

신개념 로터리 엔진의 개발 (I) - 개념과 이론적 성능 분석 -

Development of A New Concept Rotary Engine (I) - Concept and theoretical performance analysis -

오문근 이규승 박원엽
정희원 정희원 정희원
M. K. Oh K. S. Lee W. Y. Park

ABSTRACT

Present combustion engines have reached almost at the limit of development due to the fundamental structural problems. This study was carried out to propose a new concept internal combustion engine which has great potential advantages to the conventional engines.

Proposed new concept engine is a kind of rotary engine. A rotor is rotating concentrically in a cylinder which is divided into two partitioning valves, and it makes four compartments in the cylinder. The volumes of each of four compartments are changing continuously with the rotor movement, and performs the functions of intake, compression, expansion and exhaust simultaneously. The results of this study can be summarized as follows :

1. Expected theoretical thermal efficiency is 44.9 percent at the condition of 1000rpm and compression ratio of 8.0, which is almost the same as that of the conventional engines, i.e., piston and Wankel rotary engine.
2. The new concept engine has 2 working strokes in every revolution. Therefore, the new concept engine can reduce the specific weight and volume than four-stroke piston engine.
3. The torque variation is very small, therefore minimal noise and vibration are expectable.
4. The new concept engine can reduce mechanical energy loss than piston engine because neither crank mechanism nor eccentric motion exists.

Keywords : Combustion engines. New concept engine. Piston engine. Wankel rotary engine.

1. 서 론

현재까지 실용화된 내연기관은 피스톤 엔진과 반켈형(Wankel) 로터리 엔진, 그리고 가스터빈 엔진 등이 있다(Richard Stone, 1993). 그 외 외연기관으로서 스티어링(Stirling) 엔진 등 시험에 성공한 엔진이 몇 가지 있으나 경제성과 내구성의 문제로 널리 사용되고 있지는 못하다.

피스톤 엔진은 밀봉기능이 가장 뛰어나서 디젤 엔진의 경우 내연기관 중 가장 높은 열효율을 낼 수 있다는 장점을 가지고 있다. 그러나 피스톤의 왕복운동에 수반되는 진동과 소음이 크고, 크랭크 기구의 특성 때문에 높은 압력이 발생하는 팽창행정 초기의 힘이 제대로 회전력으로 전환되지 못한다는 단점이 있다(고등기술연구원, 1997).

반켈형 로터리 엔진은 로터가 편심 운동을 하지

The article was submitted for publication in October 2002, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in January 2003. The authors are Moon Keun Oh, Deputy Director, Cheongju Education Center of National Agricultural Co-operative Federation, Cheongwon, Chungbuk, Korea, Won Yeop Park, Resaerch Assistant Professor and Kyou Seung Lee, Professor, Dept. of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea. The corresponding author is K. S. Lee, Professor, Dept. of Bio-mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, 440-746, Korea. Fax:+82-31-290-7830. E-mail:<seung@skku.ac.kr>.

만 왕복 운동보다는 진동과 소음이 적고 피스톤 엔진에 비해 원활한 고속 회전이 용이하다는 장점을 가지고 있는 반면 밀봉기능이 떨어져 열효율이 낮고, 오버랩(overlap)이 길어서 저속시에는 공기 교환율이 떨어지고 윤활성이 나빠 내구 년수가 짧다는 단점을 가지고 있다(Ramos, 1992).

한편, 가스터빈 엔진은 단위 출력당 중량이 작고, 원활한 고속운전이 가능하며, 폐열 회수가 용이하다는 장점이 있다. 그러나 제작비가 비싸고, 저속 소형 엔진을 만들기가 곤란하고, 소형의 경우 열효율이 떨어지며, 낮은 부하 즉, 저출력 상태에서는 연료 소비율이 급격히 높아져서 부하의 변동이 심한 장비에서는 이용이 곤란하다. 이러한 문제는 구조적인 문제 즉, 회전축과 터빈 블레이드의 제작에 고도의 정밀성을 요하면서도 터빈 블레이드와 케이싱간의 최소 간극은 0.381 mm 이하로 줄일 수 없다는 점에 기인하는 것이다(한국항공기술연구소, 1996).

따라서 향후 새로운 엔진의 개발은 위에서 언급한 세 가지 주요 엔진들의 단점들은 보완하고, 각각의 장점들을 고려하여 저연비, 저공해, 저소음, 저진동, 소중량, 소재적 그리고 제작상의 경제성에 주안점을 두어 개발할 필요성이 있다(이종화, 1997).

본 연구는 현재 사용되고 있는 주요 내연기관들의 단점을 보완하고, 각각의 엔진들의 장점을 혼합한 새로운 형태의 엔진을 개발하기 위한 시도로서 수행되었다. 본 연구의 목적은 왕복동 피스톤 엔진의 장점인 우수한 밀봉기능과 반켈형 로터리 엔진의 장점인 크랭크기구의 생략을 통한 단위 출력당 중량 및 체적의 축소, 그리고 가스터빈 엔진의 장점인 원활한 회전운동을 결합시킨 새로운 형태의 로터리 엔진을 설계, 개발하는데 있다.

2. 구조와 행정

가. 설계방침

새로운 개념의 엔진은 기존의 엔진에 비해 개념상의 유리점 보다도 실용적인 유리점이 있어야 할 것이므로 설계에 앞서 다음과 같은 설계 방침을 설정하였다.

- (1) 왕복 운동부위를 최소화하여 로터리 엔진의 장점을 최대한 유지해야 한다.
- (2) 기존의 피스톤 엔진보다 소형이고, 고효율을 발휘해야 한다.
- (3) 기존의 엔진보다 배기가스에 의한 대기 오염

의 방지 측면에서 유리해야 한다.

- (4) 대량 생산시의 제조 원가는 현재의 피스톤 엔진에 비해 같거나 싸야 한다.

나. 기본 구조

신개념 로터리 엔진은 그림 1에서 보는 바와 같이 원형으로 생긴 실린더 내에 두 개의 곡선형 로터가 마주 보고 설치되며, 두 로터는 회전하는 원판에 고정되어 실린더 내에서 로터가 단순 원운동을 하는 형태이다. 두 개의 연소실은 대칭으로 설치되고, 이 연소실과 실린더간의 통로는 로터리형 밸브로 개폐되며 각 연소실 밑 부분에는 실린더의 공간을 두 개로 나누어 작동할 수 있도록 하는 칸막이 밸브가 설치된다.

(1) 로터

로터는 실린더 내에서 회전하며 각 행정을 수행하는 핵심부품으로 엔진의 중심부에 설치된다. 반켈형 엔진의 로터가 편심 운동을 하는데 비해 이 엔진의 로터는 단순 원운동을 하는 것이 특징이다. 칸막이 밸브가 상승 및 하강 할 때에는 이 로터의 표면에 밀착된 상태에서 작동하게 되므로 칸막이 밸브의 원활한 운동과 밸브의 하강시 로터 표면에서 이격되지 않을 수 있는 스프링의 상수 선택과 로터 곡면의 경사도 결정이 중요하다.

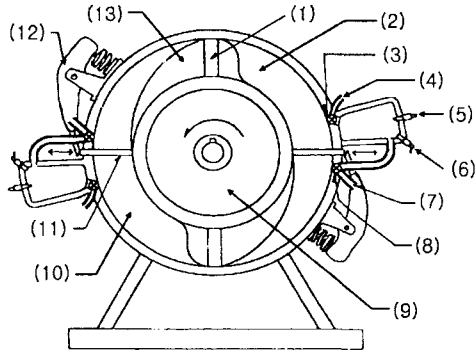
(2) 로터리형 밸브

흡기구 개폐 타이밍을 제어하고 연소중인 가스가 연소실에서 로터실(실린더)로 이동하는 통로를 제어하기 위한 흡기·팽창 밸브와 연소가 끝나고 팽창을 마친 연소가스의 외부 배출 타이밍을 제어하고 압축된 공기가 실린더에서 연소실로 이동하는 타이밍을 제어하기 위한 배기·압축 밸브가 있다. 칸막이 밸브의 양쪽에 각각 한 개씩 모두 4개의 로터리형 밸브를 설치한다.

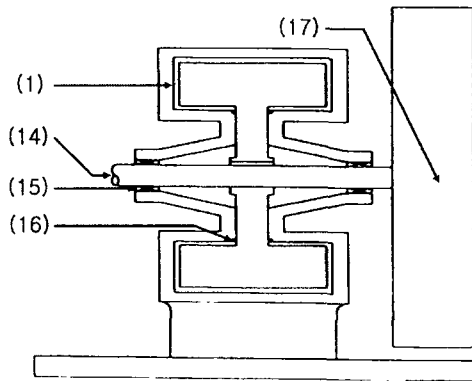
이 밸브의 기본 형태는 그림 2 및 그림 3과 같으며 접촉면간의 기밀 유지를 위해 라이너를 사용한다.

(3) 칸막이 밸브

엔진의 정상적 작동을 위하여는 실린더의 공간을 두 개로 나누어 행정이 진행되어야 하므로 칸막이 밸브가 필요하며 이것은 로터의 곡선 표면에 밀착되어서 이 면을 따라 상하 운동을 하게 된다. 이 부위의 기밀 유지가 제작상 큰 난점이 되는데 이러한 문제 때문에 칸막이 밸브와 접촉하는 하우징을



(a) Front view



(b) Side view

Fig. 1 Schematic view of new-concept rotary engine.

(1) rotor-ring (2) cylinder A (3) induction, combustion valve (4) induction-port (5) plug (6) nozzle (7) exhaust-port (8) exhaust, compression valve (9) rotor fixed disc (10) cylinder B (11) divide valve (12) rocker arm (13) spring (14) rotation axle (15) bearing (16) seal (17) flywheel

정밀하게 제작할 것이 요구되며, 한편, 엔진의 실제 성능이 여기에서 결정된다고 할 수 있을 정도로 중요한 관건이 되고 있다. 그림 4는 칸막이 밸브의 형태를 보여주고 있다.

(4) 기밀 유지 장치

피스톤 엔진에서 피스톤과 실린더 라이너간의 기밀 유지를 위해 피스톤 링을 사용하는 것과 같이 신개념 로터리 엔진에서도 로터에 링을 설치하는데 이 링의 형태는 그림 5와 같다.

피스톤형에서는 링의 폭을 매우 좁게 하는 대신 3~4개를 설치하고 있는데, 이 엔진에서는 폭을 12mm로

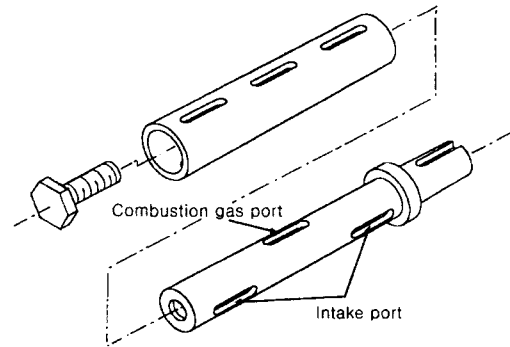


Fig. 2 Intake/combustion gas control valve.

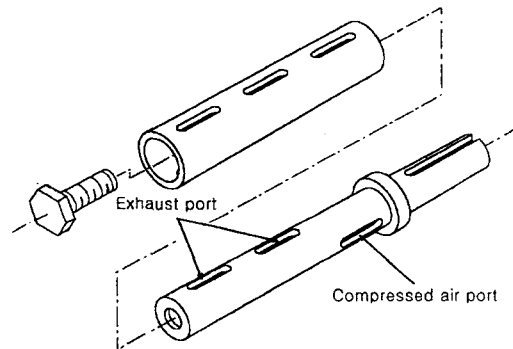


Fig. 3 Exhaust/compression control valve.

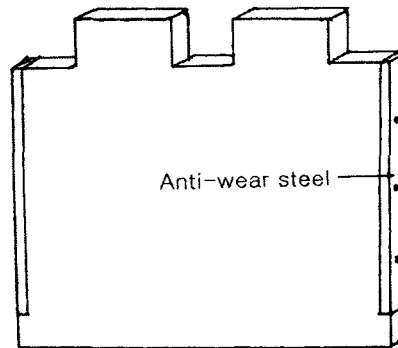


Fig. 4 Cylinder divide valve.

하고 1 개의 링을 설치한다. 링의 폭이 너무 좁을 경우, 칸막이 밸브가 들어 있는 하우징을 통과 할 때 원활하게 진행하기 어렵기 때문에 최소한 10

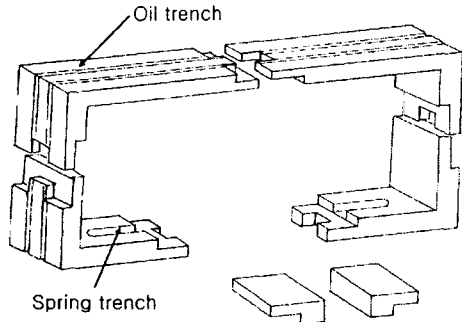


Fig. 5 View of rotor ring.

mm 이상의 폭이 필요하게 되는데 약간의 여유를 고려해서 12 mm로 하였다.

다. 작동 행정

신개념 로터리 엔진의 작동은 다음과 같이 진행된다.

(1) 흡입행정(intake)

그림 6의 (I)에서 연소실 A와 실린더를 연결하는 연소 가스 출입구는 밸브에 의해 닫히고, 이 밸브와 같은 축을 갖는 흡기 밸브(그림 2)가 열려 로터 a의 회전에 의해 확장되는 공간(intake)에 공기를 흡입한다. 이 행정은 로터 a가 5°에서 175°까지 회전하는 동안 진행된다.

(2) 압축행정(compression)

그림 6의 (I)에서 연소실 A와 실린더를 연결하

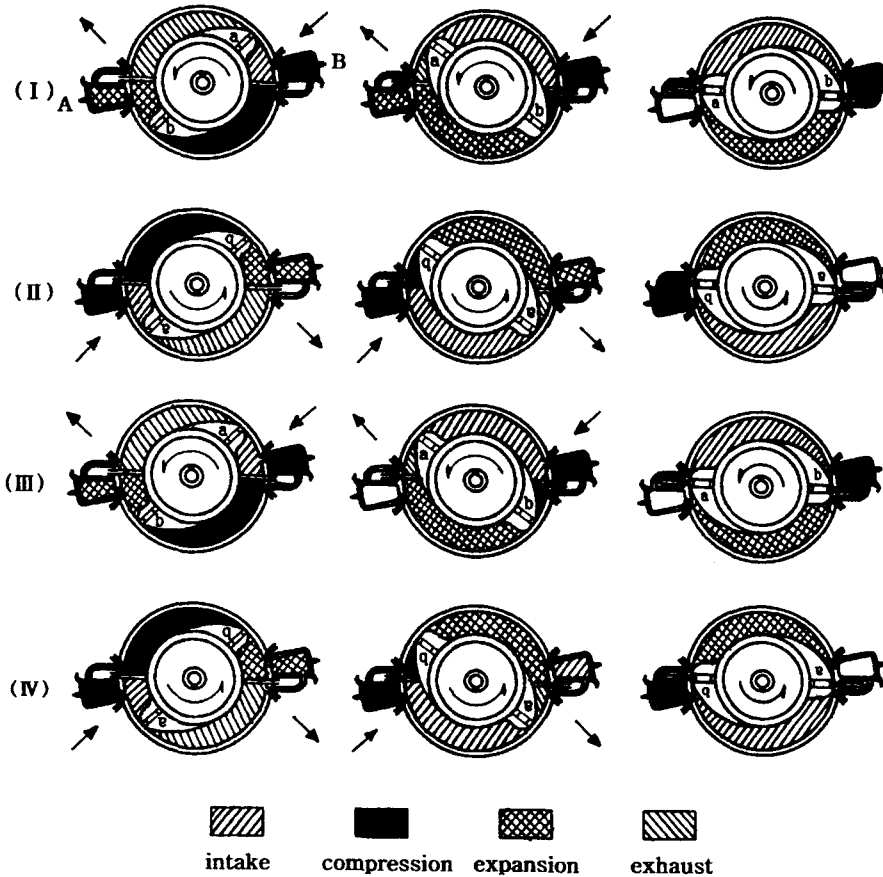


Fig. 6 Operation process of new concept rotary engine.

는 압축공기 출입구는 밸브에 의해 열려지고, 이 밸브와 같은 축을 갖는 배기 밸브(그림 3)는 닫혀진 상태이며 로터 b의 회전에 의해 축소되는 공간 (compression)에서 공기를 압축하여 연소실 A로 유입시키고 동시에 연료를 분사한다. 이 행정은 로터 b가 185°에서 355°까지 회전하는 동안 진행된다.

(3) 팽창행정(expansion)

그림 6의 (I)에서 연소실 B에 충전된 혼합가스 (직전의 행정에서 로터 b가 압축하여 연소실 B에 충전한 공기와 연료의 혼합가스)에 전기 점화플러그를 이용하여 점화하고, 연소 진행 도중 연소실 B와 실린더의 공간(expansion)을 연결하는 연소가스 출입구는 밸브에 의해 열리며 이 공간에서 연소된 가스의 팽창압으로 로터 b를 밀어 동력을 발생시킨다. 이 행정은 로터 b가 185°에서 355°까지 회전하는 동안 진행된다.

(4) 배기행정(exhaust)

그림 6의 (I)에서 실린더와 연소실 B를 연결하는 압축 공기 출입구는 밸브에 의해 닫혀지고, 실린더와 외부를 연결하는 배기 밸브를 열어 직전의 행정에서 연소시킨 가스를 로터 a의 이동에 의해 공간(exhaust)에서 밖으로 배출한다. 이 행정은 로터 a가 5°에서 175°까지 회전하는 동안 진행된다.

로터가 칸막이 밸브를 통과 할 때는 그림 6의 우측 그림과 같이 칸막이 밸브가 로터 곡면에 밀착하여 상승 및 하강하게 되며, 로터 링의 중심을 전후하여 5°씩 사행정(死行程)이 있는데 이 때는 연소실과 실린더를 연결하는 밸브가 모두 닫혀 있는 상태이다. 그 이후는 그림 6의 (II)-(IV)와 같이 180°의 위상차를 가지고 같은 행정이 반복됨으로써 연속적으로 작동하게 된다.

따라서 로터 1회전(360°)마다 모든 행정이 2회씩 진행되고, 흡입된 공기는 180°의 위상차를 가진 로

터의 다른 돌기에 의해 압축되고 연소 후 팽창된 가스는 180°의 위상차를 가진 또 다른 돌기에 의해 배기 되므로, 1회의 흡입 공기가 모든 행정을 마치고 배출되는데까지 로터는 2회전(720°)을 하게 된다.

3. 이론적 성능 해석

가. 연료 공기 사이클(Fuel-air cycle)

신개념 로터리 엔진의 이론적 성능 해석을 위해 먼저 기본 오토 사이클에 의한 연료 공기 사이클의 성능 해석에 필요한 수치를 얻어 지압선도를 그린 후에 본 연구에서 개발한 신개념 로터리 엔진의 특징에 따른 변수를 만들어 이를 대입하여 수정하는 모델링 방법을 사용하였다.

Heywood(1988)가 제시한 SI 엔진 사이클의 모의 시험법에 의해 신개념 로터리 엔진의 기본 사이클을 해석하여 이론 열효율을 구하였다.

(1) 조건

실제방침에서 결정한 바와 같이 기존의 엔진에 비해 열효율 면에서 유리해야 하며 배기가스의 오염도 줄여야 한다는 전제 하에서 우리나라 영농철의 기온을 고려하고 시작기의 배기량을 기준으로 기본 싸이클을 해석하기 위해 표 1과 같은 조건을 설정하였다. 여기에서 압축비의 선택은 현재 보급 중인 승용 이양기(엔진 압축비 7.0) 및 스피드 스포레이어(엔진 압축비 9.0) 등과 대비하기 위해 유사한 수준인 8.0으로 설정하였다.

(2) 변수와 수치 계산

이상기체(ideal gas) 모델은 다음의 식 (1)~(4)와 같다.

Table 1 Conditions of new concept rotary engine for performance analysis

Item	Condition	Remarks
Compression ratio ($V_1/V_2 = \lambda$)	8.0	Transplanter: 7.0, SS: 9.0
Equivalence ratio (ϕ)	1.0	Low emissions term: 0.8~1.2
Induction temperature (K)	298.15	Standard-driving temperature : 25°C
Displacement (cc)	1,200	600 cc × 2 = 1,200 cc

※ The conditions of lubrication and cooling are the same as those of piston engine.

$$u_u = C_{v,u} T_u + h_{f,u} \dots\dots\dots (1)$$

$$h_u = C_{p,u} T_u + h_{f,u} \dots\dots\dots (2)$$

$$u_b = C_{v,b} T_b + h_{f,b} \dots\dots\dots (3)$$

$$h_b = C_{p,b} T_b + h_{f,b} \dots\dots\dots (4)$$

여기서,

u_u : 미연소 혼합기의 내부에너지

u_b : 연소된 가스의 내부에너지

h_u : 미연소 혼합기의 엔탈피

h_b : 연소된 가스의 엔탈피

$C_{v,u}$: 미연소 혼합기의 정적 몰비열

$C_{v,b}$: 연소된 가스의 정적 몰비열

$C_{p,u}$: 미연소 혼합기의 정압 몰비열

$C_{p,b}$: 연소된 가스의 정압 몰비열

T_u : 미연소 혼합기의 온도

T_b : 연소된 가스의 온도

$h_{f,u}$: 온도 0 K일 때 미연소 혼합기의 엔탈피

$h_{f,b}$: 온도 0 K일 때 연소된 가스의 엔탈피

식 (1)과 (2)에서 내부에너지 u_u , u_b 는 식 (5)와 (6)과 같은 실험식으로 대체할 수 있다(Heywood, 1998).

$$u_u \text{ (kJ/kg air)} = 0.96T(K) - 700 \dots\dots\dots (5)$$

$$u_b \text{ (kJ/kg air)} = 1.5T(K) - 4250 \dots\dots\dots (6)$$

SI 기관의 연소과정을 정적 단열과정으로 가정하면, 연소 후 가스의 온도는 식 (7)로부터 구할 수 있다.

$$T_b = (k_b - 1) \left(\frac{M_b}{M_u} \right) \left(\frac{T_u}{k_u - 1} + \frac{\Delta h_f}{R_u} \right) \dots\dots (7)$$

여기서,

k_b : 연소된 가스의 비열비

k_u : 미연소 혼합기의 비열비

$$\Delta h_f = h_{f,u} - h_{f,b}$$

R_u : 미연소 혼합기의 기체상수

M_b : 연소된 혼합기의 분자량(molecular weight)

M_u : 미연소 혼합기의 분자량

$$\left(M_b = \frac{m_{RP}}{n_b}, M_u = \frac{m_{RP}}{n_u} \right)$$

m_{RP} : O₂ 1몰당의 혼합기 질량

$$m_{RP} = 138.2 + 9.12 \phi$$

n_b : O₂ 1몰당의 연소가스 몰수

$$n_b = 0.36 \phi + 4.773$$

n_u : O₂ 1몰당의 미연소 혼합기의 몰수

$$n_u = 0.08 \phi + 4.773 + 0.28 x_b \phi$$

x_b : 연소가스의 질량비 (미 연소 혼합기중에 혼재된 잔류 연소가스 질량/혼합기 질량)

표 1에서 $\phi=1.0$ 이고, $x_b=0.08$ 로 가정할 때, n_u 는 4.875, O₂ 1몰당의 공기질량은 138.2, 미연소 혼합기의 공기 단위 질량당 몰수는 0.0353 mol/kg · air 가 된다.

여기서 식 (5)에서 온도 1 K 상승에 따라 미연소 혼합기의 내부에너지가 0.96 kJ/kg.air씩 증가되므로 미연소 혼합기의 정적 몰비열($\widetilde{C}_{v,u}$)을 구하면, 27.2 kJ/mol · K 가 된다. 또한, 미연소 혼합기의 비열비 $k_u = (C_v + \widetilde{R})/C_v$ 이고, $\widetilde{R} = 8.314$ kJ/mol · K 이므로, 미연소 가스의 비열비(k_u)를 구하면 1.31이 된다. 연소된 가스에 대하여도 각 수치를 구하면, O₂ 1몰당의 연소가스 몰수 n_b 는 5.133이고, 공기 단위량에 대한 연소가스의 몰수는 0.0371 mol/kg · air 이 된다. 식 (6)에서 가스온도 1 K 상승에 따라 내부에너지가 1.5 kJ/kg.air씩 증가되므로 연소된 가스의 정적 몰비열($\widetilde{C}_{v,b}$)을 구하면, 40.4 kJ/mol · K이고, 연소된 가스의 비열비(k_b)는 1.21 이 된다. $\Delta h_f / R_u$ 의 값을 구하기 위해, 먼저 미 연소 가스의 기체상수(R_u) 값을 구하면, 혼합기 1 kg당의 몰(mol)수가 0.0353이므로, 0.293 kJ/kg · air · K가 된다. 따라서 Δh_f 는 12.116 K가 된다.

(3) 단열 압축행정 해석

압축행정중의 에너지 변화는 식 (8)과 (9)를 이용하여 해석한다,

$$\Psi(T_2) = \Psi(T_1) - n_u \widetilde{R} \ln \left(\frac{v_2}{v_1} \right) \dots\dots\dots (8)$$

$$\Phi(T_2) = \Phi(T_1) - n_u \widetilde{R} \ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \dots\dots\dots (9)$$

여기서,

ψ : 정적 등엔트로피 압축 함수

$$\psi = \int_0^T \left(\frac{c_v}{T} \right) dT$$

ϕ : 정압 등엔트로피 압축 함수

$$\phi = \int_0^T \left(\frac{c_p}{T} \right) dT$$

흡입된 공기(298.15 K)는 압축 초기까지 실린더 내에서 가온되고 잔류가스와 섞이면서 40~70℃ 정도 온도가 상승하므로 압축초기 온도를 350 K로 가정하고 Heywood(1998)가 제시한 온도변화에 따른 ψ 와 ϕ 값을 나타낸 그래프에 의해 $\psi(T_1)$ 을 구하면, $\psi(T_1)$ 는 150 J/kg·air·K가 되고, 평형비 1.0일 때의 $n_u \bar{R}$ 값은 292 J/kg·air·K로 제시되고 있으므로, $\psi(T_2)$ 는 식 (8)에 의해 757 J/kg·air·K가 된다. 이 값으로부터 온도변화에 따른 $\psi(T)$ 의 관계를 나타낸 그래프에 의해 압축말기 온도(T_2)를 구하면 682 K가 된다. v_1 , v_2 , p_2 값은 식 (10)의 이상기체 방정식과 앞에서 구한 값으로부터 각각 v_1 는 1.0 m³/kg·air, v_2 는 0.125 m³/kg·air, 그리고 P_2 는 1,570 kPa로 구해진다.

$$p v = n_u \bar{R} T \dots\dots\dots (10)$$

위에서 $n_u \bar{R}$ 은 $\phi=1.0$ 일 때의 값으로서 $n_u \bar{R}$ = 292 J/kg·air·K이고, 압축비는 8.0(표 1 참조)이다. 압축일(-W)을 구하면, Heywood(1998)가 제시한 온도변화에 따른 내부에너지 관계를 나타낸 그래프에서 $u_s(T_2)$ = 350 J/kg·air, $u_s(T_1)$ = 40 J/kg·air 이므로, 압축일은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$-W_{1-2} = u_s(T_2) - u_s(T_1) = 310 \text{ kJ/kg} \cdot \text{air} \dots\dots\dots (11)$$

여기서 u_s 는 흡기 온도인 298.15 K에 대한 온도 T(K)에서의 내부 에너지(sensible internal energy)값이다.

(4) 단열 팽창행정 해석

팽창행정은 정적연소과정에서 연소된 가스의 내부에너지는 식(12)로부터 결정된다.

$$u_b = u_{s,u} + \Delta u_{f,u} \dots\dots\dots (12)$$

여기서 $u_{s,u}$ 는 압축행정 말기의 미연소 혼합기의 흡기 이후 온도 상승분에 의한 내부에너지이고, $\Delta u_{f,u}$ 는 미연소 혼합기에 형성된 내부 에너지이다.

식 (12)에서 $\phi=1.0$, $x_b=0.08$ 로 가정하였고, Heywood(1998)가 제시한 식에 따라 $\Delta u_{f,u}$ 는 -118.2 - 2956 x_b 가 되므로, $\Delta u_{f,u}$ 는 -355 kJ/kg·air가 되고, u_b 는 -5 kJ/kg·air로 산출된다.

$v_1=0.125$ m³/kg·air와 $u_b=-5$ kJ/kg·air를 이용하여 Heywood(1998)가 제시한 내부에너지와 엔트로피 그래프로부터 $T_3=T_b=2,825$ K, $p_3=p_b=7,100$ kPa, 그리고 엔트로피 $s_3=9.33$ kJ/kg·air를 구할 수 있다. 또한, 팽창말 비체적은 $v_2=1.0$ m³/kg·air 이므로 가스 팽창을 등 엔트로피 과정으로 볼 때, 같은 그래프에서 $T_4=1,840$ K, $P_4=1,570$ kPa, $u_4=-1,540$ kJ/kg·air를 구할 수 있고, 팽창행정중의 일은 $W_{3-4} = -(u_4 - u_3) = 1,535$ kJ/kg·air가 된다.

여기에서 당초 $x_b = x_r = 0.08$ 로 가정하였으나 산출치 0.031과 차이가 크므로 반복법에 의해 팽창행정의 각 수치를 다시 계산하면, $u_{b3} = 140$ kJ/kg·air가 되고, $v_3 = 0.125$ m³/kg·air와 내부에너지(u_{b3})를 가지고 내부에너지와 엔트로피 관계를 나타낸 그래프에서 구하면(Heywood, 1998), $P_3 = 7,270$ kPa, $T_3 = 2,890$ K가 된다.

같은 엔트로피에서 $v_4 = 1$ m³/kg·air를 가지고 같은 그래프에서 구하면, $P_4 = 595$ kPa, $T_4 = 1,920$ K, $u_4 = -1,457$ kJ/kg·air, $W_{3-4} = W_E = u_{b,3} - u_{b,4} = 1,597$ kJ/kg·air가 된다.

같은 방법으로 같은 엔트로피에서 $P_5 = 1$ atm 이면, $v_5 = 4.0$ m³/kg·air, $T_5 = 1,360$ K가 된다.

위의 결과로부터 그림 7과 같은 연료 공기 사이클상의 P-V 선도를 구할 수 있고, 이론 열효율 ($\eta_{f,i}$)은 식 (13)에 의해 결정할 수 있다.

$$\eta_{f,i} = \frac{W_E + W_C}{m_f \cdot Q_{LH}} \dots\dots\dots (13)$$

여기서,

- W_E : 팽창 행정의 일
- W_C : 압축 행정의 일

Q_{LH} : 연료의 저위 발열량(44.4 MJ/kg)

$$m_f = \left(\frac{F}{A} \right) \cdot (1 - x_r)$$

$$F/A = 1/15 = 0.0666, \quad 1 - x_r = 0.969$$

x_r : 잔류 가스의 질량비

따라서 식 (13)으로부터 이론 열효율 $\eta_{f,i}$ 은 0.449(44.9%)로 결정된다.

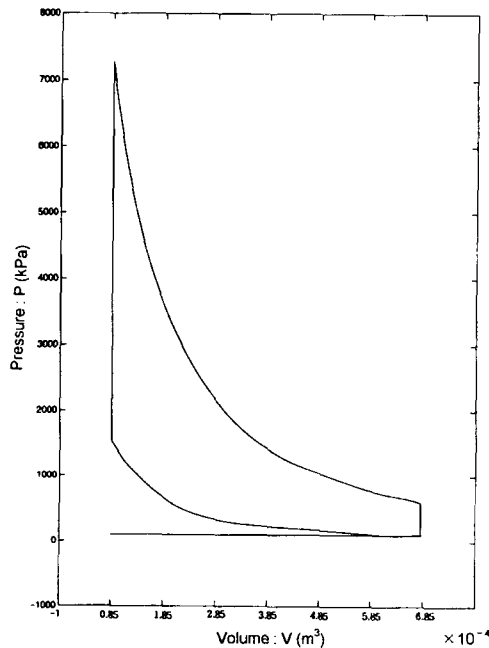


Fig. 7 P-V diagram of fuel-air cycle for new concept rotary engine.

4. 요약 및 결론

본 논문은 현재 사용되고 있는 피스톤 엔진이나 반켈형 로터리 엔진 및 가스터빈 엔진 등이 근본적인 구조적 한계 때문에 더 이상 크게 발전하지 못하고 있는 상황에서, 이러한 한계를 극복하기 위한 시도로서 피스톤 엔진의 장점인 우수한 밀봉기능과 가스터빈 엔진과 반켈형 엔진의 장점인 원활한 원운동을 결합시킨 새로운 형태의 "신개념 로터리 엔진"을 제시하기 위해 수행되었다.

제시된 신개념 로터리 엔진은 원형으로 된 실린더 내에서 두 개의 돌기를 갖고 있는 로터가 단순

원운동으로 회전하는 형태로서 원형의 실린더는 두 개의 칸막이 밸브에 의해 두 개의 실린더로 나누어지고 로터에 있는 돌기와 칸막이 밸브 사이에 형성되는 4개의 공간은 로터의 회전에 따라 체적이 변화하면서 흡입, 압축, 팽창, 배기의 4 행정의 동시 수행되며 칸막이 밸브는 로터의 표면을 따라 밀착하여 상승 및 하강함으로써 동력을 발생시키도록 구성되어 있다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) SI 엔진 싸이클의 모의 시험법에 의한 신개념 로터리 엔진의 이론적 성능 해석 결과 압축비 8.0, 회전수 1,000 rpm에서 44.9%의 이론 열효율을 나타내었다.

2) 1회전 당 2회의 팽창 행정이 있으므로 4사이클 피스톤 엔진의 4실린더에 해당하는 동력이 발생되어 동일한 출력을 발휘하는데 있어 피스톤 엔진에 비해 체적과 중량을 줄일 수 있으며, 또한 엔진의 높이를 피스톤 엔진에 비해 낮출 수 있다.

3) 로터 돌기의 앞면과 뒷면에서 압축과 팽창 행정이 동시에 진행되므로 회전축에 비틀림 응력이 매우 적게 발생하고 진동과 소음도 작게 발생할 것으로 판단된다.

4) 로터가 단순 원운동을 하므로 로터 링과 실린더의 접촉이 면 접촉을 하므로 로터가 편심 운동을 함으로써 에이펙스 실과 실린더 면이 선접촉을 하는 반켈형 로터리 엔진에 비해서 기밀 유지와 윤활 조건에서 유리한 구조를 가지고 있다.

참고 문헌

1. 고등기술연구원 발행. 1997. 엔진의 설계와 개발.
2. 한국항공기술연구소. 1996. 항공기용 가스터빈 엔진의 저공해 연소기 설계 기술 개발. 과기처보고서.
3. 이종화. 1997. Test & development of gasoline engine : performance, durability and emissions. 대우고등기술연구원.
4. Heywood, J. B. 1988. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill International Edition.
5. Ramos, J. I., H. J. Schock and T. I-P. Shih. 1992. WANKEL engine modeling. SAE Paper.
6. Richard Stone. 1993. Internal combustion engines. Society of automotive engineers Inc.