

직교다항식을 이용한 자동차 압축기용 가변 사판의 구조최적설계[§]

백석흠* · 김현성** · 한동섭***†

*동아대학교 기계공학과 BK21 박사후과정, **동아대학교 기계공학과 대학원, ***동아대학교 기계공학과

Structural Optimization of Variable Swash Plate for Automotive Compressor Using Orthogonal Polynomials

Seok Heum Baek*, Hyun Sung Kim** and Dong Seop Han***†

* BK21 Post-Doctoral Fellow, Dept. of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.,

** School of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.,

*** Dept. of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.

(Received April 19, 2011 ; Revised July 31, 2011 ; Accepted August 10, 2011)

Key Words: Structural Optimization(구조최적설계), Design of Experiment(실험계획법), Chebyshev Orthogonal Polynomials(Chebyshev 직교다항식), Variable Swash Plate(가변사판)

초록: 자동차 압축기는 연비 개선효과를 위해 가변 사판형 압축기를 사용한다. 가변 사판의 회전 토크와 피스톤에 작용하는 압력은 사판의 형상과 변형에 중요한 영향을 미친다. 본 논문은 Chebyshev 직교다항식과 최적화 기법을 이용하여 가변 사판의 최적 형상을 결정하였다. 사판의 설계 요구사항은 정상 운전 상태에서 최대 응력과 변형을 최소화하면서 체적을 감소시키는 것이다. 직교배열표, 분산분석과 반응표면최적화 방법은 최적 설계변수를 결정하고 주효과를 찾는 데 사용하였다. 최적설계 결과로부터, 사판의 유의한 설계변수를 확인하고 이의 최적해와 설계요구조건 만족에 대한 유용성을 설명하였다.

Abstract: The variable-swash-plate compressor has recently been adopted as a vehicle compressor to improve fuel efficiency. The rotation torque in the variable-swash-plate compressor and the pressure-affected piston have a great influence on the swash-plate design and deformation. This paper suggests the optimal configuration design by using Chebyshev orthogonal polynomial and optimization techniques. The orthogonal array (OA) and analysis of variance (ANOVA) techniques and response surface optimization, are employed to determine the main effects and their optimal design variables. According to the optimal design, we confirm an effective design variable in swash plate and explain the optimal solution, the usefulness for satisfying the constraints of maximum stress and deformation.

1. 서론

엔진동력으로 작동되는 자동차용 냉매 압축기는 최근 에너지 절감 및 지구 온난화 감소정책에 따라 연료절감효과 구조를 가진 가변 사판(variable swash plate)형 냉매 압축기를 사용한다.⁽¹⁾

가변 사판형 냉매 압축기는 냉방부하의 변동에 따라 가변 사판의 경사각이 변화되어 피스톤의 행정거리가 변해서 압축기의 토출량이 제어되는 방식이다. 이 중 가변 사판은 압축기의 주요부품으로 엔진동력으로 인한 고속회전과 토출 압력을 받는다. 특히 피스톤 슈(shoe)가 조립되는 부분의

가변 사판에 변형이 발생하면 슈의 이탈현상이나 소음문제 등이 발생된다. 따라서 가변 사판의 변형 및 내구성을 만족시키는 최적설계가 요구된다.

이러한 관점에서 본 논문은 직교다항식(orthogonal polynomial)⁽²⁻⁹⁾을 이용한 근사모델 기반 최적화 방법에 의해 자동차 압축기용 가변 사판의 변형 및 장기 내구성을 향상을 위한 구조최적설계를 수행하고 유효성을 설명하였다.

2. 자동차 압축기용 가변 사판

2.1 가변 사판의 구성 및 작동 원리

Fig. 1은 본 논문의 자동차용 가변 사판형 압축기로 중공 피스톤(hollow piston), 슈, 사판과 하우징의 구성을 나타낸 것이다. 가변 사판은 축에

§ 이 논문은 2011년도 대한기계학회 CAE 및 응용역학부문 춘계학술대회(2011. 4. 14.-15., SETEC) 발표논문임

† Corresponding Author, dshan@dau.ac.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

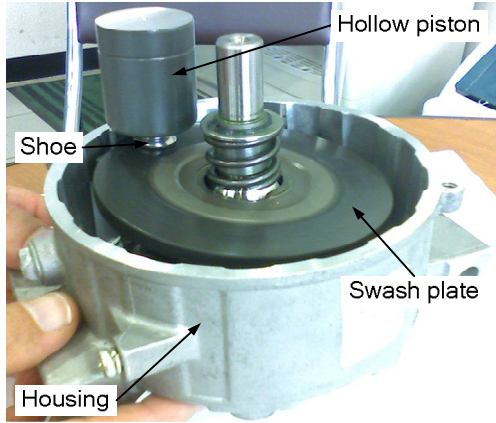


Fig. 1 Layout of variable swash plate for automotive compressor: view on the hollow piston, shoe and swash plate

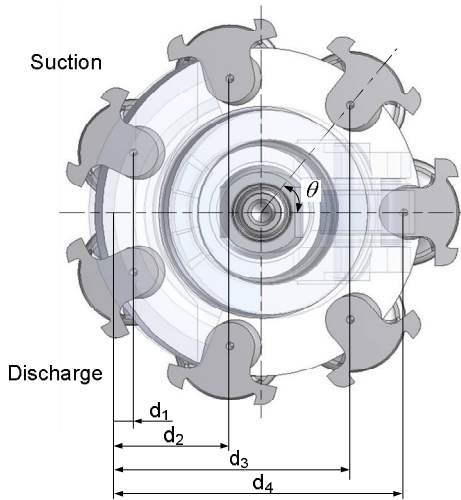


Fig. 2 Scheme of hollow piston subjected to pressure load

연결되어 있으며 사판의 원주 바깥에 7개의 피스톤이 일정한 각도로 배치되어 있다. 사판과 피스톤 사이에는 반구 모양의 슈가 사판의 양면에 설치되어 있다.

가변 사판형 압축기는 자동차 엔진동력에 의해 구동된다. 엔진이 작동하면 압축기 풀리는 항상 회전하게 된다. 클러치에 의해 풀리와 축이 연결되어 엔진동력이 압축기 축에 전달된다. 축에 의해 가변 사판은 회전한다. 사판의 표면에서 피스톤 슈는 미끄럼 운동을 하고 피스톤은 슈에 의해 왕복운동을 한다.

2.2 유한요소해석

자동차용 가변 사판형 압축기는 냉매의 반복적

Table 1 Suction pressure for hollow piston

Distance from shoe center (mm)	d_1	d_2	d_3	d_4
Pressure (Pa)	0.13	1.05	2.0	2.7

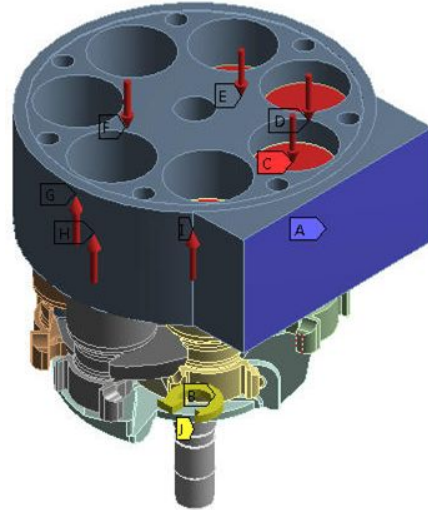


Fig. 3 Boundary condition of variable swash plate for automotive compressor

인 흡입 압력(suction pressure)과 토출 압력(discharge pressure)이 피스톤에 작용하며 이는 사판에 전달된다. Fig. 2는 상부에는 흡입 압력, 하부에는 토출 압력이 작용하는 것을 나타낸 것이다. 피스톤의 수평 이동 거리에 따라 각 압력은 증가한다. 각 피스톤 사이의 각도 θ 는 51.73° 이며 축의 중심에서 슈의 중심까지의 거리는 40.75 mm이다. 이로 부터 피스톤에 접하는 슈 중심의 거리 d 를 나타내면 다음의 식과 같다.

$$d_1 = R - R\cos\frac{\theta}{2} \tag{1}$$

$$d_2 = R - R\cos\left(\frac{\theta}{2} + \theta\right) \tag{2}$$

$$d_3 = R - R\cos\left(\frac{\theta}{2} + 2\theta\right) \tag{3}$$

$$d_4 = 2R \tag{4}$$

여기서 R 은 가변 사판의 반경이다. 피스톤에 작용하는 압력은 슈 중심의 거리와 비례하므로 Table 1과 같이 계산된다.

Fig. 3은 가변 사판의 유한요소해석을 위한 경계

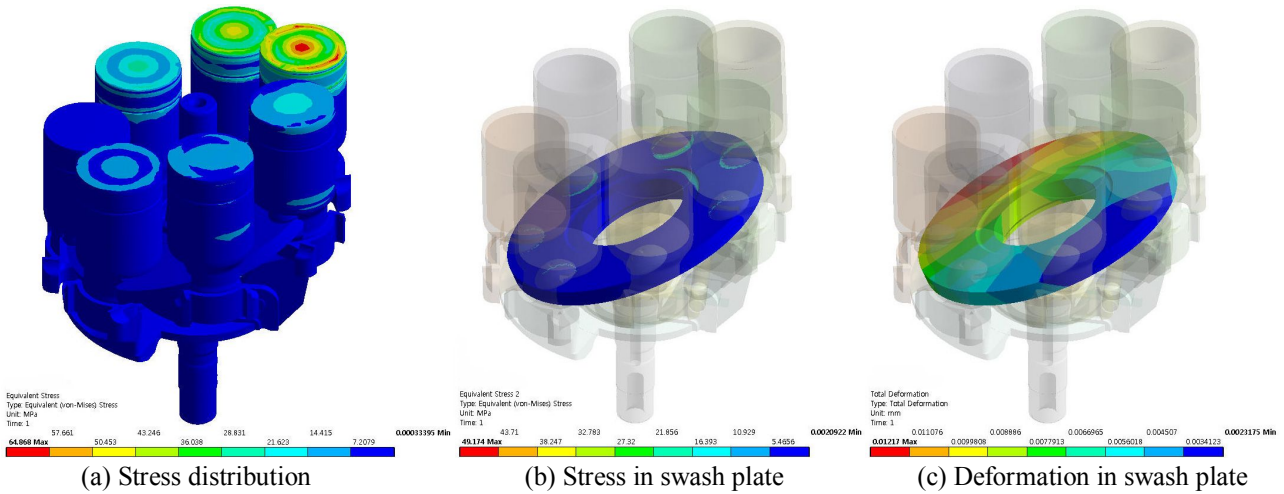


Fig. 4 FEA results of variable swash plate for automotive compressor

조건을 나타낸 것이다. 자동차용 압축기에 대한 공회전 시 성능 실험 조건을 기준으로 결정하였고 구체적인 설명은 아래와 같다.

- 가변 사판의 하중은 사판의 경사각이 최대가 되었을 때를 기준으로 각 피스톤에 작용하는 압력(흡입 압력 0.5 MPa, 토출 압력 2.7 MPa)을 거리에 비례하여 적용하였다.
- 엔진 동력이 전달되는 축은 사판을 고속으로 회전시켜 가변 사판 사판은 회전 토크 영향을 받게 된다. 회전 토크는 사판의 경사각이 최대가 되었을 때를 기준으로 압축기 축에 83.8 rad/s를 적용하였다.
- 피스톤 슈와 사판은 Self 접촉조건을 설정하였다(접촉면의 마찰계수는 0.25).
- 구속조건은 하우징 체결부에 모든 방향의 자유도를 구속하고 압축기 축 바닥면에 축방향(y) 구속을 하였다.

Fig. 4는 자동차 압축기용 가변 사판에 대한 유한요소해석 결과를 나타낸 것이다. 해석모델은 Solid Work에서 CAD 파일을 가져와 ANSYS Workbench V.12⁽¹⁰⁾에서 유한요소해석을 수행하였다. 사용한 요소는 8절점 사면체 요소인 SOLID98이다. 요소 및 절점수는 85765개와 145528개이다. 압축기 전체에 대한 주목할 만한 응력 집중은 나타나지 않는다. 가변 사판의 최대 응력은 피스톤 슈와 원형모서리 부분에서 49.1 MPa, 최대 변형은 0.012 mm로 경사진 사판의 위치에서 발생하였다. 가변 사판은 미세한 변형이라도 발생할 경우 슈의 미끄럼 운동이 원활하게 되지 못하여 이탈현상이 발생되고 압축기 운전 상태에 큰 문제를 일으킬 수 있다. 따라서 가변 사판의 변형을 최소화 하면서 강도를 만족시키는 설계가 요구된다.

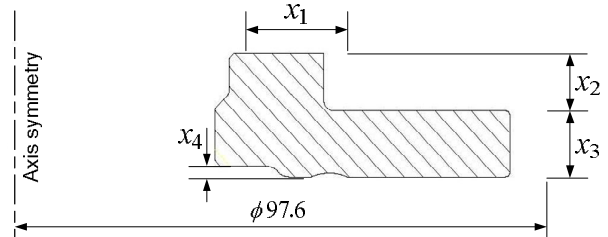


Fig. 5 Design variables of swash plate for automotive compressor

3. 가변 사판의 구조최적설계

3.1 설계모델과 목표

가변 사판형 압축기의 효율을 향상시키기 위해서는 운전시 발생하는 사판의 변형을 최소화 가장 중요하다. 본 논문에서 가변 사판의 품질을 향상을 위한 설계요구사항은 다음과 같다.

(1) 가변 사판은 넓은 회전수 영역에서 장기 운전한다. 이러한 내구성 만족을 위해 가장 중요한 설계 기준은 변형량으로 0.05 mm이다.

(2) 가변 사판의 재료는 UNS C67300의 고강도 동합금을 사용하고 있으므로 원가 절감을 위한 중량 최소화가 요구된다.

Fig. 5는 자동차용 가변 사판의 형상에 대한 설계변수를 나타낸 것이다. 사판의 설계변수의 범위는 초기모델을 기초로 사판의 단면 형상과 중공 피스톤의 간섭이 발생되지 않는 범위에서 설정하였다. 따라서 설계변수의 범위는 사판의 초기모델에 대해 상한과 하한을 각각 25%를 변화시켜 결정하였다. Table 2는 설계변수와 그 수준 범위를 나타낸 것이다.

Table 2 Design variables and their levels

Variable	Unit	Level 1	Level 2	Level 3	Level 4
x_1	mm	2	4	6	8
x_2	mm	2.4	3.6	5.2	6.8
x_3	mm	2.4	4.2	6.0	7.8
x_4	mm	0.4	0.7	1.0	1.3

3.2 최적설계문제의 정식화

본 논문의 설계목표는 가변 사판의 요구되는 최대 응력 및 최대 변형의 제약 하에 중량 최소화를 위한 단면 두께를 결정하는 것이다. 사판의 재료밀도가 일정하다고 가정하면 최적설계문제를 정식화하면 식 (5)와 같다.

Find x_1, x_2, x_3, x_4
 to minimize $y_{volume}(x_i)$
 subject to $y_{stress}(x_i) \leq \sigma_{allow}$
 $y_{deformation}(x_i) \leq \delta_{allow}$ (5)

여기서 $y(x_i)$ 는 각 응답에 대한 근사모델이다. 첫 번째와 두 번째 제한조건은 최대 응력 20 MPa, 최대 변형 0.05 mm의 목표값을 가진다. 근사모델에 대한 최적해는 유용 방향법(feasible direction method)^(10,11)을 이용하여 계산하였다.

3.3 직교다항식 기반 근사모델

가변 사판의 최적설계 방법은 반응표면방법론이 포함된 실험계획법으로 구성된다. 반응표면모델에 대한 전통적인 접근의 두가지 중요한 부분은 어떤 설계점의 값이나 미분값을 이용하는 테일러 전개(taylor series)와 적분법을 이용하는 직교다항식 전개(orthogonal polynomial series)가 있다. 테일러 전개 형태는 직교다항식 전개 형태의 반응표면모델에 비해 설계변수의 범위와 응답의 변동이 작은 변화에 대해서만 적합하다.

설계변수가 직교한다는 것은 어떤 변수의 효과가 다른 변수의 효과에 영향을 미치지 않는다는 것이다. 따라서 응답의 변동크기를 해석하는 경우 설계변수를 직교시킨 실험계획이 효율적이다. 또한 직교다항식은 각항이 서로 독립적이기 때문에 계수의 추정을 저차항에서 고차항으로 축차적으로 구한다. 이것은 고차항의 계수를 모르거나 계수차이가 크게 되더라도 기저(base)를 정규화(normalize)할 수 있어 효율적인 회귀식의 표현이 가능하다.^(5,12) 본 논문의 가변 사판의 단면 형상에 대한 반응표면모델은 설계변수 x 의 차수가 n 인

Table 3 Layout and FEA results for L_{16} orthogonal arrays

Exp.	x_2	x_3	x_4	x_1	Volume (mm ³)	Max stress (MPa)	Min deform. (mm)	Max deform. (mm)
1	1	1	1	1	15144	41.5	0.00577	0.01905
2	2	2	2	2	29087	2.7	0.00036	0.00151
3	3	3	3	3	41759	4.6	0.001	0.00449
4	4	4	4	4	56831	27.1	0.0042	0.00924
5	1	2	3	4	27771	29.2	0.00268	0.00816
6	2	1	4	3	17315	29.2	0.00286	0.01354
7	3	4	1	2	51813	23.5	0.00485	0.01205
8	4	3	2	1	39487	25	0.006	0.01478
9	1	3	4	2	37328	19.6	0.00382	0.00945
10	2	4	3	1	48949	24.3	0.00486	0.0134
11	3	1	2	4	21467	1.1	0.00047	0.00269
12	4	2	1	3	32849	4.5	0.0009	0.00523
13	1	4	2	3	49760	5.3	0.00086	0.00521
14	2	3	1	4	41842	4.4	0.00087	0.00518
15	3	2	4	1	26978	6.8	0.00091	0.00546
16	4	1	3	2	18852	13.6	0.00099	0.00569

Chebyshev 직교다항식 $p_n(x)$ 을 이용한다. 2차 다항회귀모델 형태로 나타내면 아래의 식 (6)으로 전개된다.

$$y = b_0 + b_1(x - \bar{x})^2 + b_2 \left[(x - \bar{x})^2 - \frac{a^2 - 1}{12} h^2 \right] + b_3 \left[(x - \bar{x})^3 - \frac{3a^2 - 7}{20} (x - \bar{x}) h^2 \right] + b_n p_n(x) + \dots \quad (6)$$

$$p_0(x) = 1, \quad n = 0$$

$$p_1(x) = x - \bar{x}, \quad n = 1$$

$$p_2(x) = (x - \bar{x})^2 - \frac{(a^2 - 1)}{12} h^2, \quad n = 2$$

$$p_n(x) = p_{n-1}(x)p_1(x) - (n-1)^2 \{ a^2 - (n-1)^2 \} h^2 p_{n-1}(x) / [4\{4(n-1)^2 - 1\}], \quad n = 3, 4, 5, \dots$$

여기서 \bar{x} : 설계변수의 평균, a : 수준수, h : 수준 간격계수이다. 차수 n 은 수준수 a 보다 작아야 하며, 각 설계변수의 최대 차수는 $a-1$ 이 된다. b_0, b_i 는 회귀계수로 식 (7)로 나타낸다.

$$b_0 = T / lm = \bar{y}$$

$$b_i = \sum_{k=1}^a p_i(x_k) y_k / \sum_{k=1}^a p_i^2(x_k), \quad k = 1, 2, \dots, a \quad (7)$$

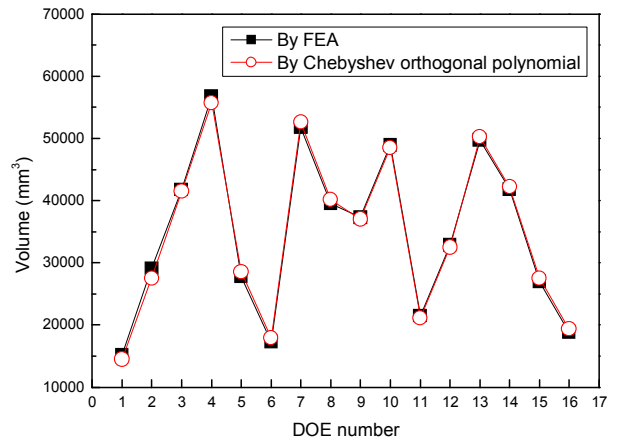
Table 4 Analysis of variance for maximum stress

Design variable		Sum of squares	DOF	Variance	F-ratio	Effective ratio(%)
x_1	Linear	189.32	1	14.38	1.19	0.93
	Quadratic	198.47	1	13.28	1.1	0.86
x_2	Linear	107.51	1	37.93	3.15	2.46
	Quadratic	338.97	1	53.61	4.45	3.48
x_3	Linear	0.34	1	145.65	12.09	9.44
	Quadratic	296.19	1	136.79	11.35	8.86
x_4	Linear	51.44	1	161.58	13.41	10.47
	Quadratic	160.09	1	174.76	14.5	11.32
x_1x_2	Interaction	32.57	1	183.92	15.26	11.92
x_1x_3	Interaction	24.77	1	123.11	10.22	7.98
x_1x_4	Interaction	771.41	1	177.66	14.74	11.51
x_2x_3	Interaction	40.95	1	134.91	11.2	8.75
x_2x_4	Interaction	37.67	1	107.34	8.91	6.96
$x_2^2x_4$	Interaction	78.13	1	78.13	6.48	5.06
Error		12.05	1	12.05		
Total		2339.86	15		128.05	100

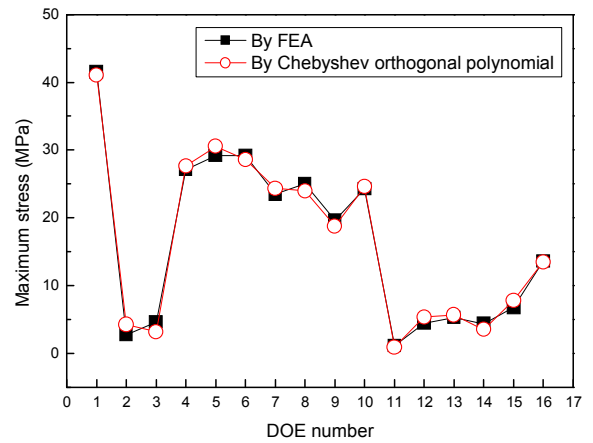
Table 5 Analysis of variance for maximum deformation

Design variable		Sum of squares	DOF	Variance	F-ratio	Effective ratio(%)
x_1	Linear	8.5×10^{-5}	1	0	0.01	0.01
	Quadratic	2.7×10^{-5}	1	0	0.01	0.01
x_2	Linear	0.96×10^{-5}	1	3.27×10^{-5}	20.34	11.85
	Quadratic	2.51×10^{-5}	1	3.13×10^{-5}	19.43	11.32
x_3	Linear	0.13×10^{-5}	1	0.06×10^{-5}	0.35	0.2
	Quadratic	4.42×10^{-5}	1	0.25×10^{-5}	1.58	0.92
x_4	Linear	0.02×10^{-5}	1	3.43×10^{-5}	21.32	12.42
	Quadratic	3.38×10^{-5}	1	3.81×10^{-5}	23.67	13.79
x_1x_2	Interaction	0.77×10^{-5}	1	2.6×10^{-5}	16.19	9.43
x_1x_4	Interaction	6.21×10^{-5}	1	2.07×10^{-5}	12.86	7.49
x_2x_3	Interaction	0.05×10^{-5}	1	1.62×10^{-5}	10.1	5.89
x_2x_4	Interaction	2.51×10^{-5}	1	3.48×10^{-5}	21.6	12.59
x_3x_4	Interaction	0.21×10^{-5}	1	0.17×10^{-5}	1.06	0.62
$x_3^2x_4$	Interaction	3.72×10^{-5}	1	3.72×10^{-5}	23.1	13.46
Error		0.16×10^{-5}	1	0.16×10^{-5}		
Total		3.625×10^{-4}	15		171.62	100

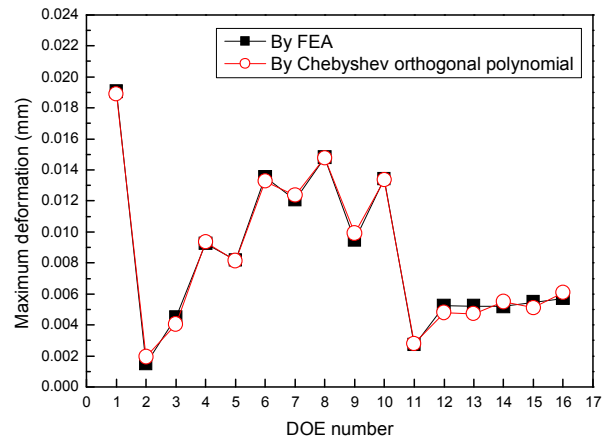
여기서 $p_i(x_k)$ 의 x_k 는 x 의 각 수준수, y_k 는 각 수준에 대한 해석의 평균을 나타낸다. 직교다항식을 이용한 장점은 분산분석(analysis of variance: ANOVA)에 있다. ANOVA를 이용한 직교다항식은 응답의 총변동을 1차, 2차, $n-1$ 차의 성분으로 분해하는 것이 용이하다. 따라서 각 차수의 상관관계와 민감도 평가에 의해 어떤 차수까지 표현하는 것이 적절한가의 판단을 할 수 있다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 6 Comparison between FEA and Chebyshev orthogonal polynomial; (a) volume, (b) maximum stress, (c) maximum deformation

Table 3은 4개의 설계변수에 대한 L16 직교배열표의 실험배치(design matrix)와 그 해석결과를 나타낸 것이다. 각 응답에 대한 반응표면모델의 설계변수와 차수선택은 ANOVA에 유의하다고 판단되는 차수항을 선택하고 Chebyshev 직교다항식

Table 6 History of optimal solution for swash plate

Iteration	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (mm)	Volume (mm ³)	Maximum stress (MPa)	Maximum deformation (mm)
1	4.7	4.8	6.2	0.57	41717	19.9	0.01378
2	4.7	4.8	5.7	0.59	39254	19.9	0.01488
3	4.7	4.8	5.8	0.6	39263	19.6	0.01478
4	3.3	3.5	4.2	0.7	27127	19.2	0.00474
5	4.8	4.8	5.8	0.6	39546	19.1	0.01447
6	3.3	3.5	4.2	0.7	27149	19.5	0.00475
Opt.	3.3	3.5	4.2	0.7	27127	19.2	0.00474

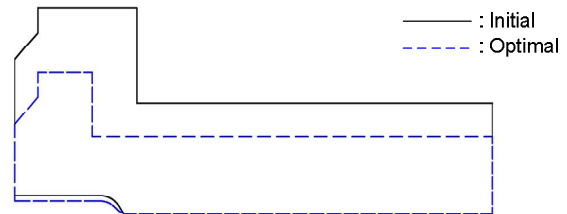
계수(orthogonal polynomial coefficient)⁽¹²⁾를 이용한다. Chebyshev 직교다항식은 저차항이 우선된 각 차수의 항이 서로 독립하고 있는 특징을 가지고 있기 때문에 고차항의 계수를 모르거나 계수차이가 크게 되더라도 계수의 추정은 저차항에서 고차항으로 축차적으로 구한다. 예를 들면, Table 4는 가변 사판의 최대 응력에 대한 ANOVA 결과를 나타낸다. ANOVA는 각 변수가 응답에 미치는 민감도를 다항식 성분으로 직교분석해서 평가한다. 같은 방법으로 설계변수의 교호작용도 정량적으로 평가할 수 있다. 최대 응력에 지배적인 영향을 미치는 설계변수는 x_3, x_4 으로 약 40.1%이다. 또한 교호작용의 영향이 매우 높다. x_1 이 포함된 교호작용의 영향이 31.4%이다. 이와 반대로, 가변 사판의 최대 변형(Table 5)에 영향을 많이 미치는 설계변수는 x_2, x_4 로 약 49.4%의 크기를 가진다. 교호작용도 약 49.5%의 크기를 가진다. ANOVA를 기반해서 설계변수의 유의한 차수와 교호작용을 고려해서 체적, 최대 응력과 변형에 대한 근사모형을 나타내면 식 (8)~(10)과 같다.

$$y_{\text{volume}} = -2939 + 754.2x_1 - 4.5916.51x_1^2 - 1681x_2 - 75.4x_2^2 + 5618.5x_3 + 58.45x_3^2 - 4509x_4 + 2061x_4^2 \quad (8)$$

$$y_{\text{stress}} = 324.86 + 50.68x_1 - 2.316x_1^2 - 153.9x_2 + 12.739x_2^2 + 357.7x_3 - 17.055x_3^2 - 2571.9x_4 + 734.7x_4^2 - 1.2357x_1x_2 - 20.426x_1x_3 + 95.74x_1x_4 - 18.124x_2x_3 + 230.21x_2x_4 - 7.905x_2^2x_4 \quad (9)$$

$$y_{\text{deformation}} = -0.06141 + 0.00163x_1 + 0.000068x_1^2 + 0.1509x_2 - 0.008877x_2^2 + 0.0132x_3 - 0.001465x_3^2 - 0.6482x_4 + 0.22193x_4^2 - 0.007007x_1x_2 + 0.032815x_1x_4 - 0.006452x_2x_3 - 0.003436x_2x_4 + 0.007894x_3x_4 + 0.00283k_3^2x_4 \quad (10)$$

Fig. 6은 식 (8)~(10)의 직교다항식 기반 근사

**Fig. 7** Initial design vs. optimal design

모형과 직교배열표를 이용한 유한요소해석 결과를 비교한 것이다. 근사값의 오차는 존재하지만 근사값의 위치와 해석값이 효과적으로 근사되고 있다. 이상의 과정에 대한 근사모형의 정확도는 수정결정계수 R_{adj}^2 으로 평가되는데 각각 99.71%, 99.49%, 99.56% 근사화는 좋은 품질을 나타낸다.

3.4 최적설계 결과

Table 6은 근사모형과 유용 방향법을 이용해서 최적설계를 수행한 과정을 요약한 것이다. 최적해는 근사모형을 이용하여 얻었기 때문에 실제 모형을 통하여 재해석을 수행하였다. 최적해에 대한 재해석의 결과로부터 최대 응력은 21.4 MPa, 최대 변형은 0.0075 mm, 체적은 27444 mm³이다. 근사모형과 유한요소해석의 재해석 결과를 비교하면, 사판의 체적은 0.2%, 최대 응력과 변형은 각각 1.2%, 0.9%의 오차가 발생하였다. 따라서 근사모형은 실제의 경향을 잘 나타내고 있다. Fig. 7은 가변 사판의 초기모형(실선)과 최적모형(점선)의 형상을 비교한 것이다. 최적설계 결과로부터, 최적모형은 초기모형(41759 mm³)과 비교해서 체적을 34% 감소하면서 최대 응력이 21.4 MPa로 56.4%로 감소하였고 최대 변형은 0.0075 mm로 목표 변형량 0.05 mm에 대해 85% 개선되었다. 최적모형은 사판의 두께가 전체적으로 많이 감소하여 초기모형은 과잉 설계 되었음을 알 수 있다. 또한, 사판에서 허브와 체결하는 면적이 줄고 피스톤 슈와

접촉하는 면적이 늘어난 형상이다.

4. 결 론

본 논문은 직교다항식 기반 근사모델을 이용하여 자동차 압축기용 가변 사판의 변형량과 체적 감소를 위한 구조최적설계를 수행하였다. 능률적인 최적설계를 위해 직교배열표를 이용한 실험점에서 Chebyshev 직교다항식을 이용하여 각 응답의 근사모델을 구성하였다. 최적설계 결과로부터, 초기모델과 비교해서 체적을 34% 감소하면서 최대 응력이 21.4 MPa로 56.4%로 감소하였고 최대 변형은 0.0075 mm로 목표 변형량 0.05 mm에 대해 85% 개선되었다.

참고문헌

- (1) Kim, H. S., Han, D. S., Kim, T. H. and Han, G. J., 2010, "Strength Analysis and Flatness of Swash Plate for A/C Compressor," *KSPE 2010 Spring Conference*, Jeju, Korea, pp. 1341~1342.
- (2) Gautschi, W., 1996, *Orthogonal Polynomials: Applications and Computations*, Acta Numerica, Cambridge University Press.
- (3) Yu, Q, Koizumi, N., Yajima, H. and Shiratori, M., 2001, "Optimum Design of Vehicle Frontal Structure and Occupant Restraint System for Crashworthiness (A Multilevel Approach Using SDSS)," *JSME Int. J. Ser A, Solid Mech Mater Eng*, Vol. 44, No. 4, pp. 594~601.
- (4) Baek, S. H., Hong, S. H., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2004, "Multi-objective Optimization in Discrete Design Space using RSM-Based Approximation Method," *The Third China-Japan-Korea Joint Symposium on Optimization of Structural and Mechanical Systems (CJK-OSM3)*, Kanazawa, Japan, pp. 125~130.
- (5) Baek, S. H., Cho, S. S., Kim, H. S. and Joo, W. S., 2006, "Trade-off Analysis in Multi-objective Optimization Using Chebyshev Orthogonal Polynomials," *J. Mech. Sci. Technol.*, Vol. 20, No. 3, pp. 366~375.
- (6) Baek, S. H., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2009, "Response Surface Approximation for Fatigue Life Prediction and Its Application to Multi-Criteria Optimization With a Priori Preference Information," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 33, No. 2, pp. 114~126.
- (7) Baek, S. H., Kim, K. M., Cho, S. S., Jang, D. Y. and Joo, W. S., 2009, "A Sequential Optimization Algorithm Using Metamodel-Based Multilevel Analysis," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 33, No. 9, pp. 892~902.
- (8) Song, X. G., Wang, L., Baek, S. H. and Park, Y. C., 2009, "Multidisciplinary Optimization of a Butterfly Valve," *ISA Trans.*, Vol. 48, No. 3, pp. 370~377.
- (9) Baek, S. H., Hong, S. S., Cho, S. S., Jang, D. Y. and Joo, W. S., 2010, "Optimization of Process Parameters for Recycling of Mill Scale using Taguchi Experimental Design," *J. Mech. Sci. Technol.*, Vol. 24, No. 10, pp. 2127~2134.
- (10) ANSYS, 2007, *Release 11.0 Documentation*, SAS IP, Inc.
- (11) More, J. J. and Wright, S. J., 1993, *Optimization Software Guide*, SIAM Publications, Philadelphia.
- (12) Park, S. H., 1996, *Robust Design and Analysis for Quality Engineering*, Chapman & Hall, London.