

차량의 조종 안정성 향상을 위한 전륜 범프 스티어 최적화

서권희*, 이윤기**, 박래석**, 박상서**, 윤희석***

Optimization of Front Bump Steer for Improving Vehicle Handling Performances

Kwon Hee Suh*, Yoon Ki Lee**, Rae Seok Park**, Sang Seo Park** and Hi Seak Yoon***

ABSTRACT

This paper presents a method to optimize the bump steer characteristics (the change of toe angle with vertical wheel travel) with respect to hard points in the double wishbone front suspension of the four-wheel-drive vehicle using the design of experiment, multibody dynamics simulation, and optimum design program. Front and rear suspensions are modeled as the interconnection of rigid bodies by kinematic joints and force elements using DADS. The design variables with respect to the kinematic characteristics are obtained through the experimental design sensitivity analysis. An object function is defined as the area of absolute differences between the desired and experimental toe angle. By the design of experiment and regression analysis, the regression model function of bump steer characteristics is extracted. The design variables that make the toe angle optimized are selected using the optimum design program DOT. The lane change simulations and tests of the full vehicle models are implemented to evaluate the improvement of vehicle handling performances by the optimization of front bump steer characteristics. The results of the lane change simulations show that the vehicle with optimized bump steer has the weaker understeer tendency than the vehicle with initial bump steer.

Key Words : Sensitivity Analysis(민감도 해석), Design of Experiment(실험계획법), Double Wishbone Suspension(더블 위시본 현가장치), Bump Steer(범프 스티어), Lane Change Simulation(차선변경 시뮬레이션)

1. 서론

승차감(Ride comfort)과 조종 안정성(Handling performances)에 대한 소비자들의 인식이 높아감에 따라, 고속주행시 차량의 주행성능을 확보하기 위한 현가장치의 최적설계가 요구되고 있다. 일반적으로 승차감과 조종 안정성은 상반되는 특성이

만, 기구학적 특성(Kinematic characteristics), 현가장치의 요소설계, 그리고 제조기술 등의 최적화에 의해 동시에 절충될 수 있다. 조종 안정성은 토우각(Toe angle), 캠버각(Camber angle), 캐스터각(Caster angle) 등과 같은 기구학적 특성에 의해 좌우되므로, 초기 레이아웃(Layout) 단계에서 기구학적 특성들을 원하는 목표에 접근시킬 수 있도록

* 정회원, 기아자동차㈜ 상용연구소
** 정회원, 전남대학교 대학원 기계공학과
*** 전남대학교 기계공학과

설계점(Hard points)을 결정하여야 한다. 그러나, 현가장치는 3차원 기하학적 구조를 가질 뿐만 아니라 주변 기능 부품들과의 간섭 등을 고려하여 설계해야 하므로 해석적 접근이 어려우며, 실제로 대부분 설계자의 경험과 시행착오 방법에 의존하고 있다. 따라서, 간단한 방법으로 현가장치의 목적함수를 예측하여 설계범위 내에서 원하는 성능을 얻을 수 있도록 하는 최적화 기법이 요구되고 있다.

최적화를 수행하기 위해서는 목적함수를 정의한 후, 목적함수의 각 설계변수에 대한 기울기인 민감도(Sensitivity)를 알아야 한다. 민감도 해석방법은 변수부가법(Adjoint variable method)¹⁾, 직접미분법(Direct differentiation method)^{2, 3)}과 같은 이론적인 방법과 실험적인 방법인 섭동법(Perturbation method)⁴⁾ 등이 있다. 현가장치와 같은 복잡한 고속 다물체계에 대한 운동방정식의 유도 및 이론식의 전개가 어려우므로 이론적인 민감도 해석방법을 설계에 적용함에 있어 매우 제한적이다.

한편, 현가장치의 기구학적 민감도 해석에 대한 연구들도 활발히 진행되고 있는데, 김상중 등은 다물체 동역학 프로그램을 이용한 실험적인 민감도 해석 결과와 직접미분법에 의한 민감도 해석 결과를 비교하여 그 타당성과 유효성을 보임과 동시에, 반응표면분석법을 이용하여 현가장치의 기구학적 특성을 최적화하는 기법을 보여주었다⁴⁾. 송성재, 탁태오 등은 직접미분법에 의한 민감도 해석시 기호계산기법과 수치미분을 이용하는 방법을 제시하였다^{5, 6)}.

또한, 현가장치의 상세 모델링에 기초한 조종 안정성 해석기법들도 다양하게 연구되어 왔다. 조병관과 송성재는 ADAMS를 이용하여 전체 차량 모델을 구성하여 J-선회(J-turn)와 급차선변경 해석 및 실차시험을 통해 조종 안정성을 평가하는 방법을 소개하였으며⁷⁾, 손희성은 운전자 입력 모델링을 위해 비례 및 비례미적분 제어기를 적용하는 방법과 정상원 선회주행 및 차선변경 주행 시물레이션을 통해 조종 안정성을 평가하는 방법을 보여주었다⁸⁾. 계경태 등은 다구찌법(Taguchi method)을 이용하여 고속 차선변경시 차체 슬립각(Body sideslip angle) 발생을 최소화시키기 위한 설계점 위치변경 검토를 수행하였다⁹⁾. 이희범과 안찬우는 선회시 과도한 언더스티어(Understeer) 특성을 갖는 미니버스 차량을 대상으로 차량의 방향 안정성 향

상 측면에서 토우 궤적 변화를 설정하는 방안을 제시하였다¹⁰⁾. 손정현 등은 4인자 평가방법을 이용하여 현가장치의 토우 궤적과 부싱의 강성 변화에 따른 조종 안정성 향상 방안을 제시하였다¹¹⁾.

본 논문에서는 실험계획법, 다물체 동역학 해석, 그리고 최적설계 프로그램을 이용하여 전륜 독립 현가장치의 범프 스티어(Bump steer : 바퀴의 상하운동에 대한 토우각 변화) 특성을 최적화하는 방법을 제시하였으며, 후륜 현가장치를 포함한 전체 차량모델을 구성한 후 차선변경(Lane change) 해석과 시험을 수행하여 전륜 범프 스티어 특성에 따른 차량의 조종 안정성을 평가하였다. 즉, 실험적 민감도 해석을 통해 목적함수(Object function)인 범프 스티어 특성에 큰 영향을 미치는 설계변수들을 선정하여 목적함수의 회귀모형(Regression model)을 만들었다. 그리고, 중심 합성 계획법(Central composite design)을 이용하여 회귀모형의 계수를 최소한의 실험으로 결정하였으며, 설계변수의 2차함수로 근사화된 회귀모형함수를 설계구간 내에서 최적화하기 위해 최적설계 프로그램인 DOT(Design Optimization Tool)를 이용하여 원하는 토우각을 갖도록 하는 최적 설계변수들을 얻어냈다. 그 후, 차량의 조종 안정성 평가를 위해 초기 범프 스티어 특성을 갖는 전체 차량모델을 구성하여 차선변경 해석을 수행하였으며, 롤 각(Roll angle), 롤 레이트(Roll rate), 요 레이트(Yaw rate), 횡 가속도(Lateral acceleration)를 대상으로 시험 결과와 비교하여 해석모델의 타당성과 유효성을 확인하였다. 또한, 최적화된 범프 스티어 특성을 갖는 전체 차량모델을 구성하여 차선변경 해석을 수행한 후 초기 범프 스티어 특성을 갖는 차량모델의 결과들과 비교 평가하였다. 이와 같은 일련의 과정을 통해 전륜 범프 스티어 특성 최적화로 인해 고속 선회시 차량의 조종 안정성이 향상됨을 입증하였다.

2. 전륜의 범프 스티어 특성 최적화

고속 선회시 조종 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 타이어가 받는 횡력(Lateral force)이며, 이것은 타이어의 슬립각(Slip angle)에 의해 형성되므로 결국 토우각과 직접적으로 연관되어 있다. 따라서, 고속 선회시 조종 안정성을 확보하기 위해서는 차량의 조향특성이 언더스티어 경향을

가져야 하므로, 범프-리바운드(Bump-rebound)시 전륜은 토우-아웃(Toe-out), 후륜은 토우-인(Toe-in) 특성을 갖도록 해야 하며 동시에 전륜과 후륜 각각의 토우각 변화량이 작아야 한다. 그러나, 전륜의 토우-아웃특성이 너무 크면 타이어가 횡력을 받을 때 생기는 슬립각에 대응하여 운전자의 상황에 따른 제어가 어렵게 된다. 결국, 차량의 안정성을 높이기 위해서는 전륜의 범프 스티어 크기를 감소시켜 선회시 차량의 앞부분이 과도하게 선회 외측으로 향하게 되는 현상을 줄여야 하는데¹²⁾, 일반적으로 직진 안정성과 고속 선회 안정성을 확보하기 위한 토우각의 변화 범위는 85mm 범프시 약 0.2° 이내인 것으로 알려져 있다.

따라서, 본 연구에서는 실험계획법을 이용하여 전륜 범프 스티어 특성에 대한 기구학적 최적화 해석을 수행한 후 전륜 범프 스티어 특성이 고속 선회시 차량의 조종 안정성에 미치는 영향을 평가하였으며, 전체적인 해석과정은 Fig. 1 과 같다.

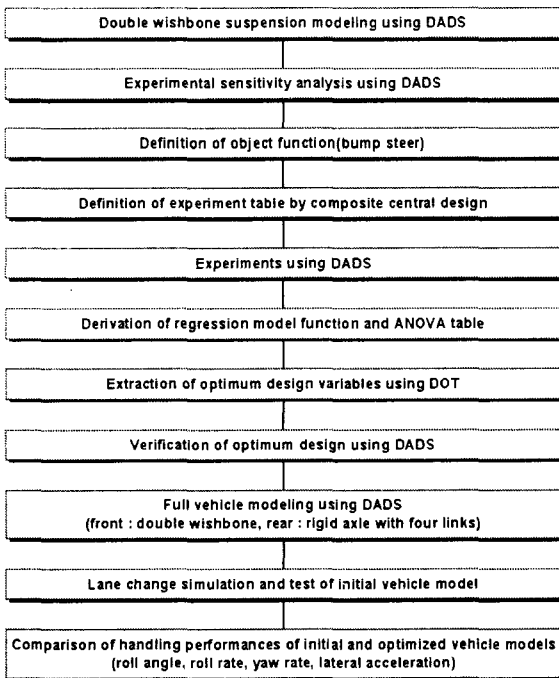


Fig. 1 Overall analysis flow

2.1 전륜 현가장치의 기구학적 모델링

본 논문의 연구대상 차량은 4륜 구동 차량으로서, 전륜 현가장치는 Fig. 2 와 같이 더블 위시본

식(Double wishbone type)이며, 후륜 현가장치는 4개의 링크를 갖는 차축식(Rigid axle type) 구조를 갖고 있다. 전륜 현가장치의 기구학적 모델은 차체, 너클(Knuckle), 어퍼 컨트롤 암(Upper control arm), 로어 컨트롤 암(Lower control arm), 어퍼 및 로어 스트럿(Strut), 타이로드(Tie-rod), 잭(Jack)의 총 8개 강체로 구성하였으며, 범용 동역학 해석 프로그램인 DADS 를 이용하여 모델링하였다¹³⁾.

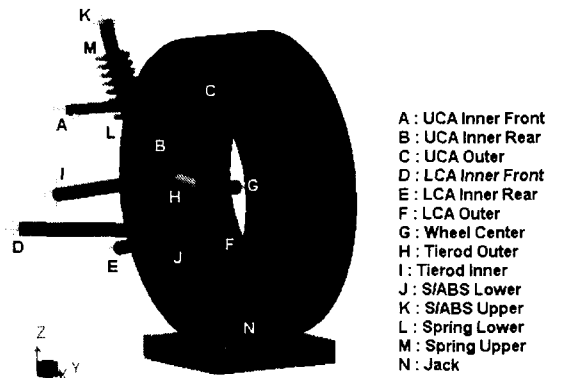


Fig. 2 Double wishbone front suspension

차체와 어퍼 및 로어 컨트롤 암은 회전 조인트(Revolute joint)로, 어퍼 및 로어 컨트롤 암과 너클은 구면 조인트(Spherical joint)로, 어퍼 및 로어 스트럿 사이는 원통 조인트(Cylindrical joint)로, 차체와 어퍼 스트럿은 만능 조인트(Universal joint)로, 로어 컨트롤 암과 로어 스트럿은 구면 조인트로, 너클과 타이로드는 구면 조인트로, 차체와 타이로드는 만능 조인트로, 잭은 차체에 병진 조인트(Translational joint)로 구속하였다. 한편, 너클과 잭 사이는 타이어 반경에 해당하는 거리 구속조건(Distance constraint)을 부여하였으며, 범프-리바운드 운동을 위해 잭의 기준 위치로부터 -85mm ~ +85mm 의 구동조건을 입력하였다.

2.2 민감도 해석

일반적으로 식 (1)에서와 같이 목적함수인 현가장치의 기구학적 특성 ψ_i 는 설계변수인 설계점 P_j 에 대하여 함수관계를 가지므로, 설계변수의 목적함수에 대한 기여도를 의미하는 민감도 계수(Sensitivity coefficient) \bar{e} 는 식 (2)로 정의된다.

$$\psi_i = F(P_j) \tag{1}$$

$$\frac{\delta\psi_i}{\delta P_j} = \bar{\ell} \quad (2)$$

여기서 i 는 기구학적 특성 지수, j 는 설계점 번호를 나타낸다.

예를 들어 Fig. 2에서 C점의 X방향에 대한 토우 민감도를 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\partial[\text{toe}]}{\partial X_c} = \bar{\ell}_{\text{toe}} \quad (3)$$

한편, 바퀴 중심점의 위치에 따른 목적함수의 민감도 계수를 전체 구동구간에 대해 고려하기 위해 식 (4)와 같이 RMS(Root Mean Square)값을 취하였다.

$$\text{RMS of } \bar{\ell} = \sqrt{\frac{1}{[\text{wheel travel}]} \int_{\text{rebound}}^{\text{bump}} \bar{\ell}^2 dz} \quad (4)$$

본 논문에서는 더블 위시본 전륜 현가장치의 기구학적 설계변수가 되는 총 11개의 설계점, 즉 Fig. 2의 A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K 점을 각각 X축, Y축, Z축에 대해 섭동법(Perturbation method)을 이용하여 실험적 민감도 해석을 하였으며, 그 결과들을 각각의 목적함수에 대해 민감한 순으로 6개씩 정리하여 Table 1에 나타내었다.

2.3 회귀모형함수의 추정

회귀모형함수를 추정하기 위해 토우각을 목적함수의 대상으로 정하였고, Table 1을 기초로 토우각에 직접적인 영향을 미치는 타이로드의 위치와 관련된 설계변수를 제외한 후 F점의 Z축 방향

위치변화, C점의 Z축 방향 위치변화, E점의 Z축 방향 위치변화를 설계변수로 지정하였다.

회귀모형함수의 목적함수(J)는 식 (5)과 같이 원하는 성능의 토우각(Toe^d)과 실험계측표에 따른 실험결과와 토우각(Toe^e)의 절대적인 차이값의 면적으로 지정하였다.

$$J = \int_{\text{rebound}}^{\text{bump}} |\text{Toe}^d - \text{Toe}^e| dz \quad (5)$$

따라서, 식 (5)의 목적함수값을 최소화시킴으로써 원하는 성능에 가장 근접한 결과를 가지게 하는 최적 설계변수와 최적값을 얻을 수 있다. Fig. 3에 초기 설계 데이터에 의한 토우각 곡선은 점선으로 원하는 토우각 곡선은 실선으로 나타내었는데, 이 때의 목적함수값을 계산해보면 14.496이다.

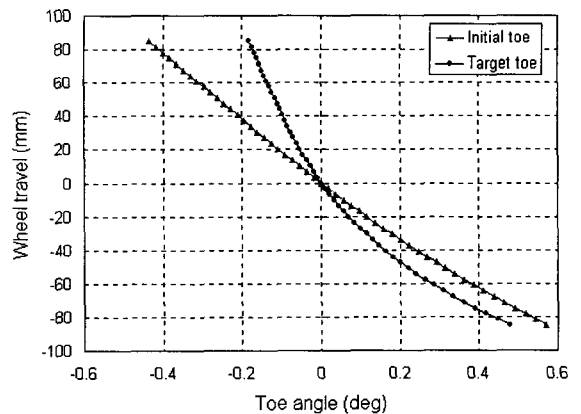


Fig. 3 Comparison of initial toe and desired toe at early design

설계변수를 3개로 정의했으므로 3요인 실험

Table 1 Results of sensitivity analysis by perturbation method

Sensitivity Object Function	1 st sensitive	2 nd sensitive	3 rd sensitive	4 th sensitive	5 th sensitive	6 th sensitive
Toe angle	I:z (0.06)	H:z (0.05)	F:z (0.028)	C:z (0.023)	E:z (0.02)	B:z (0.017)
Camber angle	C:z (0.036)	F:z (0.023)	A:z (0.021)	B:z (0.02)	E:z (0.014)	D:z (0.013)
Castor angle	F:x (0.202)	C:x (0.201)	A:z (0.029)	B:z (0.028)	D:z (0.024)	E:z (0.023)
Kingpin inclination	C:y (0.197)	F:y (0.195)	C:z (0.058)	F:z (0.049)	B:z (0.021)	A:z (0.02)

이며 설계변수의 변화 가능한 범위(Boundary)는 최소값, 최대값으로 정의하므로 2수준 실험이다. 각 설계변수의 설계 가능한 범위는 다음 식 (6)과 같이 설정하였다.

$$\begin{aligned} 0.4611 &\leq a \leq 0.4711 \\ 0.7443 &\leq b \leq 0.7543 \\ 0.4793 &\leq c \leq 0.4893 \end{aligned} \quad (6)$$

설계변수 a, b, c를 행렬계산의 편의를 위해 다음 식 (7)과 같이 최소값이 -1, 최대값이 1인 X₁, X₂, X₃으로 변환시켰다.

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{a - 0.4661}{0.005} \\ X_2 &= \frac{b - 0.7493}{0.005} \\ X_3 &= \frac{c - 0.4843}{0.005} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서 0.4661은 설계변수 a, 0.7493은 설계변수 b, 0.4843은 설계변수 c의 초기 설계 데이터이다.

그리고, 중심 합성 계획법을 이용하여 3요인 2수준의 실험을 위한 실험계획표를 작성하였으며^[14], 이 실험계획에 의한 목적함수의 결과값들을 계산하여 Table 2에 나타내었다. 여기서 1번부터 8번 실험까지는 2수준 실험표를 그대로 사용하였고, 9번 실험의 0,0,0 열은 중심점으로 1개를 사용하였다. 10번부터 15번 실험은 축점을 의미하며, 축점의 수는 설계변수 갯수의 2배이므로 6개를 사용하였다. 1.216은 중심점의 수(n)와 설계변수의 수(k)에 의해 직교 중심 합성 계획표에 의해 결정되는 값이다.

일반적으로 설계변수 X₁, X₂, X₃과 목적함수간의 2차 회귀모형함수는 다음 식 (8)과 같이 정의할 수 있다.

$$Y = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \beta_3 X_3 + \beta_4 X_1^2 + \beta_5 X_2^2 + \beta_6 X_3^2 + \beta_7 X_1 X_2 + \beta_8 X_1 X_3 + \beta_9 X_2 X_3 \quad (8)$$

식 (8)에서 미지수인 β₀, β₁, β₂, β₃, β₄, β₅, β₆, β₇, β₈, β₉는 중심 합성 계획법에 의한 설계변수 X의 행렬과 목적함수값

을 이용하여 식 (9)와 같은 관계식으로부터 계산된다.

Table 2 Values of object function by design of experiment

Experiment No.	X ₁	X ₂	X ₃	Object function value
1	-1	-1	-1	9.156
2	-1	-1	1	31.475
3	-1	1	-1	24.883
4	-1	1	1	3.362
5	1	-1	-1	30.904
6	1	-1	1	4.548
7	1	1	-1	60.497
8	1	1	1	33.614
9	0	0	0	14.496
10	-1.216	0	0	7.126
11	1.216	0	0	36.854
12	0	-1.216	0	5.306
13	0	1.216	0	32.215
14	0	0	-1.216	30.346
15	0	0	1.216	1.614

$$\beta = \begin{bmatrix} \beta_0 \\ \beta_1 \\ \beta_2 \\ \beta_3 \\ \beta_4 \\ \beta_5 \\ \beta_6 \\ \beta_7 \\ \beta_8 \\ \beta_9 \end{bmatrix} = (X^T X)^{-1} X^T Y = \begin{bmatrix} 13.75 \\ 8.84 \\ 7.21 \\ -7.97 \\ 5.74 \\ 3.55 \\ 1.67 \\ 8.88 \\ -6.75 \\ -5.55 \end{bmatrix} \quad (9)$$

위의 결과에 의해 회귀모형함수는 식 (10)과 같이 정의된다.

$$Y = 13.75 + 8.84X_1 + 7.21X_2 - 7.97X_3 + 5.74X_1^2 + 3.55X_2^2 + 1.67X_3^2 + 8.88X_1X_2 - 6.75X_1X_3 - 5.55X_2X_3 \quad (10)$$

2.4 회귀모형함수의 신뢰성 검증

구해진 2차 회귀모형함수와 실제 시스템의 정확성을 확인하기 위해 Table 3 과 같은 분산 분석표(ANOVA table)를 이용하였다^[14].

Table 3 ANOVA table

Factor	S	Φ	V	F_0	F(0.01)
Regression Variation	SSR	k	MSR	MSR/MSE	F-distribution
Residual Variation	SSE	n-k-1	MSE		
Sum	SST	n-1			

여기서 잔차 제곱합(SSE)은 주어진 설계변수값에서 목적함수값의 변동을 나타내는 것으로 모형함수에 의하여 설명 안되는 변동을 의미하고, 회귀 제곱합(SSR)은 모형함수에 의해 설명되는 변동을 의미한다.

잔차 제곱합, 회귀 제곱합, 그리고 총변동(SST)의 계산식은 아래 식 (11)과 같다.

$$\begin{aligned}
 SST &= Y^T Y - n(Y)^2 \\
 SSR &= \beta^T X^T Y - n(Y)^2 \\
 SSE &= SST - SSR
 \end{aligned}
 \tag{11}$$

또한, MSR 과 MSE 의 계산식은 식 (12)와 같다.

$$\begin{aligned}
 MSR &= \frac{SSR}{k} \\
 MSE &= \frac{SSE}{n - k - 1}
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

F-검정을 이용하는 분산분석기법을 식 (10)에 적용하여 Table 4 와 같은 분산 분석표를 얻었다.

Table 4 ANOVA table of regression model function

Factor	S	Φ	V	F_0	F(0.01)
Regression Variation	3574.9	3	1191.6	32.6	6.2
Residual Variation	401.86	11	36.5		
Sum	3976.8	14			

Table 4 에서 F_0 값이 F(0.01) 값보다 크므로 유의수준 1% 한도 내에서 식 (9)의 회귀모형함수는 유의하다고 볼 수 있다.

2.5 최적 설계변수 선정 및 검증

회귀모형함수에 대한 신뢰성도 확인되었으므로, 회귀모형함수가 최소값을 가지게 되는 설계변수들을 선정하여야 한다. 본 연구에서와 같은 전륜 범프 스티어 특성 최적설계는 비구속 최소화(Unconstrained minimization) 문제이므로 다음 식 (13)과 같이 정의하였다.

Minimize Object Function Y, where

$$\begin{aligned}
 Y &= 13.75 + 8.84X_1 + 7.21X_2 - 7.97X_3 \\
 &+ 5.74X_1^2 + 3.55X_2^2 + 1.67X_3^2 \\
 &+ 8.88X_1X_2 - 6.75X_1X_3 - 5.55X_2X_3
 \end{aligned}$$

Subject to;

$$\begin{aligned}
 -1 &\leq X_1 \leq 1 \\
 -1 &\leq X_2 \leq 1 \\
 -1 &\leq X_3 \leq 1
 \end{aligned}
 \tag{13}$$

식 (13)의 최적설계 문제에서 최적 설계변수들을 구하기 위해 최적설계 프로그램인 DOT 를 이용하였다^[15]. 최적설계 해석을 통해 구해진 변수의 값은 $X_1 = -0.06916$, $X_2 = -0.14585$, $X_3 = 1.0$ 이고 이 값들을 식 (7)에 대입하면 $a = 0.46575$, $b = 0.74857$, $c = 0.4893$ 의 설계변수값들을 얻을 수 있다. 이 설계변수값들을 다시 DADS 에 입력하여 그 결과를 Fig. 4 에 나타내었으며, 이 때 목적함수값은 2.29 이다.

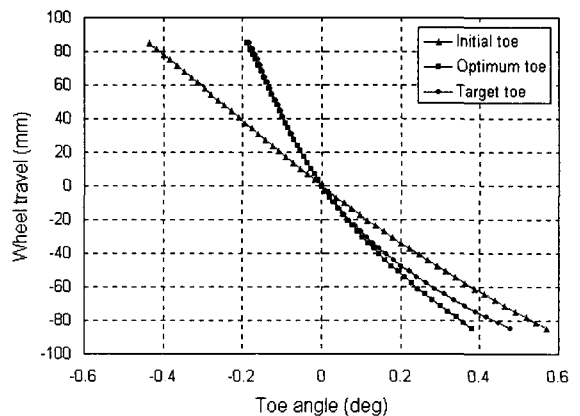


Fig. 4 Toe angle after optimum design

Fig. 4 에서 초기 설계 데이터에 의한 토우각 곡선이 원하는 토우각 곡선에 근접하고 있으므로 만족할 만한 성능향상의 결과를 나타냄을 알 수 있다.

3. 차선변경 시뮬레이션

실험계획법을 통해 원하는 범프 스티어 특성을 결정해주는 최적 설계변수들을 얻었다. 기구학적으로 전륜의 토우-아웃 경향은 감소하였으며 즉, 범프 스티어 크기가 작아져 차량의 전체 거동은 약 언더스티어 경향을 가질 것으로 예측할 수 있다. 그러므로, 실제 범프 스티어 특성 최적화에 따른 차량의 언더스티어 경향을 파악하기 위해 차선변경 해석과 실차 시험을 수행하였다.

차선변경 해석을 위한 전체 차량모델은 Fig. 5 에서와 같이 총 36 개의 강체, 26 개의 조인트, 36 개의 부싱, 4 개의 스프링-댐퍼, 4 개의 범프 스톱퍼(Bump stopper), 초기 속도조건 16 개, 구동조건 1 개로 구성되어 있으며 전체 자유도는 94 자유도이다. Table 5 는 전체 차량모델의 자유도를 계산한 결과를 나타내고 있다.

한편, 타이어는 DADS 의 타이어 모델을 이용하였으며, 타이어의 수직 강성 및 카펫플롯(Carpet plot) 데이터는 타이어 제작사의 실측값을 이용하였다.

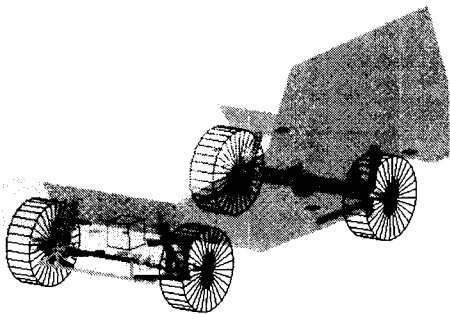


Fig. 5 Full vehicle model for lane change simulation

차선변경 해석과 실차 시험은 80km/hr 의 주행 속도로 길이 30m, 폭 3.5m 구간에서 4 초 동안 실시하였으며, Fig. 6 은 차량의 주행코스를 나타낸다.

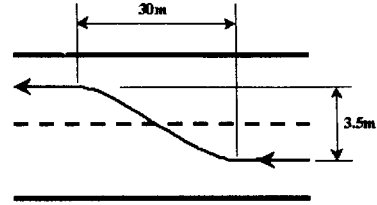


Fig. 6 Driving course for lane change maneuver

Table 5 Degrees of freedom of full vehicle model

Number of coordinates	216
Number of bodies	36
Number of constraints	122
Ground	6
Cylindrical joint	4×4
Revolute joint	6×5
Spherical joint	11×3
Universal joint	5×4
Initial velocity	16
Driver constraint	1
DOF	216-122=94

초기 범프 스티어 특성과 최적화된 범프 스티어 특성을 갖는 차량모델의 차선변경 해석과 실차 시험의 평가항목은 롤 각, 롤 레이트, 요 레이트, 그리고 횡 가속도이다.

Fig. 7~10 은 초기 범프 스티어 특성을 갖는 차량모델(이후 초기 차량모델이라 함)의 해석결과 및 시험결과, 그리고 최적화된 범프 스티어 특성을 갖는 차량모델(이후 최적화된 차량모델이라 함)의 해석결과를 나타낸다. 여기서 쇄선은 초기 차량모델의 해석결과, 점선은 초기 차량모델의 시험결과, 그리고 실선은 최적화된 차량모델의 해석결과를 나타낸다. 초기 차량모델의 해석과 시험결과를 비교해 보면 각 평가항목의 절대값 면에서는 미소한 차이가 나지만 전체적인 경향은 거의 유사하므로 초기 차량모델의 타당성과 신뢰도를 검증할 수 있었으며, 최적화된 차량모델과의 비교가 가능함을 알 수 있다. 최적화된 차량모델의 롤 각과 횡 가속도는 초기 차량모델의 결과에 비해 미소하게 줄어들었지만, 롤 레이트와 요 레이트는 초기 차량모델에 비해 6~7%정도 줄어들었다. 이는 고속 선회시 차량의 조종 안정성이 개선되었음을 의미한다. 즉, 전륜 범프 스티어 특성의 최적화

를 통해 차량의 전체 거동이 강 언더스티어에서 약 언더스티어 경향으로 친이되었음을 알 수 있다.

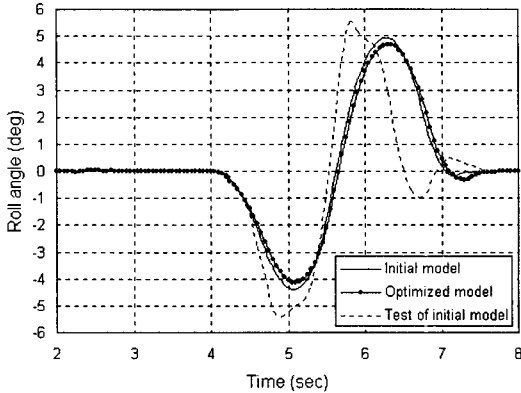


Fig. 7 Roll angle during lane change maneuver

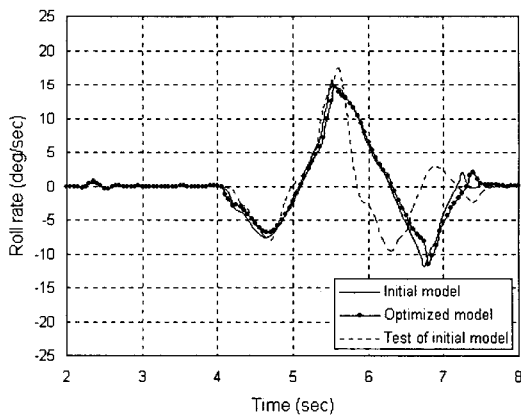


Fig. 8 Roll rate during lane change maneuver

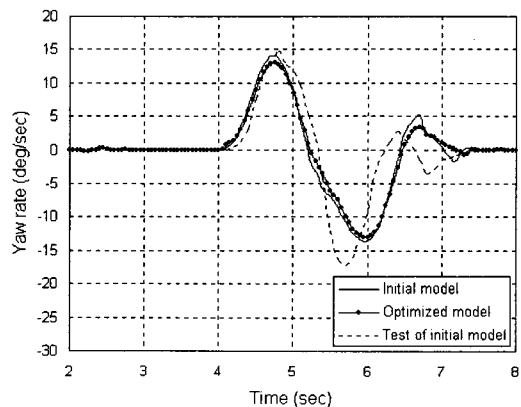


Fig. 9 Yaw rate during lane change maneuver

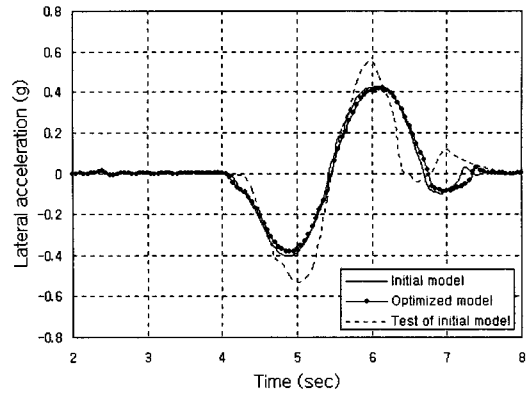


Fig. 10 Lateral acceleration during lane change maneuver

4. 결론

더블 위시본 전륜 현가장치를 채택하고 있는 4륜 구동 차량을 대상으로 실험계획법, 다물체 동력학 해석, 그리고 최적설계 프로그램을 이용하여 차량의 조종 안정성에 가장 큰 영향을 미치는 전륜 범프 스티어 특성에 대한 기구학적 최적설계를 수행하였다. 또한, 전륜 범프 스티어 특성 최적화에 따른 고속 선회시 차량의 조종 안정성을 평가하기 위해 차선변경 해석 및 실차 시험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) DADS 를 이용한 실험적인 민감도 해석을 통해 더블 위시본식 독립 현가장치의 기구학적 특성에 큰 영향을 주는 설계점들을 파악할 수 있게 되어 쉽고 빠르게 설계변수를 선정할 수 있었다.

2) 통계학적인 실험계획법 중 중심 합성 계획법과 최적설계 프로그램을 이용함으로써 적은 수의 실험을 통해 목적함수를 예측한 후 허용 설계범위내에서 목적함수를 최적화하여 최적 설계변수들을 얻을 수 있었다.

3) 고속 선회시 최적화된 차량모델은 초기 차량모델에 비해 약 언더스티어 특성을 보이는데, 이는 전륜의 범프 스티어 양이 감소됨에 기인한다. 특히 최적화된 차량모델은 롤 운동과 요 운동의 복원성, 그리고 차선 추종성면에서 개선된 특성을 보임을 알 수 있었다.

4) 향후 차량의 주행 특성에 큰 영향을 미치는 타이어, 스프링, 댐퍼, 그리고 부싱 등과 같은 동적 파라미터들의 최적화에도 본 연구방법을 이용하면 많은 도움을 받을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. Haug, E. J., Wehage, R. A., and Mani, N. K., "Design Sensitivity Analysis of Large-Scale Constrained Dynamic Mechanical Systems," *ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*, Vol. 106, pp. 156~162, 1984.
2. 민현기, 탁태오, 이장무, "직접미분법을 이용한 현가장치의 기구학적 민감도해석," *한국자동차공학회논문집 제 5 권 제 1 호*, pp. 38~48, 1997.
3. 문흥기, "차량 현가장치의 기구학적 민감도 해석," *한국자동차공학회논문집 제 3 권 제 4 호*, pp. 126~138, 1995.
4. 김상중, 박찬중, 박태원, "실험계획법을 이용한 현가장치의 요소설계," *한국자동차공학회논문집 제 4 권 제 1 호*, pp. 16~27, 1995.
5. 탁태오, "수치미분에 의한 차량 현가장치의 기구학적 민감도 해석," *한국자동차공학회논문집 제 6 권 제 5 호*, pp. 128~137, 1998.
6. 전형호, 탁태오, "기호계산을 이용한 현가장치의 민감도 해석 및 설계점의 최적 설계," *한국정밀공학회지 제 16 권 제 4 호*, pp. 26~36, 1999.
7. 조병관, 송성재, "ADAMS 를 이용한 차량 조종 안정성 해석," *한국자동차공학회논문집 제 4 권 제 5 호*, pp. 109~118, 1996.
8. 손희성, "운전자 모델을 이용한 조종안정성능 평가 시뮬레이션," *한국자동차공학회논문집 제 5 권 제 5 호*, pp. 1~8, 1997.
9. 계경태, 최승렬, 고진, 최경록, "Taguchi 법을 이용한 차량 현가장치 최적설계," *대우자동차 TECHNICAL REVIEW '97*, pp. 163~170, 1997.
10. 이희범, 안찬우, "토우 궤적 변화에 의한 미니 버스 차량의 방향 안정성 연구," *한국자동차공학회논문집 제 6 권 제 4 호*, pp. 160~165, 1998.
11. 손정현, 김광석, 유완석, "차량의 조종 안정성 향상을 위한 토 궤적 및 부상 강성 선정," *한국자동차공학회논문집 제 7 권 제 5 호*, pp. 186~193, 1999.
12. J. C. Dixon, *Tires, Suspension and Handling*, 2nd Edition, SAE, Inc., 1996.
13. Computer Aided Design Software, Inc., *DADS User's Guide*, Rev 9.0, 1998.
14. 박성현, *현대 실험계획법*, 민영사, 1998.
15. Vanderplaats Research & Development, *DOT User's Manual Version 4.20*, 1995.