

특수차량 독립현가형 종감속기의 최적설계에 대한 연구

조영직*, 전언찬**, 강정호#

A Study on the Optimum Design of Independent Suspension Final Reduction Gear

Young-Jik Jo*, Eeon-chan Jeon**, Jung-ho Kang#

ABSTRACT

Independent suspension axle and final reduction gear for special-purpose vehicles such as a armored vehicles are almost imported in Germany etc. so, developing them is necessary to save cost. In severe condition (open fields, water surface driving, obstacle pass), special-purpose vehicles must work well. Drop box, axle and final reduction gear performed static analysis. We know that is possible weight reduction. The purpose of this paper is to find out the optimal shape of final reduction gear's case by means of response surface methodology. The response surface method is the statistical method which can be applied to the non-sensitivity based optimization. The response surface which is constructed by the least square method contains only the polynomial terms so that the global maximum and minimum points are easily obtained.

Key Words : Final Reduction Gear(종감속기), Special Access Vehicle(특수차량), Design of Experiments(DOE : 실험계획법), Respond Surface Method(반응표면법), Shape Optimization(형상최적설계)

1. 서 론

독립현가형 액슬과 종감속기는 차량의 중량을 지지하는 현가스프링이 바퀴의 종감속기에 연결되어 있으므로 스프링아래중량(unspring weight)을 최소로 설계할 수 있다. 그리고 주행시 노면환경으로부터 입력되는 진동 레벨을 효율적으로 저하시킬 수 있어서 특수차량에서 기동성, 안정성을 높이기 위한 핵심

기술이다.

최근에는 시스템의 평가 특성치 함수를 수식적으로 구하기 어려운 경우에 통계적 방법을 이용한 실험 계획법이 사용되고 있는 추세이다.

본 연구에서는 이렇게 통계적인 방법을 이용하여 근사적으로 얻어낸 메타모델(metamodel)을 이용하여 종감속기 캐리어의 최적화를 수행하였다.

2. 이론적 배경

2.1 실험계획법

실험을 실시하기 이전에 실험에 대한 충분한 계획

* 동아대학교 대학원 기계공학부
** 동아대학교 기계공학과
교신저자 : 동아대학교 기계공학과
E-mail : kangjh@donga.ac.kr

이 없이는 원하는 실험의 목적을 달성하기 어렵다. 실험계획법^{1,2)}이란 실험에 대한 계획 방법을 의미하는 것으로, 해결하고자 하는 문제에 대하여 실험을 어떻게 행하고, 데이터를 어떻게 취하며, 어떠한 통계적 방법으로 데이터를 분석하면 최소의 실험 횟수에서 최대의 정보를 얻을 수 있는가를 계획하는 것이라고 정의할 수 있다. 따라서 하나의 실험계획법은 해결하고자 하는 문제에 대하여 인자를 선정하고, 실험 방법을 택하여 실험 순서를 정하고, 실험 후 얻어지는 데이터에 대한 최적 분석 방법을 선택하였다는 의미이다.

2.2 최적설계

최적설계^{5,6)}란 설계사양을 수학적 모델로 구성하고 이를 수학적인 방식으로 설계치를 구하는 자동화 설계기법이다.

3. 종감속기의 구조해석

3.1 설계모델

독립현가형 종감속기의 케이스류에 대해서 구조해석을 수행하였다. Fig. 1은 종감속기의 조립 모델이다. 종감속기는 휠 허브 조립품 (Wheel Hub Assy.), 캐리어 (Carrier), 허브케이스 (Wheel Hub Case), 커플링 (Coupling) 등으로 구성되어있으며, 각 부품의 재료는 캐리어는 구상흑연주철 (FCD 600), 커플링은 단조강 (SCM 440H)이고 허브케이스와 나머지 부품은 모두 구상흑연주철 (FCD 400-18L)이 사용되었다.



Fig. 1 Final reduction gear assembly

3.2 유한요소모델

종감속기의 구조해석은 하중의 영향을 크게 받을 것으로 생각되는 캐리어 (Carrier)와 허브케이스 (wheel hub case)에 대해서 구조해석을 수행하였다. Table 1은 FCD 600의 물성치를 나타낸다.

Table 1 Mechanical Properties of FCD 600

재료	탄성계수	프와송비	인장강도	항복강도
FCD 600	170 GPa	0.27	600 MPa	370 MPa

Fig. 3은 허브케이스와 볼트로 체결되는 부분에 Fixed Support 구속조건을 나타낸다. Fig. 4는 하중조건이다.

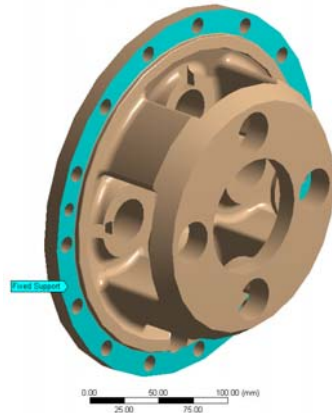


Fig 3 Boundary condition

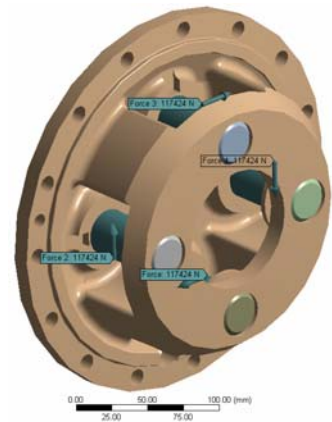


Fig. 4 Load condition

3.3 해석결과 및 개선모델

캐리어의 구조해석결과를 응력분포와 변위분포로 나타내었다. Fig. 5는 캐리어내의 4개의 유성기어 베어링 부분에 가혹한 하중을 가했을 때의 von-Mises 응력분포를 나타낸다. 최대응력은 335.05 MPa로써 홀주변 노치부 모서리에서 발생한다.

Fig. 6은 변위분포를 나타내고, 구속되는 지점에서 가장 멀리 떨어진 지점에서 0.09 mm가 발생한다. 구상후연주철 (FCD 600)의 항복강도 370 MPa을 고려할 때 최대발생응력에 대한 안전율은 1.1이다. 캐리어의 구조해석결과를 통해서 노치부위 모서리에서 응력집중이 발생하는 것을 알 수 있었고 형상 수정 후 재해석하였다.

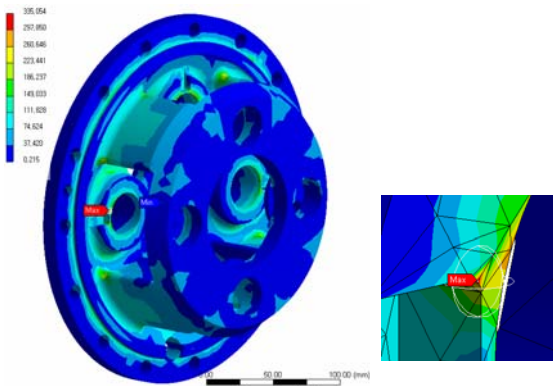


Fig. 5 von-Mises stress

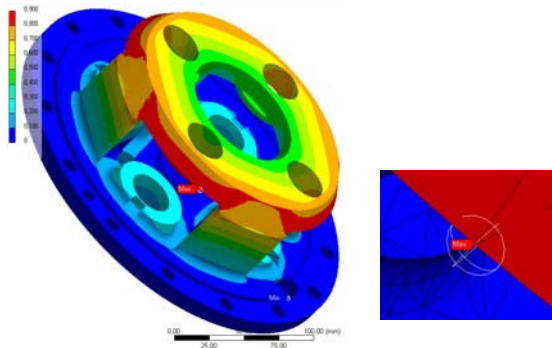


Fig. 6 Distribution of deformation

Fig. 7은 노치부위의 형상을 수정한 Solid Model이다.

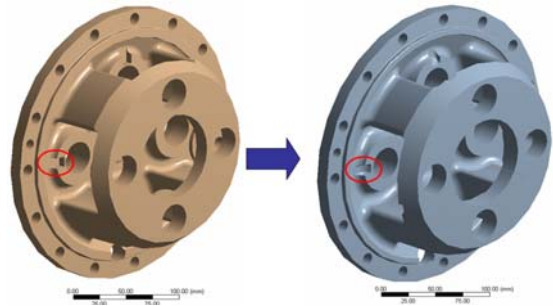
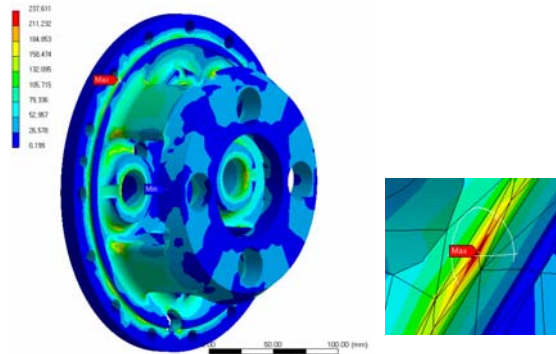
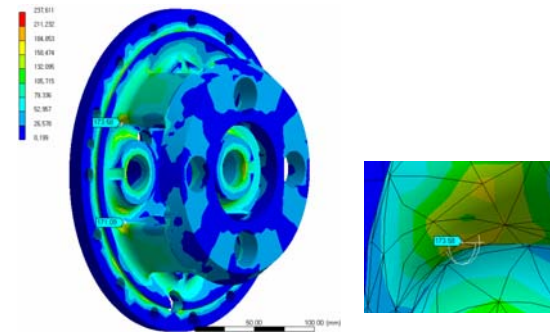


Fig. 7 Solid model



(a) Stress of stress singularities



(b) Maximum stress

Fig. 8 von-Mises stress

Fig. 8과 9에 구조해석결과를 응력분포와 변위분포로 나타낸다. 최대발생응력은 234.9 MPa이었다. 최대응력이 발생하는 지점을 살펴보면 구속되는 지점 바로 옆의 모서리 부분에서 나타난다. 이 부분은 전체 응력분포에 비해 국부적인 응력집중이 발생한 것으

로 판단되어진다. 응력집중이 발생한 부분을 관심영역에서 제외시키고 살펴보면 하중을 적용하는 기어가 캐리어와 결합하는 주위에서 최대 173.58 MPa의 응력이 발생한다. 선행해석에서 최대응력이 발생했던 노치부위에서는 335.05 MPa보다 약 230 MPa이 감소한 130 MPa의 응력이 발생하였고 응력집중 현상도 해소된 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 변위분포를 나타낸다. 최대응력이 발생하는 위치에서 가장 멀리 떨어진 지점에서 0.09 mm가 발생한다. 구상흑연주철 (FCD 600)의 항복강도 370 MPa을 고려할 때 최대발생응력에 대한 안전율은 2.1이다.

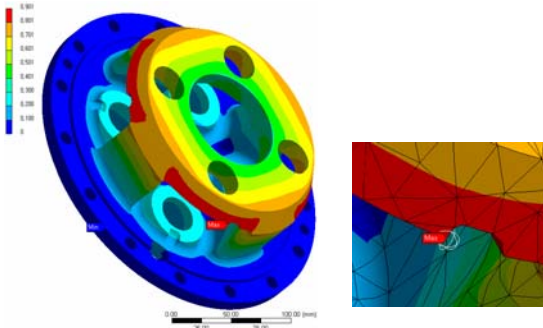


Fig. 9 Distribution of deformation

4. 캐리어의 최적설계

4.1 캐리어 모델

해석시 사용된 재료는 구상흑연주철 (FCD600) 이고 캐리어의 중량은 11,346 g, 특이점을 제외한 최대 응력은 173.58 MPa 이었다.

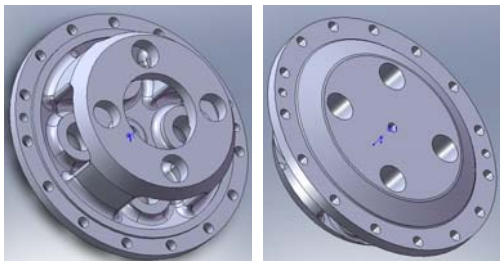


Fig. 10 Carrier model

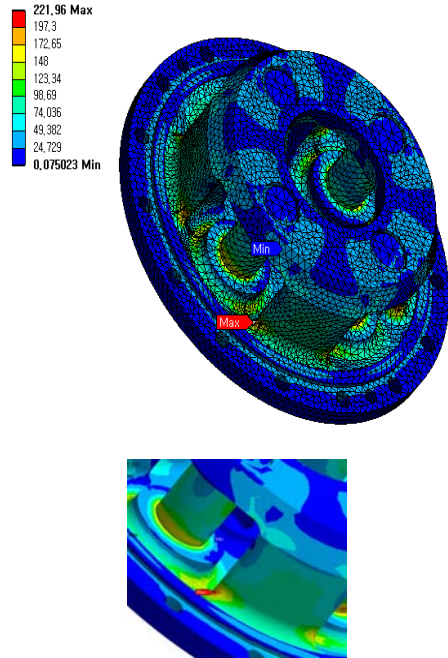


Fig. 11 Stress contour at solidworks model

4.2 설계변수 결정과정

효과적으로 설계변수를 설정하기위해 Ansys Workbench 내의 위상최적설계 기능을 사용하였다. 초기형상에 하중조건을 부여하고 목적함수를 중량으로 설정 후 몇 %를 감량할 것인가를 설정하면 각각의 중량감소 양에 따라 제거 가능한 부분의 윤곽을 보여주는 기능이다. Fig. 12은 중량감소 10%-60%를 10% 간격으로 수행한 결과이다. 상하 두께부분과 내부 지지부분을 설계변수로 설정하는 것이 다음 모델의 최적화에 효과적임을 알 수 있다. 붉게 표시된 부분중에서 설계변수를 지정하고 최적화를 수행한다.

Fig. 13에 본 연구에서 고려한 설계변수를 각각 나타낸다. 형상최적화 결과를 고려해서 캐리어 외곽의 두께부분을 변수처리 하였다. t_1 , t_2 는 캐리어의 두께를 구성하는 부분이다. 최적화 과정에서 치수가 바뀌어도 형상에 무리가 없고 내부의 기어에 간섭하지 않도록 모델링하고 그 외곽 두께부분을 변수로 설정하였다. R_1 은 캐리어 내부에 기어가 조립될때 지지하는 부분의 반경부분이고, L_1 은 홀가공 치수이다.

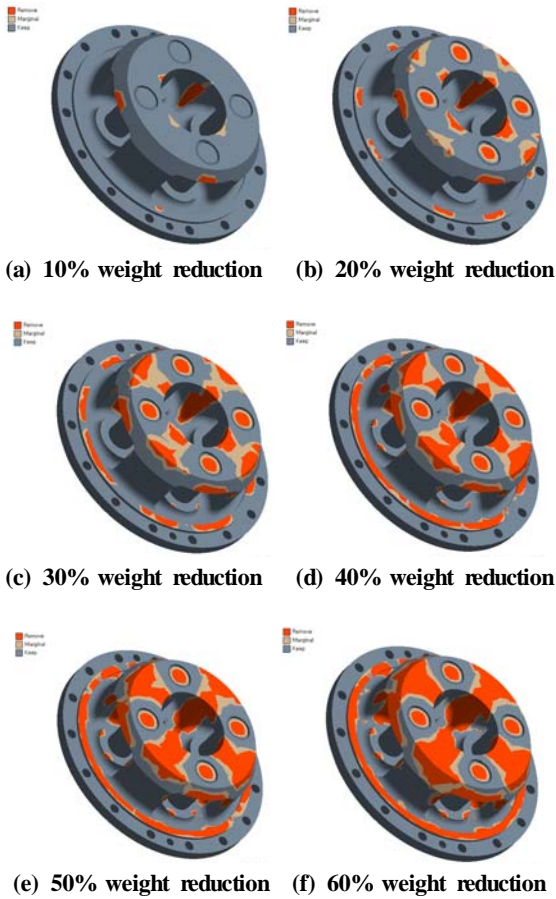


Fig. 12 Result of topology optimization

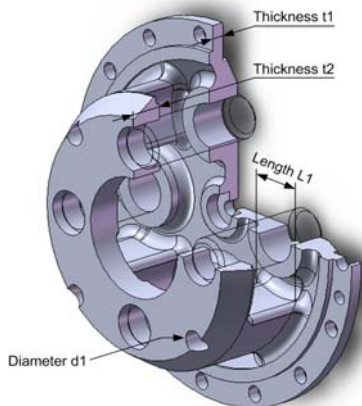


Fig. 13 Design variables of a carrier

4.3 최적설계 문제의 정의

종감속기 캐리어의 최적설계는 아래의 식 (16)과 같이 정식화된다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && W(t_1, t_2, d_1, L_1) \\ & \text{Subject to} && \sigma_{\max} \leq \sigma_a \\ & && t_L \leq t_1, t_2, d_1, L_1 \leq t_U \end{aligned} \quad (16)$$

여기서 W 는 무게, σ_{\max} 는 발생하는 최대 응력(von-mises stress), t_1, t_2, d_1, L_1 은 설계변수를 표시한 것이다. 설계변수의 상한값과 하한값의 설정 시 고려해야 할 사항은 module 구성시 다른 부품과 간섭 문제를 일으키지 않는 상한값의 범위를 설정하는 것이다. 그리고 제한 조건인 최대 등가응력이 FCD600의 항복응력인 370 MPa에 안전율 1.8을 설정한 205.55 MPa를 넘지 않아야 한다. 이를 만족하면서 중량이 최소가 되는 최적점을 찾도록 설정하였다.

4.4 요약 및 결과

AnsysWorkbench의 DOE방법을 이용하면 설계변수에 따른 최적화수행결과 3개의 후보 최적점을 제공받는다.

Table 2는 설계변수의 범위를 나타낸다. 모델이 망가지지 않는 범위 내에서 등간격으로 상한값과 하한값을 설정하였다. 산출된 후보 최적점을 Table 3에 표시하였다. 4가지 설계변수(t_1, t_2, d_1, L_1)의 조합에 의한 최적화 작업결과 3개의 후보최적치수와 그때의 최대발생응력 및 감소된 중량을 알 수 있다.

Table 4는 모델의 초기 설계변수와 최적화된 설계변수의 결과를 비교한 것이다. 후보점 DP1에서 발생응력이 가장 작고, 중량감소효과도 만족하는 것으로 나왔다. 홀 가공 때문에 변수 Length1은 줄었지만 그 외 3가지 변수들은 치수가 늘었다. 최적화된 치수는 $t_1 = 8.03 \text{ mm}$, $L_1 = 54.59 \text{ mm}$, $t_2 = 19.95 \text{ mm}$, $d_1 = 19.99 \text{ mm}$ 이다. Table 5에는 초기 응력, 무게와 최적화된 모델의 응력, 무게를 비교하였다. 초기해석에서는 최대응력이 221.96 MPa 였지만 최적화작업후의 최대발생응력은 248.5 MPa 이다. 중량이 감소한 대신에 최대발생응력이 증가하였지만 항복강도 370 MPa

에 비하면 안전성을 만족한다. 중량은 초기모델 캐리어가 11.475kg에서 9.65kg 으로 16% 감소 할 것으로 기대된다. 허브 케이스등의 하위부품이 모두 조립된 중감속기를 고려하면 초기 104.824kg에서 1.825kg 감소한 103kg의 중량을 얻을 수 있다

Table 2 Range of design variables

	t ₁ (mm)	L ₁ (mm)	t ₂ (mm)	d ₁ (mm)
Initial	13	45	14.2	0
Upper bound	19	55	20.2	28
Lower bound	7	35	8.2	0

Table 3 Optimum values using response surface method

		DP ₁	DP ₂	DP ₃
t ₁ (mm)		8.03	9.17	7.6042
L ₁ (mm)		54.59	35.69	53.711
t ₂ (mm)		19.95	19.83	19.344
d ₁ (mm)		19.99	18.56	16.98
σ _{max} (MPa)	Predict	220.1725	220.217	220.649
W (kg)	Predict	9.65	9.962	9.605

Table 4 Optimum values using DOE

Design variable	t ₁ (mm)	L ₁ (mm)	t ₂ (mm)	d ₁ (mm)
Initial	13	45	14.2	0.001
Optimum values	8.03	54.59	19.95	19.99

Table 5 Comparison of optimum

	Initial	Predict
σ _{max} (MPa)	221.96	220.17
W (kg)	11.475	9.65

5. 결 론

1. 초기 정적구조해석에서 캐리어의 노치부위 모서리에서 응력집중이 발생(최대응력 335.05 MPa)하는 것을 알 수 있었고 형상 수정 후 재해석하였다.
2. 모델 수정후 재해석한 결과 최대발생응력은

234.9 MPa 으로 경량화를 위한 최적설계 작업의 기초 모델로 결정하였다.

3. 최적설계시 설계변수가 변경되면 Fillet이 깨지는 경우가 발생하므로 초기 설계에선 제거하고 최적화 완료후 포함시키기로 하였다. 구조해석 결과 중량은 11.475kg, 최대 응력 221.96 MPa 이 발생 하였다.

4. 효과적으로 설계변수를 설정하기위해 Ansys Workbench내의 위상최적설계 기능을 사용한 결과 상하 두께부분과 내부 지지부분을 설계변수로 설정하는 것이 다음 모델의 최적화에 효과적임을 알 수 있었고, 4군데 변수를 설정하였다.

5. 경량화를 위한 최적설계를 수행함에 있어 실험 계획법에 의한 설계변수의 각 수준의 조합을 통한 실험으로 최적해를 구할 수 있었다.

6. 최적화를 실시한 결과 최적화된 치수는 t₁ = 8.03 mm, L₁=54.59 mm, t₂ = 19.95 mm, d₁ = 19.99 mm이고, 최대응력은 250.23 MPa, 중량 16% 중량감소효과를 확인하였다.

후 기

이 논문(작품)은 동아대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음

참고문헌

1. 박성현, 2004, “현대실험계획법”, 민영사, pp. 1-16.
2. 이상복, “Application of Taguchi method”, 상조사
3. Baek, N. K. and Kim, D. E., 2002, "Optimization of Laser Lithography Micropatterning Technique based on Taguchi Method", Journal of the KSPE, Vols. 19, No. 7, pp. 59-63.
4. G. E. P. Box and K. B. Willson, 1951, "On the Experimental Attainment of Optimum Conditions", Journal of the Royal Statistical Society, Series B, Vol.13, pp. 1-14.
5. S. I. Song, K. J. S. Park, K. H. Lee and G. J. Park, "Development of and Optimization Algorithm

- Using Orthogonal Arrays in Discrete Space,"
Journal of KSME, Vol. 25, No. 10, pp. 1621-1626,
2001.
6. M. S. Kim, C. W. Lee, S. H. Sonm H. J. Yim and
S. J. Heo, "Shape Optimization for Improving
Fatigue Life of a Lower Control Arm Using the
Experimental Designm", Trans. of KSAE, Vol. 11,
No. 3, pp. 161-166, 2003.
 7. Na, S. Y., Song, J. H., Huh, H. and Kim, H. S.,
2005, "Design Optimization of Auto-body Members
for Crashworthiness Enhancement with the
Response Surface Method", Transactions of KSAE,
Vol. 13, No. 4, pp. 81-89.
 8. Lee, T. H., Lee, K. K. and Koo, J. K., 2000,
"Optimization of Chassis Frame by Using D-optimal
Response Surface Model", 대한기계학회논문집 A
권, Vol 24, No. 4, pp. 894-899.
 9. Park, C. K., Kim, Y. G., Bae, D. S. and Park, T.
W., 2002, "Efficient Optimization of the Suspension
Characteristics Using Response Surface Model for
Korean High Speed Train", 한국소음진동공학회논
문집, Vol 12, No. 6, pp. 461-468.
 10. Lee, T. H., Lee, C. J. and Lee, K. K., 2003,
"Shape Optimization of a CRT based on Response
Surface and Kriging Metamodels", 대한기계학회논
문집 A권, Vol. 27, No. 3, pp. 381-386.