

바이오매스를 에너지원으로 하는 유기랭매 사이클 스크롤 팽창기 발전 장치 설계

Design of Scroll Expander for Electric Power Generation System using Organic Rankine Cycle with Biomass Energy Source

문제현* · 유제승* · 김현진**† · 조남진***

J. H. Moon*, J. S. Yu*, H. J. Kim**† and N. J. Cho***

(접수일 : 2012년 02월 07일, 수정일 : 2012년 04월 18일, 채택확정 : 2012년 05월 01일)

Key Words : Scroll Expander(스크롤 팽창기), Organic Rankine Cycle(유기랭매 사이클), Shaft Power(축출력), Biomass(바이오매스)

Abstract : A scroll expander has been designed to produce a shaft power from a R134a Rankine cycle for electricity generation. Heat was supplied to the Rankine cycle through a heat exchanger, which received heat from another cycle of water. In the water cycle, water was heated up in a boiler using biogenic solid fuel. The designed scroll expander was a horizontal type, and a trochoidal oil pump was employed for oil supply to bearings and Oldham-ring keys. For axial compliance, a back pressure chamber was created on the backside of the orbiting scroll base plate. Numerical study has been carried out to estimate the performance of the designed scroll expander. The expander was estimated to produce the shaft power of about 2.9 kW from a heat supply of 36 kW, when the temperature of R134a was 80°C and 35°C at the evaporator and condenser of the Rankine cycle, respectively. The expander efficiency was about 70.5%. When the amount of heat supply varied in the ranges of 7.5~55 kW, the expander efficiency changed in the range of 45.6~70.5%, showing a peak efficiency of 70.5% at the design shaft speed.

1. 서 론

에너지 자원으로 활용 가능한 바이오매스에는 도시 지역에서 나오는 음식물 쓰레기, 산림이나 농경지에서의 잔류물, 곡물, 가축의 분뇨 등이 있다. 1983년도 통계에 따르면 바이오매스가 전 세계적으로 에너지원의 14%를 차지한다. 대부분의 경우 바이오매스는 조리나 난방 용도로 주로 사용되고 있으며 일부 액화되어 연료로 사용되기도 한다. 발전을 위한 용도로는 이제까지는 별로 활용되지 못 했으나, 최근 들어 바이오매스를 이용한 발전에도 관심이 모아지고 있다.

국내의 경우 농촌이나 농장 등지에서 발생하는 가축 분뇨의 처리에 대한 규제가 최근 시행되면서 분뇨처리가 큰 문제로 대두되었다. 이의 해결을 위해 제시된 유력한 한 방안으로는 가축 분뇨를 고회전연료화 해서 온수 발생용 보일러 연료로 사용하는 것이다. 온수나 난방 수요가 큰 겨울철에는 보일러 가동의 필요가 크지만, 여름철에는 난방 수요가 크지 않아 분뇨의 고회전연료화 수요가 크게 줄어든다. 이러한 계절별 불균형을 해결하고 더 근원적으로는 저급 에너지인 열에너지보다는 고급 에너지인 전기 에너지를 생산하기 위해서는 바이오매스를 이용한 발전시스템 개발이 필요하다.

**† 김현진(교신저자) : 인천대학교 기계공학과
E-mail : kimhj@incheon.ac.kr, Tel : 032-835-8419

*문제현, 유제승 : 인천대학교 대학원

***조남진 : 네오너지

**† H. J. Kim(corresponding author) : Mechanical System Engineering Department, University of Incheon.
E-mail : kimhj@incheon.ac.kr, Tel : 032-835-8419

*J. H. Moon, J. S. Yu : Mechanical System Engineering Department, University of Incheon

***N. J. Cho : Neenergy Co.

랭킨사이클 효율은 작동유체의 온도가 높을수록 높아지지만 열에너지를 축 동력으로 전환해주는 팽창기의 고온에서의 작동성이 담보되어야 한다. 고온에서는 통상적으로 터빈이 적합하지만 발전규모가 작을 경우 터빈의 효율이 너무 낮아서 장애 요인이 된다. 발전용량이 수 kW 정도로 작을 경우 용적형 팽창기인 스크롤 팽창기가 적합하다. 반면, 스크롤 팽창기는 고온에서 스크롤 기구의 열팽창과 윤활유 열화의 문제를 지니고 있으므로 사이클 효율이 낮더라도 작동 온도를 제한해야 한다. 낮은 온도의 열원에서 동력을 얻기 위해서는 유기냉매 사이클(Organic Rankine Cycle)이 유력하다.

유기냉매 사이클로부터 스크롤 팽창기를 사용하여 축동력을 얻은 사례는 Zanelli and Favrat (1994) 등이 있다. 그들은 상용화된 밀폐형 스크롤 압축기를 개조하여 사용하였다.

본 연구에서는 소규모 농장이나 농촌 집단지에서 발생하는 가축분뇨로 만든 고형연료를 활용하여 발전하는 스크롤 팽창기 발전 시스템을 설계하고자 한다.

2. 바이오매스 활용 발전 시스템

2.1 시스템 기본 구조

소규모 농촌 촌락에서 발생하는 가축 분뇨를 고형 연료화 하였을 때의 에너지 규모는 수백 kW 정도이다. 이를 필요에 따라 난방 용도와 발전 용도로 적절하게 배분할 수 있는데 이럴 경우 발전량은 대략 수 kW~수십 kW의 규모가 된다. 이를 위해 Fig. 1과 같은 난방 겸용 유기냉매 랭킨 사이클 발전시스템을 구성할 수 있다. 보일러에서 바이오 고형 연료를 사용하여 온수를 생산하고 이 온수를 난방과 발전 용도로 분배해 준다. 발전을 위한 온수는 증발기-2를 통과하여 난방을 위해 사용되었던 물과 함께 저장조에 모아진 후 다시 가열을 위해 보일러로 들어간다.

한편 유기랭킨 사이클은 온수 사이클과는 별도의 폐회로 사이클을 구성하는데 이 사이클의 열원으로 보일러 온수뿐만 아니라 발효건조장치의 폐열이 있다. 발효건조장치란 가축 분뇨로부터 바이오 고형 연료를 만드는 과정의 핵심장치로서 고온의 폐열가스를 발생시킨다. 이 가스의 폐열을 또한 발전 사이클의 열원으로 증발기-1에서 활용하는 것이다.

증발기-1과 증발기-2를 통해 얻어진 열에너지를 병렬 연결된 다수의 스크롤 팽창기를 통과케 하여 축동력을 얻고 발전기를 통해 발전하게 된다. 동력

전환을 위해 3 kW급의 스크롤 팽창기를 기본 유닛으로서 하고, 열원의 열에너지 변동에 따라 가동되는 스크롤 팽창기 대수를 변동시킬 수 있다. 스크롤 팽창기의 신뢰성을 유지하기 위해 팽창기 입구에서 최고 온도를 90°C로 제한한다.

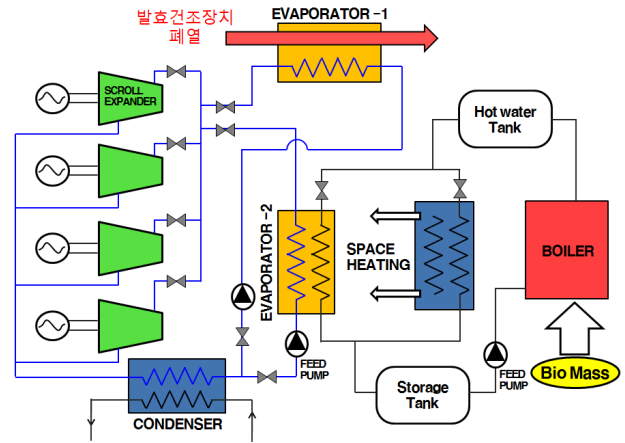


Fig. 1 Bio energy based electric power generation system using scroll expander

2.2 작동 냉매 선정

유기랭킨 사이클의 작동 냉매로 에탄올, R245fa, 그리고 R134a 등을 고려해 보았다. 에탄올은 자연 냉매로 지구환경파괴의 문제가 없으며, R245fa는 유기랭킨 사이클에 널리 사용되는 냉매로서 임계온도가 높아서 사이클 고온화에 비교적 유리하며, R134a는 상대적으로 고압냉매라서 비체적이 작다. Table 1에는 $T_{eva}=80^{\circ}\text{C}$ 및 $T_{cond}=35^{\circ}\text{C}$ 의 조건에서 랭킨사이클의 이론효율과 팽창기이론 출력 3 kW를 얻기 위한 체적유량을 비교하였다. 랭킨사이클 이론효율은 사이클로 전달된 열에너지당 팽창기 출력을 나타내는데 Fig. 2의 기호를 사용하면 다음의 식(1)과 같다.

$$\eta_{R,th} = \frac{(h_3 - h_4)}{(h_3 - h_2)} \quad (1)$$

에탄올은 자연냉매이기는 하지만 요구되는 체적 유량이 너무 많아서 팽창기가 지나치게 커지게 되며, R245fa는 증발기 온도를 높이지 않는 한 효율 상의 장점은 없고, R134a는 체적유량도 가장 작고, 주어진 운전 조건에서는 효율도 가장 높아서 본 사이클에는 R134a를 적용하고자 한다. R134a는 지구온난화지수가 높아서(GWP~1300) 장기적으로는 규제 대상이 될 예정이다. 하지만 지구온난화지수가 낮아서 잠재적인 대체냉매로 관심을 모으고 있는 R1234yf

Table 1 Rankine cycle efficiency and volume flow rate for various refrigerants

	Ethanol	R245fa	R134a
Pin [bar]	1.1	7.9	26.3
Pout [bar]	0.1	2.1	8.9
ρ_4 [kg/m ³]	0.3	11.3	43.6
VFR [cc/s]	137830	15290	4596
$\eta_{R,th}$ [%]	11.9	11.1	11.4

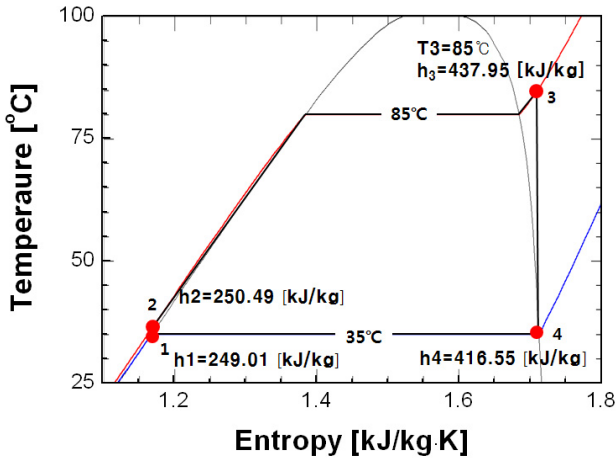


Fig. 2 T-s diagram of a R134a Rankine cycle

(GWP=4)와 열역학적 물성치가 매우 비슷하므로 R134a용으로 시스템을 설계하여도 추후 ‘드롭인(drop-in)’의 개념으로 R1234yf를 적용하는 것이 가능하다.

Fig.2에 R134a를 적용한 사이클의 T-s 선도 상에 설계운전조건을 표시하였다. 피드펌프를 통해 응축기 출구에서 나온 액 냉매의 압력을 높여주고(1→2), 고압 상태의 액냉매는 증발기로 들어가서 보일러로부터 오는 온수와의 열교환을 통해 열에너지를 흡수한다(2→3). 고온고압의 가스 상태가 된 R134a는 스크롤 팽창기 입구로 보내지고 팽창기를 통과하면서 유체의 에너지를 팽창기에 전달한다(3→4). 팽창기를 빠져나온 냉매는 낮은 저압이 되는데 이때 운전조건에 따라 포화가스선 안쪽의 2상(two-phase)상태가 되기도 한다. 팽창 후 냉매는 응축기를 통과하면서 응축되어 액냉매가 된 후 다시 피드펌프로 들어가게 되는 순환을 이룬다. 사이클의 실제효율은 앞서 식 (1)의 이론 효율에 열교환기 효율, 팽창기 효율, 그리고 피드펌프의 효율을 고려하여 식 (2)와 같이 된다.

$$\eta_R = \frac{L_s}{Q_s} = \frac{\eta_{HX}\eta_{exp}\dot{m}(h_3 - h_4)}{\dot{m}(h_3 - h_2)} = \eta_{HX}\eta_{exp}\eta_{R,th} \quad (2)$$

3. 스크롤 팽창기 사이징 및 기본 구조

열교환기 효율과 팽창기 효율, 그리고 펌프의 효율을 각각 $\eta_{HX} = 0.95$, $\eta_e = 0.7$, 그리고 $\eta_P = 0.6$ 로 가정하면, 공급받아야 하는 열에너지는 $Q_s = 37.5$ kW 이고, 이러한 열에너지를 얻기 위한 냉매의 사이클 순환 질량유량은 $\dot{m} = 0.2$ kg/s이다. 팽창기의 체적효율을 $\eta_v = 0.9$ 로 가정하면, 팽창완료 시점을 기준하여

Table 2 Scroll wrap configuration parameters

Notation.	Description	Value
a	Basic circle radius [mm]	2.55
α	Wrap start angle [°]	42.75
t	Wrap thickness [mm]	3.8
rs	Orbiting radius [mm]	4.2
h	Wrap height [mm]	25
A0	Inlet Area [mm ²]	201.9
ϕ_e	Involute end angle [°]	1445.53
ϕ_d	Cutter angle [°]	305.97
V·R	Volume ratio	2.969
V4	Discharge volume [cc]	68.94

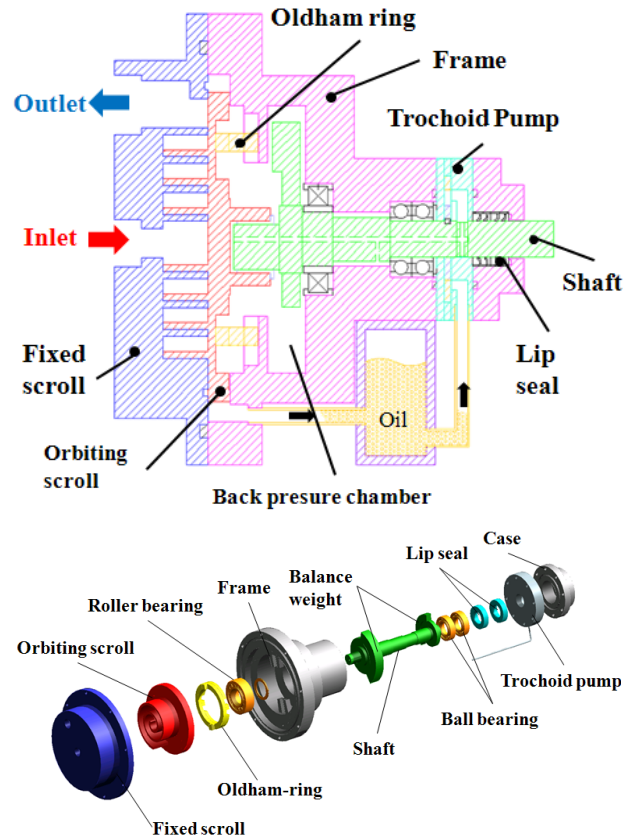


Fig. 3 Schematic of scroll expander design

팽창기의 행정체적 V_4 는 다음의 관계식에서 구할 수 있다.

$$\eta_v = \dot{m}_{th} / \dot{m} = (\rho_4 V_4 N / 60) / \dot{m} \quad (3)$$

여기서 팽창기 운전속률 $N = 3600$ rpm으로 잡으면, 행정체적은 $V_4 = 68.94$ cc 가 된다. 설계 압력비로부터 팽창기의 설계 체적비를 얻을 수 있고, 스크롤 랩 형상 변수들은 각 변수들 간의 관계식을 사용하여 구하되[2], 랩 두께 t 와 랩 높이 h 는 팽창실 내부 압력을 고려하여 Table 2와 같은 형상 변수 값을 얻었다.

Fig.3은 설계된 스크롤 팽창기 전체 구조를 보여주는 단면도와 전개도이다. 선회스크롤이 고정스크롤과 밀착되도록 선회스크롤 후면에 배압실을 설치하였다. 크랭크 축은 상단의 롤러 베어링과 하단의 볼베어링으로 지지되며 급유를 위해 크랭크 축 하단에 트로코이드 펌프를 설치하였다. 오일펌프는 오일탱크의 오일을 흡입하여 축 내부 오일통로로 송출한다. 송출된 오일의 일부는 중도에서 반경방향 오일 공급공을 통해 축지지 베어링을 윤활하는데 사용되고, 나머지는 크랭크 핀 헤드부로 이송되어 선회스크롤 허브의 구동베어링을 윤활한다. 이 오일들은 배압실로 모여 회전 운동하는 균형추에 의해 비산되어 올담링 키부위를 윤활하며 또한 일부는 스러스트면 윤활에도 쓰이게 된다.

4. 성능해석

등엔트로피 팽창을 가정하면, 팽창실 내 압력은 냉매의 밀도의 함수로 식(4)와 같이 얻어지며,

$$P = (\rho_m, s_3) \text{ along } s_3 = s(P_3, t_3) \quad (4)$$

냉매의 밀도는 팽창실 내에서 일어나는 누설을 고려하여 식 (5)와 같이 구한다.

$$\rho_m = (M_0 - \int_0^\theta \dot{m}_l \frac{d\theta}{\omega}) / V(\theta) \quad (5)$$

팽창 과정 중의 냉매의 엔탈피와 건도는 등엔트로피 선상에서 식(6)과 같이 압력의 함수이다.

$$h = h(P, s_3), x = x(P, s_3) \quad (6)$$

팽창실 내에서 가스 압력이 형성되면, 축 방향과 접선 방향, 그리고 반경 방향으로의 가스력이 발생한다. 축 방향 가스력 F_a 는 선회 스크롤을 고정 스크롤

로부터 이격시키려는 힘이 되므로 이 힘은 선회 스크롤 이면으로부터의 배압력에 의해 극복되어야 한다. 접선 방향 가스력 F_{tg} 는 팽창에 따른 선회 스크롤 구동력으로서 결국 축 동력을 발생시키는 근원이 된다. 이러한 각 방향으로의 가스력 계산은 Kim(2010)을 참조할 수 있다. 선회스크롤, 올담링, 그리고 크랭크 축에 작용하는 힘과 모멘트로부터 서로 미끄럼 운동하는 각 운동 부재들에 대한 반력들을 구할 수 있다. 고정 스크롤로부터 선회 스크롤의 스러스트 면에 작용하는 반력을 F_s 라고 하면 이로 인한 마찰 손실은 식(7)과 같다.

$$L_{wrap} = r_s \omega \mu_w F_s \quad (7)$$

또한, 크랭크 핀과 크랭크 축을 지지하는 롤러 베어링과 볼 베어링에 작용하는 부하를 각각 FCP, FRB, 그리고 FBB 라고 하면 이들 베어링 부하에 의한 마찰 손실은 각각 식(8a), (8b), (8c)와 같다.

$$L_{CP} = r_{CP} \omega \mu_{CP} F_{CP} \quad (8a)$$

$$L_{RB} = r_{RB} \omega \mu_{RB} F_{RB} \quad (8b)$$

$$L_{BB} = r_{BB} \omega \mu_{BB} F_{BB} \quad (8c)$$

따라서 팽창기에 작용하는 전체 기계적 손실은 위의 각 마찰 손실의 합과 같다.

$$L_{mech} = L_{wrap} + L_{CP} + L_{RB} + L_{BB} + L_{OR} \quad (9)$$

5. 스크롤 팽창기 및 발전 시스템 성능 해석 결과

Fig. 4는 팽창 포켓의 체적선도를 보여준다. SOE(Start of Expansion)와 EOE(End of Expansion)는 각각 팽창개시 및 팽창종료를 나타낸다. 즉, SOE ($\theta=720^\circ$)에서 팽창실 내의 가스는 주입 포트와 차단되며 팽창이 시작된다. 팽창과정은 팽창실 내의 가스가 배출실과 연통되는 순간 종료되게 된다. Fig. 5는 P-V 선도를 보여 준다. P-V 선도 내의 면적은 크랭크 축 한 회전당 가스 팽창일에 해당하며, 3600 rpm에서 가스 팽창동력은 $L_{pv}=3351$ W 이 된다. 계산된 압력이 이상적인 압력선도 Pad 보다 낮은 것은 스크롤 랩 간극을 통한 고압 체임버에서 저압 체임버로의 누설 때문이다.

Fig. 6은 선회 스크롤에 작용하는 각종 가스력을 보여 준다. 접선방향 가스력 F_{tg} 는 토크 발생에 근원이 되는 힘이며, 평균값은 $F_{gt} = 2186$ N이며 대략

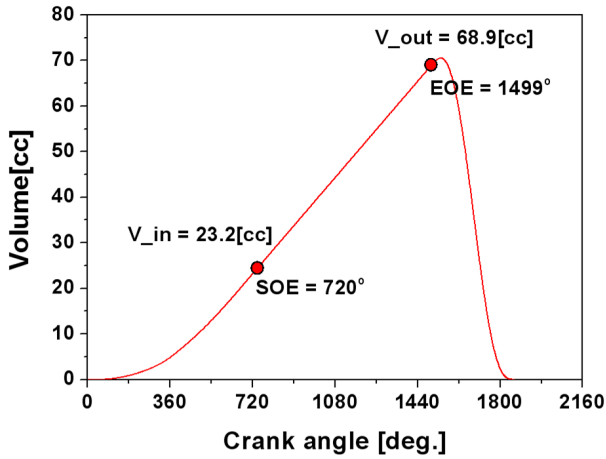


Fig. 4 Volume diagram

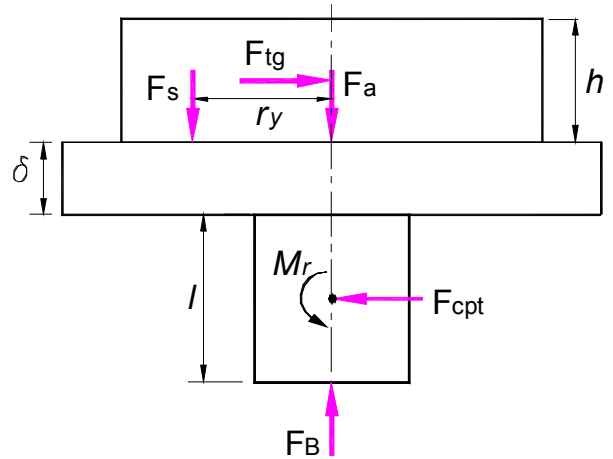


Fig. 7 Overtuning moment on the orbiting scroll

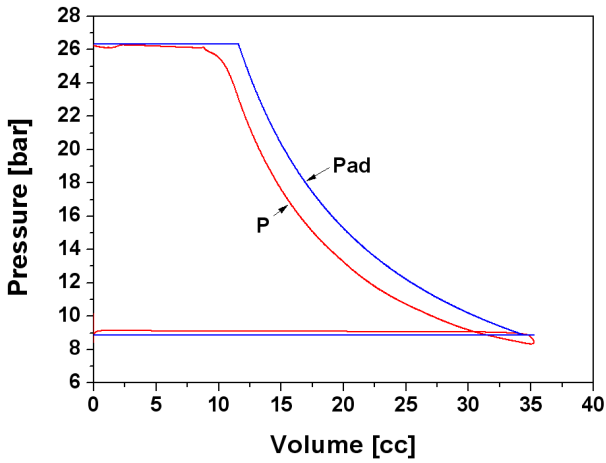


Fig. 5 P-V diagram

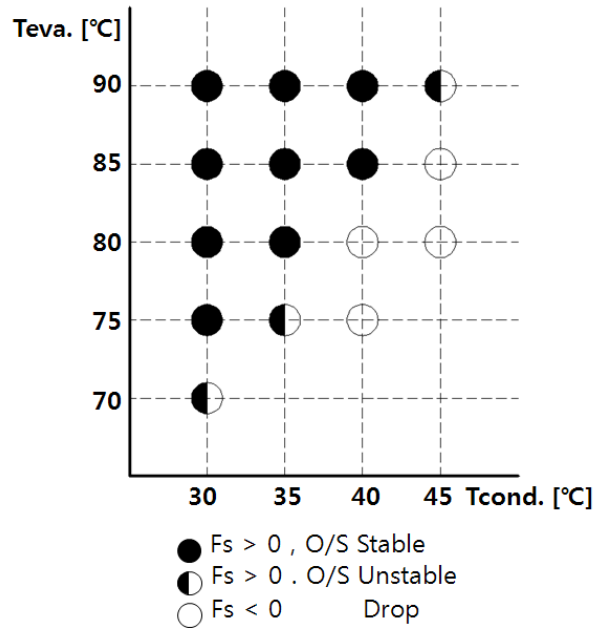


Fig. 8 Stability map for orbiting scroll

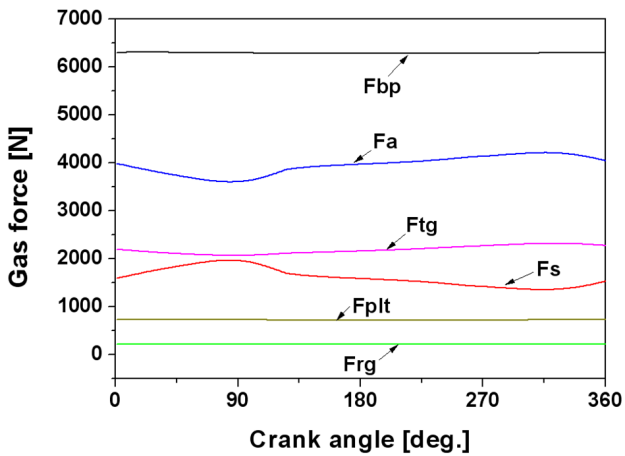


Fig. 6 Gas forces

±6%의 변동 폭을 보인다. 고정스크롤과 선회스크롤 사이의 축방향 밀봉력 F_s 는 선회스크롤 전복 방지와 관련이 있다. Fig. 7에 나타난 바대로 선회스크롤 전

복은 가스 팽창력 F_{tg} 와 선회스크롤 선회운동을 크랭크 축의 회전운동으로 바꾸어 주는 크랭크 핀에 작용하는 힘 F_{cpt} 의 작용점의 축방향 위치가 다르기 때문이다. 선회스크롤 허브의 중심을 기준하면 F_{tg} 는 전복을 일으키는 근원으로 간주되며 F_s 는 이를 방지하는 복원력이 된다. F_s 의 크기는 Fig. 7에서 보

$$M_t = (l+h)/2 \cdot F_{tg} \quad (10a)$$

$$M_t = (l+h)/2 \cdot F_{tg} \quad (10b)$$

$$r_y = (l+h)/2 \cdot (F_{tg}/F_s) \quad (11)$$

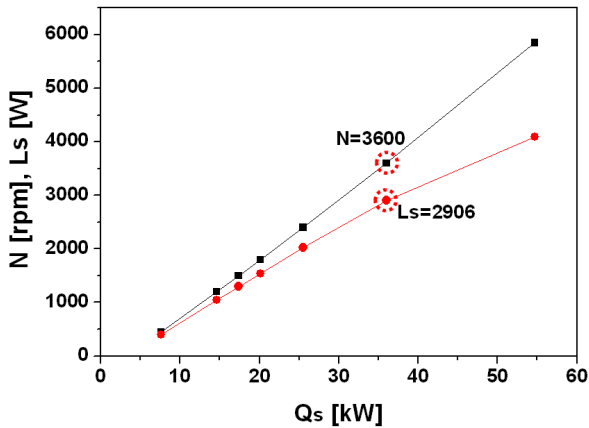


Fig. 9 Effects of heat supply amount on the shaft

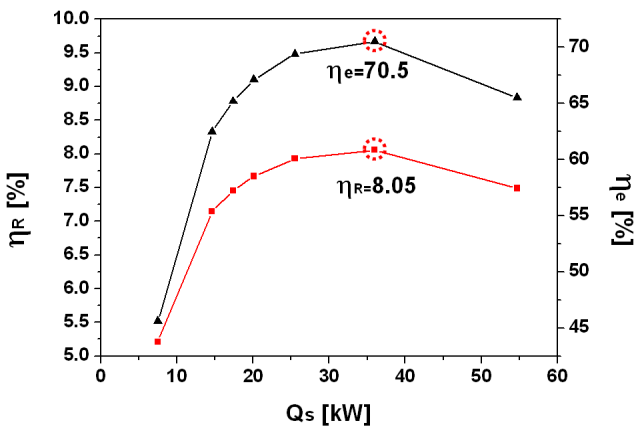


Fig. 10 Variation of expander and cycle efficiencies with heat supply amount

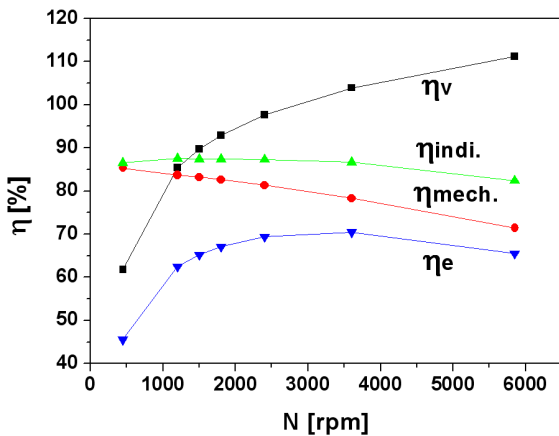


Fig. 11 Effects of the shaft speed on various expander efficiencies

듯이 배압력 F_B 와 축방향 가스력 F_a 의 차이에 해당한다. 선회스크롤 전복모멘트 및 복원 모멘트는 각각 식(10a) 및 식(10b)로 나타낼 수 있으며, 전복이 일어나지 않으려면, $M_r \geq M_t$ 이어야 한다. 이 조건을

만족시키는 F_s 의 작용점의 최소 거리를 찾으면 식 (11)과 같다. 이작용점 최소 거리가 선회스크롤 경판 반경보다 작으면 ($r_y < R_{OS}$), 선회스크롤과 고정스크롤 사이 밀봉력(F_s)이 작용하는 점이 실제로 존재하고, 작용점 최소 거리가 선회스크롤 반경보다 크면 ($r_y > R_{OS}$), 이는 실질로는 전복모멘트가 복원모멘트보다 크다는 것을 의미한다. 따라서 이 경우에는 선회스크롤이 전복되어 고정스크롤과의 누설간극이 커진다는 것을 의미한다.

Fig. 8 은 운전조건에 따른 선회스크롤의 안정성을 보여준다. 여기서 'Unstable'은 전복을 의미하며, 'Drop'은 $F_s < 0$ 인 경우로서 선회스크롤이 고정스크롤로부터 아예 탈착되는 경우이다. 선회스크롤 전복이 일어나지 않는 안정된(stable)운전이 되려면 증발기 온도와 응축기 온도 차이가 커야 함을 알 수 있다. 현재 설계 조건은 $T_{eva} = 80^\circ\text{C}$ 및 $T_{cond} = 35^\circ\text{C}$ 로서 안정 영역에 속한다.

Fig. 9 는 공급 열량의 변화에 따른 축 속도와 축 동력 변화를 보여준다. 공급열량이 7.5 kW에서 55 kW로 증가하면 축 속도는 이에 비례하여 선형적으로 450 rpm에서 5850 rpm으로 증가하여, 팽창기 출력은 0.39 kW에서 4.09 kW로 증가한다. 출력의 증가는 선형에 약간 미치지 못 하는데, 이는 팽창기 전효율이 Fig. 10에 나타난 대로 공급열량이 30~40 kW의 영역에서, 즉 운전속도로 3000~4000 rpm 영역에서 최고치를 보이고 운전속도가 그 이상 증가하면 감소하기 때문이다. 공급열량 35 kW에서 팽창기 효율은 $\eta_e = 70.5\%$ 로 최고치를 보이며, 이 때 사이클 효율도 $\eta_R = 8.5\%$ 의 최고치를 갖는다.

운전속도에 따른 팽창기의 각종 효율 변화를 Fig. 11에 나타내었다. 축 속도가 500~6000rpm으로 증가함에 따라 체적 효율은 점차 증가하는데 저속운전 영역에서 체적효율이 100% 보다 작은 것은 식 (3)에서 정의된 대로 이론 유량보다 실제 유량이 많다는 것을 의미하며 이는 저속운전에 따른 누설의 영향 때문이다. 운전속도가 2500 rpm을 넘어서면 체적효율이 100%보다 큰 것은 흡입구에서 충분한 흡입이 이루어지지 않기 때문에 실제 유량이 이론 유량보다 작아지기 때문이다. 지시 효율과 기계 효율은 운전속도 증가에 따라 감소한다. 그 결과 체적 효율과 지시 효율 그리고 기계 효율의 곱으로 이루어지는 팽창기 전효율은 중간 속도 영역에서 최대치를 갖게 된다.

6. 결론

(1) 바이오매스의 활용도를 높이는 방안의 하나로 R134a를 작동 유체로 하는 유기랭킨사이클을 사용하여 발전하는 시스템을 제안하였다.

(2) 유기랭킨사이클에서 열에너지를 축동력으로 전환하는 에너지 변환장치로서 3 kW급 스크롤 팽창기에 대한 설계를 수행하였다.

(3) 설계된 스크롤 팽창기는 선회스크롤의 축방향 순응을 위해 배압구조를 갖도록 하였고, 팽창기 축에 트로코이드 오일 펌프를 설치하여 팽창기 동력의 일부를 급유 펌핑에 활용하도록 하였다.

(4) 설계점 운전 조건에서 팽창기 효율은 70.5%이며, 공급열량이 36 kW일 때, 2.9 kW의 출력을 발생하여 랭킨 사이클 효율은 8.05%에 이르는 것으로 계산되었다.

(5) 공급열량을 7.5 kW에서 55 kW로 변화시키면, 팽창기 운전속도는 450 rpm 에서 5850 rpm으로 변화하며 팽창기 효율은 최소 45.6%에서 최대 70.5%의 변화를 보이는데 최대 효율은 3600 rpm에서 나타난다. 랭킨 사이클 효율은 이에 따라 5.2%~8.05% 사이에서 변화한다.

후 기

본 연구는 2010년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고 문헌

1. Hall, DD., 1983, "Biomass for energy in developing countries", GeoJournal, Vol. 7, No. 1, pp. 5-14.
2. Hung, TC., Shai, TY., Wang, SK., 1997, "A review of organic rankine cycle for the recovery of low-grade waste heat", Energy, Vol. 22, No. 7, pp. 664-667
3. Zanelli, R., and Favart D., 1994, "Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator", International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 459-464.
4. Nagata, H., Kakuda, M., Sekiya, S., Shimoji, M., and Koda, T., 2010, "Development of a scroll expander CO₂ refrigerant cycle", international

Compressor Engineering Conference at Purdue, No. C-1157

5. Kim, H. J., 2010, "Scroll expander design for low temperature cycle of a steam powered co-generation system", University of Incheon, Technical Report.