$ 출력에서 실린더-피스톤 간 마찰 등의 손실을 제외한 출력이다. 먼저 $P-V$ 출력은 식 (3)과 같이 계산하였다⁽⁹⁾.

$$P_{P-V} = \frac{1}{2} P_{amp} v_{amp} A_p \cos \alpha \quad (3)$$

여기서 P_{amp} , v_{amp} 는 각각 압력, PP 속도 진폭을 나타내고, α 는 압력과 PP 속도간의 위상차를 나타낸다.

Fig. 6은 디스크 홀 개수가 28개 일 때 $P-V$ 선도를 나타낸다. 실험의 측정 데이터를 통해 식 (2)에 대입해 전체 볼륨을 계산하고, 측정된 압력 데이터를 통해 얻은 $P-V$ 선도이다. 푸리에 근사 함수를 이용하여 하나의 폐곡선으로 근사하였다. 여기서 폐곡선의 면적은 단일 사이클당 엔진이 한 일의 양(J)을 나타내므로, 엔진의 작동 주파수(f)를 곱하면 식 (3)과 동일한 결과를 얻을 수 있다. 축출력은 식 (4)와 같이 계산하였다⁽⁹⁾.

$$P_{Shaft} = \frac{1}{2} F_{amp} v_{amp} \cos \beta \quad (4)$$

여기서 F_{amp} 는 감쇠력의 진폭을 나타내고, β 는 감쇠력과 PP 속도 간 위상차를 나타낸다. 각각의 성능은 실험을 통해 측정된 값을 사용하여 계산하였다.

3.3 홀 개수에 따른 감쇠계수

Fig. 7은 PP속도에 따른 하중선도로 홀 개수 감소에 따라 반시계 방향으로 회전하면서 속도 진폭(수평축)은 감소함을 알 수 있다. F-V 선도의 기울기는 감쇠계수를 의미하므로, 홀수의 감소를 통한 감쇠계수 증가를 알 수 있다.

Fig. 8은 Fig. 7의 F-V 선도의 기울기로부터 추정된 홀 개수에 따른 감쇠계수를 보여준다. 홀 개수가 감소하면서 감쇠계수는 서서히 증가하다가 수렴하는 2차 다항식으로 근사된다(R-square: 0.9509). 결과적으로 가변 부하감쇠기는 10 N·s/m~32 N·s/m의 범위를 가지며 실험 FPSE에 부하로 작용한다.

3.4 홀 개수에 따른 동적 거동

Fig. 9은 홀 개수에 따른 피스톤과 압력의 진폭 변화를 보여준다. PP와 DP의 진폭은 부하에 관계없이 진폭비(PP/DP)가 1에 가깝고, 부하 감소에 따라 2 mm에서 10 mm로 증가한다. 또한 압력 진폭은 피스톤 진폭에 의해 발생하기 때문에 5 kPa에서 25 kPa로 피스톤 진폭과 동일한 비율로 증가한다.

Fig. 10은 홀 개수에 따른 작동 주파수와 피스톤 간 위상각을 보여준다. 작동 주파수는 두 피스톤이 서로 같고, 부하에 관계없이 8.5 Hz 근방으로 유지된다. 이 결과를 통해 작동 주파수는 부하 감쇠와는 관계없이 피스톤 질량, 스프링 강성 등을 통해 결정된다고 할 수 있다. 또한 피스톤 간 위상각은 부하가 증가할 때 피스톤 간 위상각은 증가하다 비슷한 수준으로 수렴한다. 이는 PP가 부하에 의해 모션 지연이 발생하는 것으로 설명되고, 실험 결과를 통해 부하가 계속 높아져도 PP 모션 지연은 일정 수준을 벗어나지 않는다는 것을 확인하였다.

정리하면 부하변화에 따라 주파수, 위상각은 크게 변화하지 않고, 진폭이 크게 변화한다. 결과적으로 FPSE는 부하변화에 따라 진폭이 변화하며 적응함으로써, 넓은 범위의 부하 운전이 가능함을 알 수 있다. 그러므로 FPSE와 발전기 연계 설계 시 PP 진폭을 가장 중요하게 고려해야 한다.

Fig. 11는 부하 변화에 따른 PP 속도와 감쇠력과 보여준다. PP 속도는 PP 측정 범위를 미분하여 구하였다. 부하 감소에 따라 PP 속도는 선형적으로 증가하고, 감쇠력은 부하가 증가할 때 증가하다 중간 부하일 때 높은 값을 가지다가 다시 감소하는 경향을 보인다. 결과적으로 입력 열량이 동일할 때 FPSE는 부하에 따라 PP진폭과 감쇠력이 변화하면서 축출력이 최대가 되는 지점이 존재한다.

Fig. 12는 부하 변화에 따른 감쇠력, PP 속도, 압력 간의

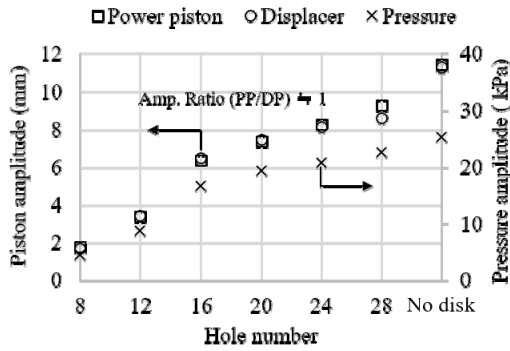


Fig. 9 Measured PP, DP and pressure amplitude for increasing loads (8 holes - 28 holes, no disk)

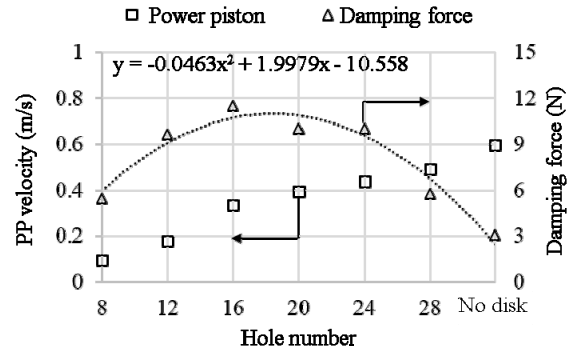


Fig. 11 Measured PP velocity and damping force for increasing loads (8 holes - 28 holes, no disk)

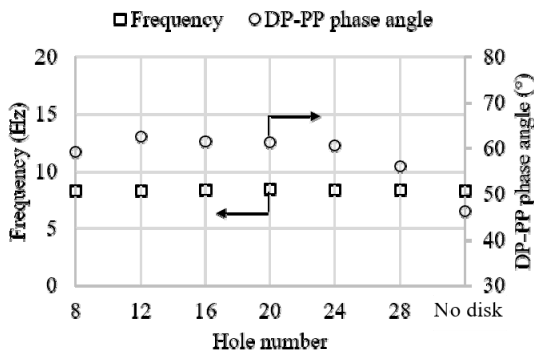


Fig. 10 Measured operating frequency and DP-PP phase angle for increasing loads (8 holes - 28 holes, no disk)

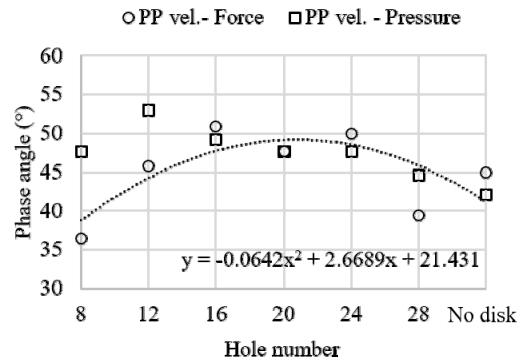


Fig. 12 Measured PP velocity-damping force and PP velocity-pressure phase angle for increasing loads (8 holes - 28 holes, no disk).

위상각을 보여준다. PP 속도-압력 위상각은 전반적으로 부하가 감소할 때 위상각이 감소한다. 위상각이 0°에 가까워진다는 것은 엔진의 공진이 극대화된다는 것을 의미하는 것인데, 부하 감소가 점점 약해지기 때문에 나타나는 효과이다. 그러므로 P-V 출력은 PP 속도-압력 위상각이 0°에 가까울수록 공진에 가까워져 커진다. 이는 식 (2)에서도 나타난다. 감쇠력-PP 속도 간 위상각은 2차 함수로 근사할 수 있고, 감쇠력과 동일 경향을 보인다. 또한 PP 속도-압력 위상각과 마찬가지로 감쇠력-PP 속도 간 위상각도 0°에 가까울수록 축출력이 커진다.

3.5 출력 성능

Fig. 13는 P-V 출력과 축출력을 보여준다. P-V 출력은 부하 증가에 따라 20 W에서 1 W로 선형적으로 감소한다. P-V 출력은 주파수가 일정한 조건일 때 압력과 PP 진폭, 위상각의 조합으로 결정되지만, PP 진폭에 의해 압력이 결정되고, PP 속도-압력 위상각은 P-V 출력을 결정할 만큼 유의미하게 변하지 않기 때문에 결과적으로 P-V 출력은 PP 진폭에 의해 결정된다.

축출력은 식(4)와 같이 감쇠력, PP 속도로 정의되므로 Fig. 11의 감쇠력의 경향과 같이 부하 증가에 따라 증가하다가 감소하고, 홀 개수 28개에서 1.8 W로 최댓값을 가진다.

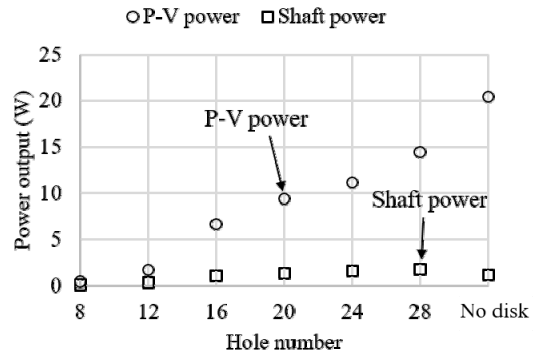


Fig. 13 Measured P-V power and shaft power of the test FPSE for increasing loads(8 holes - 28 holes, no disk)

축출력은 실린더-피스톤 간극에서 건마찰/압력손실 등의 기계적 손실이 발생하기 때문에 P-V 출력에 비해 작다. 특히 홀 개수가 증가함에 따라 P-V 출력과 축출력의 차가 커지는데, 이는 부하가 감소해 피스톤 진폭이 커져 건마찰과 압력 손실이 증가하기 때문으로 추정된다.

축출력은 주파수가 일정할 때 감쇠력과 PP 진폭, 감쇠력-PP 속도 간 위상각의 동적거동 특성으로 결정되지만, 감쇠력-PP 속도 위상각은 축출력에 결정할 만큼 유의미하게 변하지 않고, 감쇠력과 PP 진폭의 영향이 더 크다. 결과적으로

부하실험을 통해 축출력이 최대가 되는 부하와 그 때의 감쇠력과 PP 진폭을 파악할 수 있다. 이러한 부하실험으로 FPSE와 연계되는 발전기의 최적 설계 사양을 결정할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 자체 개발한 FPSE에 발전기 부하를 모사할 수 있는 가변 부하 대시 포트를 연결하여 실험 장치를 구성하고, 부하 실험을 수행하였다. 실험을 통해 부하 변화에 따른 동적 거동 및 성능 특성을 분석하였다.

실험 결과를 통해 부하변화에 따라 주파수, 위상각은 크게 변화하지 않고, PP 진폭이 유의미하게 변화하였다. 이를 통해 주파수, 위상각은 피스톤 질량, 스프링 강성과 같은 설계 변수로 인해 결정되고, PP 진폭은 부하 감쇠에 큰 영향을 받아 발전기 설계 시 가장 중요하게 고려해야 하는 설계 사양인 것을 알 수 있었다. 또한 FPSE의 부하실험을 통해 최대 축출력을 발생시키는 부하 탐색하고, 그 때의 PP 진폭, 부하력을 파악하여 발전기의 최적 설계사양을 결정하는 방법을 제시하였고, 이 방법은 FPSE-발전기 연계 최적화 설계 및 운용의 가이드라인으로 활용할 수 있음을 밝혔다. 본 실험은 유체 대시포트의 홀 개수 변화에 따른 부하를 FPSE에 적용하였는데, 디스크 홀의 크기와 배치, 가공방법에 따라 부하 변화 경향이 바뀌어 FPSE의 거동 및 성능에 영향을 미칠 수 있으므로, 향후 디스크 홀의 크기와 배치, 가공방법에 따른 FPSE의 부하실험을 수행할 예정이다.

후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었습니다.

References

- (1) Kongtragool, B. and Wongwises, S., 2003, "A Review of Solar Powered Stirling Engines and Low Temperature Differential Stirling Engines," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 7, No. 2, pp. 131~145.
- (2) Paepe, M. D., D'Herdt, P. and Mertens, D., 2006, "Micro-CHP Systems for Residential Applications," *Energy Conversion and Management*, Vol. 47, No. 18~19, pp. 3435~3446.
- (3) Beale, W. T., 1969, "Free-piston Stirling engines - some model tests and simulations", SAE Paper No. 690230.
- (4) Berchowicz, D. M., Richter, M. and Shade, D., 1987, "Development and Performance of a 3 kW(e) Air Charged Free-Piston Stirling Engine with Linear Alternator," *Proc. IECEC*, Philadelphia, PA, Paper 879216, pp. 1835~1840.
- (5) Ko, J. S., Park, S. J., Hong, Y. J., Lee, C. S., Kang, I. S. and Kim, H. B., 2012, "Experimental Study on Operation of Stirling Engine as Flow Rate of Fuel Gas and Charging Pressure", *Proc. KSME*, pp. 236~237.
- (6) Choi, J. J., Park, B. S., Kim, H. J. and Song, D. S., 2011, "The Operation Characteristic of Two Domestic Stirling Engine Cogeneration Systems", *Proc. Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, pp. 1262~1265.
- (7) Jian, M., Wei, L., Jinze, L. and Guotong, H., 2016, "Gas Action Effect of Free Piston Stirling Engine", *Energy Conversion and Management* 110, pp. 278~286.
- (8) Figliola, R. S. and Beasley, D. E., 2007, "Theory and Design for Mechanical Measurements", Sigma Press, NY, Chap. 1.4, pp. 14~21.
- (9) Schreiber, J. G., Geng, S. M. and Lorenz, G. V., 1986, "RE-1000 Free-Piston Stirling Engine Sensitivity Test Results", NASA, TM-88846.