

스크롤 방식 스텔링 엔진용 스크롤 압축기-팽창기 개념 설계

김 우 영, 김 현 진^{*†}, 김 영 민^{**}, 이 상 태^{***}

인천대학교 대학원, ^{*} 인천대학교 기계 공학과, ^{**}한국기계연구원 친환경엔진연구팀, ^{***}(주)템피아

Conceptual design of scroll expander-compressor for Stirling engine

Woo Young Kim, Hyun Jin Kim^{*†}, Young-Min Kim^{**}, Sang Tae Lee^{***}

Department of Mechanical Engineering, Graduate school of Incheon University, Incheon 402-749, Korea

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

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

^{***} Tempia Co. Ltd., Chenonan-si, 330-833, Korea

ABSTRACT: In this paper, conceptual design of scroll expander-compressor for Stirling engine utilizing solar energy as heat source has been carried out. Orbiting scroll member was designed to have a double-sided structure to reduce the overall scroll size and to cancel out the axial forces on the orbiting scroll base plate. Diameter of designed scroll base plate was about 251 mm for the expander, and it was about 218 mm for the compressor. With operating condition such as temperature range of 400°C/20°C, pressure range of 6 MPa/2 MPa, and shaft speed of 2700 rpm, the shaft output of the designed scroll expander was calculated to be 49.8 kW, while input power for the scroll compressor was 38.6 kW, yielding 11.2 kW for the output power of the Stirling engine. Overall efficiencies of the scroll expander and compressor were 93.73% and 92.87%, respectively.

Key words: Stirling engine(스텔링엔진), Scroll expander(스크롤 팽창기), Scroll compressor(스크롤 압축기), Shaft power(축동력)

1. 서 론

이상적인 스텔링 사이클의 효율은 카르노 사이클의 효율과 같지만 실제 왕복동식 스텔링 엔진의 성능은 이 이론적인 효율에 크게 미치지 못하는데, 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 사용한 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 경판이 작동유체와 접촉하는 면적이 왕복동식에 비해 크게 증가하기 때문에, 앞서 이상적인 스텔링 사이클에서 벗어나는 정도를 상당부분 완화할 수

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8423

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

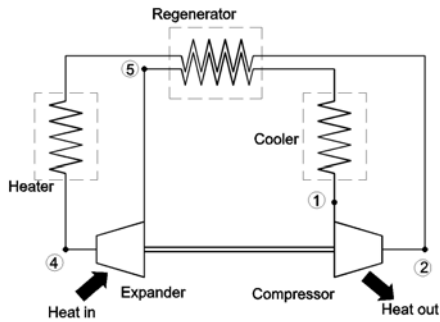


Fig. 1 Stirling engine using scroll expander and compressor

있다.

본 연구에서는 태양열을 열원으로 이용하는 스크롤 방식 스틸링 엔진 용도의 스크롤 팽창기-압축기에 대한 설계의 첫 단계로 개념 설계를 수행해 보고자 한다. 스크롤 압축기의 경우 현재 에어컨용 냉매 압축기로 널리 사용되고 있고 또한 무급유식 공기 압축기로도 제품들이 속속 출시되고 있어 관련 기술들에 대한 접근성이 용이한 반면, 스크롤 팽창기의 경우 아직까지는 상용화 단계까지는 이르고 있지 못한 상태이다. 더구나 스틸링 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 개념 설계를 기초로 예상되는 성능을 해석하여 태양열 발전용 엔진으로서의 스크롤식 스틸링 엔진의 구현을 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 사이클 구성 및 기본구조

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

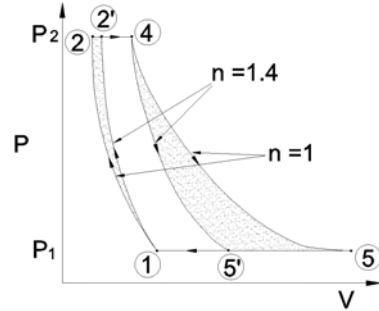


Fig. 2 Effects of polytropic index on P-V diagram

영향을 나타내었다. 압축과 팽창이 단열조건에서 일어날 때에 비해 등온조건에서 일어날 때에 더 큰 출력을 얻을 수 있다. 실제 하드웨어를 구성함에 있어 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 소개하였다. 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 작동가스는 거의 등온에 가까운 압축이나 팽창 과정을 수행하게 되는 것이다. 본 연구에서는 이러한 사용하고자 하는 열매체의 열용량 등을 고려하여 폴리트로픽 지수를 $n=1.1$ 로 잡고자 한다.

Table 1에는 스크롤 팽창기와 압축기의 운전조건과 이 운전 조건에서 얻고자 하는 스틸링 엔진의 출력 목표를 나타내었다. 작동유체는 공기로 한다. 팽창기 온도를 높일수록 높은 출력을 얻을 수 있으나 재료의 내열성 등을 고려하여 최고 온도를 $T_4 = 400^\circ\text{C}$ 로 설정하였고, 압력도 고압부를 $P_2 = 6 \text{ MPa}$ 로 제한하였다. 압축비는 $P_2/P_1 = 3$ (팽창비는 $P_4/P_5 = 2.714$)으로 하였는데 이는 저온부 온도와 스크롤 랩의 감김 회수 등을 고려한 것이다. 이상의 운전조건에서 스틸

Table 1 Operating conditions for expander and compressor

Expander		Compressor	
P ₄ [MPa]	5.7	P ₁ [MPa]	2
P ₅ [MPa]	2.1	P ₂ [MPa]	6
T ₄ [°C]	400	T ₁ [°C]	20
T ₅ [°C]	342	T ₂ [°C]	51

링 엔진 출력 10 kW를 얻기 위해 필요한 질량유량은 $\dot{m} = 0.332 \text{ kg/s}$ 이다.

3. 스크롤 사이징

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 양 날개 구조의 스크롤⁽³⁾을 기본구조로 하고자한다. 이럴 경우 선회스크롤 경판 양쪽의 축방향 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 압축이나 팽창과정을 등온과정에서 더 벗어나게 하므로 본 설계에서는 운전속도를 2700 rpm으로 정하였다.

스크롤 팽창기에서 스크롤 랩의 형상을 결정하는 형상인자들로써는 기초원 반경 a , 랩 두께 t , 랩 높이 h , 선회반경 r_s , 랩 끝각 ϕ_e , 커터각 ϕ_a , 시작각 α 등 모두 7개이며 이들 형상 인자들 사이의 상관관계를 나타내는 식은 4개가 있다(4). 랩 높이는 랩 두께 대비 어느 적정 값을 넘기지 말아야 하는데, 이는 랩 옆면에 작용하는 가스력 때문에 랩이 휘어지는 방면과 또한 랩 가공 측면에서 볼 때 랩 두께 대비 랩 높이가 너무 크면 공구의 안정적 운용이 어려워지기 때문이다. 본

설계에서는 고압과 저압의 차이가 약 4 MPa이므로 안전율을 고려하여 랩 세장비를 $h/t = 4$ 로 하였다. 이럴 경우 랩 형상 인자 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 랩

두께를 $t = 7 \text{ mm}$ 로 고정하고 선회반경 r_s 를 변화시켜 가며 주어진 Table 1의 운전조건을 만족하기 위한 스크롤 랩 직경($2\phi_e a$)과 토출구 속도를 팽창기와 압축기에 대해 Fig.3(a) 및(b)에 각각 나타내었다. 선회반경 r_s 가 커질수록 스크롤 랩 직경은 작아지나 토출속도는 증가한다. 토출속도가 대략 30-40 m/s를 넘지 않는 범위에서 스크롤 랩 직경이 가장 작도록 팽창기는 $r_s = 10 \text{ mm}$, 압축기는 $r_s = 9 \text{ mm}$ 로 선회반경을 결정하였다. 이로부터 나머지 형상인자들이 결정되며 Table 2에 형상인자 값들을, Fig.4에는 설계된 스크롤 랩 형상을 나타내었다.

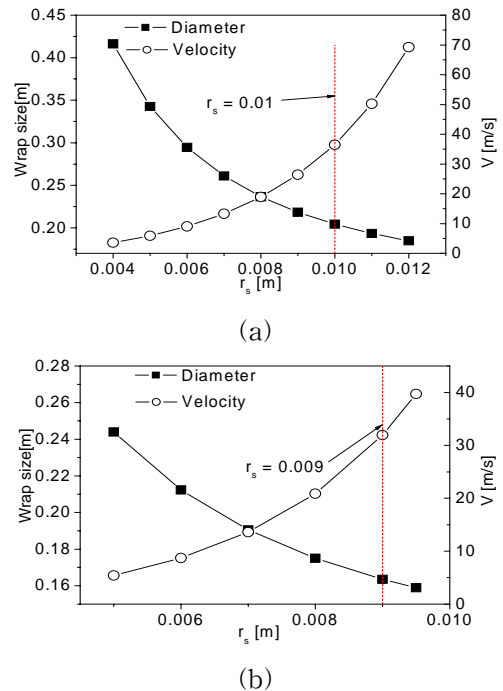


Fig. 3 Scroll wrap size and inlet/discharge velocity vs. orbiting radius: (a) expander (b) compressor

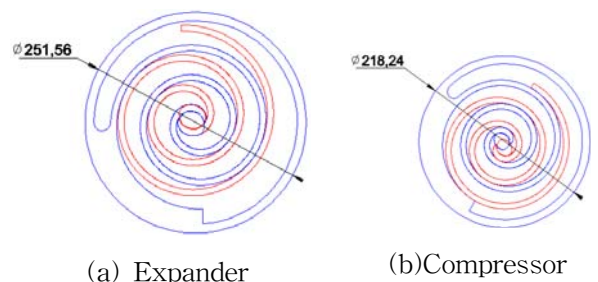


Fig. 4 Scroll wrap profiles

Table 2 Scroll configuration factors for expander and compressor

Symbol	Expander	Compressor
a [m]	0.00541	0.0051
t [m]	0.007	0.007
h [m]	0.028	0.026
r_s [m]	0.01	0.009
α [°]	37.06	39.375
ϕ_e [°]	1081.51	919.97
ϕ_a [°]	237.39	149.41
V_{th} [cc]	108.8	172.2

Fig. 5는 팽창기(또는 압축기)의 구조를 보여준다. 중앙에 양 날개 방식의 선회스크롤이 위치하고 그 양측으로 고정스크롤이 배치된다. 선회스크롤 경관 양단에 2 개의 동력전달축이 관통하도록 드라이브 베어링부를 설치하고 축은 고정스크롤이 고정되어 있는 프레임부에서 축베어링으로 지지한다. 동력전달축은 고정스크롤이 고정되어 있는 양쪽의 프레임 가운데 어느 한 쪽(또는 양쪽)을 관통하여 프레임 외부에서 타이밍 벨트로 서로 연결된다. 이러한 연결을 통해 2 개의 동력전달축은 동력전달의 역할과 선회스크롤의 자전방기능을 동시에 수행할 수 있다. 팽창기에서 발생한 동력은 압축기 구동에 사용되며 잉여 출력은 스틸링엔진 출력이 된다.

4. 성능해석

4.1 팽창기

스크롤 팽창기의 체적선도를 흡입과정, 팽창과정, 그리고 토출과정으로 나누어, 각각 식(1)-(3)과 같이 구한다.

$$V_{suc} = H \left(\int_{\phi_i - \pi}^{\phi_i} \frac{a^2}{2} (\phi - \alpha)^2 d\phi - \int_{\beta}^{\phi_i - \pi} \frac{a^2}{2} (4\alpha\phi) d\phi + \frac{a^2\pi}{2} - ar_s \right) \quad (1)$$

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

$$V_{dis} = H \left(\frac{1}{2} ar_s \theta (2\phi_e - \pi - \theta) + ar_s (1 - \sin\gamma) + \frac{1}{4} r_s^2 \sin 2\gamma + ar_s \cos \gamma (\phi_e - \pi + \alpha) \right) \quad (3)$$

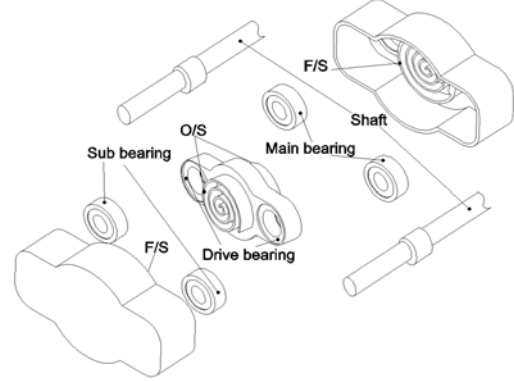


Fig. 5 Breakdown of scroll expander(or compressor) structure

팽창실의 질량과 가스압력은 각각 식(4) 및 식(5)와 같다.

$$M = M(0) + \int \sum \dot{m}_{out} - \sum \dot{m}_{in} dt \quad (4)$$

$$P = \frac{P_{ref}}{\rho_{ref}^n} \left(\frac{M}{V} \right)^n \quad (5)$$

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

$$\dot{m} = c_v P_u A \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT} \sqrt{P_r^{2/n} - P_r^{n+1/n}} \quad (6)$$

선회스크롤에 작용하는 가스력의 반경방향 및 접선방향 성분은 각각 식(7) 및 (8)과 같다.

$$F_{rg} = 2ah(P_0 - P_s) \quad (7)$$

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

Fig.6은 선회스크롤에 작용하는 힘들을 보여준다. 여기서 F_{x1} , F_{y1} 과 F_{x2} , F_{y2} 은 각 동력전달축 반력의 x 및 y 방향성분을 나타낸다. 선회스크롤에 작용하는 힘과 모멘트의 평형 방정식은 식(9)-(11)과 같다.

$$F_{x1} + F_{x2} + 2F_{tg} \sin\theta + (F_{osc} - 2F_{rg}) \cos\theta = 0 \quad (9)$$

$$F_{y1} + F_{y2} + 2F_{th} \cos\theta - (F_{osc} - 2F_{rg}) \sin\theta = 0 \quad (10)$$

$$F_{y1} l_p - F_{y1} l_{p's} F_{rg} + r_{cp} \mu \sqrt{F_{x1}^2 + F_{y1}^2} + r_{cp} \mu \sqrt{F_{x2}^2 + F_{y2}^2} = 0 \quad (11)$$

Fig. 7은 축이 베어링으로부터 받는 힘들을 보여준다. 상단 및 하단에 축지지 베어링이 있고, 중앙부는 선회스크롤로부터 전달되는 팽창력을 받는 드라이브 베어링이다. 축에 작용하는 힘과 모멘트 평형은 식 (12)-(15)과 같다.

$$-(F_{ur} - \mu_{ub}F_{ur}) - (F_{dr} - \mu_{db}F_{dt}) - F_{uwc} - F_{dwc} + F_{cpc} + F_{cpr} = 0 \quad (12)$$

$$-(F_{ut} - \mu_{ub}F_{ur}) - (F_{dt} - \mu_{db}F_{dr}) + F_{cpt} = 0 \quad (13)$$

$$(F_{ur} - \mu_{ub}F_{ur})l_{ub} + F_{uwc}l_{uw} - F_{dwc}l_{dw} - (F_{dr} - \mu_{db}F_{dt})l_{db} = 0 \quad (14)$$

$$-(F_{ut} - \mu_{ub}F_{ur})l_{ub} + (F_{dt} - \mu_{db}F_{dr})l_{db} = 0 \quad (15)$$

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 (16)과 같이 구할 수 있다.

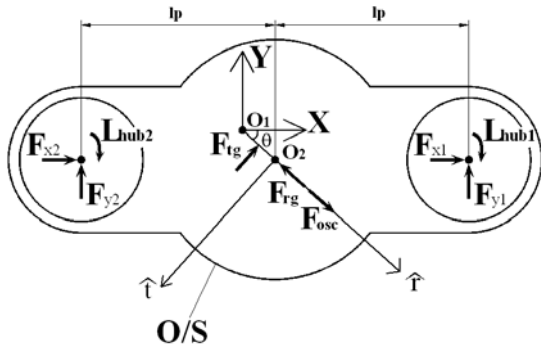


Fig. 6 Force diagram of orbiting scroll

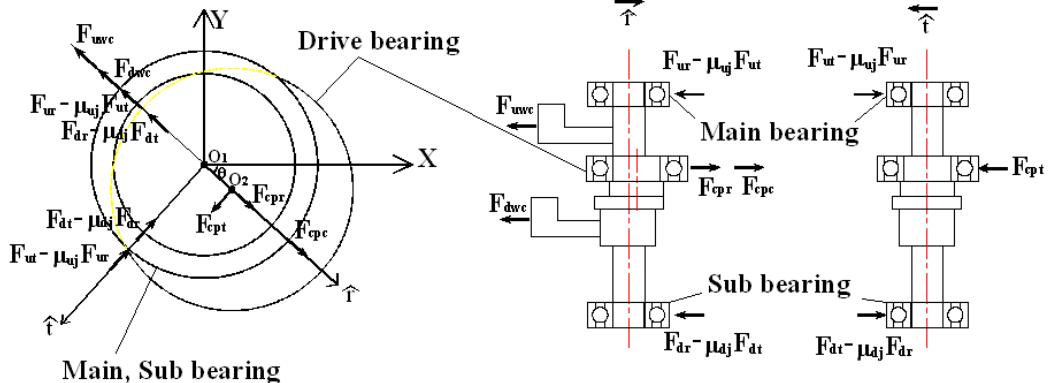


Fig. 7 Force diagram of crankshaft

$$L_{exp, mech} = 2\omega(r_{cp}\mu_{cp}F_{cp} + r_{ub}\mu_{ub}F_{ub} + r_{db}\mu_{db}F_{db}) \quad (16)$$

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(17)과 같고, 축동력은 팽창동력에서 기계적 손실을 뺀 식(18)와 같다.

$$L_e = \omega r_s F_{tg} \quad (17)$$

$$L_s = L_e - L_{exp, mech} \quad (18)$$

4.2 압축기

스크롤 압축기에서는 팽창기의 역과정으로 체적이 계산되며 각 검사 체적에서의 가스의 유동식과 압력, 그리고 선회스크롤에 작용하는 힘의 계산 방법은 팽창기와 동일하다. 다만 반경방향 가스력 F_{tg} 의 작용방향이 팽창기에서와는 반대가 된다. 기계적 마찰 손실 역시 스크롤 팽창기에서 사용된 식 (16)과 동일한 방법으로 계산한다.

스크롤 압축기의 총 소요 동력은 누설과 과압축 등에 의한 손실 L_{gas} 을 포함하여 식(19)과 같이 나타 낼 수 있다.

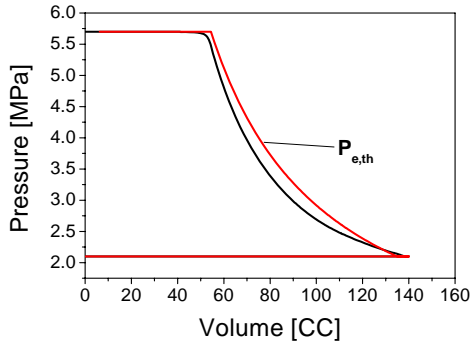
$$L_{comp} = L_{c,th} + L_{gas} + L_{comp, mech} \quad (19)$$

5 성능해석 결과 및 고찰

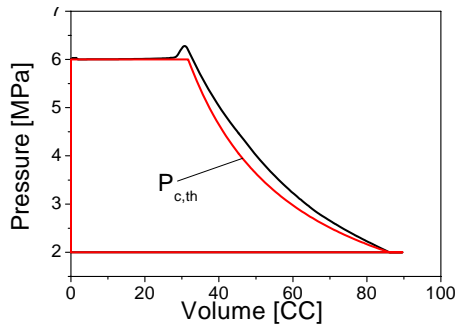
Fig. 8(a)와 (b)는 각각 스크롤 팽창기와 압축기의 P-V 선도를 나타낸다. 고정 및 선회스크롤 간 누설 간극은 축방향 및 반경방향 모두 $30 \mu m$

로 가정하였다. 스크롤 팽창기의 P-V 선도에서는 각 팽창실 간의 누설로 인해 이론 P-V 선도에 비해 압력이 낮게 형성되어진다. 팽창이 거의 완료되는 부근에서는 팽창실 압력이 이론 압력보다 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.



(a)



(b)

Fig. 8 P-V diagrams: (a)expander (b)compressor

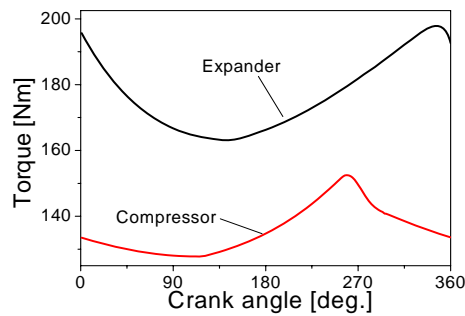
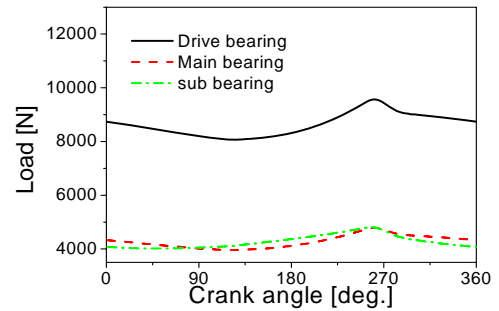


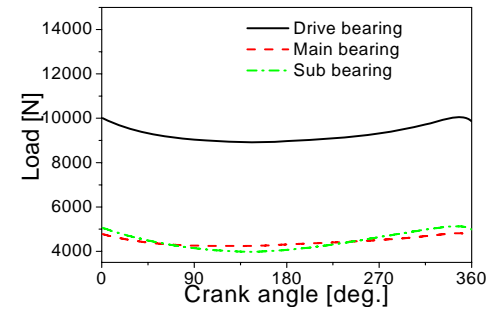
Fig 9 Gas torque variations

Fig. 9는 스크롤 팽창기의 팽창 토크와 압축기의 압축 토크를 보여준다. 스크롤 팽창기는 평균 180 N-m의 토크를 발생시키고, 압축기는 평균 135 N-m의 토크를 필요로 한다. 토크 변동폭은 두 경우 모두 대략 $\pm 10\%$ 정도로 다른 형태의 용적형 압축기 또는 팽창기에 비해 매우 양호하다.

Fig. 10(a)(b)은 각각 팽창기 및 압축기에서의 베어링 하중을 보여준다. 팽창기에서 드라이브 베어링 하중은 약 10,000 N, 압축기에서는 약 9,000 N 이다. 축지지 베어링 하중은 대략 4,000-5,000 N 정도로 나타났다.

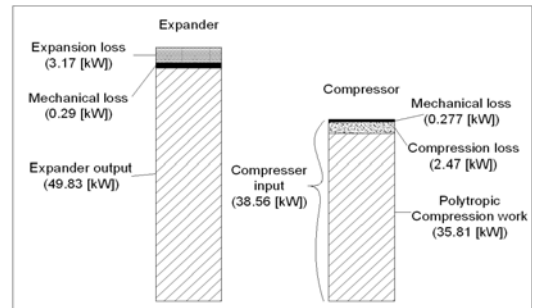


(a)



(b)

Fig. 10 Bearing loads: (a)expander (b)compressor



Fig, 11 Expander and compressor power breakdown

Fig. 11에는 팽창기와 압축기의 각종 손실과 출력 및 소요 동력을 나타내었다. 팽창기에서 가스팽창 손실이 없는 이론출력 49.99 kW에서, 가스팽창 손실 3.17 kW과 기계적 마찰손실은 0.29 kW을 제한 축동력 출력은 49.83 kW로 계산되었다. 압축기에서는 이론 소요 동력이 35.81 kW로, 가스 압축손실이 2.47 kW과 기계적 손실 0.277 kW을 더하면 압축기소요 동력이 38.56 kW로 나타났다. 따라서 설계된 스크롤 팽창기와 스크롤 압축기를 이용한 스텔링 엔진으로 얻을 수 있는 동력은 11.27 kW로 계산되었다.

결론

스크롤식 스텔링 엔진용 스크롤 팽창기와 스크롤 압축기에 대한 개념 설계에 있어서,

(1) 스크롤 팽창기와 스크롤 압축기의 기본구조를 선회스크롤을 양 날개 방식으로 하여 전체 직경 감소를 꾀하였고, 선회스크롤 경관 양쪽에 2 개의 동력전달축이 관통하도록 하고 이 두 축은 외부에서 타이밍 벨트로 서로 연결되게 함으로써 선회스크롤의 자전방지 기능을 겸하도록 하였다.

(2) 작동유체를 공기로 하고 온도범위 400°C/20°C, 압력범위 6 MPa/2 MPa, 운전속도 2700 rpm의 운전조건에서 스텔링 엔진의 출력을 10 kW급이 되도록 하려면, 스크롤 랩 두께 7 mm, 높이 26~28 mm에서 팽창기 직경은 251 mm, 압축기 직경은 218 mm가 된다.

(3) 팽창지수 및 압축지수를 $n=1.1$ 로 가정할 때, 누설간극 30 μm 에서 설계된 팽창기의 축출력은 49.83 kW, 압축기 소요동력은 38.56 kW로 계산되어 스텔링 엔진의 출력은 이 두 값의 차이인 11.27 kW로 얻어졌다. 팽창기 및 압축기의 체적효율은 각각 82.60% 및 86.25%, 폴리트로픽 효율

은 각각 94.04% 및 93.55%, 기계적 효율은 각각 99.68%, 99.27%, 이고 팽창기 전효율은 93.73%, 압축기 전효율은 92.87%로 계산되었다.

(4) 베어링 하중은 드라이브 베어링에서 약 10,000 N 정도, 축지지 베어링에서 약 4,000~5,000 N 정도로 계산된다.

참고 문헌

1. Kim, Y. M., Shin, D. K., Lee, J. H., 2003, Stirling engine employing scroll type mechanism, Proceeding of KSME '03 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, Paper-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>