

비대칭 대수나선 스크롤 팽창기 설계에 관한 연구

A Study on the Design of an Asymmetric Algebraic Scroll Expander

김현진(Hyun-Jin Kim)[†], 문제현(Je-Hyeon Moon), 이영성(Young-Sung Lee)

인천대학교 기계 시스템 공학부

Department of Mechanical System Engineering, Incheon National University, Incheon 406-772, Republic of Korea

(Received December 23, 2013; revision received February 14, 2014; Accepted: February 17, 2014)

Abstract In order to extract shaft power from thermal energy in a R134a Rankine cycle as waste heat recovery system of a passenger car, a scroll expander has been designed. Algebraic spiral is adopted as the base curve for scroll wrap profile in the compact scroll design. About 19% reduction in scroll diameter is accomplished when compared to the conventional involute scroll. Performance analysis on the designed scroll expander shows that the expander efficiency is 85.5% at the vehicle speed of 120 km/hr and it decreases to 67.2% at 60 km/hr, provided that the scroll clearance is kept at 10 μm . The expander can produce shaft power equivalent to about 13~14% of the driving power within the speed range of 60~120 km/hr.

Key words Scroll expander(스크롤 팽창기), Algebraic spiral(대수나선), Waste heat recovery(폐열회수), Rankine cycle(랭킨 사이클), Shaft power(축출력)

[†] Corresponding author, E-mail: kimhj@incheon.ac.kr

기호설명

F	: force [N]
h	: enthalpy [kJ/kg]
H	: wrap height [m]
M	: mass [kg]
\dot{m}	: mass flow rate [kg/s]
P	: pressure [N/m^2]
r_s	: orbiting radius [m]
t	: wrap thickness [m]
T	: temperature [$^{\circ}\text{C}$]
V	: volume [m^3]
W	: power [W]

그리스 문자

η	: efficiency
θ	: crank angle [deg.]
μ	: friction coefficient
ρ	: density [kg/m^3]

하첨자

a	: actual, axial
dis	: displacement
e	: expander

f	: fixed scroll
o	: orbiting scroll
mb	: main bearing
sb	: sub bearing
th	: theoretical

1. 서 론

환경 보존에 따른 탄소 배출량 저감과 에너지 절약 등에 많은 노력이 기울여지고 있는 가운데, 종전에는 경제성 등의 문제로 그냥 대기 중으로 방출되어 버렸던 소규모 중저온 폐열 회수에도 관심이 모아지고 있다. 대규모의 고온 열원인 경우 터빈 등을 사용해서 발전을 수행하지만, 열원이 소규모이고 온도도 그리 높지 않은 경우에는 터빈이 적합하지 못하므로, 에너지 변환 장치로서 각종 용적형의 팽창기를 적용하는 시도가 이루어지고 있다.

스크롤 메커니즘을 이용한 스크롤 압축기는 고효율, 저진동 및 저소음의 특징으로 인해 냉매 압축기로 널리 사용되고 있다. 이러한 스크롤 압축기를 역회전시켜 운전할 경우 기본원리에 있어서 팽창기로도 활용할 수 있어서, 각종 소규모 열원으로부터 축동력이나 전력을 얻기 위한 유기랭킨 사이클을 구성할 때 상용화

된 스크롤 압축기를 팽창기로 개조하여 장착하는 사례들이 보고되고 있다.⁽¹⁻⁹⁾

그런데 스크롤 압축기는 압축이 개시되는 순간의 밀폐 체적, 즉 흡입 체적과 토출이 개시되는 토출체적의 체적비가 정해져 있는 고정 체적비 형태의 압축기이므로 이를 팽창기로 활용할 때도 동일한 체적비가 적용된다. 다시 말하면 스크롤 팽창기가 최적으로 작동될 수 있는 팽창 압력비는 개조되기 전 원래의 스크롤 압축기의 압력비와 동일하다. 이럴 경우 유기 랭킨 사이클의 운전 조건에 스크롤 팽창기의 팽창비를 맞추기 어려울 때가 많다. 더구나 스크롤 압축기를 개조하여 사용하는 것은 임시적인 방편에 불과하므로 의도하는 대로 유기 랭킨 사이클을 구성하기 위해서는 이에 적합하도록 스크롤 팽창기를 설계하여 제작하는 것이 필요하다.

Kim et al.⁽¹⁰⁾은 3.5 L급 가솔린 엔진을 장착한 승용차의 엔진 폐열 회수 유기 랭킨사이클 성능을 분석함에 있어서 스크롤 팽창기에 대해서는 단지 팽창기 전효율이 75%라고 가정했었다. 본 연구에서는 중소규모 폐열 회수를 통해 유용한 축동력을 생산할 수 있는 일례로 Kim et al.⁽¹⁰⁾에서 제안한 승용차 폐열 회수 유기 랭킨 사이클에 적합한 스크롤 팽창기를 설계하고자 한다.

스크롤 형상을 이루는 곡선으로 일반적으로는 인볼루트가 주로 사용되어 오고 있지만 근래에는 설계 자유도를 높이고자 다양한 곡선에 기초한 스크롤 형상이 제안되고 있다. Kohsokabe et al.⁽¹¹⁾은 대수나선을 사용하여 냉장고용 소형 스크롤을 설계하였고, 기존의 인볼루트 곡선을 사용한 스크롤 형상 대비 랩 높이를 15% 감소시킬 수 있었다. Bush and Beagle⁽¹²⁾은 두 개의 곡선이 상호 공액(conjugate) 조건을 만족할 때 이로부터 스크롤 형상을 구현할 수 있음을 보였고, Bukac⁽¹³⁾는 두 개의 평행한 곡선으로부터 임의의 스크롤 형상을 만들어 낼 수 있는 조건을 제시하였다.

본 연구에서는 승용차에서 매우 중요시 하는 소형경량화를 위해 통상적인 인볼루트 형상의 스크롤 대신 소형경량화에 유리한 대수나선 형상의 스크롤 팽창기 설계 방안을 제시하고 또한 성능 해석을 수행함으로써 설계된 스크롤 팽창기의 성능을 예측해 보고자 한다.

2. 폐열회수 R134a 랭킨 사이클과 대수나선 스크롤 팽창기 설계 조건

대수 나선에 기초한 스크롤 랩을 갖는 스크롤 팽창기를 적용할 대상은 3.5 L급 가솔린 엔진의 폐열회수 시스템이며, 이 엔진의 열평형은 차속 120 km/hr에서 연소 에너지 총량 89.2 kW 가운데 차량 구동에는 26.7 kW가 사용되고, 배기가스 폐열은 27.4 kW, 냉각수 폐

열은 26.8 kW로서 차량 구동에 유효하게 사용된 에너지와 배기가스 폐열, 그리고 냉각수열로 방출된 에너지가 각각 거의 같은 크기이다.⁽¹⁰⁾

Fig. 1과 Fig. 2는 각각 폐열회수 시스템과 이에 상응하는 R134a 랭킨 사이클의 P-h 선도이다.⁽¹⁰⁾ 팽창기 출구 라인(6점-7점)의 응축열을 보일러로 들어가는 피드 펌프 출구 라인(2점~3점)에 공급하여 추가적인 열 에너지를 얻도록 재생열교환기를 설치하였다.

차속 120 km/hr에서 냉각수열을 받아들이는 보일러와 배기 가스열을 받아들이는 과열기, 그리고 재생 열교환기로부터의 총열량을 사이클의 작동유체인 R134a가 다 흡수하기 위해서는 각 열교환기의 효율을 85%로 가정할 때 사이클 순환질량은 $\dot{m}_a = 0.251 \text{ kg/s}$ 가 되어야 한다. 이 같은 스크롤 팽창기의 설계운전조건을 Table 1에 정리하였다.

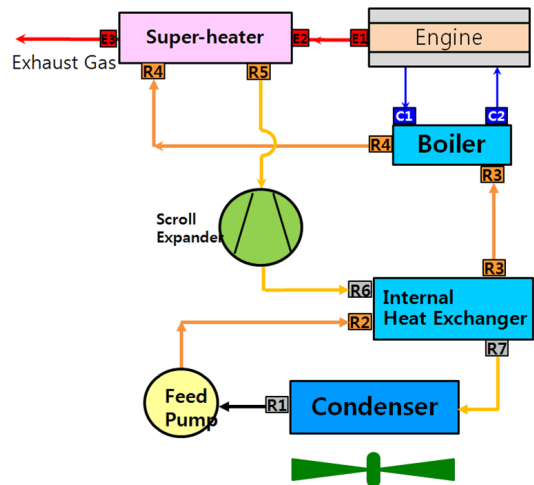


Fig. 1 Engine waste heat recovery system of a passenger car.

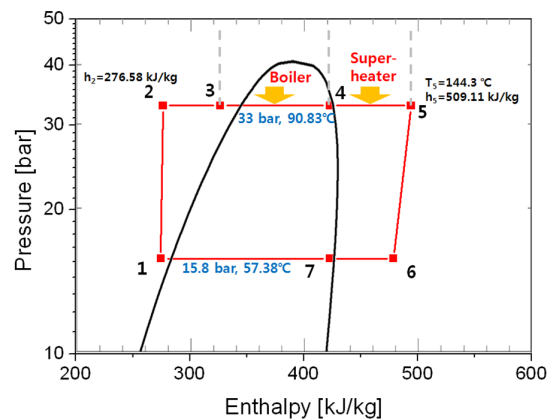


Fig. 2 P-h diagram of an organic Rankine cycle of engine waste heat recovery system.

Table 1 Design operating conditions for scroll expander at 120 km/hr

Symbols	Description	Value
Pe	Surper heater/boiler pressure	33[bar]
Pc	Condenser pressure	15.8[bar]
T5	Expander inlet temperature	144.3[°C]
ρ_5	Expander outlet density	123.75[kg/m ³]
ρ_{6s}	Expander inlet density	58.29[kg/m ³]
\dot{m}_a	Mass flow rate	0.251[kg/s]

3. 대수나선 스크롤 팽창기 설계

3.1 팽창기 행정체적

팽창기를 통과하는 질량유량 \dot{m}_{dis} 로부터 이론 행정체적 V_{th} 는 식(1)로부터

$$V_{th} = \frac{\dot{m}_{dis}}{\eta_v \rho_{6s} (N/60)} \quad (1)$$

팽창기 설계운전속도를 $N = 3600$ rpm으로 설정하고, 체적효율을 $\eta_v = 90\%$ 로 가정하면, 팽창기 행정체적은 대략 $V_{th} = 40$ cc가 되어야 한다.

설계 팽창비는 팽창기 입구와 출구의 밀도비로부터 $V_{th}/V_5 = (\rho_5/\rho_6)^n$ 와 같이 구할 수 있다. 여기서 V_5 는 팽창이 시작되는 시점, 즉 팽창 개시각에서의 스크롤 밀폐 공간 체적이다.

3.2 대수 나선 스크롤 랩 형상 설계

대수나선은 극좌표계 (r, ϕ)로 나타내면 식(2)와 같고, 멱지수 k 에 따라 나선의 피치가 달라지는 특징을 지닌다.

$$r = a\phi^k \quad (2)$$

대수나선을 기본선으로 하여 선회스크롤과 이에 맞물리는 고정스크롤 형상을 얻어 내는 과정은 참고문헌⁽¹¹⁻¹³⁾을 참조할 수 있다.

Fig. 3은 설계운전 조건에서 요구되는 행정체적과 설계 체적비를 만족시키도록 설계된 대수나선 스크롤의 형상을 보여준다. 비대칭으로 설계하여 소형화를 더욱 이루었다. 동일한 행정체적을 가진 인볼루트 스크롤과 비교하였을 때 직경이 19% 정도 감소한 것을 알 수 있다. Table 2에는 설계된 대수나선 스크롤 랩의 형상 지수를

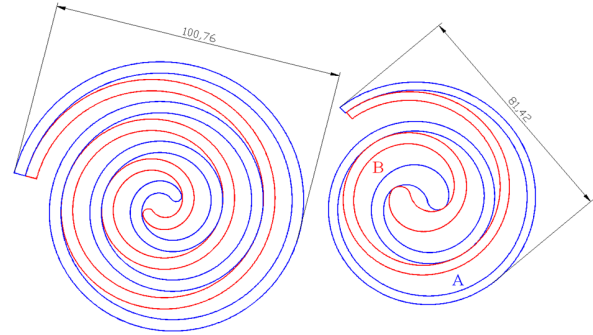


Fig. 3 Involute scroll vs. algebraic scroll.

Table 2 Algebraic scroll wrap design parameters

Notation	Description	Value
a[mm]	Algebraic curve constant	4.25
k	Exponent of spiral	0.825
te[mm]	Wrap end thickness	3
rs[mm]	Orbiting radius	4
H[mm]	Wrap height	28
ϕ_e [o]	Wrap end angle	950
VR	Volume ratio	1.99
Vth[cc]	Volume	40.01

나타내었다. 엔진 냉각수열만을 회수하려는 목적으로 에탄올을 작동유체로 하는 스크롤 팽창기 설계에서 회수 열량이 현재의 35%에 불과함에도 행정체적 96.7 cc를 얻기 위해 직경 300 mm 수준의 스크롤 랩이 설계된 경우⁽¹⁴⁾에 비해 상당히 소형화가 이루어졌음을 알 수 있다.

3.3 스크롤 팽창기 구조

Fig. 4는 스크롤 팽창기의 횡단면도이다. 중앙부의 팽창기 입구로 유입되는 고온고압의 가스는 선회스크롤과 고정스크롤이 맞물려 형성하는 여러 쌍의 팽창실로 들어가 팽창하면서 선회스크롤의 선회 운동을 일으키고 이 선회 운동은 선회스크롤 허브에 체결된 크랭크 핀을 통해 크랭크 축의 회전운동으로 전환되어 축 동력을 발생시킨다.

팽창기 축 출력의 활용을 용이하게 하기 위해 팽창기를 수평 구조로 하였다. 고정스크롤과 선회스크롤 간의 축 방향 간극을 최소화하기 위해 배압실을 선회스크롤 경판 후면에 적용하였다. 선회스크롤 경판에 배압공을 뚫어 팽창실과 배압실을 연통시켜 팽창실 내부의 중간압 가스가 배압실을 채워 적절한 배압이 형성되도록 하였다.

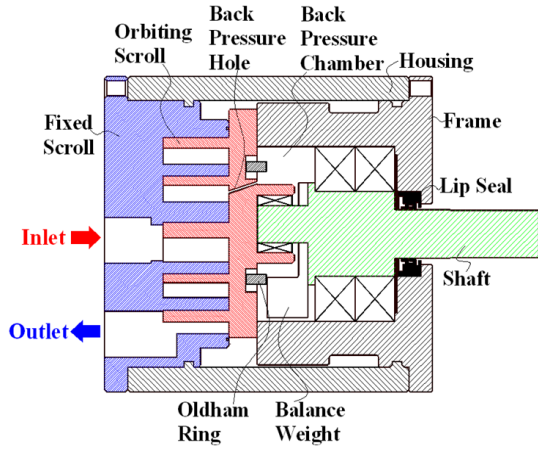


Fig. 4 Cross-sectional view of scroll expander.

초기 기동 시 선회 스크롤이 너무 뒤로 밀려서 팽창실 내 압력 형성이 제대로 이루어지지 못하는 경우를 방지하기 위해 선회스크롤 경판 후면과 그 후방의 환형 프레임의 상단면과의 간극을 $20 \mu m$ 로 제한하였다. 선회스크롤 경판 후면에 끼워진 올담링은 선회스크롤 자전 방지를 위한것이다.

크랭크 축은 두 개의 앵글러 베어링으로 지지되며, 선회스크롤 허브에 체결되는 크랭크 핀에는 니들 베어링을 장착하였다. 축이 하우징 외부로 돌출되는 부분에 누설 방지용 립씰을 삽입하였다. 균형추는 선회스크롤의 편심 운동으로 인한 원심력을 상쇄시켜주며 또한 배압실 내부의 윤활유를 휘저어서 접촉부의 미끄럼 운동에 윤활이 원활하게 해 주는 역할도 수행하도록 한다. 팽창기 내부의 윤활유는 시간이 지남에 따라 가스와 함께 팽창기를 빠져 나가게 되므로 팽창기 출구 라인에는 유분리기를 설치하고 분리된 오일은 오일 펌프를 통해 팽창기 입구로 되돌려 준다.

4. 성능 해석

4.1 체적선도

Fig. 5에서 접점 C_1 과 C_2 사이에서 고정스크롤 안쪽 면(l_{fi})으로 둘러싸이는 면적 S_{fi} 과 선회스크롤 바깥쪽 면(l_{mo})으로 둘러싸이는 면적 S_{mo} 은 각각 식(3) 및 식(4)와 같이 구할 수 있고, 접점 C_1 과 C_2 사이에 형성되는 초승달 모양의 밀폐면적은 이 두 면적의 차이로서 식(5)와 같다.⁽¹¹⁾

여기서 ϕ_{fi2} 와 ϕ_{fi1} 는 각각 접점 C_2 및 C_1 에 대해 고정스크롤 랩 안쪽 면을 기준하여 표기 한각도이며, ϕ_{mo2} 와 ϕ_{mo1} 는 이들 접점에 대해 선회스크롤 랩 바깥 면을 기준한 각도이다.

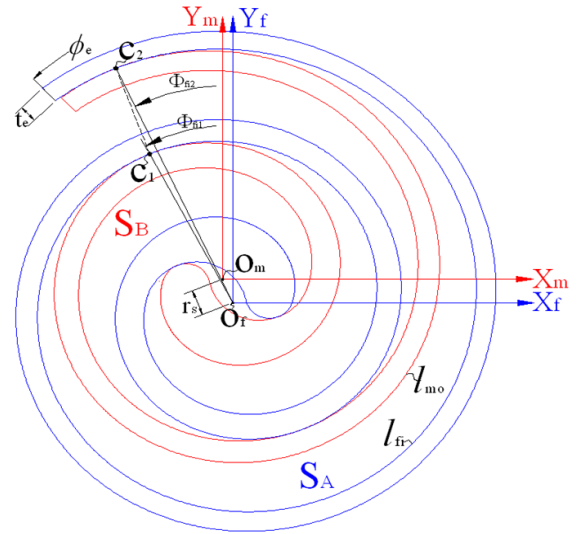


Fig. 5 Sealed pocket between two contacting points.

$$S_{fi} = \frac{1}{2} \left\{ \int_{\phi_{fi1}}^{\phi_{fi2}} R_{fi}^2 d\phi + R_{fi1} R_{fi2} \sin(\phi_{fi1} + 2\pi - \phi_{fi2}) \right\} \quad (3)$$

$$S_{mo} = \frac{1}{2} \left\{ \int_{\phi_{mo1}}^{\phi_{mo2}} R_{mo}^2 d\phi + R_{mo1} R_{mo2} \sin(\phi_{mo1} + 2\pi - \phi_{mo2}) \right\} \quad (4)$$

$$S_A = S_{fi} - S_{mo} \quad (5)$$

4.2 압력선도

팽창실 내의 가스의 상태는 식(8)~식(11)을 통해 구한다.⁽¹⁵⁾ 어느 검사 체적의 가스의 밀도와 엔탈피는 각각 식(8) 및 식(9)와 같다.

$$\rho(t) = \{M(t - \Delta t) + \sum \dot{m}_i \Delta t\} / V(t) \quad (8)$$

$$h(t) = \frac{M(t - \Delta t)h(t - \Delta t) + \sum \dot{m}_i h_i \Delta t}{M(t - \Delta t) + \sum \dot{m}_i \Delta t} \quad (9)$$

여기서 $\sum \dot{m}_i$ 은 해당 검사체적으로 들어오고 나가는 모든 누설을 반영한 총 누설유량을 나타내며, h_i 은 누설 유동이 지니고 있는 엔탈피이다. 이렇게 구한 밀도와 엔탈피로부터 Refprop 8.0⁽¹⁶⁾을 이용하여 검사체적의 압력과 온도를 식(10), 식(11)과 같이 구한다.

$$P = fn(\rho, h) \quad (10)$$

$$T = fn(\rho, h) \quad (11)$$

4.3 가스력

팽창실 내의 가스 압력에 의해 축 방향으로 F_a , 접선 방향으로 F_{tg} , 그리고 반경방향으로 F_{rg} 의 가스력이 발

생하는데, 이는 압력이 작용하는 각 방향으로의 투영 면적에 압력을 곱하여 얻을 수 있다. 이러한 각 방향으로의 가스력들을 구하는 방법은 기본적으로 인볼루트 스크롤에서의 경우와 비슷하다. 단지 스크롤 형상이 인볼루트가 아닌 대수나선에 기초한 것에 따른 기하학적인 차이를 고려하면 된다.

선회스크롤을 고정 스크롤에 밀착시키는 축방향 밀봉력 F_d 는 선회 스크롤 경관 후면의 배압실로부터의 배압력 F_b 와 팽창실 내부의 축 방향 가스력 F_a 의 차이로서 $F_d = F_b - F_a$ 와 같다.

4.4 마찰 손실

Fig. 6은 선회스크롤에 작용하는 각종 힘들을 보여 준다. 이러한 각 방향으로의 힘과 이 힘들이 만들어내는 모멘트의 균형으로부터 각종 반력을 구할 수 있다. 동일한 방법으로 올담링과 크랭크 축에 작용하는 반력들을 구할 수 있다. 이렇게 구한 반력들로는 올담링의 4개의 키 각각에 작용하는 힘들인 F_1, F_2, F_3, F_4 ; 허브 베어링 반력인 F_{cp} ; 축 베어링 반력인 F_{mb}, F_{sb} 등이 있다. 미끄럼 운동하는 부재들 작용하는 이러한 반력들이 일으키는 마찰 손실은 식(12)와 같다.

$$L_{mech} = L_{cp} + L_{mb} + L_{sb} + L_{wrap} + L_{or} \quad (12)$$

여기서 $L_{cp} = r_{cp}\omega\mu_{cp}F_{cp}$, $L_{mb} = r_{mb}\omega\mu_{mb}F_{mb}$, $L_{sb} = r_{sb}\omega\mu_{sb}F_{sb}$, $L_{wrap} = r_s\omega\mu_{wrap}F_d$, $L_{or} = r_s\omega\mu_{or}(|F_1| + |F_2| + |F_3| + |F_4|)$ 와 같으며 마찰 계수는 니들 베어링인 허브에서는 $\mu_{cp} = 0.0025$, 앵글러 베어링인 메인과 서브 베어링에서는 $\mu_{mb} = \mu_{sb} = 0.0015$, 경계 윤활로 여겨지는 랩 선

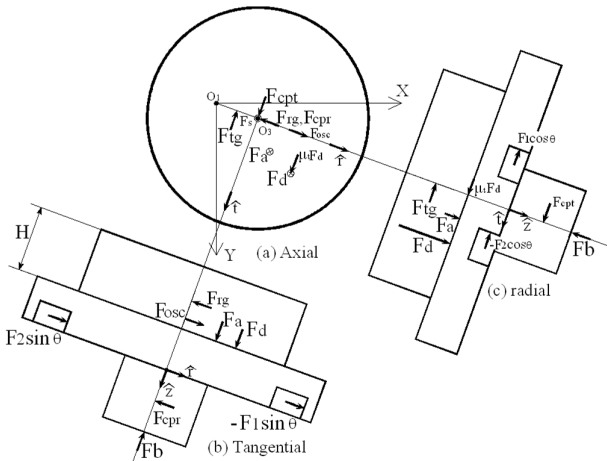


Fig. 6 Free body diagram of orbiting scroll.

단과 올담링 키에서는 $\mu_{wrap} = 0.05$ 및 $\mu_{or} = 0.013$ 등의 값을 적용하였다.⁽¹⁷⁾

4.5 효율 정의

팽창기를 통과하는 작동유체의 엔탈피 변화를 Fig. 7에서와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 \dot{m}_a 는 R134a 랭킨 사이클을 순환하는 실제 질량 유량이고, \dot{m}_{dis} 는 팽창기의 밀폐 포켓을 채우고 토크를 발생시키는 유효 질량 유량으로서 팽창기 입구에서 팽창 개시점을 기준으로 하면 $\dot{m}_{dis} = \rho_5 V_5 N / 60$ 과 같다. \dot{m}_l 은 스크롤 간극으로 누설되는 질량 유량으로서 $\dot{m}_l = \dot{m}_a - \dot{m}_{dis}$ 이다. 팽창기 입구 및 출구에서의 엔탈피를 각각 h_1 및 h_2 로, 팽창 과정을 다 마친 밀폐 포켓 내의 작동유체의 엔탈피를 h_{2e} 라고 하면, 이들 엔탈피 간의 관계는 에너지 보존으로부터 식(13)과 같이 된다.

$$\dot{m}_a h_2 = \dot{m}_{dis} h_{2e} + \dot{m}_l h_1 \quad (13)$$

팽창기 이론 출력 L_{th} 과 지시 팽창 출력 L_{PV} 은 각각 식(14), 식(15)와 같고,

$$L_{th} = \dot{m}_a (h_1 - h_{2s}) \quad (14)$$

$$L_{PV} = \dot{m}_{dis} (h_1 - h_{2e}) \quad (15)$$

체적 효율 η_v 와 단열팽창 효율 η_{ad} , 그리고 등 엔트로피 효율 η_{is} 은 각각 식(16)~식(18)과 같다.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{dis}}{\dot{m}_a} \quad (16)$$

$$\eta_{ad} = \frac{h_1 - h_{2e}}{h_1 - h_{2s}} \quad (17)$$

$$\eta_{is} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} \quad (18)$$

팽창기 전효율 η_e 은 식(19)로 나타낼 수 있다.

$$\eta_e = \frac{L_s}{L_{th}} = \eta_v \eta_{ad} \eta_{mech} = \eta_{is} \eta_{mech} \quad (19)$$

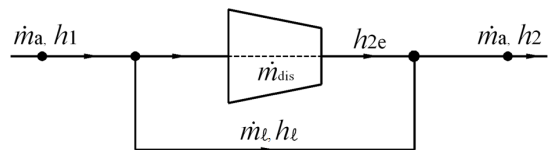


Fig. 7 Enthalpy changes across the expander.

5. 성능해석 결과

팽창기 성능해석을 위해 체적선도 계산, 압력계산, 각종 반력 및 마찰손실 계산 등을 Visual Basic을 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램화하였다. 스크롤 팽창기의 성능해석 프로그래밍 흐름도는 기본적으로 스크롤 압축기의 경우⁽¹⁸⁾와 거의 같다. 수치 계산 결과들을 Fig. 8~Fig. 12에 나타내었다.

Fig. 8은 A-체임버 및 B-체임버에 대한 체적 선도이다. 각 체임버에 대한 표기는 Fig. 3에 나타내었다. A-체임버는 11.4 cc에서 팽창 개시(SOE, start of expansion)되어 22.67 cc에 팽창 완료(EOE, end of expansion)되며, B-체임버는 8.73 cc에서 팽창 개시되어 17.47 cc에 팽창 완료된다. 비대칭 랩이므로 A-체임버의 팽창 종료 체적이 B-체임버보다 더 크다.

Fig. 9는 스크롤 누설 간극이 $\epsilon_z = \epsilon_r = 10 \mu\text{m}$ 일 때의 P-V 선도를 보여준다. B-체임버에서는 누설이 없는 이상적인 팽창선도와 거의 같은 압력선도를 보인 반면, A-체임버에서는 이상팽창선도보다 압력이 낮게 나타

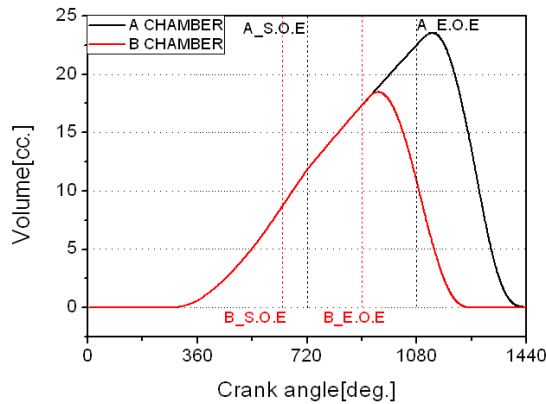


Fig. 8 Volume diagram.

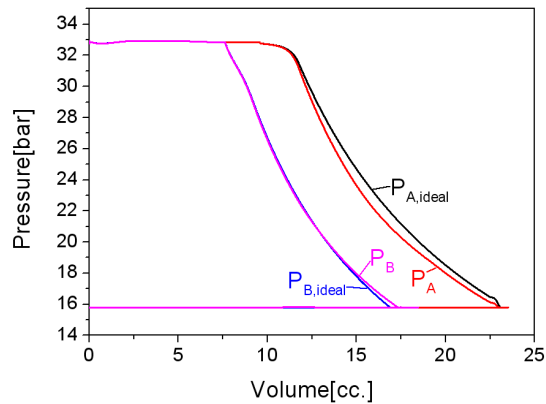


Fig. 9 P-V diagram.

났는데 이는 팽창 과정 중에 A-체임버에서 B-체임버로 누설이 일어났기 때문이다.

Fig. 10은 축지지 베어링에 걸리는 하중이다. 크랭크 핀에 작용하는 하중 F_{cp} 은 선회스크롤에 작용하는 접선방향의 힘 F_{tg} 에 상응하는 힘으로 팽창기 토크 발생의 근원에 해당한다. 메인 베어링과 서브 베어링에 작용하는 하중들인 F_{mb} , F_{sb} 의 크기를 줄이려면 크랭크 핀과의 거리 및 메인과서브 베어링간의 거리를 증가시키면 된다. 하지만 이럴 경우 팽창기의 외형이 커지게 되므로 양면을 고려해서 베어링간 거리를 결정해 주게 된다.

Table 3에는 차량속도 120 km/hr에서 스크롤간극을

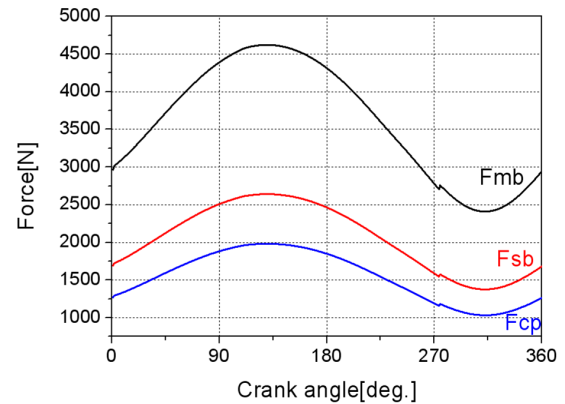
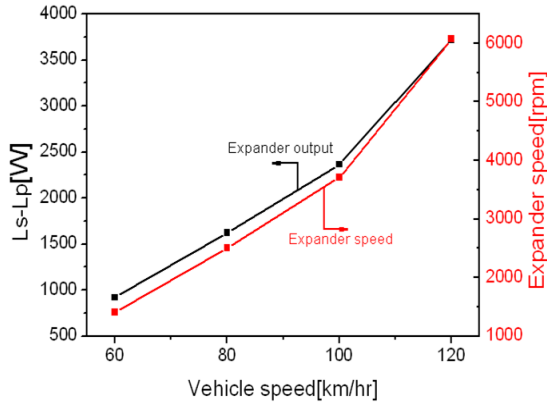


Fig. 10 Bearing loads.

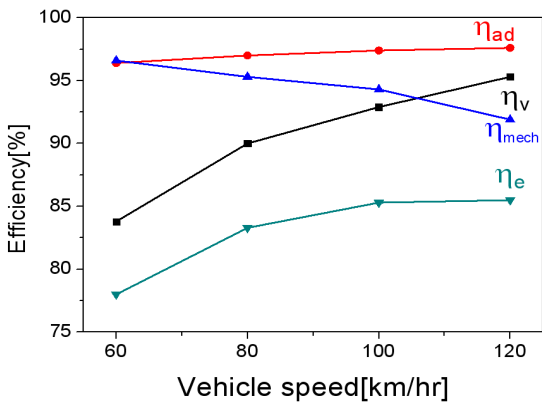
Table 3 Performance analysis of designed algebraic scroll expander

Notation	Description	Value
L_{th} [W]	Useful work	4,985.1
L_{indi} [W]	Indicated work	4,635.6
L_{mech} [W]	Mechanical friction loss	375.4
L_{lp} [W]	Lip seal loss	11.2
L_{cp} [W]	Drive bearing loss	29.5
L_{mb} [W]	Main bearing loss	91.9
L_{sb} [W]	Sub bearing loss	52.5
L_{wrap} [W]	Wrap tip friction loss	188.4
L_{or} [W]	Oldham-ring friction loss	1.8
L_s [W]	Expander power	4,260.6
η_v [%]	Volumetric efficiency	95.3
η_{ad} [%]	Adiabatic efficiency	97.6
η_{mech} [%]	Mechanical efficiency	91.9
η_e [%]	Expander efficiency	85.5

10 μm 로 할 때, 설계된 스크롤 팽창기의 각종 성능지표를 나타내었다. 작동유체의 에너지 $L_{th} = 4,985 \text{ W}$ 로부터 팽창기가 발생시키는 출력은 $L_s = 4,260 \text{ W}$ 로서 팽



(a) Expander output and speed



(b) Expander efficiencies

Fig. 11 Scroll expander performance vs. vehicle speed.

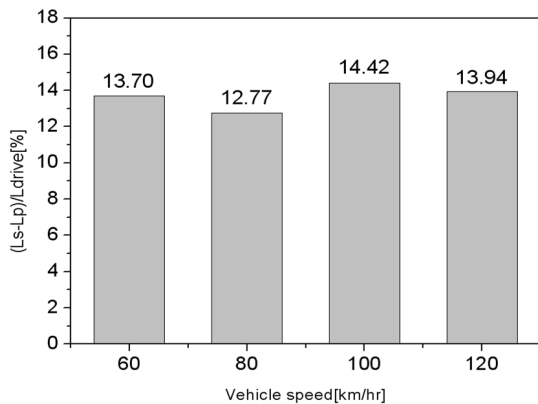


Fig. 12 Engine power enhancement by scroll expander output power.

창기 전효율은 $\eta_e = 85.5\%$ 로 계산된다. 스크롤 간극이 커지면 팽창기 효율은 급격히 감소하여 간극 20 μm 에서는 $\eta_e = 80.2\%$, 간극 30 μm 에서는 $\eta_e = 67.2\%$ 가 된다.

Fig. 11은 차량 속도 변화에 따른 스크롤 팽창기 성능 변화를 보여준다. 차량 속도가 120 km/hr에서 60 km/hr로 감소하면, 회수할 수 있는 폐열도 감소하므로 R134a 랭킨 사이클의 질량 순환량이 감소하여 팽창기 운전 속도는 6077 rpm에서 1407 rpm으로, 팽창기 출력은 4.26 kW에서 1.06 kW로 감소한다. 저속으로 갈수록 팽창기 기계효율은 증가하나, 체적효율이 더 빠르게 감소하므로 팽창기 전효율은 $\eta_e = 85.5\%$ 에서 $\eta_e = 78.0\%$ 로 감소한다.

Fig. 12는 엔진 출력(L_{drive}) 대비 폐열회수 R134a 랭킨 사이클의 출력($L_s - L_p$)을 보여 준다. 이때 L_p 는 R134a 랭킨 사이클의 피드 펌프의 소요 동력으로서 $L_p = \dot{m}_a(h_{2s} - h_1)/\eta_p$ 와 같고, 펌프 효율은 $\eta_p = 90\%$ 로 가정하였다. R134a 랭킨 사이클 출력을 엔진출력에 연계시키면 차량 속도전 범위에 걸쳐서 대략 13%~14% 정도의 엔진 출력 향상을 기대 할 수 있다. 이러한 엔진 출력 증대는 차량 연료 소비율 향상으로 간주될 수 있다.

6. 결 론

승용차 폐열 회수 R134a 랭킨 사이클에 적합한 스크롤 팽창기 설계에 관한 연구를 수행하였으며, 그 결과를 다음과 같이 요약할 수 있다.

- (1) 소형경량화를 위해 비대칭 대수나선을 이용하여 동일 행정체적을 갖는 비대칭 인볼루트 스크롤 대비 직경이 약 19% 작은 스크롤을 설계하였고,
- (2) 성능해석 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 통해 설계된 스크롤 팽창기의 효율이 스크롤 간극 10 μm 일 때 차속 120 km/hr에서 $\eta_e = 85.5\%$ 이며, 저속으로 갈수록 효율이 감소하여 차속 60 km/hr에서 $\eta_e = 78.0\%$ 임을 보였다. 이는 저속에서 팽창기 운전속도가 감소함에 따라 체적효율이 감소하기 때문이다. 스크롤 간극이 30 μm 로 커지면 누설이 증가하여 효율은 차속 120 km/hr 기준하여 $\eta_e = 67.2\%$ 로 크게 감소한다.
- (3) 3.5 L 가솔린 엔진을 갖는 차량에서 차속 120 km/hr일 때, 회수된 폐열로부터 설계된 스크롤 팽창기를 통해 4.26 kW의 축동력을 얻는다. 이는 차량 구동에 쓰이는 엔진 유효동력의 약 14% 정도이며, 차속이 변하여도 팽창기 출력비는 거의 일정하다.

후 기

본 연구는 2012년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의해 수행되었습니다.

Reference

1. Oomori, H. and Ogino, S., 1993, Waste heat recovery of passenger car using a combination of Rankine bottoming cycle and evaporative engine cooling system, SAE Technical Paper # 930880.
2. Kane, M., Larrain, D., Favrat, D., and Allani, Y., 2003, Small hybrid solar power system, *Energy*, Vol. 28, pp. 1427-1443.
3. Lemort, V., Teodores, I. V., and Lebrun, J., 2006, Experimental study of the integration of a scroll expander into a heat recovery Rankine cycle, *International Compressor Engineering Conference*, Paper # 1771.
4. Quoilin, S., Lemort V., and Lebrun, J., 2009, Experimental study and modeling of an organic Rankine cycle using scroll expander, *Applied Energy*, Vol. 87, No. 4, pp. 1260-1268.
5. Saitoho, T., Yamada, N., and Wakashima, S., 2007, Solar Rankine cycle system using scroll expander, *Journal of Environment and Engineering*, Vol. 2, No. 4, pp. 708-719.
6. Lemort, V., Quoilin, S., Cuevas, C., and Lebrun, J., 2009, Testing and modeling a scroll expander integrated into an organic Rankine cycle, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 14/15, pp. 3094-3102.
7. Quoilin, S., Orosz, M., Hemond, M., and Lemort, V., 2011, Performance and design optimization of a low-cost solar organic Rankine cycle for remote power generation, *Solar Energy*, Vol. 85, No. 5, pp. 955-966.
8. Wang, H., Peterson, R., Harada, K., Miller, E., Lngam-Goble, R., Fisher, L., Yih, J., and Ward, C., 2011, Performance of a combined organic Rankine cycle and vapor compression cycle for heat activated cooling, *Energy*, Vol. 36, No. 1, pp. 447-458.
9. Clemente, S., Micheli, D., Reini, M., and Taccani, R., 2012, Energy efficiency analysis of organic Rankine cycles with scroll expanders for cogenerative applications, *Applied Energy*, Vol. 36, No. 1, pp. 447-458.
10. Kim, H. J., Moon, J. H., Yu, J. S., and Lee, Y. S., Performance analysis of an organic Rankine cycle for waste heat recovery of a passenger car, 2013, *Journal of the Korean Society for Power System Engineering*, Vol. 17, No. 2, pp. 64-68.
11. Kohsokabe, H., Takebayashi, M., Kunugi, Y., Ohshima, Y., and Hata, H., 1994, Study on scroll profile based on algebraic spiral for scroll fluid machines, *Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, Vol. 11, No. 3, pp. 337-347.
12. Bush, J. W. and Beagle, W. P., 1992, Derivation of a general relation governing the conjugacy of scroll profiles, *International Compressor Engineering Conference*, Paper # 902.
13. Bukac, H., 2006, The theory of scroll profile, *International Compressor Engineering Conference*, Paper # 1747.
14. Yu, J. S., Kim, H. J., and Kim, H. J., 2011, Design of a scroll expander for waste heat recovery from engine coolant, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 23, No. 12, pp. 815-820.
15. Kim, H. J., 2012, LT-expander design for Co-gen system to enhance the fuel consumption rate of an automobile, INU Technical Report.
16. REFPROP 8.0, 2007, National Institute of Standards and Technology.
17. NTN, 2003, Bearing Catalogue, Cat. NO. 2202-III/K.
18. Kim, H. J., Lee, E. S., and Park, I. S., 2001, An analytical study on the performance of R410A scroll compressor, *Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference*, pp. 743-748.