

<논문> SAE NO. 933738

불꽃점화 반켈 로터리 기관의 성능 시뮬레이션

A Performance Simulation for Spark Ignition Wankel Rotary Engine

채 재 우*, 이 상 만**, 전 영 남**, 김 규 정***, 정 영 식**
J. O. Chae, S. M. Lee, Y. N. Chun, K. J. Kim, Y. S. Jeong

ABSTRACT

Performance simulation for a Spark Ignition Wankel rotary Engine is presented in this paper. The volume of chamber at each eccentric shaft angle is evaluated by using geometric models of housing and rotor. A thermodynamic model which includes the first law of thermodynamics, combustion and convective heat transfer from chamber contents to surroundings is employed. A thermochemical equilibrium model which considers 10 species(CO, CO₂, O₂, H₂, H₂O, OH, H, O NO, N₂) in the burned gas region, is also employed. Four processes of gas exchange, compression, combustion and expansion are considered and the pressure, temperature and composition of chamber gas at each eccentric shaft angle in each process are computed in this performance simulation.

This performance simulation must be useful for optimal design of Spark Ignition Wankel Rotary Engine with parametric study for various design parameters and operating conditions.

주요기술용어 : Wankel rotary Engine(반켈로터리기관), Rotor(로터), Thermodynamic Model(열역학적 모델), Wiebe Function(위베 함수)

기 호 설 명		기 호 설 명	
e	: 편심율	V_c	: 틈새체적
θ	: 편심축각도	X_b	: 연소율
r	: 반경	θ_0	: 연소 개시점
A_k	: 밸브개방면적	$\Delta\theta_b$: 연소기간
R	: 기체상수	ϕ	: 당량비
γ	: 비열비	M_i	: 연소생성물의 몰수
		M_{pi}	: 평형상수
		K_{pf}	: 생성 평형 상수

* 정회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과
 ** 인하대학교 공과대학 기계공학과 대학원
 *** Academy of Science of Science of Byelorussia

- P_i : 성분가스의 분압
- h_c : 대류열전달계수
- z : 상수
- M_f : 연료소비량
- N_{RPM} : 기관회전수
- $IMEP_{Net}$: 도시평균유효압력
- IHP : 도시마력
- $ISFC$: 도시비연료소비율
- a : Combustion Efficiency Representative
- C_D : Discharge Coefficient
- m : Combustion Form Factor
- n : Woschni Exponent

1. 서 론

최근들어 항공기 및 승용차 설계 분야에 있어서 기계적 진동이 적고 단위중량당 고출력을 내는 기관의 필요성이 요구되어지고 있다. 이러한 점에서 반켈 로터리 기관은 이 두가지의 장점을 모두 가지고 있다.

반켈 로터리 기관은 열역학적으로 완전한 4 사이클 기관임과 동시에 유효행정은 2사이클 왕복동기관과 동일하여 매회전에 한번의 동력 행정을 가지며, 흡배기를 위한 밸브기구가 없고 표면적 대 체적의 비가 크므로 냉각계통의 전장품이 소형화 된다는 특징 등으로 인해 중량당 출력이 매우 높다.^{1,2)} 또한 왕복동기관과 비교하여 볼 때 왕복운동부가 없으므로 진동에서 오는 소음공해문제 및 기계적 에너지의 손실문제 등이 해결되어 정속한 운전이 가능하다. 그러나, 반켈 로터리 기관은 형상이 왕복기관에 비해 복잡하며, 기초형상변수간에도 상당한 구속여건을 갖고 있어서 단순한 자연흡입 방식의 반켈 로터리 기관인 경우라도 설계가 쉽지 않으며 이러한 복잡한 형상을 갖고 있는 기관의 성능을 예측하는 것 또한 쉽지 않다는 문제점을 안고 있다.

본 연구에서는 자연 흡입식 반켈 로터리 기관에 대한 시뮬레이션을 수행함으로써 복잡한 기초형상변수간의 상관관계를 파악하고 다양한 기관 운전조건의 변화에 따른 성능의 변화를

예측함을 그 목적으로 하고 있다.

2. 성능 시뮬레이션의 모델

2.1 성능 시뮬레이션의 구성 및 해석방법

성능 시뮬레이션은 크게 가스교환과정과 동력과정으로 나누어 진다. 가스교환과정에서는 배기구가 열리는 순간부터 흡기구가 동시에 열려 있는 오버랩, 배기구가 닫힌 직후부터 흡기구가 닫히기 직전까지의 흡기과정을 다룬다. 흡·배기 다기관과 Chamber사이의 질량교환은 준정적 상태 등엔트로피 압축성 유체 유동 모델을 사용하여 예측하였고, 기체와 벽사이의 열전달은 Woschni의 열전달 모델을 사용하여 계산하였다. 동력과정에서는 흡기구가 닫힌 직후부터 연소가 개시되기 직전까지의 압축과정, 연소가 개시되는 순간부터 종료되는 순간까지의 연소과정, 연소 종료 직후부터 배기밸브가 개방되기 직전까지의 팽창과정을 다룬다. 압축 및 팽창과정에서는 열역학 제1법칙 모델과 Woschni의 열전달 모델을 적용하였으며 연소과정에서는 두 모델 이외에 Wiebe의 연소율 모델과 열화학적 평형 모델을 적용하였다.

2.2 형상모델

2.2.1 로터하우징과 로터

Fig.1은 로터하우징 및 로터의 형상과 그 형상을 결정짓는 변수들을 도시한 것이다. 로터하우징 형상은 Epitrochoid커브로서 기초형상변수 r 과 e 의 비로써 정의되는 K-Factor에 의해 결정되며 반경 r , 편심율 e 및 편심축 각도 θ 에 의해서 식(1)과 같이 표현된다.

$$X = e \cos \theta + r \cos \frac{\theta}{3} \quad (1)$$

$$Y = e \sin \theta + r \sin \frac{\theta}{3}$$

여기서 X 는 직교좌표계에서 하우징 커브상의 임의의 점의 X 좌표이고 Y 는 하우징 커브상의

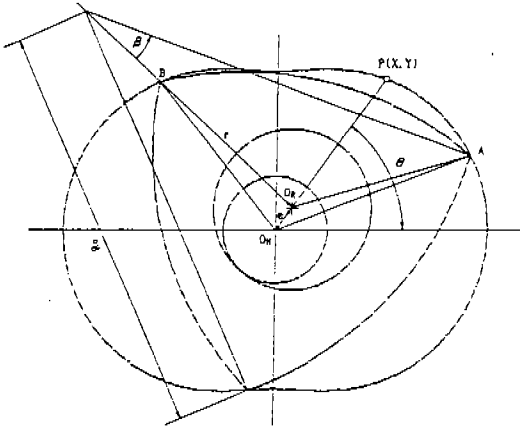


Fig.1 Schematic Diagram of Rotor Housing, Rotor and Eccentric Shaft
K-Factor=R/e=7

임의의 점의 Y좌표이다. 그리고 로터의 세개의 면의 곡률반경 R_0 와 이에 대응되는 원호의 반각 β 는 식(2), (3)으로부터 결정된다.

$$R_0 = r - e + \left\{ \frac{r \cdot e \left\{ 1 - \cos \frac{\pi}{3} \right\}}{r \left\{ 1 - \cos \frac{\pi}{3} \right\} - 2e} \right\} \quad (2)$$

$$\beta = \text{Arctan} \left\{ \frac{r \cdot \sin \frac{\pi}{3}}{R_0 - r + 2e + r \cdot \sin \frac{\pi}{6}} \right\} \quad (3)$$

2.2.2 Chamber체적

임의의 편심축 각도에서의 Chamber의 체적 V 는 로터 하우징과 로터의 면에 의해 둘러 쌓인 면적 F 와 로터 하우징 폭 H_d 와의 곱에 의한 체적과 로터면에 설치된 로터 포켓 체적의 합으로 정의할 수 있다. 면적 F 는 Fig.1에서와 같이 로터 하우징의 도심 O_{II} 와 로터 꼭지점 A, B와 로터 하우징 커브에 의해 이루어지는 면적을 F_1 , O_{II} 와 로터의 도심 O_R 및 A로 이루어지는 삼각형의 면적을 F_2 , O_{II} 와 O_R 및 B에 의해 형성되는 삼각형의 면적 F_3 , O_R 과 A, B에 의해 이루어지는 원호의 면적을 F_4 라 할 때 식 (4)와 같이 정의된다.³⁾

$$V = F H_d + V_{RP} \quad (4)$$

여기에서,

$$F = F_1 - (F_2 + F_3 + F_4)$$

$$F_1 = \left\{ e^2 + \frac{r^2}{3} \right\} \pi - \sqrt{3} r \cdot e \cdot \sin \left\{ \frac{2}{3} \theta + \frac{\pi}{6} \right\}$$

$$F_2 = \frac{1}{2} r \cdot e \cdot \sin \left\{ \frac{2\pi}{3} - \frac{2}{3} \theta \right\}$$

$$F_3 = \beta R_0^2 - r(R_0 - r + 2e) \sin \frac{\pi}{3}$$

2.3 가스교환과정의 모델

흡기 및 배기다기관과 Chamber사이의 질량 교환은 준정적 상태 등엔트로피 압축성 유체유동 모델^{4,5)}을 사용하여 결정하였다. 식 (5)를 사용하여 유동이 아음속인지 음속인지의 여부를 결정하고 식(6)을 이용하여 흡·배기구를 지나 는 질량유량을 계산하였다.

* Critical Flow의 식

$$\frac{P_T}{P_0} = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} \quad (5)$$

* 유동이 아음속의 경우

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{R T_0}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{1/\gamma} \left[\frac{2\gamma}{\gamma - 1} \left\{ 1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} \right\} \right]^{1/2} \quad (6)$$

* 유동이 음속인 경우

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{\sqrt{R T_0}} \frac{1}{\gamma} \left(\frac{2\gamma}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma + 1)/2(\gamma - 1)}$$

여기서 P_0 는 상류측 압력(Upstream Pressure)이고 P_1 는 하류측 압력(Downstream Pressure)이다. 그리고, C_D 값은 문헌⁶⁾에 근거하여 흡기과정시 0.75, 배기과정시 0.65를 사용하였다.

2.4 열역학적 모델

Chamber내의 압력과 온도를 구하는데 식 (7)의 열역학 제1법칙을 사용하였다. Chamber내에서의 압력과 온도는 시간만의 함수로서 위치와는 관계없이 일정하다고 가정하였다.

$$dE + dQ_w + dW - dQ_f = 0 \quad (7)$$

여기서 dE 는 내부에너지 변화, dQ_w 는 Chamber 내벽을 통한 열전달, dW 는 일의 변화, dQ_f 는 연료의 연소에 의한 발열량이다. 계산은 윗식의 dQ_f 를 제외한 각항을 Chamber내의 온도 T 만의 함수로 정리한 후, 식을 만족하는 온도 T 를 Newton-Raphson Iteration Method를 사용하여 구하였다.

2.5 연소모델(Combustion Model)

연소시 열발생률 계산에는 Wiebe의 Heat Release⁷⁾ 모델을 사용하였으며 식 (8), (9)에 의해 계산된다. Chamber내의 질량은 Wiebe가 제창한 바에 의해 미연소영역에서 연소영역으로 이동한다.

$$X_b = 1 - \exp\left\{-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_0}\right)^{m+1}\right\} \quad (8)$$

$$dX_b = a\left(\frac{m+1}{\Delta\theta_0}\right)\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_0}\right)^m \cdot \exp\left\{-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta_0}\right)\right\}$$

$$dQ_f = Q_{Low} M_f dX_b \quad (9)$$

여기서 dQ_f 는 연료의 연소에 의한 발열량, Q_{Low} 는 단위질량당 연료의 저발열량, M_f 는 흡입된 연료의 총질량이다.

이때, a 는 연소효율을 결정하는 상수로서 a 의 값이 3, 5, 7, 9일때 각각 95.02%, 99.33%, 99.91%,

99.99%의 연소효율을 보인다. m 은 연소형태를 결정짓는 상수이며 그 값의 변화에 따라 Fig.13과 같은 결과를 보여준다. 이 값들은 실제의 기관의 연소에 있어서 다음과 같은 범위내에 있다.

$$1 < m < 3$$

$$3 < a < 10$$

2.6 열화학적 평형 모델

연소영역의 연소생성물은 CO, CO₂, O₂, H₂, H₂O, OH, H, O, NO, N₂의 10가지만으로 구성되어 있다고 가정하였다. 화학적 평형상태에서 10가지의 조성의 농도를 구하기 위해 식(10)과 같은 관계에서 질량보존의 법칙을 이용하여 4개의 방정식을 만들고 식(11)~식(16)과 같이 서로 독립적인 6개의 화학반응식을 고려하였다.^{8,9)}

$$XW\left\{C_k H_1 + \left(k + \frac{1}{4}\right)\frac{1}{\phi} O_2 + 3.773 \left(k + \frac{1}{4}\right)\frac{1}{\phi} N_2\right\} \quad (10)$$

$$\Rightarrow XW(M_1 CO + M_2 CO_2 + M_3 O_2 + M_4 H_2 + M_5 H_2O + M_6 OH + M_7 H + M_8 O + M_9 NO + M_{10} N_2)$$

$$CO_2 \langle \rightleftharpoons_{K_{p1}} \rangle CO + \frac{1}{2} O_2 \quad (11)$$

$$H_2O \langle \rightleftharpoons_{K_{p2}} \rangle H_2 + \frac{1}{2} O_2 \quad (12)$$

$$H_2O \langle \rightleftharpoons_{K_{p3}} \rangle \frac{1}{2} H_2 + OH \quad (13)$$

$$\frac{1}{2} H_2 \langle \rightleftharpoons_{K_{p4}} \rangle H \quad (14)$$

$$\frac{1}{2} O_2 \langle \rightleftharpoons_{K_{p5}} \rangle O \quad (15)$$

$$\frac{1}{2} O_2 \frac{1}{2} N_2 \langle \rightleftharpoons_{K_{p6}} \rangle NO \quad (16)$$

여기서 X 는 기연가스의 물분율(Burned Gas

Mole Fraction), W 는 흡입된 연료에 몰수, k 는 연료의 탄소원자수, 1 은 연료의 수소원자수이다.

본 연구에서는 JANAF 열화학적 Table를 이용하여 Gregory-Newton Interpolation Method를 통하여 온도만의 함수로서 K_p 의 값을 결정한 후 10개의 방정식을 만들어 10가지 조성의 농도를 구하였다.

Table 1 Basic Conditions of Parametric Study

Engine type	Mazda 12-A Wankel Rotary Engine Spark Ignition Natural Aspirate
Equivalence Ratio	1
Engine Speed	3000rpm
Combustion Efficiency Representative	5
Combustion Form Factor	1.5
Combustion Start	20° BTDC
Combustion Duration	90°
Intake Manifold Pressure	0.98atm
Intake Manifold Temperature	300K
Exhaust Manifold Pressure	1.02atm
Chamber Wall Temperature	370K

2.7 열전달 모델

반켈 로터리 기관은 왕복동기관에 비해 넓은 표면적을 갖으므로 상대적으로 많은 열전달이 일어나며 과정에서 연소실 벽면을 통한 열전달량은 Woschni의 열전달 모델¹⁰⁾을 사용하여 구하였다. Woschni는 대류열전달 계수 h_c 를 강제 대류 열전달 방정식, $N_w = 0.037Re^n Pr^{0.3}$ 으로부터 유도하였으며 식(17)과 같이 표현된다.

$$h_c = z D^{n-1} P^m V^n T^{0.75-1.62n} \tag{17}$$

여기서 D 는 모터 하우징 깊이(Rotor Housing Depth), V 는 가스속도, T 는 Chamber내 온도가

다. 위와 같이 결정된 대류열전달계수 h_c 를 사용하여 벽을 통한 열전달량은 식(18)과 같이 계산된다.

$$dQ_w = h_c A \Delta T dT \tag{18}$$

여기서 A 는 열전달 면적, ΔT 는 Chamber내 온도와 벽면 온도와의 차이, dQ_w 는 Chamber 내 벽을 통한 열전달량이다.

2.8 반켈 로터리 기관 성능의 계산

편심축 각도의 함수로서 Chamber내의 압력과 체적이 구해지면 식(19)~식(21)의 정의에 의해 도시평균유효압력, 도시마력 및 연료소비율 등을 구할 수 있다.

$$IMEP_{Net} = \frac{\int P dV}{V_s} \tag{19}$$

$$IHP = \frac{N_{RPM}}{60} \int P dV \tag{20}$$

$$ISFC = \frac{N_f N_{RPM}}{IHP} \tag{21}$$

3. 결과 및 고찰

3.1 모터링 시뮬레이션 결과

본 연구에서는 반켈 로터리 기관에 대한 실험을 수행할 수 없었으므로 그 결과를 N.A.S.A. Lewis Research Center에 의해 수행된 실험결과¹¹⁾와 비교하였다. 실험은 일본 동양공업에서 제작한 Mazda 12-A 반켈 로터리 기관을 사용하여 흡기다기관 압력 0.93atm, 기관 회전수 2052rpm에서 수행되었다. Fig.2이 $P-\theta$ 선도에서 알 수 있듯이 측정결과와 계산결과 모두 최고압력이 BTDC 2~3°CA로 치우쳐져 있는데, 이는 연소실 벽면과 외부와의 열전달을 고려하지 않은 모터링 시뮬레이션 수행결과가 TDC를 중심으로 좌우대칭이었음을 고려할 때 열전달에 의한 에너지손실의 결과로 사료된다. 한편, 압력의 측정

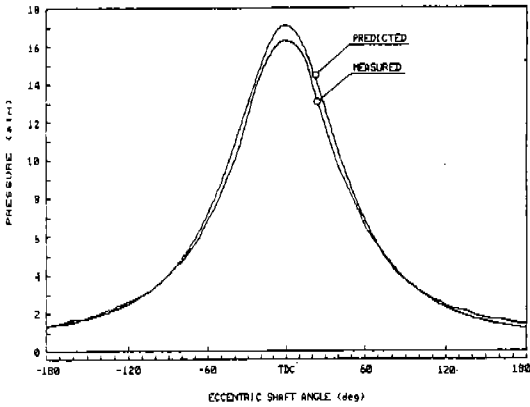


Fig.2 Comparison of Measured and Predicted Compression Expansion Pressure Trace of Motoring Case

결과와 계산결과가 TDC 근처에서 약 7% 정도의 차를 보이고 있는데, 본 연구에서는 기관의 기계손실 및 전후 Chamber사이의 기체누설에 대한 모델링을 하지 않았으므로, 이와 같은 차이는 기계손실 및 기체누설에 의한 에너지 손실로 판단된다. 특히 두 선도는 TDC를 중심으로 좌우 약 90° CA 정도에서 서로 교차하는 현상을 보여주고 있으며 압축 말기의 고압의 가스가 Apec Seal을 넘어 상대적으로 압력이 낮은 전후 Chamber(흡기과정 Chamber 및 배기과정의 Chamber)로 흘러드는 가스누설현상이 원인인 것으로 사료된다.

3.2 Firing 시뮬레이션 결과

Firing의 경우는 실험자료의 결여로 결과를 비교할 수 없었으나, 모터링의 경우와 동일한 경향이 예상되며 특히 보다 많은 가스누설이 예상된다. 다음의 연구결과는 문헌에 수록된 실험결과에 근거하여 명기된 Table.1의 조건하에서 수행되었다.

Fig.3, 4, 5는 편심축각도는 및 Chamber체적 변화에 따른 압력변화를 시뮬레이션을 통해 구한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 최고압력은 ATDC 23°에서 53.90atm이고 계산을 통하여 $IMEP_{Net}$, IHP , $ISFC$ 는 각각 10.15atm, 45.63PS, 180.77G/PS · hr를 얻었다. Fig.6은 편심축 각도

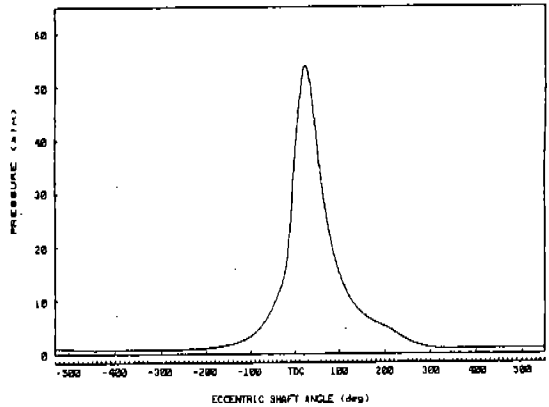


Fig.3 Pressure Trace of Firing Case ($P-\theta$ Diagram)

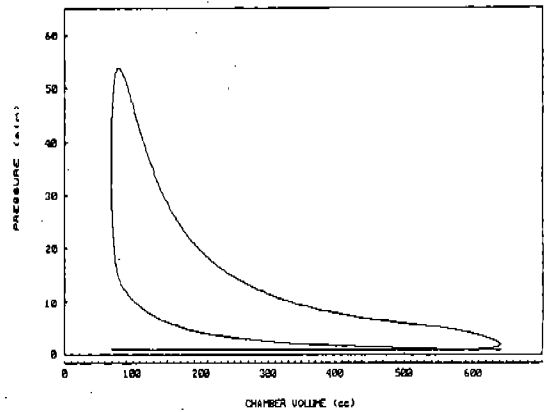


Fig.4 Pressure Trace of Firing Case ($P-V$ Diagram)

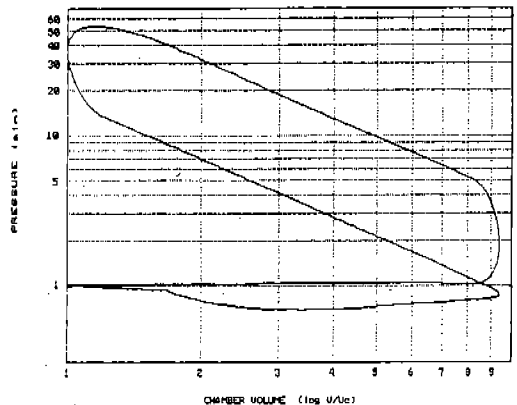


Fig.5 Pressure Trace of Firing Case ($\text{Log}(P)-\text{Log}(V)$ Diagram)

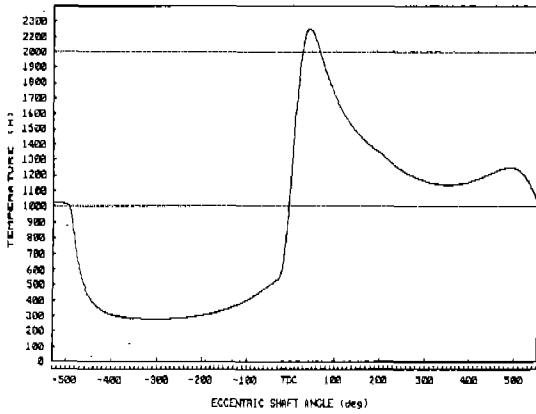


Fig.6 Pressure Trace of Firing Case ($T-\theta$ Diagram)

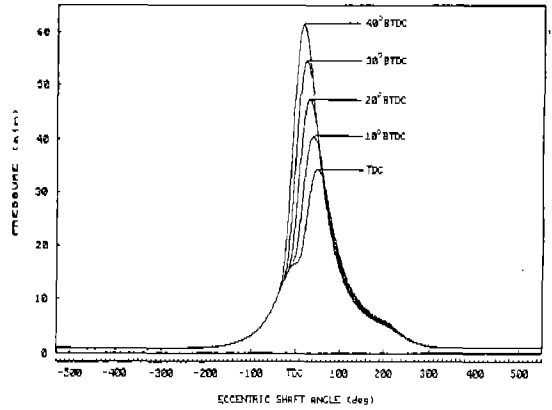


Fig.8 Pressure Trace of Firing Case with Various Spark Ignition Advance ($P-\theta$ Diagram)

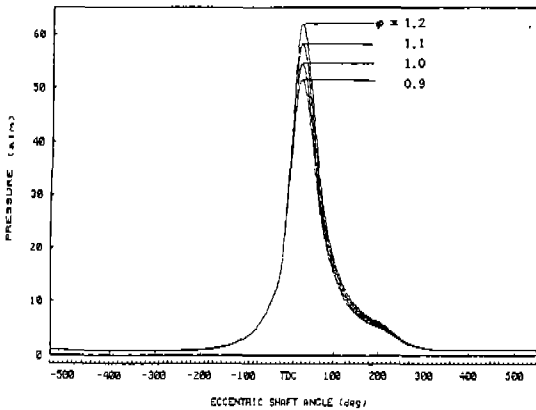


Fig.7 Pressure Trace of Firing Case with Various Equivalence Ratio ($P-\theta$ Diagram)

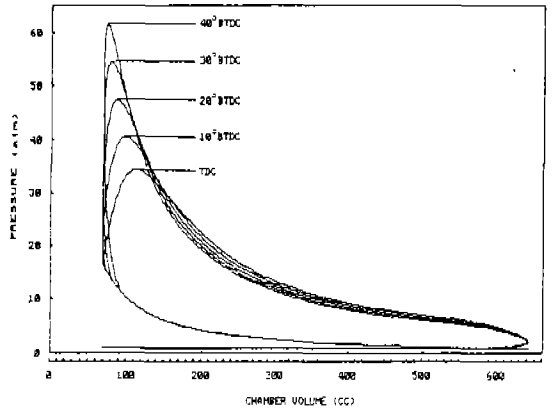


Fig.9 Pressure Trace of Firing Case with Various Spark Ignition Advance ($P-V$ Diagram)

변화에 따른 Chamber내의 평균 가스온도를 나타낸 것으로서 연소개시 후 70°CA 정도 경과해서 온도는 약 2252.0K를 보여주고 있는데 이는 비슷한 배기량의 왕복동기관에 비해 200~300K 정도 낮은 온도로서, 반켈 로터리 기관의 상대적으로 넓은 열전달 면적에서 오는 결과라고 사료된다. 한편, ATDC 약 400~500°CA에서는 온도가 상승하다가 다시 낮아지는 경향을 보이고 있는데 이는 배기의 역류에서 비롯되는 현상이라고 판단된다.

Fig.7은 당량비를 0.9, 1.0, 1.1, 1.2로 변화시켰을 때의 $P-\theta$ 선도를 나타낸 것이다. 일반적으로 혼합기가 농후할 수록 연소와 팽창의 전 구간에 걸쳐 보다 높은 압력을 나타내고 있다.

Fig.8, 9는 점화시기를 40°, 30°, 20°, 10°, 0° BTDC로 가정하였을 때 $P-\theta$ 선도를 보여주고 있다. 40° BTDC의 경우가 최고압력이 가장 높으나, Fig.9의 P-V 선도를 볼 때 음의 일로서 소모되는 에너지가 다른 경우보다 상대적으로 컸으며, 팽창과정중의 압력이 현저히 낮음을 알 수 있다.

$IMEP_{Net}$ 를 고려할 때 최적의 연소시기는 30° BTDC였음을 알 수 있었다.

Fig.10은 Combustion Efficiency Representative a 의 변화에 따른 연소효율의 변화를 나타낸 것이며 Fig.11은 연소효율의 변화에 따른 $P-\theta$ 선도를 나타낸 것이다. 일반적으로 연소효율이 높을수록 높은 압력을 보여 주었다.

Fig.12는 Combustion Form Factor 변화에 따른

연소기간과 가연가스의 질량분율과의 관계를 도시한 것이다. Combustion Form Factor m 이 1일 경우는 연료의 50%가 연소기간의 37% 내에서 연소되고, m 이 3일 경우는 61%내에서 연소되었음을 보여준다. Fig.13의 $P-\theta$ 선도에서 알 수 있듯이 Chamber 체적이 상대적으로 작은 시기인 연소기간의 초기에 연료의 많은 부분이 연소될수록 높은 $IMEP_{Net}$ 가 얻어짐을 알 수 있다.

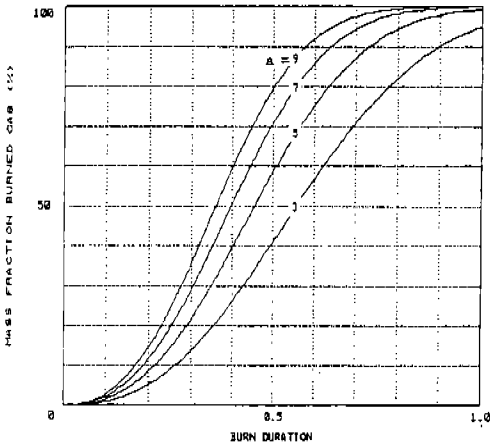


Fig.10 Mass Fraction of Burned Gas Variation with Various Combustion Efficiency Representative
 $a=3, 5, 7, 9$
 $m=1.5$

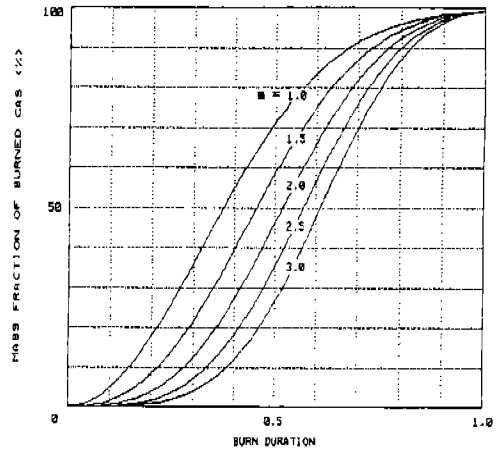


Fig.12 Mass Fraction of Burned Gas Variation with Various Combustion Form Factor
 $a=5$
 $m=1.0, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0$

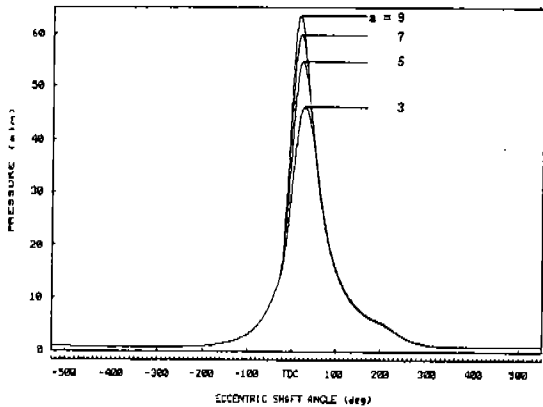


Fig.11 Pressure Trace of Firing Case with Various Combustion Efficiency Representative ($P-\theta$ Diagram)

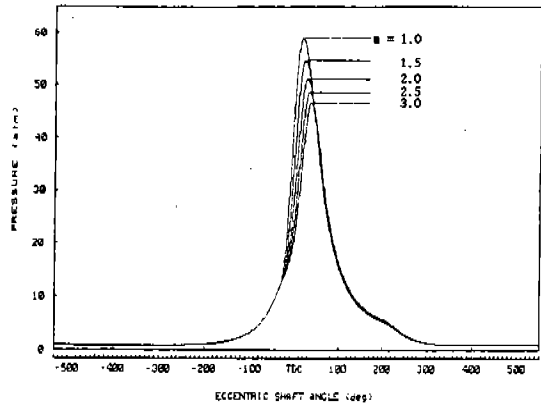


Fig.13 Pressure Trace of Firing Case with Various Combustion Form Factor ($P-\theta$ Diagram)

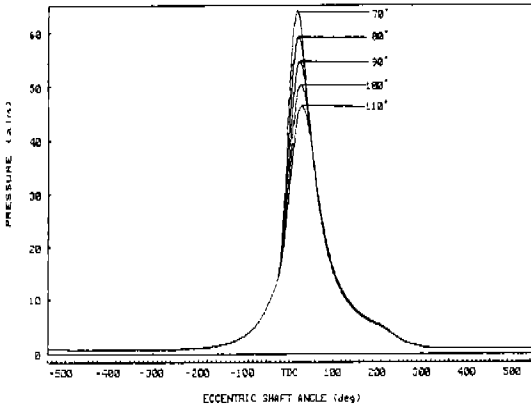


Fig.14 Pressure Trace of Firing Case with Various Combustion Duration ($P-\theta$ Diagram)

연소기간이 각각 70°, 80°, 90°, 100°, 110°CA로 변화할 때 $P-\theta$ 선도를 Fig.14에 나타내었다. 연소기간이 짧을수록 높은 최고압력과 $IMEP_{Net}$ 를 보였다.

4. 결 론

본 연구에서는 반켈 로터리 기관의 성능 시뮬레이션을 수행함으로써, 복잡한 기초형상변수들 간의 상관관계를 파악하고 이들의 변화 및 기관 작동조건 변화에 따른 성능의 변화를 예측하는 변수 연구의 제시를 통해 기관의 최적설계를 도모함을 목적으로 한다. 따라서 본 연구에서 사용한 0차원 성능 시뮬레이션의 실행결과를 문헌에 보고된 Mazda 12-A 반켈 로터리 기관을 사용한 N.A.S.A. Lewis Research Center의 모터링 실험결과와 비교하였으며, 각종 변수연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 모터링의 실험결과와 시뮬레이션 결과의 비교를 통해 최고 압력에서 7% 정도의 차이가 있음을 확인하였고, 사용한 모델의 반켈 로터리 기관에서의 적용이 타당함을 보였다.
2. Wiebe 함수의 변수연구를 통해 반켈 로터리 기관의 성능향상은 연소효율이 높을수록, 연소의 초기에 많은 연료가 연소할수록, 전

체연소기간이 짧을수록 향상됨을 알 수 있었다.

3. Chamber내의 압력은 당량비가 증가할수록 상승하였으며 점화시기 30° BTDC에서 최적의 연소가 이루어짐을 알았다.
4. Table.1의 조건에서 수행한 시뮬레이션을 통해 최고압력은 23° ATDC에서 53.90atm 이고 계산을 통하여 $IMEP_{Net}$, IHP , $ISFC$ 는 각각 10.15atm, 45.63PS, 180.77g/PS·hr를 얻었다.

참 고 문 헌

1. J. L. Huggins and D. R. Ellis, "Advanced General Aviation Comparative Engine/Airframe Integration Study", N.A.S.A. C.R.-165564, 1981.
2. L. A. Zmroczek, "Advanced General Aviation-Comparative Engine/Airframe Intergration Study", N.A.S.A. C.R.-165565, 1982.
3. R. Ansdale, "The Wankel RC Engine-Design and Performance", London ILIFFE Books LTD, 1968.
4. c. Taylor, "The Internal Combution Engine in Theory and Practice", Vol.1, pp.506~509, MIT press, 1966.
5. J. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", pp.907~910, McGraw-Hill, 1989.
6. W. J. Annand and G. E. Roe, "Gas Flow in the Internal Combustion Engine", Haessner Publishing Inc., 1974.
7. J. Wiebe, "Das Wiebe-Brenngesetz, ein Fortschritt in der Thermodynamik der Kreisprozesse von Verbrennungs motoren." Thrans. By Prof. A. Jonte and T.H. Dresen, Kraftadrzeugtechnik, Vol.9, 1960.
8. J. Harker, Inst. Fuel, 40-316, p.206, 1967.
9. M. Chase, JANAF Thermochemical Tables, Third Editio, Am. Chem. Soc./Am. Inst. of Phys./Nat. Bureau of Standards, 1985.

10. G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine", SAE paper 670931.
11. T. J. Norman, "A Performance Model of a Spark Ignition Wankel Engine : Including the Effects of Crevice Volumes, Gas Leakage, and Heat Transfer", M. S. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1983.