

자체 윤활 피스톤 씌일 링의 가스 누출과 마찰에 대한 연구

심현해 · 권오관 · 이규한 · 김병환 · 임윤철*

한국과학기술연구원
*연세대학교 기계공학과

A Study on the Gas Leakage and Friction of the Self-lubricating Piston Seal Rings

H. H. Shim, O. K. Kwon, K. H. Lee, B. H. Kim and Y. C. Rhim*

Korea Institute of Science and Technology
*Department of Mechanical Engineering, Yonsei University

Abstract—Present study was undertaken to investigate the leakage and friction of self-lubricating piston seal rings. A crank-piston type gas leakage test set-up was constructed. The piston rings were made of PTFE-polyimide composite. The free gap configurations of the seal rings were butt and step types. Eccentric tension rings were used to give the seal rings prepressure between the seal rings and cylinder wall. Two sizes of the tension rings were installed to investigate their effect on the gas leakage and friction of the seal rings. The results showed that step type seal rings are superior than the butt types. High tension spring rings resulted in low leakage and high friction loss. In order to reduce the gas leakage and friction loss of the piston seal rings, there should be compromise between the number of ring stages and prepressure of the tension rings.

Key words—gas leakage, friction, piston ring, piston seal ring, self-lubricating, PTFE composite, polymer composite, tension ring.

1. 서 론

VM (Vuilleumir) 열펌프는 스티어링 기관과 유사하게 외부 간접 열원, 열 재생기, 피스톤 등으로 구성되는 기계 장치이다. 이 장치는, 냉동 냉방 장치에 널리 사용되는 CFC 냉매 가스와 달리 환경에 해를 미치지 않는 자연 물질을 작동 유체로 사용하고, 냉매 압축을 위하여 다량의 전기 또는 기계 에너지가 필요하지 않고, 태양열, 폐열 또는 저급 연료를 사용할 수 있으며, 소음이 나지 않는 등 환경 친화적 장치로서, 현재는 경제성 등에서 떨어지지만 앞으로 일반용 또는 특수 목적으로 유용하게 사용될 잠재성을 가지고 있다[1]-[3].

VM 열펌프의 구조를 대략적으로 설명하면, Fig. 1과 같이 고온부와 저온부의 실린더가 있고 각 실린더에는 열 재생기와 피스톤이 있다. 열재생기는 피스톤

에 의하여 작동 기체가 고온부에서 저온부로 이동할 때는 축열, 그 반대 방향으로 이동할 때는 방열하는 작용을 한다. 크랭크-슬라이더 기구로 왕복 운동하는 피스톤들은 위상차를 갖고, 기체의 이동과 온도 변화에 따른 팽창 수축 등으로 인하여, 고온부, 저온부, 크랭크 실 등은 압력 차이가 발생하게 되는데, 이 압력차를 이용하여 크랭크축이 외부의 일을 받지 않고 자체적으로 구동할 수 있도록 피스톤 직경, 피스톤 로드 직경 등을 결정하여 줄 수 있다.

피스톤에는 실린더와의 사이의 틈새를 통한 가스 누출을 저감하기 위한 '씌일 링'과, 피스톤과 실린더 간에 있을 수 있는 접촉과 축력을 지지하기 위한 '가이드 링'의 두 가지 피스톤 링을 장착한다. 피스톤 링의 윤활을 위하여 오일을 사용하면 장치 내부의 작동 기체와 벽면을 오염시켜 효율이 급격히 떨어지므로

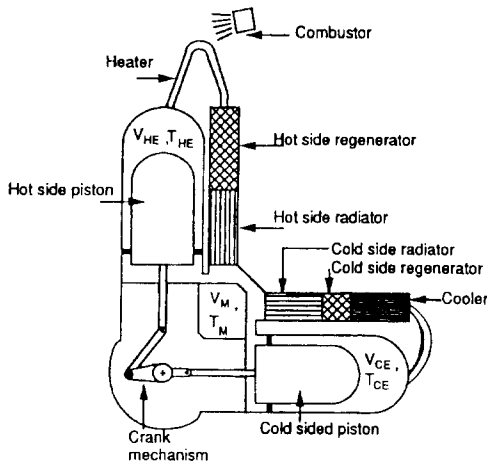


Fig. 1. Schematics of the Vuilleumier heat pump.

피스톤 링의 재료는 자체 윤활 고체 베어링 재료를 사용한다. 이를 위하여 고분자 복합 재료가 사용될 수 있다[4]-[7]. 씌일 링과 실린더 내면 간에는 얼마간의 압력으로 밀착시켜야 밀봉 작용을 할 수 있다. 고분자 재료는 탄성 계수가 낮으므로, 철강과 같은 탄성 계수가 높은 재료로 만든 보조 링을 씌일 링의 안쪽에 오무려 장착함으로써 그것의 탄성 회복력을 이용하여 씌일 링에 예압을 준다. 내부의 작동 기체가 이동하기 위하여 필요한 기계 에너지는 크지 않지만, 피스톤 링의 마찰 손실이 커지면 효율이 떨어지므로 피스톤 링의 재료와 설계 등은 매우 중요하다. 즉, 씌일 링의 복적인 밀봉 작용에 비중을 두면 마찰 손실이 커지기 쉽고 마찰을 줄이자면 밀봉 효과가 감소하기 쉬운 대립적인 관계가 있다.

본 연구에서는 씌일 링의 수, 씌일 링과 실린더 간의 예압, 씌일 링의 절개부의 형상과 틈새 등을 변화 시켜 가며 가스 누출률과 마찰력을 측정을 통하여 얻었으며 그 결과로부터 적정의 씌일 링 설계값들을 얻었다.

2. 실험 방법

2-1. 실험 장치

Fig. 2는 씌일 실험 장치의 개략도이다. 그림에서와 같이, 피스톤은 크랭크-슬라이더 기구를 이용하여 왕복동시켰다. 피스톤 로드와 커넥팅 로드와의 접속 베어링에서 작용하는 축력, 즉, 축에 대한 직각 방향의 힘 성분을 리니어 베어링 두 개를 사용하여 지지함으

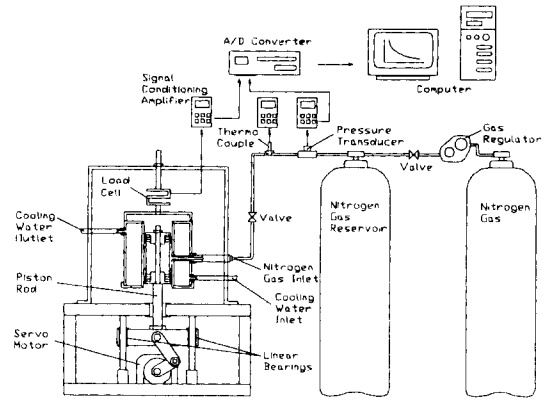


Fig. 2. Schematics of the sealing test system.

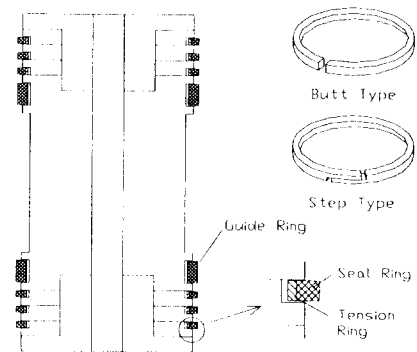


Fig. 3. Schematics of the piston assembly.

로써 피스톤과 실린더 내벽 간의 접촉을 방지하였다. 실린더는 외부 덮개의 상부로부터 배달려 있도록 하였으며 그 사이에 로드셀을 장착하여 피스톤 링과 실린더 간의 마찰력을 측정할 수 있도록 하였다.

Fig. 3은 피스톤 장치의 개략도이다. 피스톤의 상부와 하부는 대칭으로서 각 부는 씌일 링들과 예압 스프링들을 3단 까지 장착할 수 있도록 하였다. 실린더 내벽의 중심부를 통하여 공급되는 가스는 실린더 내벽과 피스톤 사이의 틈새를 따라 상 하부의 씌일 링 팩을 경유하여 밖으로 누출된다.

2-2. 시편

피스톤 링 재료는 PTFE 80%-폴리이미드 20%를 사용하였다. 피스톤 링은 어느 한 곳을 절개하여 놓는데, 이는, 그렇게 하지 않을 경우 열팽창 또는 실린더 형상의 오차 등으로 인하여 실린더 내면과의 접촉력의 급격한 증가로 마찰 저항이 급증하거나 피스톤 링

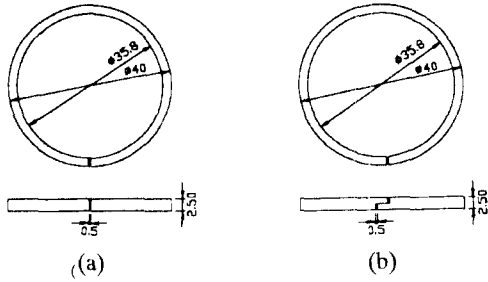


Fig. 4. Seal rings, (a) butt type, (b) step type.

이 손상되거나 또는 링의 마모로 인한 변형 등에 대비하여 상황에 따른 순응성을 주기 위해서이다. 씌일 링은 절개부의 형상을 직단형(butt type)과 계단형(step type)의 두 가지를 취하였으며 이들의 형상과 치수는 Fig. 4와 같다. 직단형에서 틈새를 크게 주는 이유는 링 재료인 플라스틱의 열팽창 계수가 커서 주로 재료의 열팽창에 대비하기 위하여라고 할 수 있는데, 이에 따라 누출 가스량이 증가할 수 있다. 이를 보완하기 위한 대책으로 계단형을 사용할 수 있다. 계단형은 절개부의 양단이 겹치게 되므로 열팽창 등으로 형상 변화가 요구되더라도 절개부에 축 방향으로 직통하는 틈새가 생기지 않아서 가스 누출을 억제할 수 있다.

실린더는 스테인레스 강인 SUS 304이었다. 실린더 내경은 40 mm이었다. 실린더 내면은 연삭 가공하였다.

2-3. 실험 조건

실험 온도는 상온에서 행하였으며 실린더 둘레는 상온의 냉각수로 냉각하였다. 씌일 실험에 사용된 가스는 질소이었다.

씌일 링과 실린더 내벽 사이의 예압을 주기 위하여는 강으로 만든 스프링 링의 탄성 회복력을 이용하였다. 이상적으로는, 예압을 원주 방향으로 일정하게 작용하도록 예압용 스프링 링의 형상을 갖추면 좋겠으나 그 형상은 가공이 어려우므로 Fig. 5와 같이 스프링의 내경과 외경이 원형이며 이들이 편심을 갖는 형상의 링을 사용하였다. 하지만, 이 형상으로는 일정한 크기의 예압을 줄 수는 없으며 그 압력 분포는 원주 방향으로 변한다. 평균 예압의 크기는 편심량, 반경 방향의 최대 두께와 최소 두께 등의 치수로 조절할 수 있다. 반경 방향의 최대 두께와 최소 두께의 비율은 권장되는 값인 3.2를 사용하였다. 스프링 예압은 높을

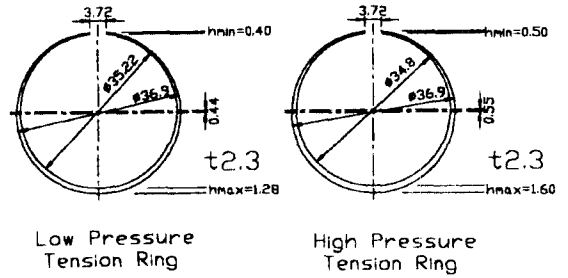


Fig. 5. Tension springs.

수록 씌일 효과가 뛰어나 수 있겠지만 그 만큼 마찰 손실이 높아지므로 씌일 작용에 지장을 주지 않는 한도 내에서 최소로 줄이는 것이 마찰 손실을 줄일 수 있을 것이다. 본 실험에서는 두 가지 크기의 예압 스프링을 제작하여 실험을 하였다.

피스톤의 왕복동 주기는 150 rpm으로 하였다. 왕복동 운동의 행정은 40 mm이므로 마찰 속도는 행정의 양단에서는 0이고, 중심 부근에서는 0.31 m/sec 정도 이었다.

2-4. 측정 인자

씌일 실험 시 측정된 인자들은 공급 가스 용기 내의 압력과 온도 그리고 실린더와 피스톤 링 사이의 마찰력이었다. 가스는 가스 용기로부터 공급하였다. 실험 전에 가스 용기에는 또 다른 가스 탱크로부터 정해진 압력으로 충전한 후 밸브를 잠근다. 실험 시작과 함께 피스톤 씌일 장치로 공급하는 밸브만을 열어 놓고 가스 용기 내의 압력을 시간에 따라 측정함으로써 이로부터 가스 누출률을 산출하였다. 즉, 가스 탱크에 담겨진 일정한 양의 가스가 줄어드는 속도를 측정함으로써 피스톤 링 팩을 통하여 새어나가는 가스 누출률을 산출하는 것이다. 가스 압력 측정 센서는 측정범위가 0-1 MPa인 스트레인 게이지 타입 트랜스듀서이었다. 가스 압력은 A/D변환기를 이용하여 0.004 Hz의 샘플링 속도와 0.25 MPa의 분해능으로 1초 동안 많은 수의 값들을 읽고 이들을 합산 평균하여 출력하였다.

실린더에 작용하는 피스톤 링의 마찰력은 0-500 N 측정 범위의 스트레인 게이지 타입의 로드셀에 의하여 측정하였다. 피스톤 링은 왕복 운동을 하므로 마찰 속도가 주기적으로 바뀌어 마찰력도 주기적으로 바뀔 것인데, 0.004 Hz의 샘플링 속도와 0.25 N의 분해능으로 측정하면 그 모양은 사각 톱니 모양에 가깝다.

평균 마찰력은 여러 주기의 마찰력의 값들을 읽고 이들의 절대값들을 합산 평균하여 출력하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3-1. 가스 누출

가스 누출률은, 가스가 씌일 링팩을 통하여 누출됨에 따라 감소하는 공급 가스 용기의 압력을 측정함으로써 아래의 기체 공식을 이용하여 산출하였다.

$$PV = mRT \tag{1}$$

여기서, P 는 공급 가스 용기 내의 압력, V 는 용기의 부피, m 은 용기 내 가스의 질량, R 은 기체 상수, T 는 절대 온도이다. 가스 누출 중 용기내의 가스 온도는 거의 변하지 않았다. V 와 R 과 T 는 일정한 값이므로 식 (1)을 시간에 대하여 미분하면,

$$\dot{P}V = \dot{m}RT \tag{2}$$

공급 가스 용기 내의 압력은 매초마다 측정을 하므로 시간에 대한 감소 기울기 \dot{P} 를 산출할 수 있으므로 식 (2)로부터 용기 내의 가스 질량 감소 속도 \dot{m} 를 얻을 수 있고, 이는 곧 씌일 링 팩을 통한 가스 누출률이다.

가스의 누출 통로는 세 가지를 들 수 있다. 첫 째는 씌일 링의 절개부의 틈새를 통한 누출이다. 둘째는 씌일 링이 장착된 링 홈과 링과의 축방향 틈새를 통한 누출이다. 링이 링 홈의 한 쪽 옆 면과 붙어 있으면 가스 누출이 일어나지 않지만, 피스톤의 작동 중에는 피스톤이 가스 압력 뿐만 아니라 마찰력과 관성력 등을 받으면 링이 링 홈 내에서 링 홈과의 틈내 내에서 상하운동을 할 수 있다. 이럴 때에 링이 링 홈 양측면과 어느 쪽에도 접촉하지 않는 상태가 되면 양 쪽으로 틈새

가 생겨 가스 누출이 일어난다. 위의 두 가지의 누출은 일반적인 누출의 통로이다. 다른 하나는 비정상적인 누출 통로라고 할 수 있는 것으로서, 링과 실린더와의 접촉면에 틈새가 생겨 누출 하는 것이다. 예압이 링 원주 방향으로 균일하도록 이상적으로 제작한 예압 스프링의 경우는 이와 같은 틈새가 생기지 않을 것이다. 편심 스프링의 경우 원주 방향으로 접촉 압력의 크기에 변화가 있으므로 평균 압력을 낮게 주면 원주 방향으로 어떤 부위는 압력이 걸리지 않고 틈새가 생길 수 있다. Fig. 6은 2 단의 계단형 씌일 링 팩의 경우, 고예압과 저예압 스프링을 장착했을 때의 가스 누출률을 비교하고 있다. x-축은 공급 가스 압력과 출구 가스 압력의 압력차를 나타내고 있다. 저예압 스프링의 경우에 가스 누출률이 높은 것은, 씌일 링과 실린더 내벽과의 접촉부에 틈새가 생김으로써 스프링의 역할을 충분히 하고 있지 못함을 나타내는 것으로 사료된다.

Fig. 7은 직단형과 계단형, 그리고 각 절개부 형상에 대하여 1단, 2단, 3단 씌일 링의 경우의 가스 누출률을 비교하고 있다. 전체적으로 보아, 일부 저압의 경우를 제외하고는, 직단형이 계단형에 비하여 누출률이 높고, 씌일 링의 단수가 높을수록 누출률이 낮다. 직단형의 단수가 높아도 계단형 1 단 보다 누출률이 높은 점으로 보아 계단형이 씌일 링으로서 우수한 역할을 하는 것을 알 수 있다.

그림에서, 점선으로 나타난 것은 이론에 의하여 가스 누출률을 계산한 것이다. 이론식으로는 다음에 나타낸 바와 같이 오리피스 유량 공식을 사용하였으며, 절개부의 유로 단면적을 오리피스 단면적으로 가정하고 유량 계수는 실험 산출값과 이론 계산값들이 근사하도록 조정하였다.

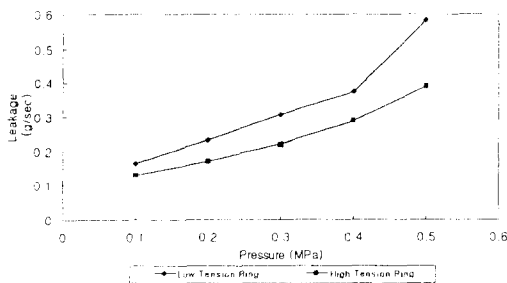


Fig. 6. Gas leakages of two-stage seal ring packs with low tension and high tension springs.

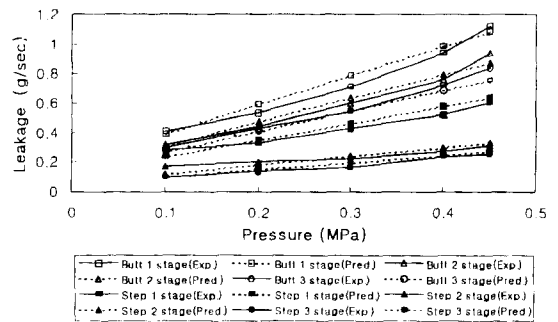


Fig. 7. Gas leakages of butt type and step type seal ring packs.

$$\frac{dm_i}{dt} = \begin{cases} K_c A_i \sqrt{\frac{2k}{RT_h(k-1)}} P_h \sqrt{\left(\frac{P_l}{P_h}\right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_l}{P_h}\right)^{\frac{k-1}{k}}} & \text{for } \frac{P_l}{P_h} > \left(\frac{P_l}{P_h}\right)_c \\ K_c A_i \sqrt{\frac{2k}{RT_h(k-1)}} P_h \sqrt{\left(\frac{P_l}{P_h}\right)_c^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_l}{P_h}\right)_c^{\frac{k-1}{k}}} & \text{for } \frac{P_l}{P_h} \leq \left(\frac{P_l}{P_h}\right)_c \end{cases}$$

여기서, m_i 는 i 번 째 링의 절개부를 통한 질량 유량, kg/sec,

A_i 는 i 번 째 링의 절개부 유로 단면적, m^2 ,

K_c 는 오리피스 유량 계수,

k 는 비열비,

R 은 기체 상수, J/kgK,

T_h 는 고압 쪽의 기체 온도, K,

P_l 은 저압 쪽의 절대 압력, Pa,

P_h 는 고압 쪽의 절대 압력, Pa,

$$\left(\frac{P_l}{P_h}\right)_c \text{는 한계 압력비, } = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

대체적으로 2단과 3단과의 누출률의 차이가 1단과 2단과의 누출률의 차이 보다 낮은 것은, 단수가 증가할수록 누출률이 감소하여 어느 값에 수렴하며 그 단수는 3단 정도이다라는 여타 연구 결과 보고[8]의 경향에 부합하고 있다.

3-2. 마찰력

피스톤이 실린더 내에서 왕복 운동할 때에 걸리는 마찰력의 측정시에는, 가이드 링과 씨일 링이 실린더 내벽과의 마찰에 의한 마찰력이 합하여져 측정된다.

Fig. 8은 2단 계단형 씨일 링에 대하여 고예압과 저예압의 스프링을 사용했을 때의 마찰력을 비교하고

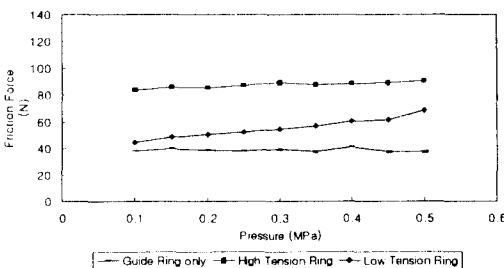


Fig. 8. Average friction between rings and cylinder wall tested with only guide ring (without seal rings), with low tension springs and high tension rings.

있다. 가장 아래의 선은 씨일 링을 장착하지 않고 가이드 링만 장착되어 있을 때의 마찰력이다. 따라서, 순수한 씨일 링만의 마찰력은 씨일 링을 장착했을 때의 마찰력인 상부의 두 선들에서 가이드 링의 마찰력을 뺀 값들이다.

가이드 링은 가스 압력의 변화에 무관하게 일정한 값을 갖는 것이 정상이며, 측정된 값들도 대체로 이에 부합한다. 씨일 링을 장착했을 때에 압력이 증가함에 따라 마찰력이 증가하며, 이는 링 흡안의 링의 뒤 쪽에서의 가스 압력이 링에 작용하여 씨일 링과 실린더 간의 접촉력이 증가하기 때문이다.

저예압 스프링의 경우가 고예압 스프링의 경우보다 마찰력이 낮다. 실험에서 사용된 각 예압 스프링의 경우 평균 예압이 어느 정도 되는지를 추정하여 보자 [9]. 마찰력을 F , 마찰 계수를 μ , 예압을 P , 접촉 면적을 A 라 하면,

$$F = \mu PA$$

여기서, PTFE-폴리이미드 복합 재료의 마찰 계수를 0.25로 하면, 고예압 스프링에 의한 예압은 0.14 MPa, 저예압 스프링의 경우는 0.016 MPa로 계산되었다. 앞에서 언급되었듯이, 저예압 스프링의 경우는 예압이 낮아 씨일 링과 실린더 간에 부분적으로 틈새가 형성되는 것으로 사료된다. 일반적으로, 씨일 링은 누출률과 마찰력이 낮은 것이 바람직하다. 앞에서 언급된 가스 누출률만을 보면 고예압 스프링이 유리하지만, 마찰력의 관점에서 보면 저예압 스프링이 유리하다. 따라서, 적용하고자 하는 시스템의 목적에 따라 대립하는 이 두 효과 사이에서 타협점을 찾는 것이 필요하겠 다.

Fig. 9는 계단형 씨일 링과 고예압 스프링을 장착했을 경우, 각 단수에 따르는 마찰력의 변화를 나타내고 있다. 이 그림에서도, 씨일 링만에 의한 마찰력은 각 단수의 값에서 가장 아래의 선에 나타난 가이드 링에 의한 마찰력을 뺀 값이다. 링의 수에 거의 비례해서

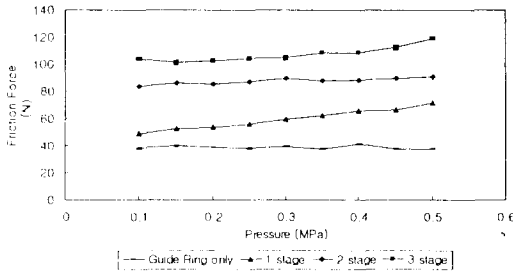


Fig. 9. Average friction between rings and cylinder wall tested with one, two and three-stage-ring-packs. The tension springs were high tension ones.

마찰력이 증가하는 것을 알 수 있다. 따라서, 마찰 저항을 줄이기 위하여는 링의 단수를 가능한 한 줄이는 것이 유리하다.

4. 결 론

피스톤 씌임을 위하여 자체 윤활 고분자 복합 재료로 만든 씌임 링을 장착하였다. 씌임 링 절개부의 형태로서 직단형과 계단형을 비교하였으며, 편심형 예압 스프링의 예압 크기를 변화시켰다. 실험에서 가스 누출률과 마찰력을 측정을 통하여 산출하였으며, 그 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 씌임 링의 가스 누출률은 직단형 보다 계단형이 더 낮은 값을 나타내었다.
2. 씌임 링의 단 수가 증가함에 따라 가스 누출률은 감소하였으며, 감소 폭 또한 점점 감소하였다.
3. 편심형 예압 스프링의 경우 가스 누출률과 마찰 저항의 우선 순위에 따라 평균 예압이 0.016 MPa

과 0.14 MPa 사이의 값을 갖도록하는 것이 바람직할 것이다.

4. 씌임 링의 마찰력은 링의 단수와 링의 마찰 면적에 거의 비례하므로 링의 수가 적고 링의 축방향 두께가 작은 것이 유리하다.

참 고 문 헌

1. G. T. Reader and C. Hooper, Stirling Engines, 1983, E. & F. N. Spon.
2. G. Walker, Stirling Engines, 1980, Clarendon press.
3. C. M. Hargreaves, The Phillips Stirling Engine, 1991, Elsevier.
4. K. Tanaka, "Effects of Various Fillers on the Friction and Wear of PTFE-Based composites," in K. Friedrich (Ed.), Friction and Wear of Polymer Composites, pp.137-174, Elsevier, 1986.
5. 심현해, 권오관, 이규한, 김병환, "PTFE-폴리이미드 복합 재료의 마찰과 마모에 대한 성분비와 온도의 영향," 한국윤활학회지, vol. 12, no. 3, 1996.
6. J. K. Lancaster, "The effect of Carbon Fiber Reinforcement on the Friction and Wear of Polymers," J. Phys. D. Vol. 1, pp. 549-559, 1968.
7. B. Bhushan and B. K. Gupta, Handbook of Tribology, 1991, McGraw-Hill.
8. N. Hiraoka et al., "Development of piston ring system for NS03T stirling engine," The 4th International Conference on Stirling Engines, pp.277-282.
9. H. H. Buchter, Industrial Sealing Technology, 1979, John Wiley & Sons.