

전복 안정성을 고려한 SUV 현가장치 파라미터의 최적설계

이상범*, 장영진⁺, 임홍재⁺⁺, 나도백⁺⁺⁺
(논문접수일 2009. 5. 27, 심사완료일 2009. 7. 24)

Optimum Design of SUV Suspension Parameters Considering Rollover Stability

Sang Beom Lee*, Young Jin Jang⁺, Hong Jae Yim⁺⁺, Do Baek Nah⁺⁺⁺

Abstract

In recent years, the rollover accident of large class of vehicles has become important safety issue. Even though the rollover form a small percentage of all traffic accidents, they have a fatal effect upon the driver and passenger. Among the traffic accidents occurred in driving, the rollover is the major cause of traffic fatalities. Therefore, it is required to develop the analytical and experimental techniques for predicting rollover propensity of vehicles and also to improve the vehicle suspension design in the viewpoint of rollover resistance. In this study, the parameter sensitivities for the roll angle of SUV suspension are analyzed, and then the determined design parameters are optimized by using the regression model function of the response surface methods. The analysis results show that the roll angle of the optimized vehicle is decreased as compared with the initial vehicle and also the rollover possibility is decreased when the roll rate of the front suspension is larger than the roll rate of the rear suspension.

Key Words : DOE(design of experiments; 실험계획법), Optimum design(최적설계), Rollover(전복), Sensitivity analysis(민감도 분석), SUV(sports utility vehicle), Vehicle dynamics(차량동역학)

1. 서론

최근 자동차시장의 세계적인 흐름을 보면 SUV(sports utility vehicle)의 수요가 점점 증가하고 있는 추세이다. 우

리나라도 주 5일 근무의 시행으로 여가 시간이 많아짐에 따라 SUV의 시장 점유율이 점점 높아지고 있다.

SUV의 경우 동력 성능이 우수하고 운전 시야가 좋으며 승차 공간이 넓은 반면, 선회 성능(cornering performance)

* 국민대학교 기계자동차공학부 (sblee@kookmin.ac.kr)
주소: 136-702 서울시 성북구 정릉동 861-1
+ 국민대학교 자동차공학전문대학원
++ 국민대학교 기계자동차공학부
+++ 한국과학기술정보연구원

은 승용차에 비하여 나쁜 것으로 알려져 있다. SUV는 무게 중심이 승용차에 비하여 높기 때문에 선회 시 승용차에 비하여 전복 사고(rollover accident)가 발생할 가능성이 더 높다. 2002년 미국 교통 안전국(NHTSA; national highway traffic safety administration)에 따르면 SUV, 픽업트럭, 밴 등과 같이 무게중심이 높은 차량의 교통사고 중 약 3%의 전복 사고가 발생했으며, 이 사고로 인하여 약 33%의 운전자 및 탑승자가 사망한 것으로 보고되고 있다⁽¹⁾. 이와 같이 전복 사고 건수는 전체 교통사고에서 작은 부분을 차지하는 반면 높은 치사율이 발생하기 때문에 차량의 안정성을 높이기 위한 다양한 연구가 국내외적으로 활발하게 진행되고 있다⁽²⁻⁶⁾.

본 연구에서는 차량의 전복 안정성을 고려한 SUV 현가장치 최적설계를 수행하였다. 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS⁽⁷⁾를 이용하여 SUV 모델을 구성하였고, 이를 이용하여 차량 전복에 대한 현가장치 설계 파라미터의 민감도를 구하였다. 민감도가 큰 파라미터를 설계변수로 선정할 후 반응표면 실험계획법⁽⁸⁾을 통하여 롤각(roll angle)에 대한

회귀모형함수를 산출하였으며, 이를 이용하여 현가장치 파라미터를 최적설계 하였다.

2. 전복 시험

최근 NHTSA에서 전복 시험의 객관성과 반복성, 수행성, 차별성, 재현성 등 4가지 기준을 가지고 반복 시험을 통해 가장 좋은 점수를 받은 Fishhook 1b(roll rate feedback fishhook maneuver)를 전복 시험에 정식으로 채택한다고 발표하였다⁽¹⁾. Fishhook 1b 시험법의 주행방법은 Fig. 1과 같다⁽²⁾.

2.1 차량 하중 조건

Fishhook 1b 시험은 하중 조건에 따라 크게 정규하중(nominal load)상태와 다인 승차하중(multi-passenger load)상태로 나눌 수 있다.

정규 하중 상태의 조건은 공차 상태의 하중에 조향기계(programmable steering machine), 티타늄 아웃리거(titanium outriggers), 그리고 연료(fuel) 등의 하중이 추가된다. Table 1은 데이터 수집 장치(data acquisition system), 조향기계, 조향기계 통제 상자(steering machine electronics box)의 무게와 위치를 표시하고 있다.

정규 하중 상태는 일반적인 공차 상태보다 정적 안정성 계수(SSF; static stability factor)가 평균 2.5%, 피치 관성모멘트(pitch inertia moment)가 13.4%, 롤 관성모멘트(roll inertia moment)가 12%, 요 관성모멘트(yaw inertia moment)가 14.3% 씩 각각 증가하는 것으로 조사되었다⁽¹⁾.

다인 승차 하중 조건은 정규 하중 조건에 778.4 N의 워터 더미(water dummy)를 Fig. 2처럼 3개로 나눠 배치하여 Fishhook 1b 시험을 수행한다. 워터 더미를 추가하면 일반적으로 정적 안정성 계수, 피치 관성 모멘트, 롤 관성 모멘트, 요 관성 모멘트가 공차 상태보다 각각 1.1%, 19.8%, 13.1% 및 20.0% 정도 증가하는 경향을 보인다⁽¹⁾.

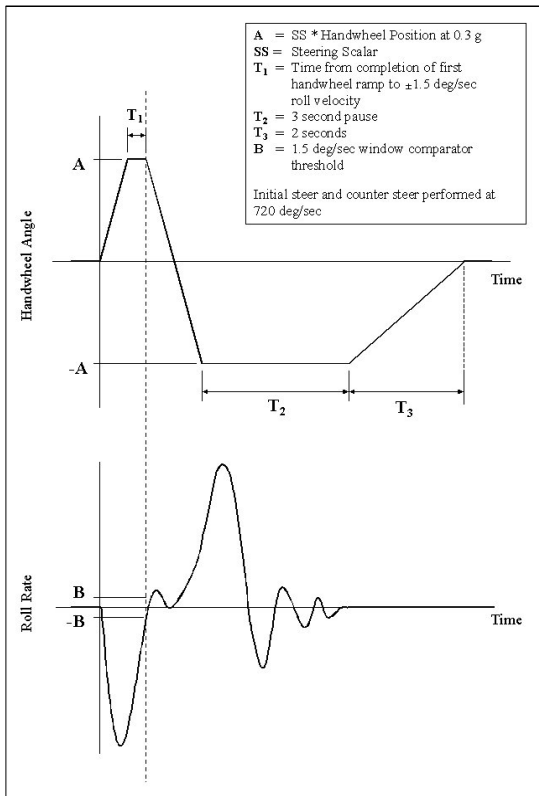


Fig. 1 Fishhook 1b maneuver description

Table 1 Position and weight of test equipment

Equipment	Position	Weight
Data acquisition system	Front passenger seat	258.0 N
Steering machine	Steering wheel	137.9 N
Steering machine electronics box	Second row foot well, typically behind front passenger seat	173.5 N

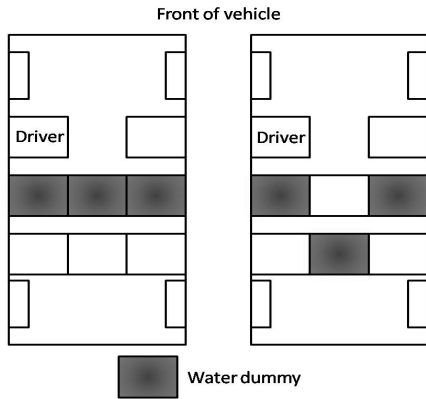


Fig. 2 Typical position of water dummies

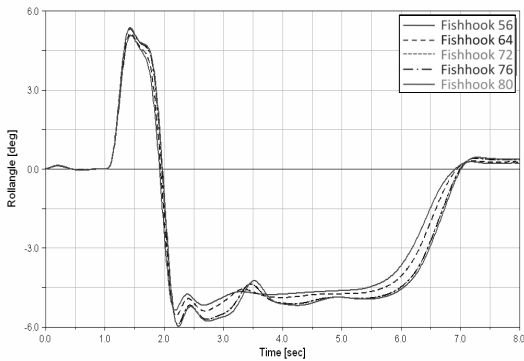


Fig. 3 Simulation results of roll angle for Fishhook 1b test

2.2 Fishhook 1b 시뮬레이션

본 연구에서 NHTSA Fishhook 1b 시뮬레이션을 구현한 SUV 모델은 A-자동차회사의 B-차량을 대상으로 사용하였으며 NHTSA의 DOT HS 809 705⁽¹⁾의 규정대로 다인 승차 하중 조건의 Fishhook 1b 시험을 구현하기 위해 공차 상태의 차량에 데이터 수집장치, 조향기계, 조향기계 통제상자, 워터 더미, 만충 연료, 아웃리저 등의 중량을 고려하였다. 정적 안정성 계수, 롤 관성모멘트, 피치 관성 모멘트, 요 관성 모멘트 등을 실제 차량과 근사하게 모델링한 후 SIS(slow increasing steer) 조작시험⁽²⁾을 하여 얻은 조향각에 조향 스칼라 6.5를 곱하고 720deg/sec의 조향 기술기로 각각 56, 64, 72, 76, 80km/h의 속도로 Fishhook 1b 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 3은 Fishhook 1b 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다.



Fig. 4 MacPherson strut type front suspension

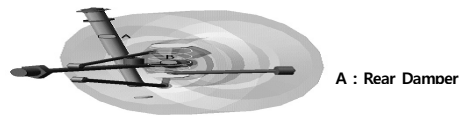


Fig. 5 Double wishbone type rear suspension

3. 현가장치의 민감도 분석

3.1 현가모델 구성

본 연구에서 사용된 차량의 전방 현가장치는 맥퍼슨 스트럿형(MacPherson strut type), 후방 현가장치는 더블 위시본형(double wishbone type)으로 구성하였다. 전·후 현가장치의 기구학적 모델은 범용 다물체 동역학해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 모델링 하였으며 Fig. 4와 Fig. 5에 각각 나타내었다.

전방 현가장치는 차체(vehicle body), 너클(knuckle), LCA(lower control arm), 지주(strut), 래크(rack) 등으로 구성된다. 차체와 LCA는 회전 조인트(revolution joint)로 연결되고, LCA과 너클은 구면 조인트(ball joint), 너클과 지주는 병진 조인트(translational joint), 지주와 차체는 구면 조인트(spherical joint), 그리고 조향 래크(steering rack)와 너클 사이에는 타이로드(tierod)가 거리구속(distance constraint)에 의해 연결되어 있다. 이 기구학적 모델에 컴플라이언스 요소(compliance element)를 부가하기 위해 차체와 지주 및 차체와 LCA 사이에는 부싱요소(bushing element)로 연결하였다.

후방 현가장치는 상부 암(upper arm), 하부 암(lower arm), 트레일링 암(trailing arm) 등으로 구성된다. 컴플라이언스 요소를 부가하기 위해 트레일링 암과 차체의 연결부와 스프링과 댐퍼에 각각 마운팅 되는 부분에 부싱요소로 연결하였다.

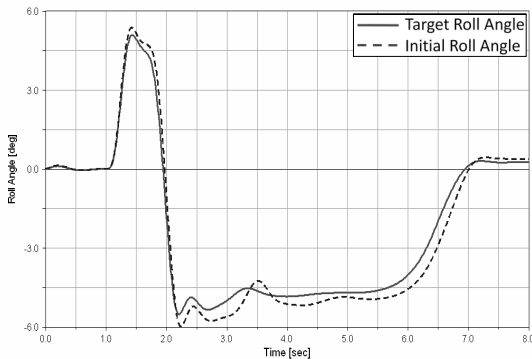


Fig. 7 Roll angle of initial model and target model

3.2 민감도 해석

민감도(sensitivity)란 시스템을 구성하고 있는 어떤 설계 변수의 변화에 따라 시스템의 응답특성인 목적함수가 어떻게 변하는지를 표현하는 수학적 도함수 관계를 의미한다. 따라서 이러한 관계를 활용하면 설계자가 요구하는 동적·정적 특성을 만족시키는 시스템을 효율적으로 설계할 수 있다.

본 연구에서는 Fishhook 1b의 다인 승차 하중 조건에서 대상 차량의 정적 안정성 계수 및 피치 관성 모멘트, 롤 관성 모멘트, 요 관성 모멘트를 초기값으로 유지하면서 롤각을 최소화시키는 현가장치를 최적설계 하기 위하여 총 11개의 설계 파라미터를 선정하였다. 최적설계에 앞서 이들 파라미터 들로 구성된 목적함수에 대한 민감도 분석을 수행하기 위해

Table 2 Sensitivity analysis result of suspension parameters

No.	Design variable name	Sensitivity value
1	Front damper damping scale factor	3.69E-3
2	Front spring stiffness scale factor	-1.54E-3
3	Rear damper damping scale factor	1.27E-3
4	Rear spring stiffness scale factor	4.28E-3
5	Anti-roll bar : x-disp.	2.75E-3
6	Anti-roll bar : y-disp.	1.25E-3
7	Anti-roll bar : z-disp.	-8.40E-4
8	Anti-roll bar bushing : radial-disp.	3.62E-5
9	Anti-roll bar bushing : axial-disp.	2.90E-3
10	Anti-roll bar bushing : conical-disp.	-6.12E-5
11	Anti-roll bar bushing : torsion-disp.	-2.00E-4

Plackett-Burman 설계법⁽⁹⁾을 사용하였으며 파라미터가 11 개이므로 12번의 전산실험을 수행하였다.

Table 2 및 Fig. 6은 전·후륜 현가장치의 설계 파라미터에 대하여 Plackett-Burman 설계법을 이용하여 얻은 Fishhook 1b 시뮬레이션의 응답값인 롤각에 대한 설계 파라미터들의 민감도를 나타내고 있다.

4. RSM을 이용한 현가장치 최적설계

현가장치의 최적설계를 위하여 실험계획법의 반응표면분석법(RSM; response surface method) 가운데 가장 일반적으로 많이 사용되는 중심합성계획법(central composite design)을 이용하였으며⁽⁸⁾, 이를 통하여 목적함수를 표현하는 2차 회귀모형함수의 계수를 결정하였다.

4.1 회귀모형함수의 추정

회귀모형함수를 추정하기 위해서는 목적함수와 설계변수를 먼저 선정해야 한다. 본 논문의 연구 대상인 전복을 평가하기 위하여 롤각을 목적함수로 설정하였고, Table 2 및 Fig. 6의 롤각에 가장 민감한 상위 4개의 파라미터인 후방 스프링의 스프링강성에 대한 스케일 계수(No. 4), 전방 댐퍼의 감쇠계수에 대한 스케일 계수(No. 1), 엔티롤바(anti-roll bar) 부싱의 축방향 변위(No. 9) 및 엔티롤바의 x-방향 변위(No. 5)를 설계변수로 선정하였다.

회귀모형함수의 목적함수는 식 (1)과 같이 NHTSA에서 전복 시험으로 채택한 Fishhook 1b 시험을 수행하였을 때 80km/h와 64km/h에 대한 롤각 차이의 절대값으로 설정하였다.

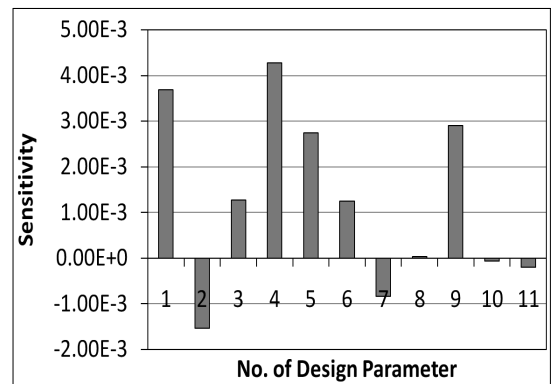


Fig. 6 Sensitivity analysis result of suspension parameters

$$f = |\phi^{80km/h} - \phi^{64km/h}| \quad (1)$$

식 (1)의 목적함수를 최소화시키는 설계변수를 결정함으로써 설계자가 원하는 롤 성능을 만족하는 현가장치를 설계할 수 있다. Fig. 7에 NHTSA Fishhook 1b 시뮬레이션 결과를 보여주고 있으며, 80km/h 주행의 롤각은 점선으로, 64km/h 주行的 롤각은 실선으로 각각 나타내었다.

최적설계를 위해 후방 스프링의 스프링 강성에 대한 스케일 계수를 DV_1 , 전방 댐퍼의 감쇠계수에 대한 스케일 계수를 DV_2 , 엔티롤바 부싱의 축방향 변위를 DV_3 , 엔티롤바 부싱의 x-방향 변위를 DV_4 라 하고 설계 가능한 범위를 다음과 같이 설정하였다.

$$\begin{aligned} -0.15 &\leq DV_1 \leq 0.15 \\ -0.15 &\leq DV_2 \leq 0.15 \\ -0.15 &\leq DV_3 \leq 0.15 \\ 29.15 &\leq DV_4 \leq 89.15 \end{aligned}$$

행렬 계산의 편의를 위해 설계변수를 DV_1, DV_2, DV_3, DV_4 를 식 (2)와 같이 최소값이 -1, 최대값이 1인 X_1, X_2, X_3, X_4 로 변환하였다.

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{DV_1}{0.15} \\ X_2 &= \frac{DV_2}{0.15} \\ X_3 &= \frac{DV_3}{0.15} \\ X_4 &= \frac{DV_4 - 59.15}{30} \end{aligned} \quad (2)$$

중심합성계획법을 이용한 4-요인 실험을 위한 실험계획표를 Table 3에 나타내었다. 이 실험계획표를 이용하여 회귀 모형함수를 구하였으며 이를 식 (3)에 나타내었다.

$$\begin{aligned} f = &0.3351 - 0.048X_1 - 0.103X_2 - 0.064X_3 - 0.068X_4 \\ &+ 0.0098X_1^2 - 0.0077X_2^2 + 0.0386X_3^2 + 0.0188X_4^2 \\ &- 0.005X_1X_2 + 0.0016X_1X_3 + 0.0009X_1X_4 \\ &+ 0.0004X_2X_3 + 0.0046X_2X_4 - 0.001X_3X_4 \end{aligned} \quad (3)$$

Table 3 Central composite design with four independent coded variables

Experiment No.	X_1	X_2	X_3	X_4	Objective function value
1	-1	-1	-1	-1	0.56504
2	-1	-1	-1	1	0.41997
3	-1	-1	1	-1	0.46569
4	-1	-1	1	1	0.31970
5	-1	1	-1	-1	0.40169
6	-1	1	-1	1	0.27340
7	-1	1	1	-1	0.29506
8	-1	1	1	1	0.16202
9	1	-1	-1	-1	0.50654
10	1	-1	-1	1	0.35992
11	1	-1	1	-1	0.40106
12	1	-1	1	1	0.25713
13	1	1	-1	-1	0.30497
14	1	1	-1	1	0.18838
15	1	1	1	-1	0.22012
16	1	1	1	1	0.08968
17	0	0	0	0	0.35528
18	-1	0	0	0	0.48820
19	1	0	0	0	0.21129
20	0	-1	0	0	0.42220
21	0	1	0	0	-0.06881
22	0	0	-1	0	0.57163
23	0	0	1	0	0.24298
24	0	0	0	-1	0.46294
25	0	0	0	1	0.27249

4.2 회귀모형함수의 신뢰성 검증

식 (3)의 2차 회귀모형함수가 설계변수와 목적함수와의 관계를 정확하게 표현하였는지 확인하기 위해 분산분석(ANOVA; analysis of variation)⁽⁸⁾을 이용하여 신뢰성 및 정밀도를 측정하였으며 그 결과를 Table 4에 나타내었다. Table 4에서 F_0 값이 $F(0.01)$ 값보다 크면 유의수준(level of significance) 1% 한도 내에서 회귀모형함수가 유의하다고 볼 수 있으므로⁽⁸⁾ 식 (3)의 회귀모형함수는 유의하다고 평가 할 수 있다.

Table 4 ANOVA table of roll angle function

Factor	<i>S</i>	ϕ	<i>V</i>	F_0	$F(0.01)$
Regression variation	0.545	14	0.0389	131	1.28
Residual variation	0.00388	13	0.000298		
Sum	0.549	27			

4.3 최적설계

목적함수 및 정규화 제약조건을 식 (4)와 같이 설정한 후 공역경사도법(conjugate gradient method)⁽¹⁰⁾을 이용하여 최적설계를 수행하였으며, 이를 위해 최적설계 프로그램인 ADS⁽¹¹⁾를 사용하였다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Minimize;} \\
 & f = 0.3351 - 0.048X_1 - 0.103X_2 - 0.064X_3 - 0.068X_4 \\
 & \quad + 0.0098X_1^2 - 0.0077X_2^2 + 0.0386X_3^2 + 0.0188X_4^2 \\
 & \quad - 0.005X_1X_2 + 0.0016X_1X_3 + 0.0009X_1X_4 \\
 & \quad + 0.0004X_2X_3 + 0.0046X_2X_4 - 0.001X_3X_4 \\
 & \text{Subject to;} \\
 & -1 \leq X_1 \leq 1 \\
 & -1 \leq X_2 \leq 1 \\
 & -1 \leq X_3 \leq 1 \\
 & -1 \leq X_4 \leq 1
 \end{aligned} \tag{4}$$

최적설계를 통해 산출된 정규화 설계변수값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 X_1 &= 0.9768700 \\
 X_2 &= 0.9904210 \\
 X_3 &= 0.8104476 \\
 X_4 &= 1.0000000
 \end{aligned}$$

이 정규화 설계변수값들을 식 (2)를 이용하여 파라미터의 설계변수값을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 DV_1 &= 0.1465305 \\
 DV_2 &= 0.1485632 \\
 DV_3 &= 0.1215714 \\
 DV_4 &= 89.150000
 \end{aligned}$$

이 값들을 차량 동역학 모델에 적용하여 Fishhook 1b 시뮬레이션을 수행하여 Fig. 8 및 Fig. 9의 결과를 얻었다. Fig. 8은 초기 차량모델과 최적화된 차량모델의 롤각을 나타내고 있으며, 그림에서 보는 바와 같이 최적화된 롤각이 초기 모델에 비하여 줄어든 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 9는 전복

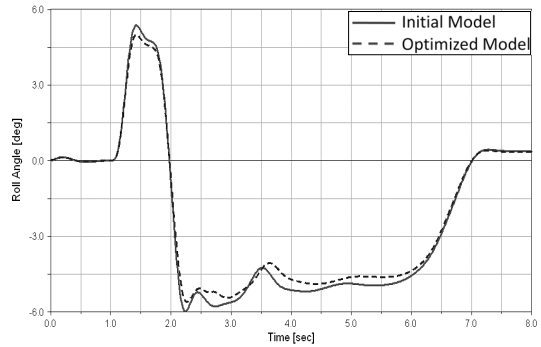


Fig. 8 Comparison of roll angles for initial vehicle model and optimized vehicle model

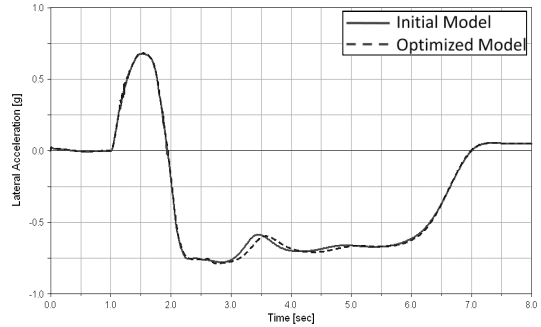


Fig. 9 Comparison of lateral accelerations for initial vehicle model and optimized vehicle model

시험 조향각의 판단 기준이 되는 횡가속도를 나타내고 있는데 그림에서 보는 바와 같이 초기 차량모델과 최적화된 차량 모델 간의 횡가속도 변화가 거의 없음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 차량의 전복 안정성을 고려한 SUV 현가장치 파라미터 최적설계를 수행하였다. 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 SUV 모델을 구성하였고, Plackett-Burman 설계법을 이용한 전산실험을 통하여 차량 전복에 영향을 미치는 현가장치 설계 파라미터의 민감도를 구하였다. 롤각 변화에 민감도가 큰 4개의 파라미터를 설계 변수로 선정한 후 반응표면 실험계획법 중 중심합성계획을 사용하여 목적함수인 롤각에 대한 회귀모형함수를 산출하였으며, 이를 이용하여 현가장치의 설계변수를 최적화하였다.

최적화된 설계변수값을 차량 동역학 모델에 적용하여 주행 시뮬레이션을 수행하였으며, 그 결과 최적화된 차량모델은 초기모델에 비하여 목적함수인 롤각이 감소하였다. 또한 전·후륜 롤강성 배분 시 전륜 현가장치의 롤강성을 후륜 현가장치의 롤강성보다 크게 함으로서 차량의 전복 가능성을 줄일 수 있다는 것을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) Forkenbrock, G. J., O'Harra, B. C., and Elsasser, D., 2004, *A Demonstration of the Dynamic Tests Developed for NHTSA's NCAP Rollover Rating System - Phase VIII of NHTSA's Light Vehicle Rollover Research Program*, NHTA, Vehicle Research and Test Center, Report No. DOT HS 809 705.
- (2) Forkenbrock, G. J., Garrott, W. R., Heitz, M., and O'Harra, B. C., 2003, "An Experimental Examination of J-Turn and Fishhook Maneuvers That May Induce On-Road, Untripped, Light Vehicle Rollover," *SAE Technical Paper*, 2003-01-1008.
- (3) Rossey, M., 2001, "Test Method for Simulating Vehicle Rollover," *SAE Technical Paper*, 2001-01-0475.
- (4) Kim, S. J., Park, C. J., and Park, T. W., 1996, "Suspension Parameter Design Using a Design of Experiments," *Transactions of KSAE*, Vol. 4, No. 4, pp. 16~20.
- (5) Balling, O. and Bernard, J. E., 2004, "Development of Rollover Maneuvers using Optimization Techniques," *SAE Technical Paper*, 2004-01-2095.
- (6) Whitehead, R., Travis, W., Bevely, D. M., and Flowers, G., 2004, "A Study of the Effect of Various Vehicle Properties on Rollover Propensity," *SAE Technical Paper*, 2004-01-2014.
- (7) MSC, 2002, *ADAMS User's Manual*, The MacNeal-Schwendler Co., Ann Arbor, MI.
- (8) Park, S. H., 2003, *Modern Design of Experiments*, Min Young Sa, Republic of Korea, pp. 75~86, 547~549.
- (9) Plackett, R. and Burman, J., 1946, "The Design of Optimum Multifactorial Experiments," *Biometrika*, Vol. 33, pp. 305~325.
- (10) Arora, J. S., 2004, *Introduction to Optimum Design*, Elsevier Academic Press, San Diego, CA., pp. 296~299.
- (11) Vanderplaats, G. N., 1987, *ADS—A Fortran Program for Automated Design Synthesis*, Engineering Design Optimization, Inc., Santa Barbara, CA.