<학술논문> DOI:10.3795/KSME-A.2008.32.11.924

유전자 알고리즘을 이용한 원판 캠의 비 유막두께 최적화

권순만† · 김창현* · 남형철* · 신중호**

(2008년 8월 4일 접수, 2008년 9월 1일 수정, 2008년 9월 2일 심사완료)

Optimization of Specific Film Thickness for a Disc Cam Using Genetic Algorithm

Soon-Man Kwon, Chang Hyun Kim, Hyoungchul Nam and Joong-Ho Shin

Key Words: Disc Cam(원판 캠), Specific Film Thickness(비 유막두께), Valve-Train(밸브 트레인) Genetic Algorithm(유전자 알고리즘), TES Polynomial(TES 다항식)

Abstract

The rate of wear of cam followers in a valve train system is mainly a function of contact stress between the cam and the follower, sliding velocity and hydrodynamic film thickness between the two mating surfaces. The wear or surface fatigue can be reduced by maximizing the elastohydrodynamic film thickness. In this paper, an attempt has been made to estimate the optimal specific film thickness of cam-follower system quantitatively. A general TES polynomial function with real values of exponents is developed and genetic algorithm (GA) is used as optimization techniques for maximizing the minimum specific film thickness. The optimization programs enumerate values of the exponents for synthesis of cam displacement curves. The results show that the minimum film thickness can be increased considerably, e.g. approximately 7% in this paper.

1. 서 론

캠(cam)은 일반 링크 장치에 비해 구조가 간단하기 때문에 적은 부품수로 제작이 가능하고, 좁은 공간에서 다양한 운동을 얻을 수 있는 장점을 가지고 있다. 그리고 설계기술과 가공기술의 급속한 발전에 힘입어 그 활용범위가 점차 증가하고 있는 추세이다.

자동차 엔진의 밸브 트레인(valve train)용 캠의 경우 캠과 종동절(follower)간의 마찰이 엔진출력에 상당한 영향을 미치므로, 마찰을 최소화할 수 있는 윤활방식에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

† 책임저자, 회원, 창원대학교 기계설계공학과
E-mail : smkwon@changwon.ac.kr
TEL : (055)213-3629 FAX : (055)263-5221
* 창원대학교 대학원 기계설계공학과
** 회원, 창원대학교 기계설계공학과

캠 또는 기어 접촉 기구와 같은 볼록한 돌기접촉(non-conformal contact)의 경우 윤활은 경계윤활(boundary lubrication), 혼합윤활(mixed lubrication) 또는 탄성유체윤활(elastohydrodynamic lubrication)의 형태로 운전될 수 있으며, 이런 상태를 판단할 수 있는 파라미터가 비 유막두께(specific film thickness)이다. 비 유막두께는 접촉영역내 최소 또는 중심 유막두께를 합성 표면조도로 나눈 값으로 정의되고, 그 값이 크면 캠과 종동절의 금속표면을 강제 분리하여 마찰을 최소화할 수 있고 충분한 윤활효과를 기대할 수 있다. 따라서 설계자는 비 유막두께를 증가시키기 위해서 표면조도를 향상시키거나 최소 유막두께를 증대시키는 노력을 기울일 필요가 있다. 하지만, 표면조도의 향상에는 경제적, 기술적 제약조건이 따르므로 최소 유막두께

값을 증대시키는 방안을 우선적으로 강구하여야 한다. 이를 위해서는 캠 설계의 출발점인 변위선도의 적절한 선정이 그 무엇보다도 중요하다. 즉, 이의 선정 적절성에 따라 캠 성능 제반 특성들의 적절성 또한 결정되어지기 때문이다.

이에 본 연구에서는 변위선도의 여하한 선정이 비 유막두께에 어떻게 그 영향을 미치는 지 고찰하기 위해 밸브 트레인용 캠 설계에 많이 사용되는 TES 다항식[1]을 그 대상으로 선정하였다. TES 다항식은 4개의 설계자 선택 지수를 포함하고 있으며 설계자가 이들 지수들을 어떻게 선정하느냐에 따라 설계 유연성이 결정된다.

이에 캠 제반 성능들의 종합적 축소판인 비 유막두께의 망대 특성을 구현하고자 속도의 순간중심을 이용한 캠 설계방법[2] 및 실변수 유전자 알고리즘(real valued genetic algorithm)을 이용하여 이들 다항식 지수들의 최적 조합을 결정하는 방법을 본 연구를 통하여 제시하고자 한다.

2. 비 유막두께

일반적으로 비 유막두께를 결정하는 식은 다음과 같이 정의된다.

$$\Lambda = \frac{h_{\min}}{\sqrt{R_{q_1}^2 + R_{q_2}^2}} \tag{1}$$

여기서 R_{q_1}과 R_{q_2}는 두 접촉표면의 rms 평균조도이고, $h_{\min}$은 접촉역 최소 유막두께로서 원통형 접촉의 경우 Dowson and Higginson[3] 이 제안한 다음 식으로 결정할 수 있다.

$$h_{\min} = 2.65 R^* U^{0.7} G^{0.54} W^{-0.13} \tag{2}$$

U, G, W는 각각 무차원 속도, 무차원 물성, 무차원 하중 변수로서 각각 다음과 같다.

$$U = \frac{\eta_0 \tilde{u}}{E^* R^*}, \quad G = \alpha_p E^*, \quad W = \frac{F_f}{E^* R^* L} \tag{3}$$

여기서 η_0는 절대점도(absolute viscosity), α_p는 압력점도계수(pressure-viscosity coefficient)이다. 또, E^*는 접촉하는 두 물체의 등가 탄성계수이고, R^*는 접촉하는 두 물체의 등가 곡률반경으로서 각각 다음과 같다.

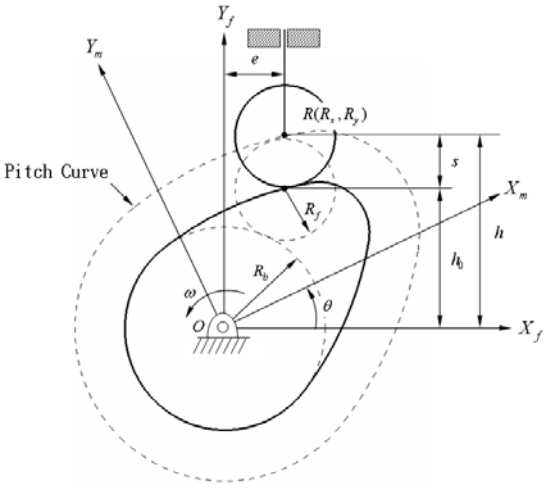

Fig. 1 Definition of a disc cam with a translating roller follower

$$\frac{2}{E^*} = \frac{1-\nu_f^2}{E_f} + \frac{1-\nu_c^2}{E_c} \tag{4}$$

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_f} + \frac{1}{\rho} \tag{5}$$

식 (5)에서 R_f는 롤러 종동절의 반경을 나타내고, 롤러 종동절을 갖는 병진운동용 캠의 곡률반경 ρ는 다음과 같이 결정할 수 있다 (Fig. 1 참조).

$$\rho = \frac{[(v-e)^2 + h^2]^{3/2}}{(v-e)(2v-e) - h(a-h)} - R_f \tag{6}$$

식 (3)의 $\tilde{u}$는 윤활유 평균 유입속도(entrainment speed)로서 롤러 종동절을 갖는 병진운동용 캠의 경우 Fig. 2의 정의를 이용하여 다음과 같이 결정할 수 있다.[4]

$$\tilde{u} = \left[\frac{m + (\beta - 1) R_f}{2} - Q \sin\psi\right] \omega \tag{7}$$

여기서 $(\beta - 1)$은 미끄럼률(slippage)을 의미한다. 또, 식 (3)에 표현된 종동절에 작용하는 힘 F_f는 집중매개변수 시스템[5]을 구성한 후, 역기구학 해석(kinetostatics)을 수행하여 결정할 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 3의 1자유도 집중매개변수 시스템을 고려하여 캠과 롤러가 이상적으로 접촉하고 있는 상태 $(s = x)$에서 캠 또는 종동절의 작용력 F_f를 다음과 같이 결정하였다.

$$F_f = m_{eff}\ddot{x} + c\dot{x} + kx + F_{pl} \tag{8}$$

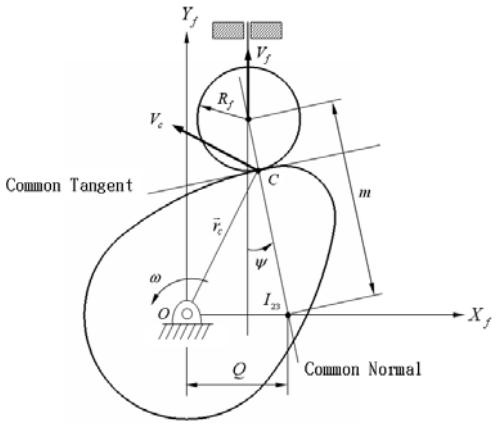

Fig. 2 Schematic for determination of $\tilde{u}$

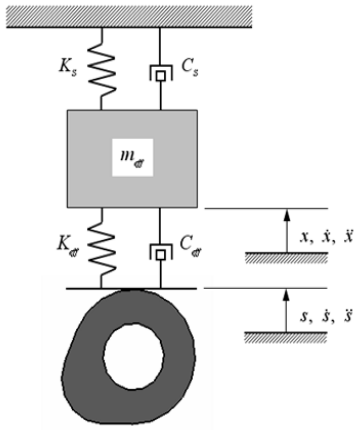

Fig. 3 1-DOF lumped parameter model

여기서 $1/k = 1/k_s + 1/k_{eff}$, F_{pl}은 스프링 예력이다.

접촉력 F_f가 식 (8)에 의해 결정되면 실린더 접촉을 하는 캠과 롤러 사이의 Hertz 접촉응력 p_H는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$p_H = \sqrt{\frac{F_f E^*}{2\pi L R^*}} \tag{9}$$

여기서 L은 원판 캠의 두께이다.

3. 비 유막두께 최적화

3.1 설계 변수

본 연구에서 선정한 TES 다항식(하강곡선)은 다음과 같다.

$$s = h\left[1 + C_2\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^2 + C_p\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^p + C_q\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^q + C_r\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^r + C_w\left(\frac{\theta}{\beta}\right)^w\right] \tag{10}$$

Table 1 Follower motion

Segment	Cam angle internal	Rise(+) or Return(-)	Type of motion
1	0° ~ 90°	9.49(mm)	TES polynomial
2	90° ~ 180°	-9.49(mm)	TES polynomial
3	180° ~ 360°	0	dwell

Table 2 Cam design and analysis parameters

Base circle radius (R_b)	17 mm
Roller circle radius (R_f)	10 mm
Eccentricity (e)	0 mm
Orientation of cam rotation	ccw
Cam width (L)	14 mm
Follower effective mass (m_{eff})	1.0 kg
Damping ratio (ζ)	0.1
Spring constant (k_s)	120 N/mm
Preload (F_{pl})	60 N
Camshaft rotating speed (ω)	1500 rpm
Absolute viscosity (η_0@45℃)	34.3×10^{-9} Ns/mm^2
Pressure-viscosity coefficient (α_p)	1.5×10^{-2} mm^2/N
Cam surface roughness (R_{q_c})	0.1 μm
Roller surface roughness (R_{q_f})	0.1 μm
Coefficient of friction (μ)	0.1

여기서

$$C_2 = -\frac{pqrw}{(p-2)(q-2)(r-2)(w-2)}$$

$$C_p = -\frac{2qrw}{(p-2)(p-q)(p-r)(p-w)}$$

$$C_q = -\frac{2prw}{(q-2)(q-p)(q-r)(q-w)}$$

$$C_r = -\frac{2pqw}{(r-2)(r-p)(r-q)(r-w)}$$

$$C_w = -\frac{2pqr}{(w-2)(w-p)(w-q)(w-r)}$$

캠을 설계하기 위한 종동절의 운동은 Table 1과 같고, 캠을 설계하고 해석하기 위한 변수는 Table 2와 같다.

롤러와 캠의 물성치는 동일하게 선정하였으며 탄성계수는 205GPa, Poisson 비는 0.29로 설정하였다.

3.2 최적설계

우선 밸브 트레인용 캠 설계에서 많이 채택되어 사용되는 TES 2-10-20-30-40 다항식을 이용하여 캠을 설계하고, p, q, r, w를 변수로 하여 최소 비

유막두께를 최대화할 수 있는 p, q, r, w를 찾는 과정으로 최적화를 수행하였다.

먼저 벌칙함수를 구성하기 위해 첫 번째 구속조건으로 압력각을 사용하였다. 보통 롤러 종동절을 갖는 병진운동용 캠의 허용 압력각 범위는 $\pm 30°$이내 이므로 이를 만족하면 $g_1 = 0$으로, 그렇지 않으면 $g_1 = 1$의 벌점을 부여하였다. 즉,

$$g_1 = \begin{cases} 0, & |\alpha|_{\max} \le 30° \\ 1, & |\alpha|_{\max} > 30° \end{cases} \tag{11}$$

다음으로는 종동절 분리(follower jump)현상을 회피하기 위한 구속조건을 고려하였다. 캠 또는 종동절 작용력이 접촉력으로서의 의미를 가지기 위해서는 종동절에 작용하는 최소 힘이 스프링 예력보다 커야만 한다. 따라서 최소 작용력이 스프링 예력보다 크면 $g_2 = 0$으로, 그렇지 않으면 $g_2 = F_{pl} - (F_f)_{\min}$의 값을 갖도록 설정했다.

$$g_2 = F_{pl} - (F_f)_{\min} \qquad \begin{cases} 0, & g_2 \le 0 \\ g_2, & g_2 > 0 \end{cases} \tag{12}$$

이들 구속조건들을 고려한 본 연구의 적합도(fitness) 평가 식은 다음과 같다.

$$Fit = f' + \gamma P = 10\Lambda - P \tag{13}$$

여기서 P는 벌칙함수로서 다음과 같다.

$$P = \sum_{i=1} B_i g_i = 10 g_1 + g_2 \tag{14}$$

또 식 (13)의 f'는 목적함수, γ는 벌칙계수로써 큰 값을 취하고자 하는 적합도의 특성을 고려하여 본 연구에서는 $\gamma = -1$로 설정하였다.

2-10-20-30-40 다항식과 유사한 범위에서 결과값을 검색하고 최적의 결과 값을 찾기 위해 Table 3과 같이 p, q, r, w의 범위를 모두 5~45로 설정했다.

Table 3 Optimization parameters range

Parameter	Range
p	5 ~ 45
q	5 ~ 45
r	5 ~ 45
w	5 ~ 45

그리고 Table 4와 같이 개체군의 크기 500, 최대 세대수 500, 교차확률 80%, 돌연변이 확률을 2%로 설정하여 최적화를 수행했다.

4. 결과 검토

Fig. 4는 최적화를 수행한 후 적합도 이력과 벌칙 함수 값을 세대수에 따라 나타내고 있으며, 300세대 부근에서 결과에 수렴함을 확인 할 수 있었다. 또한, 최적화를 통해 얻은 다항식과 기존 다항식의 비 유막두께를 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 그래프에서 볼 수 있듯이 최적화를 수행했을 경우 최소 비 유막두께 $\Lambda_{\min}$=2.0381이고, 그렇지 않은 경우 $\Lambda_{\min}$=1.9057이다. 대략 7% 향상된 결과를 얻을 수 있었다.

Table 4 Setting option of genetic algorithm

Options	Setting values
Population size	500
Max. generation	500
Crossover probability	0.8
Mutation probability	0.02

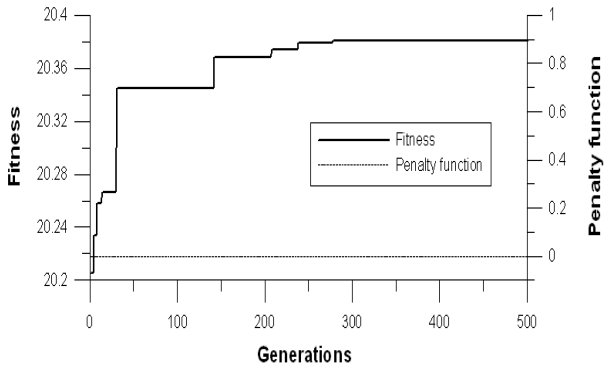

Fig. 4 Fitness and penalty function history

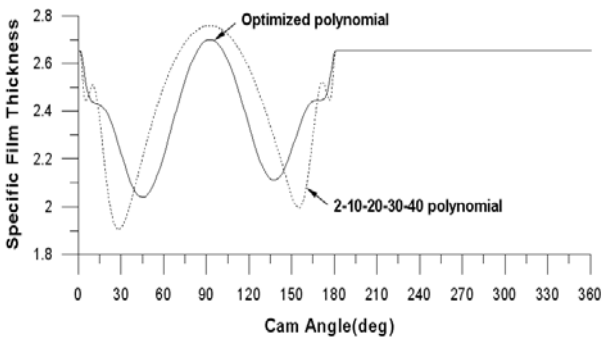

Fig. 5 Comparison of specific film thickness

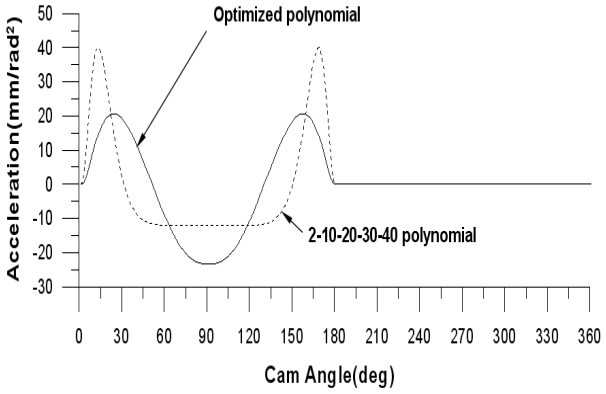

Fig. 6 Comparison of acceleration curve

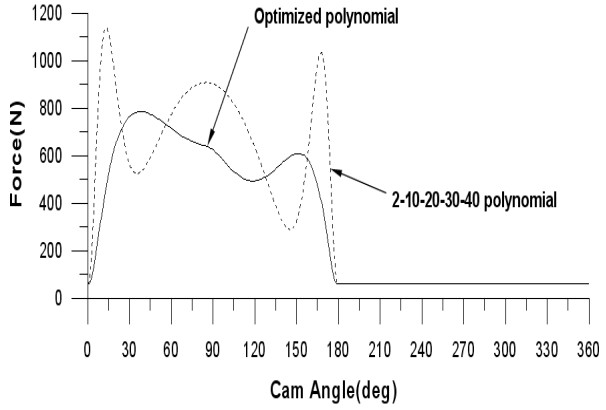

Fig. 7 Comparison of follower force

많은 연구에 의하면 밸브 트레인은 엔진 구동 출력의 10~25%를 소비하고 있는 것으로 알려져 있으며, 이러한 에너지 소모량의 50%는 캠과 종동 절간의 마찰에서부터 비롯된다고 한다면 7%의 향상은 무시하지 못할 수치임을 알 수 있다.

또 Fig. 6에 두 다항식의 가속도를 그래프로 나타내고 있는데, 여기서도 최적화를 수행한 경우에 최대 가속도가 2-10-20-30-40 다항식에 비해 감소되었음을 확인할 수 있다. 음의 가속도 영역이 최적화를 수행한 경우 증가 되었는데, 이는 스프링 예력의 증가를 초래하게 된다. 하지만 Fig. 7과 Fig. 8에서 볼 수 있듯이 작용력 및 Hertz 접촉 응력이 전체적으로 완만하게 분산되어 감소된 양상을 나타내고 있다.

최적화를 수행한 다항식의 경우 최대 작용력과 Hertz 접촉응력은 각각 785.276 N, 546.982 MPa이고, 2-10-20-30-40 다항식의 경우 최대 작용력과 Hertz 접촉응력은 각각 1138.538 N, 603.132 MPa로 전체적으로 감소되었음을 확인할 수 있다.

Table 5 Comparison of results

	2-10-20-30-40 polynomial results	Present RVGA results
p	10	5.0122
q	20	5.0147
r	30	44.6129
w	40	44.9853
$a_{\min}$ (mm/rad^2)	-12.0493	-23.3277
$a_{\max}$ (mm/rad^2)	40.0038	20.6162
$(F_f)_{\max}$(N)	1138.5380	785.2762
p_H (MPa)	603.1317	546.9823
$\Lambda_{\min}$	1.9057	2.0381

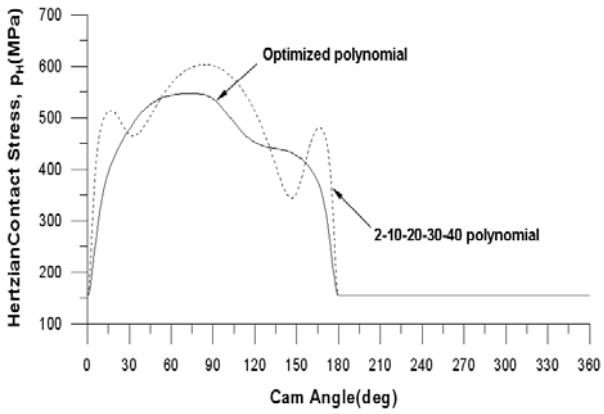

Fig. 8 Comparison of Hertzian contact stress

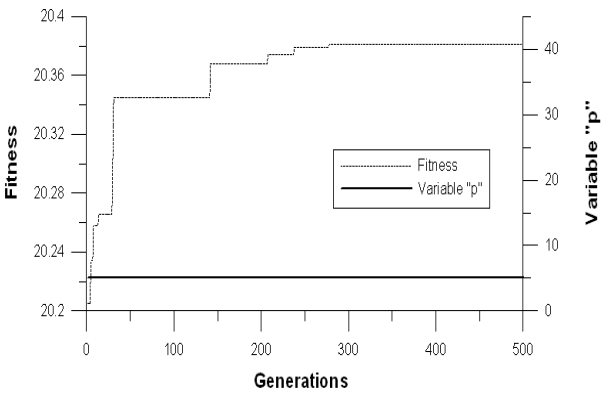

Fig. 9 Exponent "p" history

Table 5에 2-10-20-30-40 다항식과 최적화를 수행했을 때의 결과 값을 종합적으로 비교하여 나타내었다.

마지막으로 TES 다항식의 지수인 p, q, r, w와 적합도와의 관계를 Figs. 9~12에 나타내었다.

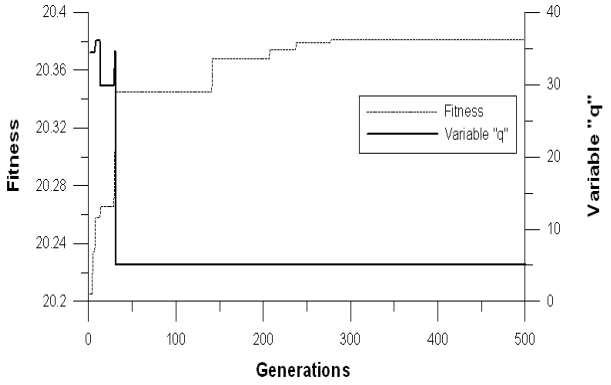

Fig. 10 Exponent "q" history

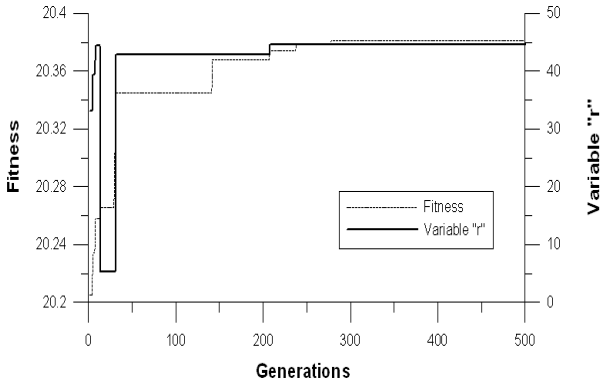

Fig. 11 Exponent "r" history

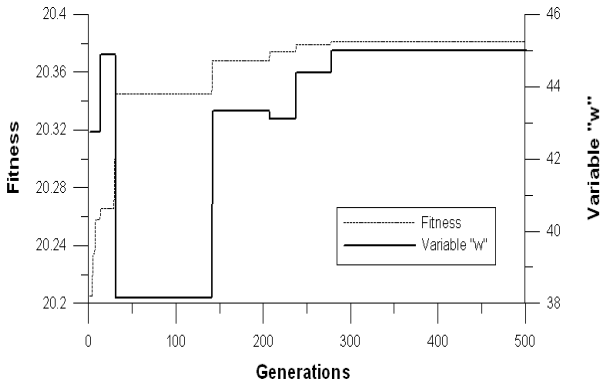

Fig. 12 Exponent "w" history

이상의 그림들로부터 개방형 문제의 일종인 TES 다항식의 지수와 적합도간의 관찰을 통하여 설계자 선택의 모호성을 갖는 TES 다항식 지수들의 전역 해에 대한 바람직한 선택방향을 확인할 수 있다. 즉, 지수 p와 q는 주어진 범위 내에서 작은 값들을 가지려는 경향이 있고, 지수 r과 w는 큰 값들을 가지려고 하는 경향이 있음을 관찰할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 밸브 트레인용 캠 변위곡선으로 널리 사용되는 TES 다항식을 대상으로 최적화 알고리즘중 하나인 실변수 유전자 알고리즘을 이용하여 롤러 종동절을 갖는 원판 캠의 비 유막두께의 최적화를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 주어진 캠 변위곡선의 설계자 임의선택의 모호성을 극복할 수 있었다. 즉, 다항식 지수 p와 q는 주어진 범위 내에서 작은 값들을, 반면 r과 w는 주어진 범위 내에서 큰 값들을 선택함으로써 기존 정수 지수의 TES 다항식에 비해 비 유막두께가 약 7% 향상된 실수 지수 다항식을 얻을 수 있었다.

(2) 더불어 가속도, 작용력 및 Hertz 접촉응력 또한 향상된 결과 값들을 얻을 수 있었다.

(3) 이에 본 연구에서 수행된 윤활 최적화 해석 절차는 임의의 다항식 지수들을 갖는 캠 변위곡선으로의 확장이 가능함을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2008년도 창원대학교 연구비에 의해 연구되었음.

참고문헌

(1) Thoren, T. R., et al., 1952, "Cam Design as Related to Valve Train Dynamics," *SAE Quarterly Transactions*, Vol. 6, No. 1, pp. 1~14.

(2) Shin, J. -H., Kim, J. -S. and Ha, K. -H., 1997, "A Study on the Kinetodynamic Analysis for General Disk Cam Driving Slider Mechanisms," *Transactions on KSME, Series A*, Vol. 21, No. 6, pp. 871~883.

(3) Dowson, D., and Higginson, G. R., 1977, Elastrohydrodynamic Lubrication, SI Edition, Pergamon Press, Oxford.

(4) Kim, C.H., 2008, "A Study On Optimization Design of Disc Cam Using Genetic Algorithm," Master Thesis, Changwon National University, Republic of Korea.

(5) Norton, R. L., 2001, "Cam Design and Manufacturing Handbook," Industrial Press Inc., pp. 156~176.