

스털링 엔진에 대한 스크롤 팽창기 : 압축기의 적용성

김성준, 김현진^{*†}, 김영민^{**}

인천대학교 대학원, ^{*}인천대학교 기계공학과, ^{**}한국기계연구원 친환경엔진연구팀

Applicability of Scroll Expander-compressor for Stirling Engine

Seongjun Kim, Hyun Jin Kim^{*†}, Young-Min Kim^{**}

Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{**}Engine R and D, Korea Institute of Machinery and Materials

(Received September 18, 2008; revision received December 30, 2008)

ABSTRACT: Conceptual design of scroll expander and scroll compressor for 10 kW-class Stirling engine utilizing solar energy as heat source has been carried out to estimate the applicability of scroll mechanism for Stirling cycle. CO₂ was chosen as working fluid, since it has lower expansion index and higher density among probably usable gases. Gas temperature at the expander inlet was set at 700 °C, and that at the compressor inlet was at 40 °C. System efficiency reached maximum at the pressure ratio of about 2.5, and the peak efficiency increased with increasing high side pressure. Due to safety concern, the pressure condition of 6 MPa/2.5 MPa was chosen as design condition. Orbiting scroll members for the expander and compressor were designed to have double-sided structure in order to reduce the overall scroll size and to cancel out the axial gas forces acting on the orbiting scroll base plate. By parametric study on the scroll profile, smaller possible size for the scroll members was obtained. With the shaft speed of 3600 rpm, the shaft output of the designed scroll expander was calculated to be 45.4 kW, while input power for the scroll compressor was 34.5 kW, yielding 10.9 kW for the output power of the Stirling engine. System efficiency was estimated to be about 7.3%, and overall efficiencies of the scroll expander and compressor were around 84.1% and 88.3%, respectively.

Key words: Stirling engine(스털링 엔진), Scroll expander(스크롤 팽창기), Scroll compressor(스크롤 압축기), Solar heat(태양열)

1. 서 론

이상적인 스텔링 사이클의 효율은 카르노 사이클의 효율과 같지만 실제 왕복동식 스텔링 엔진의 성능은 이 이론적인 효율에 크게 미치지 못하

는데, 이는 저온부의 압축행정과 고온부의 팽창행정 사이에 기구적 간섭이 발생하여 완전한 압축과 팽창이 이루어지지 못하고 또한 압축과정과 팽창과정을 등온과정으로 만들어주기에는 운전속도에 비해 전열면적이 너무 제한되어 있어 오히려 단열과정에 가까운 압축과 팽창이 이루어지기 때문이다.

이러한 기존의 왕복동 방식 스텔링의 한계점들을 극복하기 위한 방안으로 스크롤 기구를 사용

† Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

한 스텔링 엔진에 대한 개념이 소개되었다.⁽¹⁾ 압축 및 팽창을 왕복동식 기구를 사용하여 수행하는 대신에 스크롤식 압축 및 팽창 기구를 사용할 경우 압축행정과 팽창행정이 서로 간섭하는 것이 없이 완전히 독립적으로 수행될 수 있고 스크롤에서는 밀폐 체적을 구성하는 스크롤 랩과 경관이 작동유체와 접촉하는 면적이 왕복동식에 비해 크게 증가하기 때문에, 앞서 이상적인 스텔링 사이클에서 벗어나는 정도를 상당부분 완화할 수 있다.

본 연구에서는 스텔링 엔진 용도로의 스크롤 팽창기 및 스크롤 압축기에 대한 설계를 수행하여 과연 스크롤 메커니즘을 갖는 스텔링 엔진이 구현 가능한지를 설계 차원에서 검토해 보고자 한다. 스텔링 엔진의 기본 작동 기구를 왕복동식 피스톤에서 스크롤 방식으로 전환할 경우 압축과정 및 팽창과정이 일정한 체적 조건에서 수행되지 않으므로 엄밀한 의미에서 스텔링 사이클의 정의에서 벗어날 수도 있지만 여기에서의 주안점은 스텔링 사이클에서 종래의 작동 기구인 왕복동식 피스톤을 스크롤식으로 바꾸는 것의 유용성과 가능성을 검토하는 데 있다.

스크롤 압축기의 경우 현재 에어컨용 냉매 압축기로 널리 사용되고 있고 또한 무급유식 공기 압축기로도 제품들이 출시되고 있어 관련 기술들에 대한 접근성이 용이한 반면, 스크롤 팽창기의 경우 아직까지는 상용화 단계까지는 이르고 있지 못한 상태이다. 더구나 스텔링 엔진의 열효율을 높여 주기 위해서는 고온부의 온도를 높일수록 유리하므로 스크롤 팽창기의 운전조건이 매우 까다로워진다. 본 연구에서는 이러한 제반 여건을 고려하여 스크롤 압축기와 스크롤 팽창기에 대한 기본 구조와 중요치수 등을 구하고 이러한 기본 설계에 기초하여 성능을 예측하여 태양열 발전용 엔진으로서의 스크롤식 스텔링 엔진의 구현성을 살펴보고자 한다.

2. 사이클 구성 및 기본구조

Fig. 1에 스크롤 팽창기와 압축기를 갖는 스텔링 엔진의 구성을 나타내었다. 작동유체는 ①→②의 압축과정에서 스크롤 압축기를 통과하고 ②→④의 과정에서 팽창기 출구의 고온의 유체와의 열교환 및 히터를 통해 가열되고, ④→⑤에

서 스크롤 팽창기를 통과하고 ⑤→①의 냉각과정을 거쳐 다시 압축기로 흡입된다. 이 사이클에서 팽창기의 출력이 압축기 입력보다 큰 정도가 이 엔진의 출력을 결정해 준다.

Fig. 2에는 팽창 및 압축 과정에서 폴리트로픽 지수가 P-V 선도에 미치는 영향을 나타내었다. 압축과 팽창이 단열조건에서 일어날 때에 비해 등온조건에서 일어날 때에 더 큰 출력을 얻을 수 있다. 하지만 실제 하드웨어를 구성함에 있어서는 등온 압축 및 등온 팽창이 일어나도록 해주는 데는 많은 제약이 따른다. 제한된 크기의 압축기와 팽창기에서 충분한 전열면적을 마련하기가 어렵고, 설령 전열면적을 크게 해준다고 해도 압축기나 팽창기의 운전속도가 충분히 낮지 않다면 등온압축이나 등온 팽창을 기대하기는 실제적으로 어렵다.

Hugenroth et al.⁽²⁾은 에릭슨 냉동 사이클에서 압축행정과 팽창행정을 등온에 가깝게 해주기 위해 작동기체에 불활성 액체를 혼합하는 방식을 소개

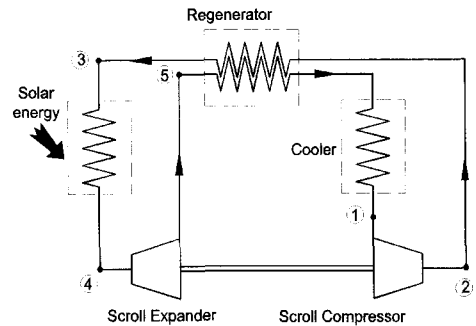


Fig. 1 Stirling engine using scroll expander and compressor.

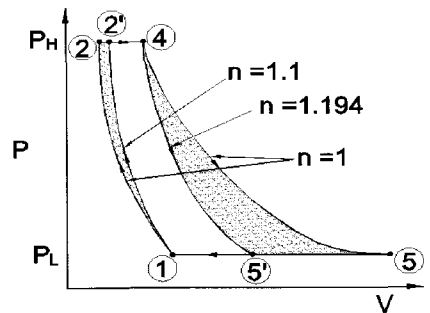


Fig. 2 Effects of polytropic index on P-V diagram.

하였다. 혼합을 위해 주입한 액체 즉 열매체의 열용량이 작동가스의 열용량보다 아주 크다면 작동가스의 압축 시 발생하는 열이나 또는 팽창 시 가스가 냉각되는 것을 열매체에서 충분히 흡수해 줄 수 있어서 작동 유체는 거의 등온에 가까운 압축이나 팽창 과정을 겪게 된다. 하지만 실제 시스템 구성을 염두에 둔다면 이러한 불활성 액체의 선정뿐만 아니라 시스템의 운전이나 정지 시 발생하는 불활성 액체의 회수나 주입 등에 현실적인 어려움이 있어 본 연구에서는 팽창기의 경우 작동 유체의 온도 제어를 하지 않고 자연적인 팽창 즉 단열에 가까운 팽창을 하도록 한다. 다만 압축기 측에서는 냉각을 통해 작동유체의 온도를 어느 정도 낮추어 주는 것이 가능하므로 압축시에는 폴리트ropic 지수를 $n = 1.1$ 로 잡고자 한다.

시스템 운전 조건 설정에 있어서 먼저 고온부의 온도를 $700\text{ }^\circ\text{C}$, 저온부 온도를 $40\text{ }^\circ\text{C}$ 로 잡았다. 고온부의 경우 태양열을 열원으로 하기 때문에 더 높은 온도 설정도 가능하고 또한 고온부 온도가 높을수록 사이클 효율이 높아지지만 팽창기 재료의 내열성에서 제한이 온다. 고온 재질로 알려진 인코넬을 사용하고 또한 과도한 열팽창 등을 고려하여 고온부 온도를 $700\text{ }^\circ\text{C}$ 로 정하였다. 저온부 온도 설정에서는 팽창기와 압축기가 한하우징으로 둘러싸여 있게 되므로 내부 열전달을 고려하여 $40\text{ }^\circ\text{C}$ 로 하였다. 압력조건 설정에 있어서는 먼저 시스템 효율이 압력비에 따라 어떻게 변화하는지를 Fig. 3과 같이 계산하였다. 시스템 효율은 식(1)과 같이 정의되며, 이 계산을 위해 일단 각종 효율을 $\eta_e = 80\%$, $\eta_{v,e} = 70\%$, $\eta_c = 90\%$,

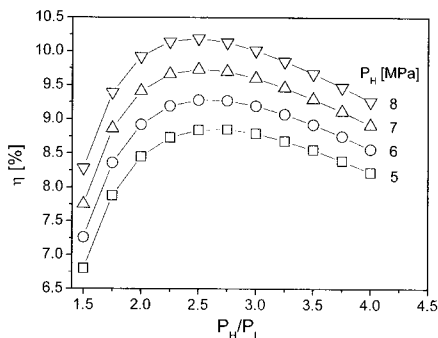


Fig. 3 Stirling engine efficiency at various pressure conditions.

Table 1 Design operating conditions

| Expander | | Compressor | |
|----------|--------------------------|------------|-------------------------|
| P_4 | 5.7 [MPa] | P_2 | 6 [MPa] |
| P_5 | 2.6 [MPa] | P_1 | 2.5 [MPa] |
| T_4 | 700 [$^\circ\text{C}$] | T_1 | 40 [$^\circ\text{C}$] |

$\eta_{v,c} = 85\%$, 그리고 $\eta_{reg,n} = 80\%$ 와 같이 가정하였다.

$$\eta = \frac{W_{nct}}{c_p \dot{m} (T_4 - T_3)} \quad (1)$$

압력비 $P_H/P_L = 2.5$ 부근에서 효율 최대치를 보이며 효율 최대치는 고압부 압력 P_H 이 높을수록 높아진다. 고압이 될수록 내압 설계 및 제작이 어려워지므로 여기서는 고압 조건을 $P_H = 6\text{ MPa}$ 로 하였다. 이같이 얻어진 설계운전조건을 Table 1에 나타내었다. 팽창기 입구에서의 압력은 $P_4 = 5.7\text{ MPa}$ 로 잡았는데 이는 압축기 출구와 팽창기 입구 사이에 있는 태양열원과의 열교환기에서의 압력 손실을 고려한 것이다.

스크롤 팽창기의 경우 고온에서 작동하게 되므로 고온 소재의 조달성을 고려해야 하고, 또한 스크롤 경판이 너무 클 경우 가공 면에서도 제한이 온다. 주어진 행정체적 하에 스크롤 경판을 작게 하기 위해서 본 설계에서는 Fig. 4와 같은 양 날개 구조의 스크롤⁽³⁾을 기본구조로 하고자 한다. 양 날개 구조에서는 선회스크롤의 양측으로 고정스크롤이 배치되고, 선회스크롤 양 쪽의 축 방향 가스력이 서로 상쇄되는 등 장점이 있는 반면에 가공 정밀도가 뒷받침되지 못하면 누설 증가로 인한 스크롤 성능 저하를 가져올 수 있다. 스크롤 경판 크기를 작게 해 주는 또 다른 방법은 운전속도를 높이는 것인데 이것은 마찰속도 증가를 가져오므로 본 설계에서는 운전속도를 3600 rpm으로 정하였다.

양 날개 구조에서는 선회스크롤 중앙부에 크랭크 축을 설치할 수 없으므로 보통 선회스크롤 외주부에 120도 간격으로 3개의 축을 마련해 주어 동력전달과 또한 선회스크롤 자전방지 역할을 동시에 수행하도록 하는 구조를 채택한다. 본 설계에서는 3축 시스템 대신에 선회스크롤 경판 양단에 2개의 동력전달 축이 관통하도록 하고 축 지지 고정스크롤이 고정되어 있는 프레임부에서 축

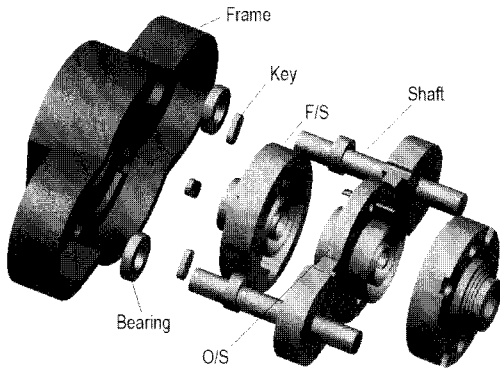


Fig. 4 Scroll expander.

$$W_{c.gas} = \frac{n_c}{n_c - 1} \frac{P_5}{\rho_5} \dot{m} \left[\left(\frac{P_4}{P_5} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right]$$

$$W_{c.gas} = \frac{n_c}{n_c - 1} \frac{P_1}{\rho_1} \dot{m} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n_c - 1}{n_c}} - 1 \right] \quad (2)$$

$$\dot{W}_{net} = \eta_c \cdot W_{c.gas} - \frac{W_{c.gas}}{\eta_c}$$

질량유량과 팽창기 및 압축기의 행정체적과의 관계는 식(3)과 같다.

$$\dot{m} = \eta_{v,c} \rho_1 V_1 N / 60 = \frac{\rho_5 V_5 N / 60}{\eta_{v,c}} \quad (3)$$

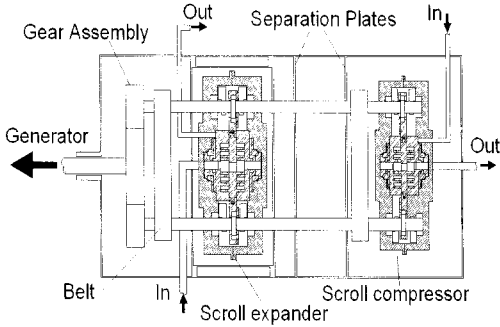


Fig. 5 Schematic layout of Stirling engine.

베어링으로 한다. 이 두 개의 동력전달 축은 팽창기와 압축기에서 공용으로 사용되어 팽창기 출력의 일부는 압축기 구동에 전달되고 잔여 출력은 기어조합을 통해 유효 출력으로 얻도록 한다. 이러한 스크롤 압축기-스크롤 팽창기-출력 축 기어조합의 개념도를 Fig. 5에 나타내었다.

열팽창에 따른 각 부재에서의 변형을 방지하기 위해 선회스크롤에서는 선회스크롤 경판부와 선회스크롤 지지부 사이에 스프링을 삽입하여 선회스크롤 경판의 열팽창을 삽입된 스프링에서 흡수하도록 하는 순응 구조를 택하고, 고정스크롤의 경우 고정스크롤과 고정스크롤 후면의 프레임 간에 반경 방향으로 상대 운동이 가능한 미끄럼 볼팅(sliding bolting) 체결을 한다.

3. 작동유체 결정 및 스크롤 사이징

목표 출력을 얻기 위해 필요한 질량유량은 식(2)로부터 계산할 수 있고,

CO₂, Air, 그리고 He에 대해서 상대적인 비교 우위를 평가하기 위해 주어진 운전조건에서 각 작동유체의 팽창지수 및 식(2)와 식(3)을 이용하여 압축기와 팽창기의 행정체적을 계산해 보았다. Fig. 6은 이러한 상대 비교를 보여준다. 이들 가운데 CO₂가 팽창지수도 제일 작고 압축기 및 팽창기의 상대크기가 제일 작게 나타났다. 따라서 본 연구에서는 작동유체로 CO₂를 사용하고자 한다. CO₂를 사용할 경우 스텔링 엔진 출력 10kW를 얻기 위해 필요한 질량유량은 $\dot{m} = 0.332 \text{ kg/s}$ 이다.

스크롤 팽창기 또는 스크롤 압축기에서 스크롤 램의 형상을 결정하는 형상인자들로 는 기초원 반경 a , 램 두께 t , 램 높이 h , 선회반경 r_s , 램 끝 각 ϕ_c , 커터각 ϕ_a , 시작각 α 등 모두 7개이며 이들 형상 인자들 사이의 상관관계를 나타내는 식은 4개가 있다.⁽⁴⁾ 램 높이는 램 두께 대비 어느 적정 값을 넘기지 말아야 하는데, 이는 램 옆면에 작용하는 가스력 때문에 램이 휘어지는 방면과

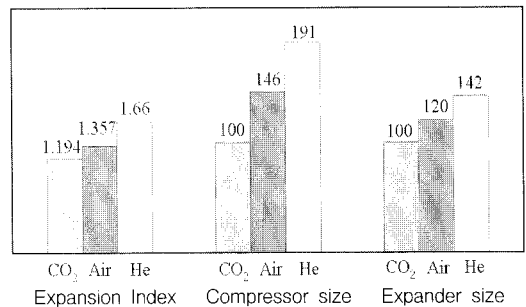


Fig. 6 Selection of working fluid.

또한 랩 가공 측면에서 볼 때 랩 두께 대비 랩 높이가 너무 크면 공구의 안정적 운용이 어려워지기 때문이다. 본 설계에서는 고압과 저압의 차이가 약 3.5MPa이므로 안전율을 고려하여 랩 세장비를 $h/t=4.5$ 로 하였다. 이럴 경우 랩 형상인자 수 7개에 관계식이 5개이므로 변수 2개를 독립변수로, 나머지 변수 5개는 종속변수로 잡을 수 있다. 여기서는 랩의 가공에 실질적으로 중요한 랩 두께 t 와 선회반경 r_s 를 독립변수로 잡고자 한다.

먼저 팽창기의 경우 랩 두께 t 및 선회반경 r_s 를 변화시켜 가며 Table 1의 운전조건을 만족하기 위한 스크롤 랩 직경($2\phi_c a$)과 토출구 속도를 계산하여 Fig. 7에 나타내었다. 선회반경 r_s 가 커질수록 그리고 랩 두께 t 가 증가할수록 스크롤 직경은 작아지는 반면 토출속도는 증가한다. 토출속도가 대략 30m/s를 넘지 않는 범위에서 스크롤 랩 직경이 가장 작도록 랩 두께 및 선회반경을 각각 $t=8mm$ 및 $r_s=7mm$ 로 결정하였다. 압축기도 동일한 방법으로 랩 두께와 선회반경을 각각 $t=6mm$ 및 $r_s=5mm$ 로 정하였다. 나머지

형상인자들은 이 두 인자로부터 결정될 수 있다. Fig. 8에는 설계된 스크롤 랩 형상을 나타내었다.

4. 성능해석

4.1 팽창기

스크롤 팽창기의 체적선도는 흡입과정, 팽창과정, 그리고 토출과정으로 나누어, 각각 식(4)~식(6)과 같이 구한다.

$$V_{suc} = H \left(\int_{\phi_c - \pi}^{\phi_c} \frac{a^2}{2} (\phi - \alpha)^2 d\phi - \int_{\beta}^{\phi_c - \pi} \frac{a^2}{2} (4\alpha\phi) d\phi + \frac{a^2\pi}{2} - ar_s \right) \quad (4)$$

$$V_{exp} = Ha\pi r_s (2\phi + \pi) \quad (5)$$

$$V_{dis} = H \left(\frac{1}{2} ar_s \theta (2\phi_c - \pi - \theta) + ar_s (1 - \sin\gamma) + \frac{1}{4} r_s^2 \sin 2\gamma + ar_s \cos \gamma (\phi_c - \pi + \alpha) \right) \quad (6)$$

팽창실의 질량과 가스압력은 각각 식(7) 및 식(8)과 같다.

$$M = M(0) + \int \sum \dot{m}_{out} - \sum \dot{m}_{in} dt \quad (7)$$

$$P = \frac{P_{ref}}{\rho_{ref}^n} \left(\frac{M}{V} \right)^n \quad (8)$$

팽창실 간의 누설 질량이나 송출유량은 압축성 노즐유동식을 사용하되 점성마찰의 효과는 유량계수 c_v 를 통해 반영하였다.⁽⁵⁾

$$\dot{m} = c_v P_u A \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT} \sqrt{P_r^{2/n} - P_r^{n+1/n}} \quad (9)$$

선회스크롤에 작용하는 가스력의 반경방향 및 접선방향 성분은 각각 식(10) 및 식(11)과 같다.

$$F_{ry} = 2ah(P_0 - P_s) \quad (10)$$

$$F_{ty} = ah [8\pi(P_2 - P_d) + 4\pi(P_3 - P_2) + (2\phi_3 - \pi)(P_0 - P_d)] \quad (11)$$

Fig. 9는 선회스크롤에 작용하는 힘들을 보여준다. 여기서 F_{x1} , F_{y1} 과 F_{x2} , F_{y2} 은 각 동력전달

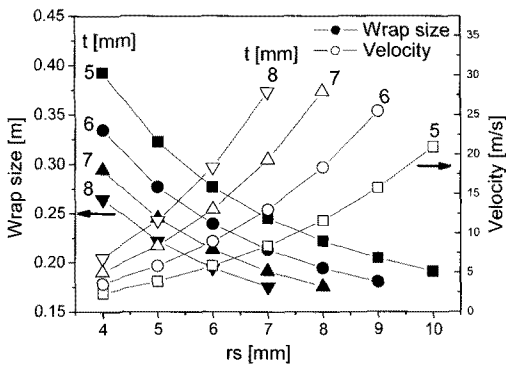


Fig. 7 Scroll wrap size and inlet gas velocity.

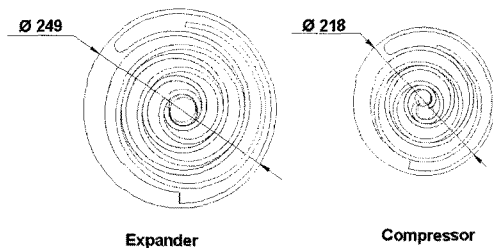


Fig. 8 Scroll wrap profiles.

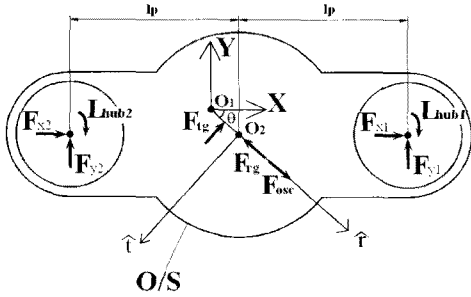


Fig. 9 Force diagram of orbiting scroll.

축 반력의 x 및 y 방향성분을 나타낸다. 선회스 크롤에 작용하는 힘과 모멘트의 평형 방정식은 식(12)~(14)과 같다.

$$F_{x1} + F_{x2} + 2F_{tq} \sin\theta + (F_{osc} - 2F_{rg}) \cos\theta = 0 \quad (12)$$

$$F_{y1} + F_{y2} + 2F_{th} \cos\theta - (F_{osc} - 2F_{ry}) \sin\theta = 0 \quad (13)$$

$$F_{y1} l_p - F_{y2} l_p r_s F_{ry} + r_{cp} \mu \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} + r_{cp} \mu \sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2} = 0 \quad (14)$$

Fig. 10은 축이 베어링으로부터 받는 힘들을 보여준다. 상단 및 하단에 축지지 베어링이 있고, 중앙부는 선회스 크롤로부터 전달되는 팽창력을 받는 드라이브 베어링이다. 축에 작용하는 힘과 모멘트 평형은 식(15)~(18)과 같다.

$$-(F_{ur} - \mu_{ub} F_{ur}) - (F_{dr} - \mu_{db} F_{dr}) - F_{unc} - F_{dwc} + F_{cpc} + F_{cpt} = 0 \quad (15)$$

$$-(F_{ut} - \mu_{ub} F_{ut}) - (F_{dt} - \mu_{db} F_{dt}) + F_{cpt} = 0 \quad (16)$$

$$(F_{ur} - \mu_{ub} F_{ur}) l_{ub} + F_{unc} l_{ur} - F_{dwc} l_{dw} - (F_{dr} - \mu_{db} F_{dr}) l_{db} = 0 \quad (17)$$

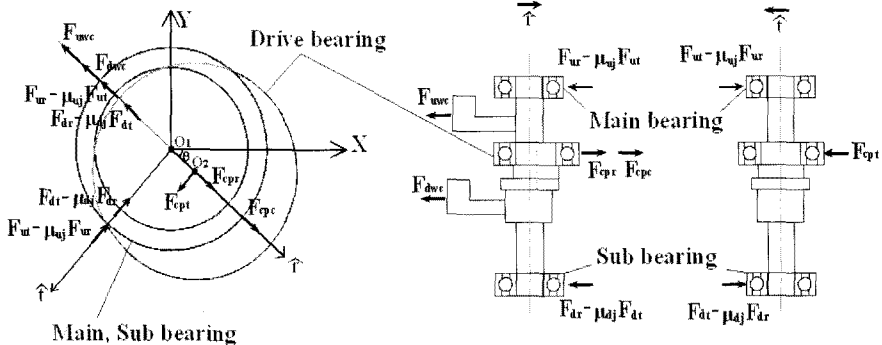


Fig. 10 Force diagram of crankshaft.

$$-(F_{ut} - \mu_{ub} F_{ur}) l_{ub} + (F_{dt} - \mu_{db} F_{dr}) l_{db} = 0 \quad (18)$$

여기서 각 축의 드라이브 베어링력은 각각 $F_{cp1} = \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2}$ 및 $F_{cp2} = \sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2}$ 이고, 축지지 상부 및 하부 베어링력은 각각 $F_{ub} = \sqrt{F_{ut}^2 + F_{ur}^2}$ 및 $F_{db} = \sqrt{F_{dt}^2 + F_{dr}^2}$ 과 같다.

기계적 마찰 손실은 각 베어링에서 작용하는 힘으로부터 식(19)와 같이 구할 수 있다.

$$L_{exp, mech} = 2\omega(r_{cp}\mu_{cp}F_{cp} + r_{ub}\mu_{ub}F_{ub} + r_{db}\mu_{db}F_{db}) \quad (19)$$

여기서 마찰계수 μ_{cp} , μ_{ub} , μ_{db} 는 모두 볼베어링의 전형적인 값인 0.0015로 간주하였다.⁽⁶⁾

선회 스크롤을 회전 시키는 구동력은 접선방향 가스력이므로 스크롤 팽창기에서 발생하는 팽창동력 L_e 는 식(20)과 같고, 축동력은 팽창동력에서 기계적 손실을 뺀 식(21)과 같다.

$$L_e = \omega r_s F_{tq} \quad (20)$$

$$L_s = L_e - L_{exp, mech} \quad (21)$$

4.2 압축기

스 크롤 압축기에서는 팽창기의 역과정으로 체적이 계산되며 각 검사 체적에서의 가스의 유동식과 압력, 그리고 선회스 크롤에 작용하는 힘의 계산 방법은 팽창기와 동일하다. 다만 반경방향 가스력 F_{tq} 의 작용방향이 팽창기에서와는 반대가 된다. 기계적 마찰 손실 역시 스크롤 팽창기에서 사용된 식(19)과 동일한 방법으로 계산한다.

스크롤 압축기의 총 소요 동력은 누설과 과압축 등에 의한 손실 L_{gas} 을 포함하여 식(22)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$L_{comp} = L_{c,th} + L_{gas} + L_{comp,mech} \quad (22)$$

5. 성능해석 결과 및 고찰

Fig. 11(a)와 Fig. 11(b)는 각각 스크롤 팽창기와 압축기의 P-V 선도를 나타낸다. 고정 및 선회스크롤 간 누설 간극은 축방향 및 반경방향 모두 $30 \mu m$ 로 가정하였다. 스크롤 팽창기의 P-V 선도는 각 팽창실 간의 누설로 인해 점선으로 표시된 이론 P-V 선도에 비해 압력이 낮게 형성되어진다. 팽창이 거의 완료되는 부근에서는 팽창실 압력이 이론 압력 보다 높게 형성되는데 이는 중앙부의 검사체적에서 누설된 가스가 바깥 검사체적으로 유입되어 검사체적 내 가스의 질량이

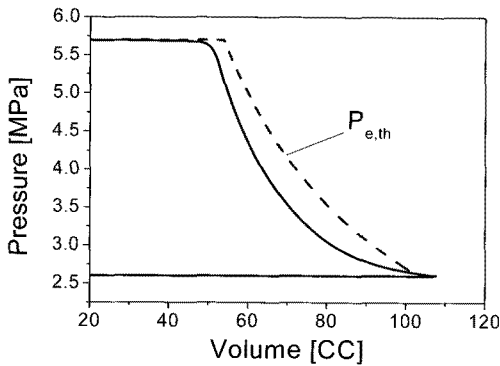
증가하기 때문이다.

이와 반대로 스크롤 압축기의 경우에는 누설의 영향으로 이론 압력보다 높은 압력이 형성되고, 토출과정에서 과압축이 발생한다. 과압축의 크기는 토출포트의 크기와 관계되는데 여기서 나타난 과압축은 수용할만한 정도이다.

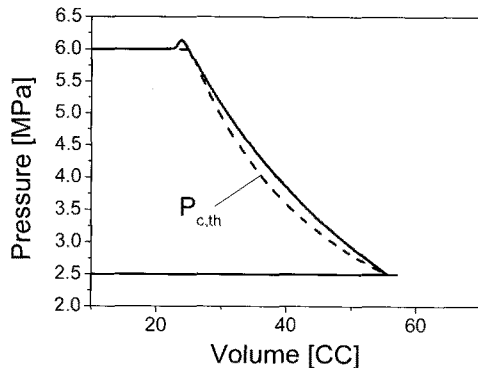
Fig. 12는 스크롤 팽창기의 팽창 토크와 압축기의 압축 토크를 보여준다. 스크롤 팽창기는 평균 $129.13 N\cdot m$ 의 토크를 발생시키고, 압축기는 평균 $84.42 N\cdot m$ 의 토크를 필요로 한다. 토크 변동폭은 두 경우 모두 대략 $\pm 10\%$ 정도로 다른 형태의 용적형 압축기 또는 팽창기에 비해 매우 양호하다.

Fig. 13(a), Fig. 13(b)은 각각 팽창기 및 압축기에서의 베어링 하중을 보여준다. 팽창기에서 드라이브 베어링 하중은 약 $15,386 N$, 압축기에서는 약 $12,631 N$ 이다. 축지지 베어링 하중은 대략 $4,800 \sim 6,600 N$ 정도로 나타났다. Fig. 14에는 팽창기와 압축기의 각종 손실과 출력 및 소요 동력을 나타내었다. 팽창기에서 가스팽창 손실이 없는 이론출력 $54.14 kW$ 에서, 가스팽창 손실 $5.46 kW$ 와 기계적 마찰손실은 $3.33 kW$ 을 제한 축 출력은 $45.35 kW$ 로 계산 되었다. 압축기에서는 이론 소요 동력이 $30.46 kW$ 로, 가스 압축손실이 $1.39 kW$ 와 기계적 손실 $2.63 kW$ 을 더하면 압축기소요 동력이 $34.48 kW$ 로 나타났다. 따라서 설계된 스크롤 팽창기와 스크롤 압축기를 이용한 스텔링 엔진으로 얻을 수 있는 동력은 $10.87 kW$ 로 계산되었다.

팽창기와 압축기의 각종 효율은 Table 2에 나타내었다. 팽창기 전효율은 84.1% , 압축기는 88.3% 로 계산되었다.



(a) expander



(b) compressor

Fig. 11 P-V diagrams.

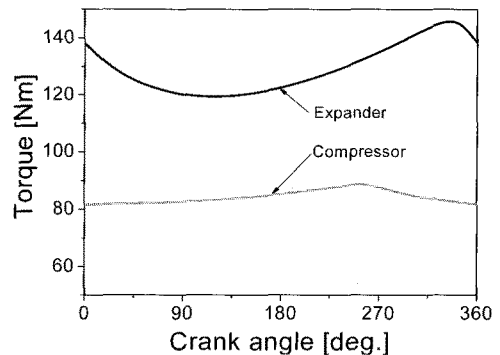


Fig. 12 Gas torque variation for expander and compressor.

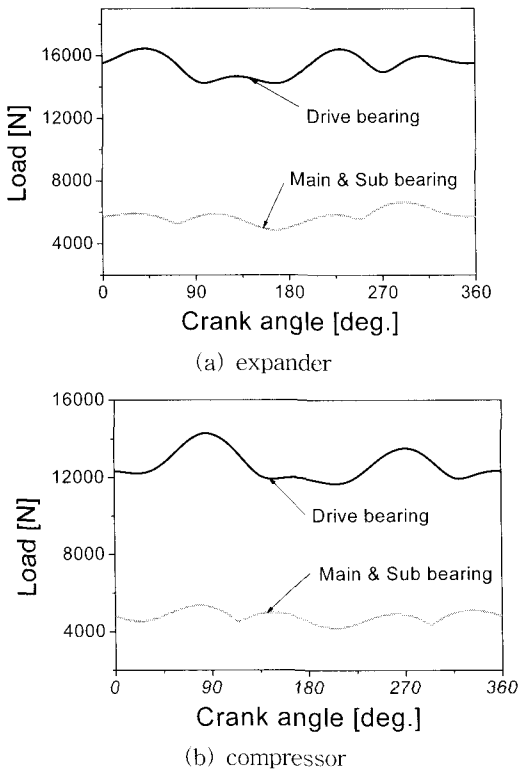


Fig. 13 Bearing loads.

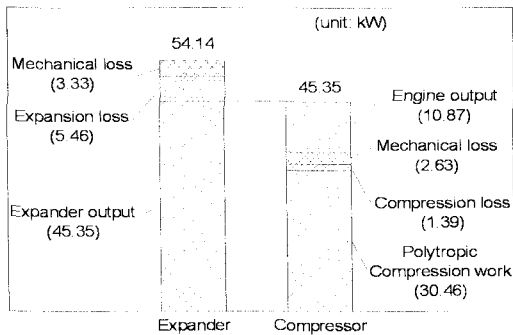


Fig. 14 Loss analysis for expander and compressor.

Table 2 Efficiencies of scroll expander and compressor

| Expander | | Compressor | |
|--------------|----------|--------------|----------|
| $\eta_{e,c}$ | 78 [%] | $\eta_{e,c}$ | 81.9 [%] |
| $\eta_{i,c}$ | 89.9 [%] | $\eta_{i,c}$ | 95.6 [%] |
| $\eta_{m,c}$ | 93.6 [%] | $\eta_{m,c}$ | 92.4 [%] |
| η_c | 84.1 [%] | η_c | 88.3 [%] |

6. 결론

태양열을 열원으로 하는 스텔링 엔진에 스크롤 팽창기와 스크롤 압축기의 적용 가능성에 대한 연구에 있어서,

(1) 공기나 N₂ 보다도 CO₂를 작동유체로 할 경우, 팽창지수가 낮아 등온팽창 과정에 상대적으로 가깝게 갈 수 있으며 압축기 및 팽창기의 크기도 상대적으로 작게 할 수 있다.

(2) 스텔링 엔진의 효율은 압력비 2.5에서 최대치를 보이며 최대치는 고압부 압력이 높을수록 높아진다.

(3) 소형화를 위해 선회스크롤은 양 날개 방식으로 설계하였고 팽창기와 압축기를 2개의 크랭크 축으로 연결되도록 하여 동력전달 및 선회스크롤 자진방지를 꾀하였다.

(4) 팽창기에서 열팽창을 흡수하기 위해 선회스크롤에서는 경관과 지지부 사이에 스프링 구조를 채택하였고 고정스크롤에서는 미끄럼 볼팅 방식으로 프레임과 체결한다

(5) 온도 700 °C/40 °C 및 압력 6 MPa/2.5 MPa, 운전속도 3600 rpm의 운전조건에서 출력 10 kW의 스텔링 엔진에 적합한 스크롤 경관 크기는 팽창기에서는 랩 두께 8 mm, 높이 36 mm, 선회반경 7 mm에서 경관 직경 249 mm이고, 압축기에서는 랩 두께 6 mm, 높이 27 mm, 선회반경 5 mm에서 직경은 218 mm가 된다.

(6) 팽창지수를 $n = 1.194$, 압축지수를 $n = 1.1$ 로 가정할 때, 누설간극 30 μm 에서 설계된 팽창기의 축출력은 45.35 kW, 압축기 소요동력은 34.48 kW로 계산되어 스텔링 엔진의 출력은 이 두 값의 차이인 10.87 kW로 얻어졌다. 팽창기 전효율은 84.1%, 압축기 전효율은 88.3%로 계산되며 시스템 효율은 7.3%로 나타났다.

(7) 베어링 하중은 팽창기의 경우 드라이브 베어링에서 약 15,400 N, 축지지 베어링에서 약 4,800 ~ 6,600 N 정도로 계산되며, 압축기에서는 이보다 조금씩 작게 나타난다.

참고문헌

- Kim, Y. M., Shin, D. K., Lee, J. H., 2003, Stirling engine employing scroll type mechanism, Proceeding of KSME 2003 Spring Conference,

- KSME, pp.1709-1716.
2. Hugenroth, J., Braun J., Groll, E., King, G., 2006, Liquid-flooded Ericsson cycle cooler : Part 1-Thermodynamic analysis, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, p.R168.
 3. Kim, H. J., Ahn, J. M., Park, I., Park, P. C., 2007, Scroll expander for power generation from a low-grade steam source, Journal of Power and Energy, Vol.221, No. A5, pp. 705-712.
 4. Kwon, T. H., Ahn, J. M., Shim, J. H., Kim H. J., 2006, Conceptual design of scroll air compressor for fuel cell, Proceeding of the SAREK 2006 Winter Annual Conference, pp.229-234.
 5. Kim, H. J., 1996, Development of computer simulation program for the performance of a variable speed scroll compressor, University of Incheon Technical Report.
 6. <http://www.ntn.co.jp>.