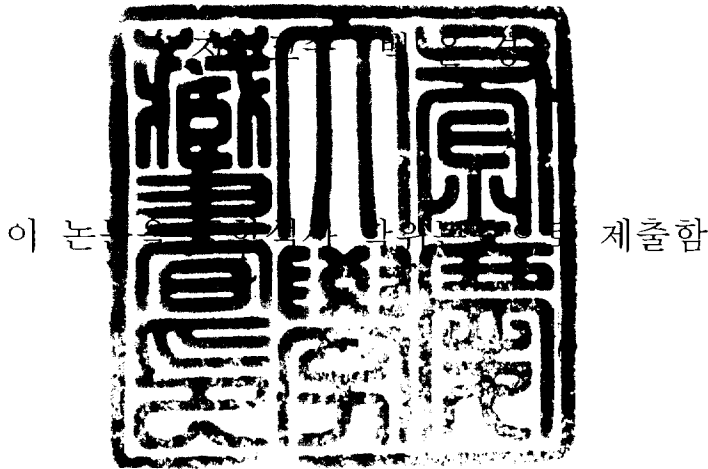


공학석사 학위논문

ADAMS와 VisualDOC를 사용한 토션빔 현가기구의 최적설계



2005년 2월

부경대학교 대학원

기계공학부 지능기계공학전공

옥진규

이 논문을 옥진규의 공학석사
학위논문으로 인준함

2004년 12월 일

주 심 공학박사 양 보 석



위 원 공학박사 백 운 경



위 원 공학박사 손 정 현



Optimum Design of A Torsion-Beam Suspension Mechanism Using ADAMS and VisualDOC

Jin-Kyu Ok

**School of Mechanical Engineering, Graduate School,
Pukyong National University, Busan, Korea**

Abstract

In this paper, an optimum design technology is developed to find an optimal position using ADAMS and VisualDOC. A vehicle with a torsion-beam rear suspension is modeled by using ADAMS. The optimum design technology is applied for two different purposes. The first one is to determine the design parameters satisfying the required rear axle K&C (Kinematic and Compliance) characteristics. A roll mode simulation is carried out for this purpose. Second is to find the design variables for the optimal position of the suspension damper, considering the hard points of the chassis structure. Design constraints are specified through the sensitivity analysis using a bump-crossing simulation. The objective function is defined as the joint reaction forces of the damper connection joints of the chassis structure. Sequential Quadratic Programming(SQP) and Genetic Algorithms(GA) are used for this study. According to this research, GA of VisualDOC program better results than SQP of ADAMS program

for this design purpose.

목 차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구 배경 및 목적	1
1.2 연구 방법 및 내용	3
제 2 장 동역학 및 최적설계 프로그램	5
제 3 장 차량 동역학 모델	10
3.1 전륜 현가장치 모델링	10
3.2 후륜 현가장치 모델링	17
3.2.1 토션빔 모드해석	17
3.2.2 탄성체 모델링	23
3.3 전 차량 모델	28
제 4 장 후륜 현가장치 특성 최적설계	31
4.1 최적설계 이론	31
4.2 탄성 기구학적 특성 해석	38
4.3 최적 설계문제의 정식화	43
4.4 최적설계	49
4.5 이중 차선 변경을 통한 결과검증	57

제 5 장 후륜 댐퍼의 반력 최적설계	61
5.1 범프 시뮬레이션	61
5.2 민감도 해석	68
5.3 최적설계 문제의 정식화	72
5.4 최적설계	76
5.5 옹덩이 시뮬레이션을 통한 결과검증	84
 제 6 장 결 론	 87
 참고문헌	 89

List of Table

Table 3.1 Front suspension's parts and mass	11
Table 3.2 Degrees of freedom of front suspension model	12
Table 3.3 Element type and property	18
Table 3.4 Natural frequency of torsion-beam	21
Table 3.5 Rear suspension's parts and mass	25
Table 3.6 Degrees of freedom of rear suspension model	26
Table 4.1 Characteristic of genetic algorithm	34
Table 4.2 Value, range of design variables - K&C analysis	48
Table 4.3 Optimal values of design variables - K&C analysis	52
Table 5.1 Value, range of design variables - Damper location ...	75
Table 5.2 Stopping criteria	76
Table 5.3 Optimal values of design variables - Damper location	77

List of Figure

Fig. 2.1 ADAMS menu at command window	7
Fig. 2.2 Interface script definition dialog for input and output values	8
Fig. 2.3 Optimization flow chart	9
Fig. 3.1 Front suspension model	11
Fig. 3.2 Damping force curve - Front suspension	13
Fig. 3.3 Inputs and output of the UA-Tire model	15
Fig. 3.4 Torsion-beam FEM Model	18
Fig. 3.5 Superelement description	19
Fig. 3.6 Normal mode of torsion-beam with free-free condition	20
Fig. 3.7 Normal mode of torsion-beam with constrained condition with ADAMS	22
Fig. 3.8 Rear suspension model	24
Fig. 3.9 Damping force curve - rear suspension	27
Fig. 3.10 Steering system	28
Fig. 3.11 Stabilizer bar	29
Fig. 3.12 ADAMS full car model	30
Fig. 4.1 Flow chart of genetic algorithm	35
Fig. 4.2 Description of kinematic and compliance analysis	40
Fig. 4.3 Calculation of suspension characteristics	42

Fig. 4.4 Torsion-beam location	44
Fig. 4.5 Optimization flow chart using VisualDOC and ADAMS	49
Fig. 4.6 History of objective function - K&C analysis	51
Fig. 4.7 Camber angle after optimum design	53
Fig. 4.8 Toe angle after optimum design	54
Fig. 4.9 Suspension roll rate after optimum design	54
Fig. 4.10 Roll center height after optimum design	55
Fig. 4.11 Torsion-beam location after optimum design	56
Fig. 4.12 Double lane change test course	57
Fig. 4.13 Lateral acceleration during double lane change simulation	58
Fig. 4.14 Roll angle during double lane change simulation	59
Fig. 4.15 Yaw angle during double lane change simulation	59
Fig. 4.16 Yaw rate during double lane change simulation	60
Fig. 5.1 Full car model which considers the mass	62
Fig. 5.2 Bump description	62
Fig. 5.3 Vertical displacement of the center of chassis with bump simulation	63
Fig. 5.4 Vertical acceleration of the center of chassis with bump simulation	64
Fig. 5.5 Local coordinates for joint part	65
Fig. 5.6 Reaction force with bump simulation - x direction	66

Fig. 5.7 Reaction force with bump simulation - y direction	66
Fig. 5.8 Reaction force with bump simulation - z direction	67
Fig. 5.9 Sensitivity analysis	71
Fig. 5.10 Damper's location and design variables	72
Fig. 5.11 Optimization flow chart using ADAMS	77
Fig. 5.12 Optimum location of damper	78
Fig. 5.13 History of object function using SQP of ADAMS	79
Fig. 5.14 History of object function using GA of VisualDOC	81
Fig. 5.15 Change of reaction forces after optimum design	82
Fig. 5.16 Pothole description	84
Fig. 5.17 Change of reaction forces after pothole simulation	85

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경 및 목적

현가장치는 차량의 중량을 지탱하는 역할을 할 뿐 아니라 승차감 및 주행 안정성을 결정하는 중요한 기능을 담당한다. 현가장치는 장착 설계점, 감쇠 계수, 스프링 상수, 각 부품들의 질량과 같은 설계 변수들로 이루어져 있다. 여러 개의 파라미터들로 구성된 현가장치의 성능을 해석하고 예측하기 위해 최근에 ADAMS[1]와 DADS 같은 범용 다물체 동역학 해석 프로그램을 이용한 방법이 보편화 되어 있다.

컴퓨터를 이용한 현가장치 해석 기법은 주어진 현가장치에 대한 성능의 예측에 주안점을 둔다. 하지만 성능을 향상시키기 위해서는 어떤 방향으로 설계를 개선해야 하는지에 대한 해답을 제공하지 못하고 있다. 설계자의 입장에서 주어진 설계변수들이 현가장치의 성능에 미치는 영향을 수치적으로 파악할 수 있는 수단이 있다면 이는 동역학 시뮬레이션 기법과 더불어 대단히 유용한 설계 도구가 될 수 있을 것이다.

예를 들어, 현가장치의 성능은 현가장치의 종류에 따른 하드 포인트(hard point)의 위치 및 부상에 의한 컴플라이언스(compliance)에 의해 특성이 정해지지만, 원하는 성능을 얻기 위해서 변화 시켜야 할 하드 포인트의 선정이 어렵고, 또한 여러 가지의 차량 특성을 동시에 향상시키는 설계를 얻기 위해서는 많은 설계 변수가 있을 수

있다. 이러한 많은 설계 변수들 중에 설계자가 원하는 최적의 목표 값을 얻기 위해서는 많은 시간과 노력이 요구된다. 따라서 동역학 해석 기법과 더불어 최적 설계를 이에 적용하면 보다 효율적으로 현 가장치를 설계할 수 있을 것이다.

현가장치 설계 최적화에 대한 연구가 많이 진행되어 왔다. 탁 [2-4]은 현가장치의 운동방정식을 세워 민감도 해석을 행한 후 이 식을 이용한 이론적인 최적설계 방법을 제시하였다. 황[5]은 승차감 지수와 조정 안정성 지수의 최적화를 위해 수정 가능 방법을 이용하였다. 김 등[6][7][8]은 차량의 동특성의 평가를 다구찌 방법, 실험계 획법, 유전 알고리즘을 적용하여 최적화를 수행하였다. 이상의 연구들을 살펴보면 동역학 해석기법과 최적설계 알고리즘에 익숙하지 못한 사용자가 접근하기에는 다소 어려운 측면이 있다. 최근에 발표된 논문에 의하면 최[9-10]는 ADAMS와 외부 최적화 모듈인 EMDIOS 프로그램을 GUI 환경에서 연결하여 근사최적화 방법, 확정론적 최적설계를 하였다.

본 논문에서는 ADAMS를 이용하여 연구대상 차량을 모델링 하고, 차량의 동특성을 구하였다. 최적설계는 최적화 프로그램인 VisualDOC[18]를 ADAMS와 연계시켜 VisualDOC 프로그램 안에서 설계 정보를 변경하여 반복적으로 실행되도록 하였다. 따라서 본 연구의 목적은 최적설계에 익숙하지 못한 사용자로 하여금 동역학 해석과 최적설계를 쉽게 활용할 수 있는 방법을 개발하는 데 있다.

1.2 연구 방법 및 내용

본 논문에서는 후륜의 토션빔 현가장치 타입을 적용한 다목적 차량(Multi Purpose Vehicle : MPV)을 연구 대상으로 하였다. MPV차량의 모델링 및 동특성 해석과 최적설계에 관한 방법을 제시하고자 한다. MPV차량의 전 차량 모델링을 다물체 동역학 해석 프로그램 ADAMS를 이용하여 모델링 하였다. 전 차량 모델에는 전륜 현가장치, 후륜 현가장치, 스테빌라이저 바(stabilizer bar) 및 조향장치(steering system) 모델링이 포함되어 있다. 후륜의 토션빔 현가장치는 강체와 탄성체 두 가지 모델로 구성하였다. 본 논문에서는 후륜 현가장치의 탄성 기구학적 특성을 개선하는 최적설계, 후륜 현가장치의 댐퍼에 작용하는 반력을 최소화하는 최적설계를 각각의 경우에 대해서 실행하였다.

후륜의 토션빔 현가장치의 탄성 기구학적 특성 해석을 하기 위한 방법으로 롤 모드 해석을 하였다. 롤 모드 해석 방법은 좌측 휠 센터에 리바운드 입력과 우측 휠 센터에 범프 입력을 가한 상태에서 좌우 휠이 역 위상으로 움직이도록 하는 시뮬레이션 방법이다. 현가장치 특성값 중에서 캠버각을 제한조건 내에서 최소값을 만족하도록 최적설계를 하였다. 설계변수는 토션빔과 트레일링 암이 연결된 하드 포인트로 하였다. 최적설계는 최적화 프로그램인 VisualDOC를 ADAMS/Car[1]와 연계시켜 외부에서 설계 정보를 변경하여 반복적으로 실행되도록 하였다. 최적설계 알고리즘으로는 VisualDOC에 내장된 유전 알고리즘(Genetic Algorithm : GA)를 적용하였다. 이중 차선 변경 시뮬레이션을 최적설계 전과 후를 비교하여 최적설계의 타당성

을 검토하였다.

노면으로부터 충격하중을 구현하기 위해 본 연구에서는 다음과 같이 두 가지의 가상 노면을 적용하였다.

- 높이 150 mm, 폭 1200 mm 인 범프(bump) 노면
- 높이 -150 mm, 폭 1200 mm인 웅덩이(pothole) 노면

최적화의 방법은 범프 노면에서의 시뮬레이션을 한 후 후륜 현가 댐퍼와 트레일링 암을 연결하는 조인트에 작용하는 반력을 최소화하는 최적설계를 하였다. 최적설계 알고리즘은 ADAMS의 순차 2차계획법(Sequential Quadratic Programming : SQP)과 VisualDOC의 유전 알고리즘을 각각 적용하여 결과값을 비교하였다. 최적설계 시 제약조건은 후륜 현가장치의 댐퍼가 현재 상태의 장착 길이에서 $\pm 10\text{mm}$ 내에서 변화하는 것과 댐퍼의 성능이 일정 수준 이상을 만족하도록 설정하였다. 최적설계는 VisualDOC에 ADAMS/View 입력파일과 결과파일을 연계시켜 외부에서 설계 정보를 변경하여 반복적으로 실행되도록 하였다. 범프 노면에서 최적설계 된 설계변수를 웅덩이 노면을 주행하여 웅덩이 노면에서도 반력이 줄어드는 것을 확인하여 최적설계의 타당성을 검토하였다.

제 2 장 동역학 및 최적설계 프로그램

ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)의 다물체 동역학 해석은 대 변위를 갖는 운동에서 조인트에 의해 연결된 부품의 거동, 즉 시간변화에 따른 각 부품의 위치, 속도, 가속도, 조인트의 반력 뿐 만 아니라 시스템의 고유 진동수, 모드 형상, 상태 공간 행렬 등의 정보도 얻을 수 있다. 여기에는 기계 시스템의 기구학(kinematic), 정적(static), 준정적(quasi-static) 해석 뿐 아니라 선형, 비선형 동역학 해석이 포함된다. 사용자는 기계 부품의 기하학적 형상, 질량, 구속조건, 제어 로직, 초기조건 등 해석을 위한 입력 데이터만 입력하면 된다[1][11].

VisualDOC는 ADAMS와 같은 사용자의 해석 프로그램을 VisualDOC와 연결하여 최적설계를 가능하게 하는 소프트웨어다. VisualDOC는 최적설계의 주 알고리즘을 포함하고 있는 DOT와 사용자의 해석 프로그램을 편리하게 연결시킬 수 있으며 DOT에서 필요한 입력 자료를 프로그램화하지 않고 GUI 환경에서 입력과 수정이 가능한 프로그램이다. VisualDOC에서 제공하는 최적설계 알고리즘으로 미분 기반의 최적설계 알고리즘, 실험계획법, 전역 최적설계 알고리즘 등이 내포되어있다[12]. 이와 같이 VisualDOC의 다양한 최적설계 알고리즘을 사용하여 ADAMS에서 모델링 한 기계시스템을 최적설계가 가능하도록 연계하면 아주 유용한 설계 도구가 될 것이다.

VisualDOC는 외부 프로그램 및 데이터와 상호작용 할 수 있도록 응용 프로그램 인터페이스(application program interface)를 제공한다. VisualDOC는 내부에 VisualScript 라는 인터페이스 프로그램을 삽입함으로서 해석 프로그램의 개수에 전혀 구애받지 않고 사용가능할 뿐 아니라 응답(response)으로 설정할 수 있는 결과파일의 개수도 구속 받지 않는다. VisualDOC와 상호연결이 가능한 프로그램은 다음과 같다.

- Excel 프로그램과 연동하여 최적설계를 할 수 있다.
- MATLAB의 m-file과 연동하여 최적설계가 가능하다.
- 해석 프로그램의 입력 파일이 ASCII 코드로 작성되어있으면 어떤 프로그램과도 연결이 가능하다.

VisualDOC를 ADAMS와 연계시켜 VisualDOC에서 설계 정보를 변경하여 반복적으로 해석이 가능하도록 하기 위해서 ADAMS는 운영체제의 명령입력창(command window)에서 실행되어야 한다. Fig. 2.1에 명령입력창에서 ADAMS가 실행가능 한 메뉴를 나타내었다.

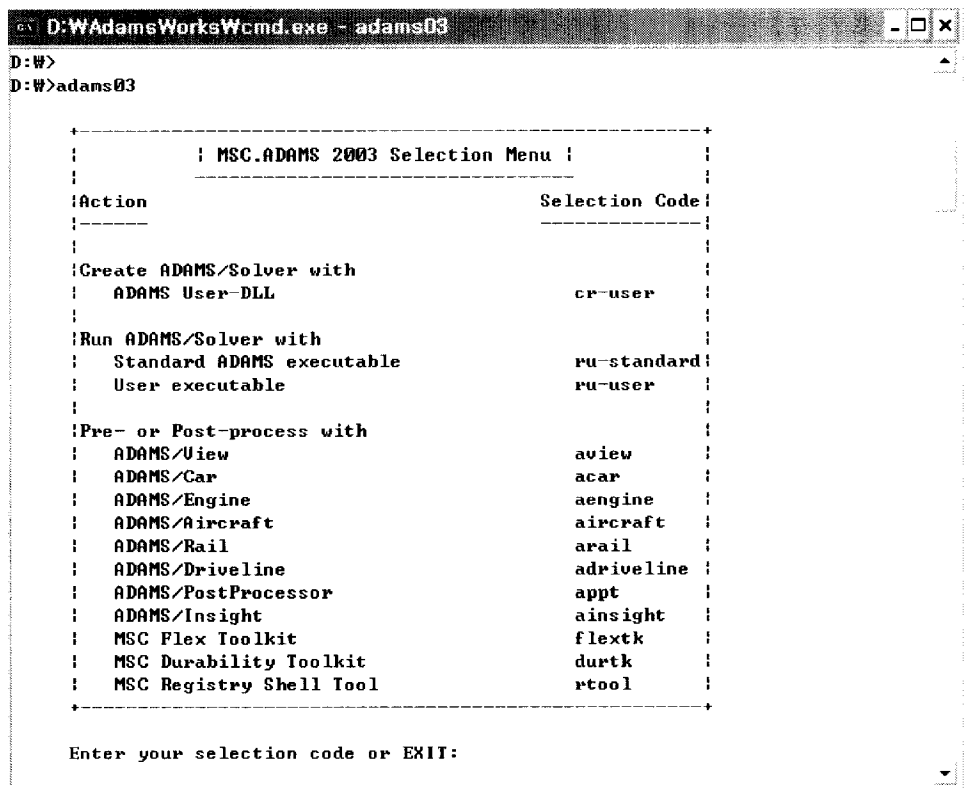


Fig. 2.1 ADAMS menu at command window

VisualDOC에서는 ADAMS의 입력데이터를 이용하여 설계변수를 정의할 수 있다. 이 때 사용되는 ADAMS의 입력데이터는 *.cmd 파일이나 *.sub 파일과 같은 ASCII 코드로 작성된 파일을 예로 들 수 있다. 목적함수나 제약조건은 ADAMS의 결과 파일에서 지정 가능하다. 본 연구에서 사용한 ADAMS의 결과 파일은 *.out, *.txt 파일을 이용하였다. 이 외에도 다른 결과 파일도 VisualDOC에서는 사용 가능하다. VisualDOC의 VisualScript에서 ADAMS 입출력 데이터를 이용하여 설계변수와 목적함수를 Fig. 2.2와 같이 선택한다.

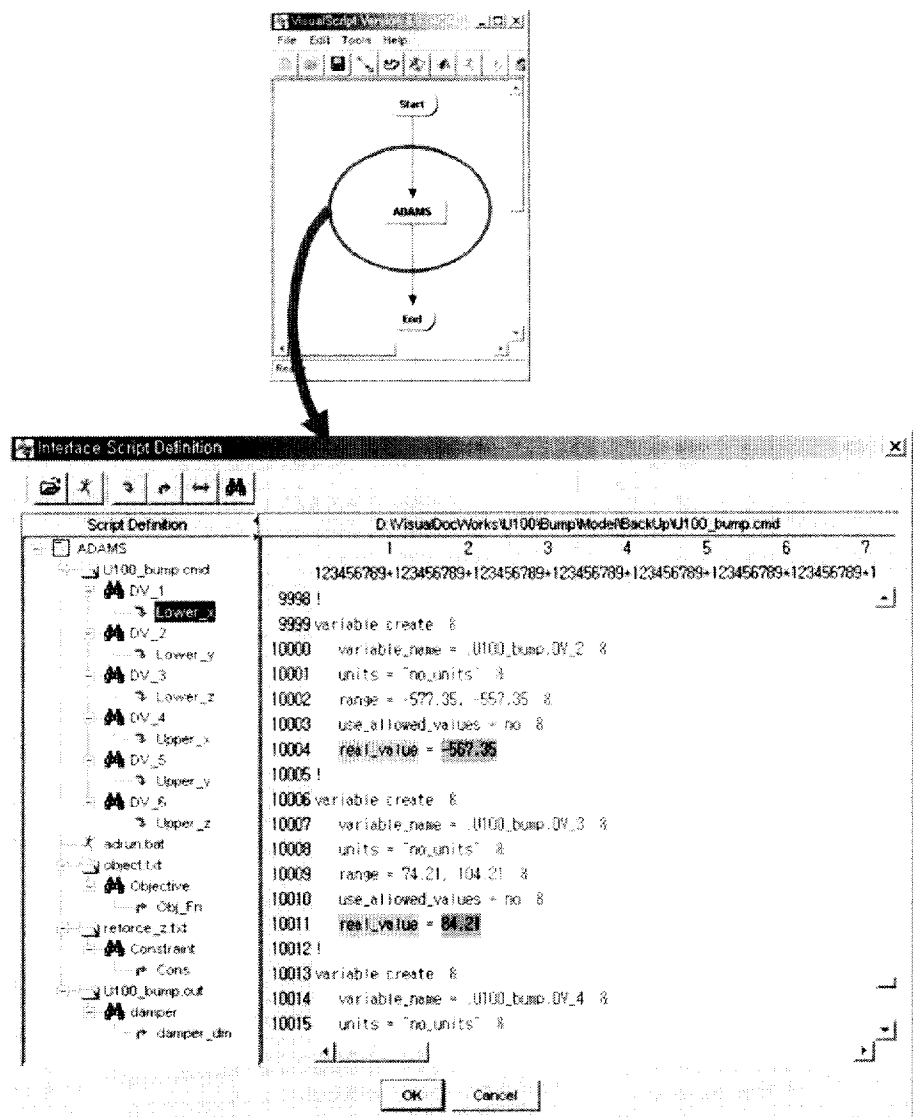


Fig. 2.2 Interface script definition dialog for input and output values

VisualDOC에서 설계변수, 목적함수, 제약조건이 설정되었으면 설계 목적에 적합한 알고리즘을 선택하여 최적설계를 수행한다. 최적설계 결과를 평가하여 최적의 파라미터 값을 선택한다. 이와 같은 일련의 과정을 Fig. 2.3에 도시하였다.

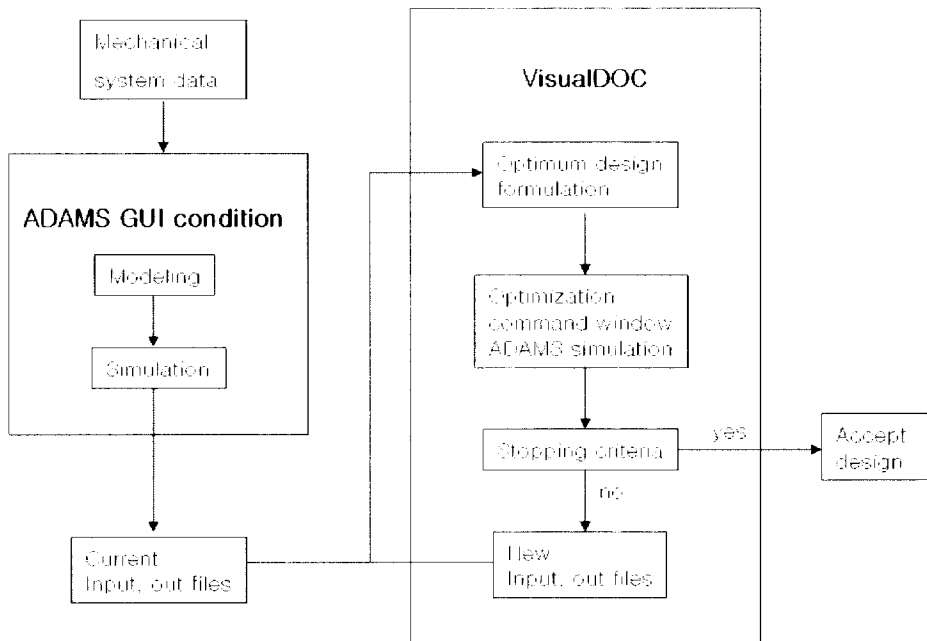


Fig. 2.3 Optimization flow chart

제 3 장 차량 동역학 모델

3.1 전륜 현가장치 모델링

본 논문에서 연구 대상으로 하는 차량의 전륜 현가장치는 맥퍼슨 스트럿(McPherson strut) 타입이다. 맥퍼슨 스트럿 타입은 구조가 간단하고 구성부품이 적고 정비가 용이하며 스프링 아래 부품의 무게를 가볍게 할 수 있고, 타이어의 접지력 및 승차감이 좋아 현재 널리 사용되는 형식이다.

현가장치를 모델링 하기 위해서는 각각의 부품에 대한 하드 포인트(hard point)가 필요하다. 하드 포인트는 모델링에 있어서 기본적인 위치 정보를 담고 있는 요소이기 때문이다. 실제 설계에서도 중요한 위치를 나타내는 가상의 점을 관리한다. 현가모듈을 모델링 하기 위한 소프트웨어로 MSC/ADAMS를 사용하였다. ADAMS로 모델링 할 때에 조인트의 위치 또는 방향을 나타내기 위해 가장 적합한 하드 포인트를 적극 활용하는 것이 좋다[1][13]. 본 연구에서는 CATIA로 현가장치를 모델링하고 하드 포인트를 얻었다. 모델링은 강체요소, 힘요소, 조인트 요소 및 구속 요소로 모델링을 하였다. 강체요소로 로어콘트롤암(lower control arm), 너클(knuckle), 타이로드(tie rod), 댐퍼의 로드(rod) 및 스트럿(strut), 허브(hub) 등으로 구성하였다. 이들 강체들은 조인트 요소를 이용하여 상호 구속하였다. Fig. 3.1은 맥퍼슨 타입 현가장치의 기구학적 모델을 나타낸다. Table 3.1에 전륜 현가장치의 강체요소와 질량을 나타내었다.

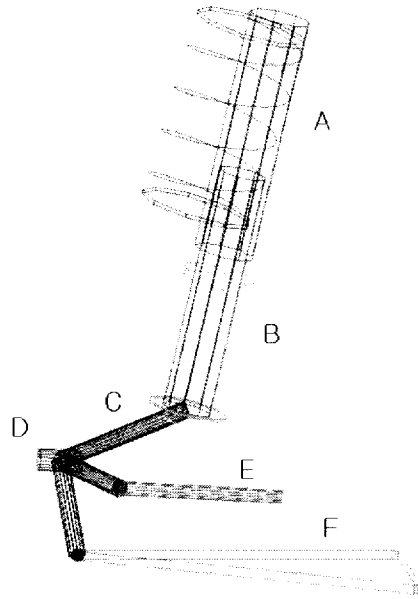


Fig. 3.1 Front suspension model

Table 3.1 Front suspension's parts and mass

	Parts	Mass (kg)
A	Rod	0.4136
B	Strut	3.0063
C	Knuckle	2.1792
D	Hub	0.1028
E	Tie rod	0.1179
F	Lower control arm	11.1576

전륜 현가장치 모델링에 23개의 강체 요소를 사용하였고, 25개의 조인트, 2개의 스프링과 댐퍼, 좌 우 양쪽의 타이어를 포함하여 모델링 하였다. 모델의 전체 자유도를 Table 3.2에 정리하였고, 계산 결과 4 자유도 모델이다.

Table 3.2 Degrees of freedom of front suspension model

Number of coordinates	138
Number of bodies	23
Number of constraints	-134
Cylindrical joint	$3 \times (-4) = -12$
Revolute joint	$4 \times (-5) = -20$
Spherical joint	$4 \times (-3) = -12$
Convel joint	$2 \times (-4) = -8$
Fixed joint	$12 \times (-6) = -72$
Hook joint	$2 \times (-4) = -8$
Inplane joint	$1 \times (-1) = -1$
Driver constraint	-1
DOF	$138 - 134 = 4$

댐퍼는 일반적으로 힘에 대한 속도의 특성이 비선형성을 가진다. ADAMS에서 모델링 할 때에는 두 가지의 방법이 이용된 첫 번째는 힘 대 속도 특성을 선형으로 간주하고 감쇠계수 c 값을 입력하는 방법이다. 두 번째 방법은 감쇠계수 c 값을 힘에 대한 속도 특성 데이터를 곡선접합(curve fitting)해서 입력하는 방법이다. 두 번째 방법이 댐퍼의 비선형성을 잘 표현하므로 두 번째 방법이 주로 사용된다[1][13]. 본 연구에서는 두 번째 방법을 사용하여 댐퍼를 모델링하였다. Fig. 3.2는 전륜 현가장치에 적용한 댐퍼의 힘 대 속도 특성을 나타낸다. 예를 들어 댐퍼가 연결된 차체(chassis)와 너클의 상대 속도 차이가 520mm/s이면 댐퍼에서 발생하는 힘은 1060N이 된다.

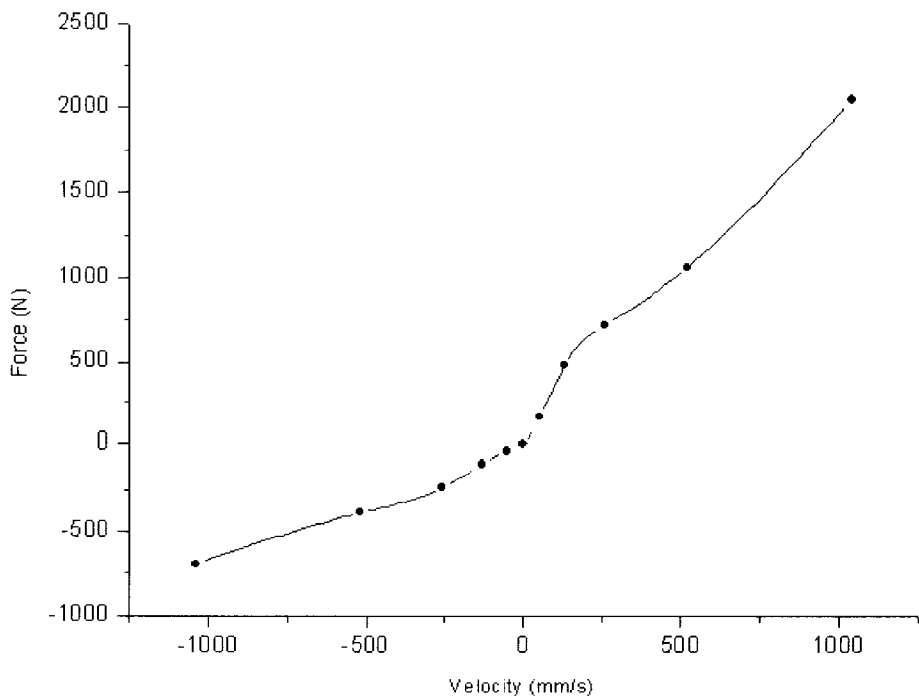


Fig. 3.2 Damping force curve - Front suspension

본 논문에서 동역학 해석에 선형 스프링 모델을 사용하였다. 스프링은 두 물체사이의 힘-변위에 관계된 힘 요소 모델이다. 선형 스프링은 비선형 스프링과 달리 하나의 스프링 상수를 갖는 모델이다. ADAMS로 동역학 해석을 수행할 때 스프링에서 발생된 힘은 다음과 같은 식으로 계산된다[1][11].

$$F = k \cdot (l_o - l_m) \quad (3-1)$$

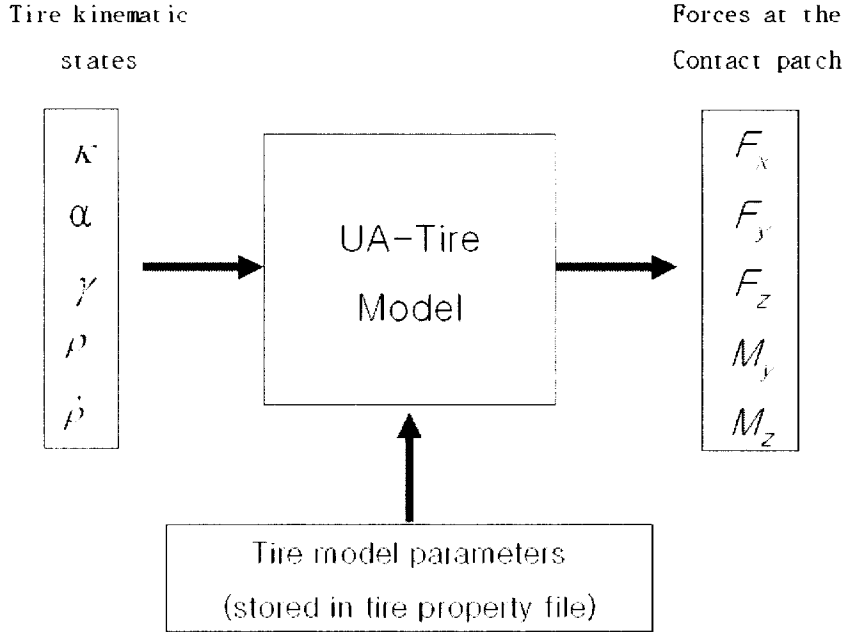
$$l_o = l_f - l_r + l_d \quad (3-2)$$

여기서 k 는 스프링 상수, l_m 은 두 물체 사이의 길이의 크기값, l_f 는 자유길이, l_r 는 장착길이, l_d 는 초기길이 이다.

본 연구에서 전륜 현가장치에 스프링 상수로 19N/mm, 자유길이 313mm, 장착길이 221mm를 적용하여 스프링을 모델링 하였다.

동역학 해석 모델에 타이어는 UA(University of Arizona) 타이어를 사용하였다. UA 타이어 모델은 Nikraves와 Gim이 Arizona 대학에서 개발한 타이어 모델로써 비교적 간단한 파라미터 구조로 되어있다. 실제 타이어에 근접한 해석 결과를 도출하고, 단순한 Fiala 타이어 모델보다 항상 더 나은 결과를 제공하기 때문에 동역학 해석에 많이 쓰이는 모델이다. UA 타이어는 타이어와 차체가 연결된 기구학적인 상태에서 타이어와 노면이 접하는 지점에서 힘과 모멘트를 계산한다[1].

Fig. 3.3에 UA 타이어의 입력 값과 출력 값의 관계를 나타내었다.



κ : longitudinal slip α : side slip γ : camber angle

ρ : tire deflection $\dot{\rho}$: deflection velocity

F_x : longitudinal force F_y : lateral force F_z : normal force

M_y : rolling resistance moment M_z : self aligning moment

Fig. 3.3 Inputs and output of the UA-Tire model

예를 들어 동역학 해석에서 차량이 범프를 통과할 때 UA 타이어는 다음과 같이 수직방향의 힘을 계산한다.

$$F_z = k_z + c_z \rho \quad (3-3)$$

여기서 k_z 는 수직방향의 스프링 상수이고, c_z 는 감쇠 계수이다.

3.2 후륜 현가장치 모델링

3.2.1 토션빔 모드해석

현재 동역학 해석의 범위는 강체의 해석 뿐만 아니라 탄성체에 대한 해석까지 포함시키는 것이 일반화되고 있으며, 탄성체에 대한 해석에서는 선형 영역과 비선형(nonlinear effect) 영역까지 포함한 탄성체 해석까지 그 범위가 넓혀지고 있다. 따라서 탄성체로 고려한 현가 모듈에 대한 해석은 실제 현상과 보다 더 근접한 결과를 제공한다. 해석 대상물의 탄성효과(flexible effect)를 고려한 해석을 하기 위해서 해석 대상에 대한 정규모드(normal mode) 해석이 먼저 이루어져야 하고, 모드해석 결과 파일을 이용하여 동역학 해석에 필요한 입력 파일을 생성해야 한다. 정규모드 해석은 MSC Patran과 Nastran을 이용하였다.

모드 해석을 통하여 구조물의 고유 진동수를 구하고 동적 해석에 이용할 기초 자료를 얻는다. 구조물은 그 구조물이 갖고 있는 고유 진동수와 고유 모드 형상에 따라 거동 특성이 달라질 수 있고, 어떤 구조물의 질량과 강성 특성은 그 구조물에 대한 고유 진동수에 직접 관련되어 있으므로 그 구조물에 대한 질량이나 강성 특성을 변경하면 고유 진동수를 변경할 수 있다. 각 고유 모드 형상은 각각 고유한 것이고, 한 개의 모드 형상을 다른 모드들의 선형 조합으로 얻어낼 수 없는 고유 모드의 직교성을 갖고 있으며, 모드 형상은 변위의 상대적인 양으로 표현된다.

토션빔의 유한요소 모델은 Shell 요소인 Quad 4를 이용하였다.

토션빔을 좌우의 트레일링 암에 부착하기 위하여 토션빔의 좌우를 하나의 노드(node)로 모아서 모델링 하였다. 토션빔의 탄성체 모델은 Fig. 3.4와 같다. 토션빔의 요소유형과 물성치는 Table 3.3에 나타내었다.

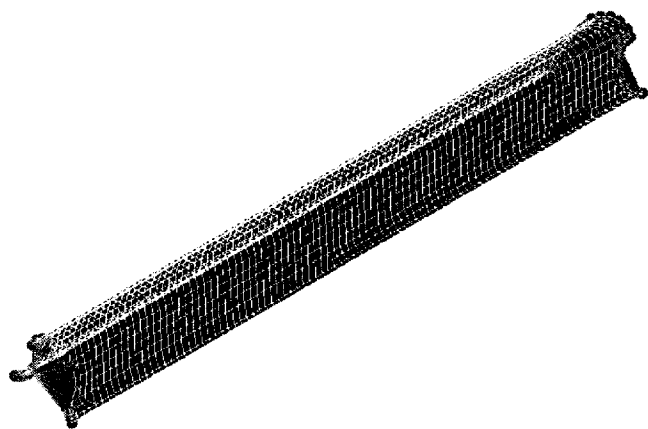


Fig. 3.4 Torsion-beam FEM Model

Table 3.3 Element type and property

Element type	Element number	Node number
Quad 4	1619	1726
Property	Elastic modulus (E)	203.7 (GPa)
	Poisson's ratio (ν)	0.3
	Density (ρ)	$7.8\text{e-}9$ ($\text{N} \cdot \text{s}^2/\text{mm}$)
	Thickness (t)	4.5 (mm)

토션빔의 정규모드해석은 Nastran의 Super-element 기법을 활용하였다[1][14]. Super-element 기법은 구속모드(constraint mode)와 정규모드를 동시에 고려하여 모델링 하는 기법이다. Fig. 3.5에 Super-element 기법의 개략적인 특징을 나타내었다. Fig. 3.5에서 보는 바와 같이 구속모드에는 외부와 연결되는 노드가 있고, 이 노드는 다른 부품을 연결할 때 사용된다. 정규모드(normal mode)에는 고유진동수와 같은 해석 결과 부분이 입력된다. 동역학 해석에서 이 구속모드에 있는 노드에 조인트와 같은 구속조건을 가하게 된다. Super-element 기법을 이용함으로써 정규모드 해석시 구속조건을 free-free로 할 수 있었다.

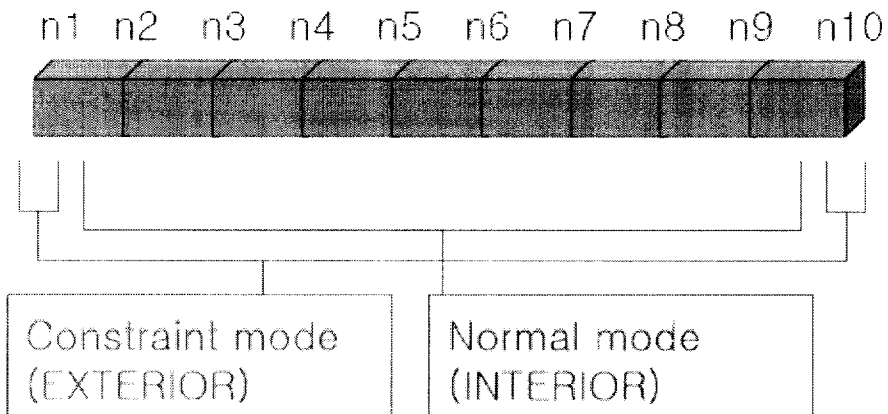


Fig. 3.5 Superelement description

구속조건을 free-free로 하여 정규모드 해석한 결과를 Fig. 3.6에 도시하였다. Fig. 3.6에 보이는 모드해석 결과는 구속조건을 free-free 하였기 때문에 실제 결과와는 다른 모드 유형을 나타내고 있다.

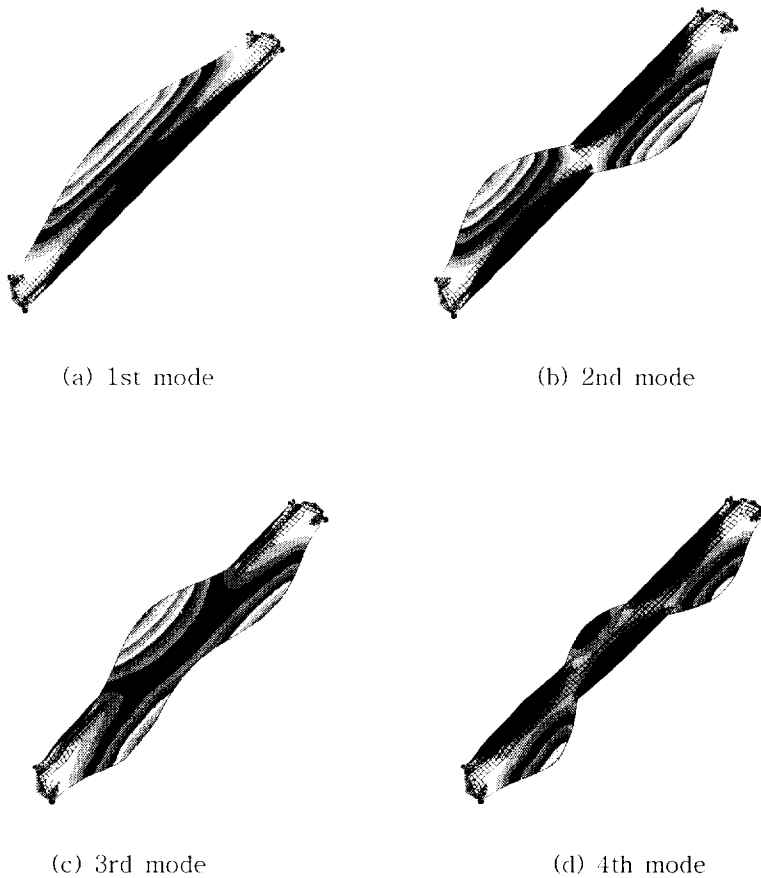
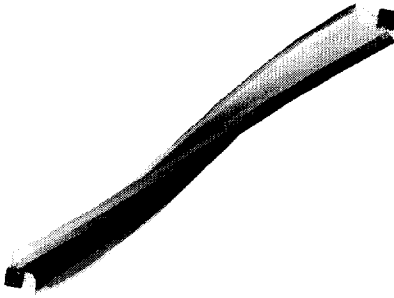


Fig. 3.6 Normal mode of torsion-beam with free-free condition

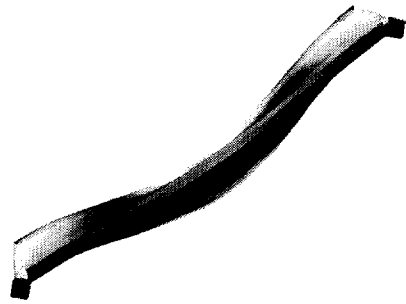
Superelement 기법을 이용한 정규모드 해석을 이용하여 동역학 해석에서 필요한 MNF(Modal Neutral File) 파일을 만들었다. MNF 파일에는 해당 부품의 해석결과와 모드행렬(modal matrix)이 존재한다. 동역학 해석 프로그램인 ADAMS에서 토션빔의 MNF 파일을 읽어들이고 구속조건을 준 뒤, 토션빔의 모드형상을 Fig. 3.7에 도시하였다. 1차 모드인 굽힘 모드(torsional mode)가 100.24Hz로 지배적인 모드가 된다. Table 3.4에 토션빔의 고유진동수와 모드를 나타내었다.

Table 3.4 Natural frequency of torsion-beam

Mode	Frequency (Hz)	Remarks
1st mode	100.24	Torsional
2nd mode	145.19	Lateral bending
3rd mode	283.2	2nd lateral bending
4th mode	370.31	Vertical bending



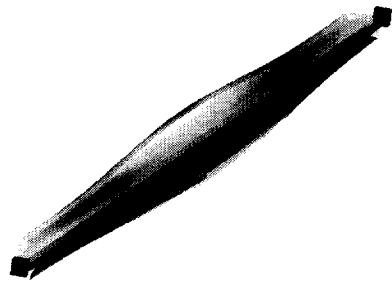
(a) 1st mode



(b) 2nd mode



(c) 3rd mode



(d) 4th mode

Fig. 3.7 Normal mode of torsion-beam with constrained condition with ADAMS

3.2.2 탄성체 모델링

토션빔 후륜 현가장치는 단순한 구조와 낮은 원가의 장점으로 인해 소형 차량을 중심으로 국내외적으로 후륜 현가장치에 적용이 증가하고 있는 추세이다. 최근에는 국내 자동차 시장에서 MPV 차량이 급증하면서, 뒷 좌석과 트렁크의 공간을 효율적으로 구성하기 위해서 토션빔 현가장치의 적용이 증가하고 있다. 토션빔 후륜 현가장치는 간단한 구조로 구성되어 설계자유도는 작지만 독립적인 설계인자를 가지고 있기 때문에 효율적인 설계 및 개발에 의한 차량의 동특성을 개선할 수 있는 장점이 있다[15][16].

토션빔 후륜 현가장치는 좌측과 우측의 트레일링 암(trailing arm)에 토션빔(torsion-beam)이 연결된다. 토션빔은 롤 운동시 비틀림 하중이 작용하며 이에 따른 반력은 차량의 롤 강성(roll stiffness)으로 나타난다. 토션빔은 보통 U, V 단면을 사용하며 그 속에 스테빌라이저 바(stabilizer bar)를 설치하여 추가적인 롤(roll) 강성을 얻는다. 스테빌라이저 바와 토션빔은 롤 제어라는 같은 기능을 하기 때문에 최근에는 원가 절감을 위하여 스테빌라이저 바를 장착하지 않는 차량이 생산되고 있다 [17]. 토션빔은 롤 운동을 제어하기 위해 선형 변형을 한다. 토션빔의 전단중심(shear center)은 운동의 순간중심이 되어 후륜 롤 축(roll axis)을 형성하므로 토션빔의 탄성학적인 거동에 의해 후륜 현가장치의 특성이 결정된다[18][19].

토션빔 후륜 현가장치는 전륜 현가장치 모델링과 같은 방식으로 강체요소, 힘요소, 조인트 요소 및 구속 요소로 모델링을 하였다. 강체요소는 댐퍼의 로드 및 스트럿, 토션빔, 트레일링 암, 스프링 시

트(spring seat), 스펀들(spindle), 허브(hub)를 사용하여 모델링 하였다. 이들 강체요소들은 조인트를 사용하여 모델링 하였고, 트레일링 암과 차체는 부싱을 사용하여 연결하였다. Fig. 3.8에 토션빔 현가장치의 기구학적 모델을 도시하였다. Table 3.5에 후륜 토션빔 현가장치의 강체요소와 질량을 나타내었다.

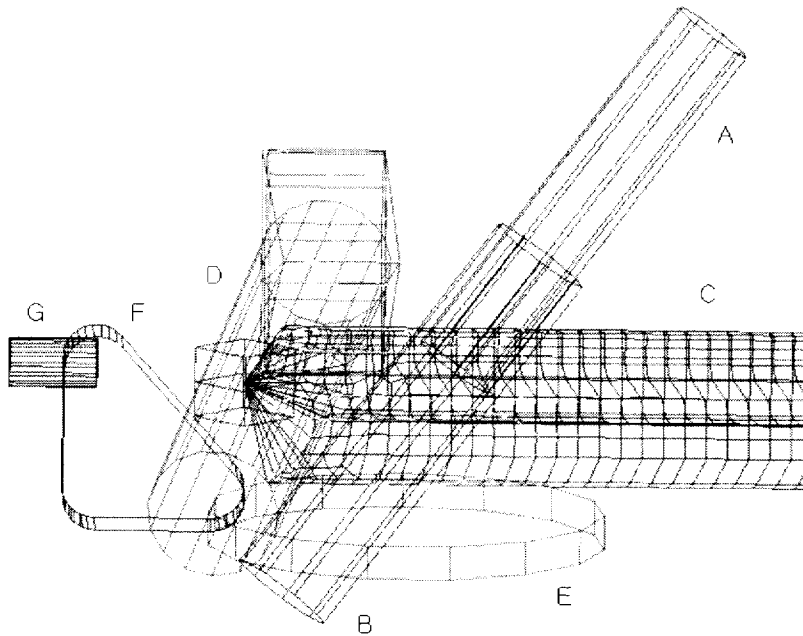


Fig. 3.8 Rear suspension model

Table 3.5 Rear suspension's parts and mass

	Parts	Mass (kg)
A	Rod	0.2164
B	Strut	0.3027
C	Torsion-beam	8.0260
D	Trailing arm	2.5724
E	Spring seat	1.3881
F	Spindle	1.3840
G	Hub	1.1028

후륜 현가장치는 21개의 강체 요소를 사용하였고, 23개의 조인트, 2개의 스프링과 댐퍼, 2개의 부싱요소, 좌 우 양쪽의 타이어를 포함하여 모델링 하였다. 모델의 전체 자유도는 Table 3.6에 정리한 바와 같이 8 자유도 모델이다. 토션빔의 탄성효과로 인한 자유도는 계산에서 제외하였다. 타이어 모델은 UA 타이어를 사용하여 모델링 하였다.

Table 3.6 Degrees of freedom of rear suspension model

Number of coordinates	126
Number of bodies	21
Number of constraints	-118
Cylindrical joint	$3 \times (-4) = -12$
Revolute joint	$2 \times (-5) = -10$
Fixed joint	$13 \times (-6) = -78$
Hook joint	$4 \times (-4) = -16$
Inplane joint	$1 \times (-1) = -1$
Driver constraint	-1
DOF	$126 - 118 = 8$

후륜 현가장치에서 댐퍼의 모델링은 전륜에서와 마찬가지로 힘에 대한 속도 특성을 곡선접합해서 이용하였다. 스프링은 선형 스프링을 사용하였다. 본 연구에서 후륜 현가장치에 스프링 상수로 38N/mm, 자유길이 313mm, 장착길이 219mm를 적용하여 스프링을 모델링 하였다. Fig. 3.9는 후륜 현가장치에서 사용된 댐퍼의 힘에 대한 속도 특성을 나타낸다.

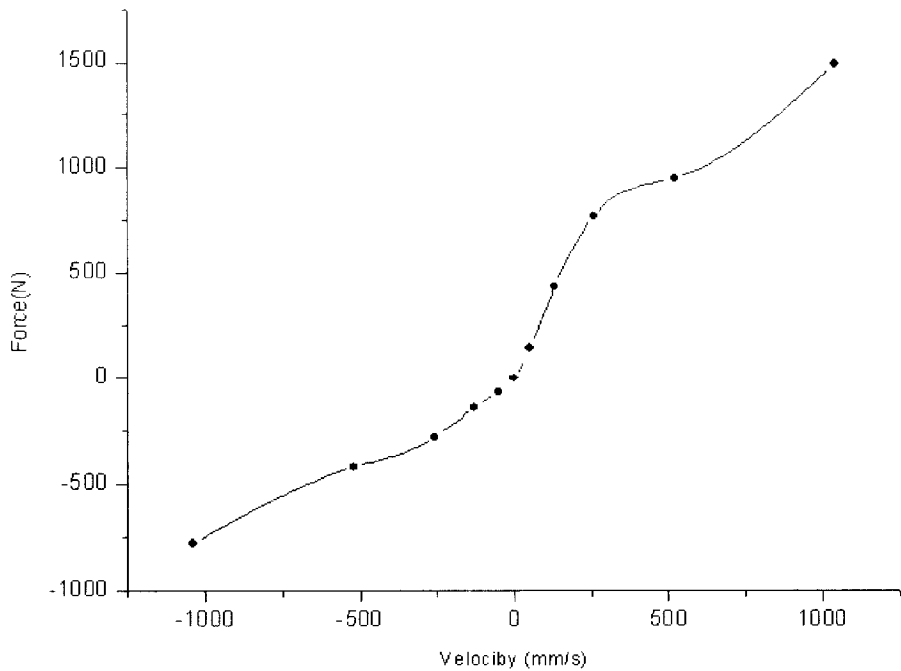


Fig. 3.9 Damping force curve – rear suspension

동역학 해석에 사용된 부싱모델은 켈빈보이트(Kelvin-Voight) 모형으로써 부싱을 3방향의 선형 스프링-댐퍼와 3방향의 회전스프링-댐퍼의 선형조합으로 표현하고 있다. 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS에서는 부싱을 힙 요소로 제공하고 있으며, 선형강성요소와 선형 점성 감쇠 요소로 세 방향의 병진방향과 세 방향의 회전방향에 대해 선형조합으로 표현하였다.

3.3 전 차량 모델링

앞 장에서 모델링 한 전륜 현가장치와 후륜 현가장치 모델링 외에 전 차량 모델링을 하기 위해서 필요한 부분으로는 조향장치 모델과 스테빌라이저 바(stabilizer bar)가 있다. 본 논문에서 사용한 조향장치 모델은 현재 가장 많이 쓰이는 타입으로 랙 앤 피니언(rack and pinion) 방식이다. 랙 앤 피니언 조향 시스템은 Fig. 3.10과 같이 랙과 피니언으로 구성되어 있으며, 조향 휠(steering wheel), 조향 칼럼(steering column), 중간축(intermediate shaft) 및 피니언으로 구성되어 있다.

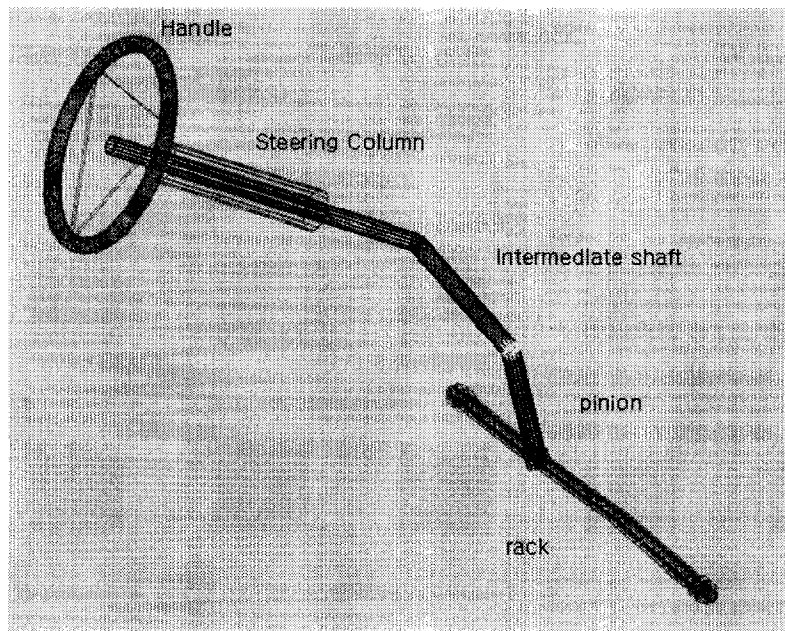


Fig. 3.10 Steering system

스테빌라이저 바 혹은 안티롤바(Anti-roll bar)는 차축과 차체를 부싱으로 연결하고 비틀림 요소, 굽힘 요소를 고려하여 모델링 하였다. Fig. 3.11에 스테빌라이저 바의 ADAMS 모델링을 도시하였다.

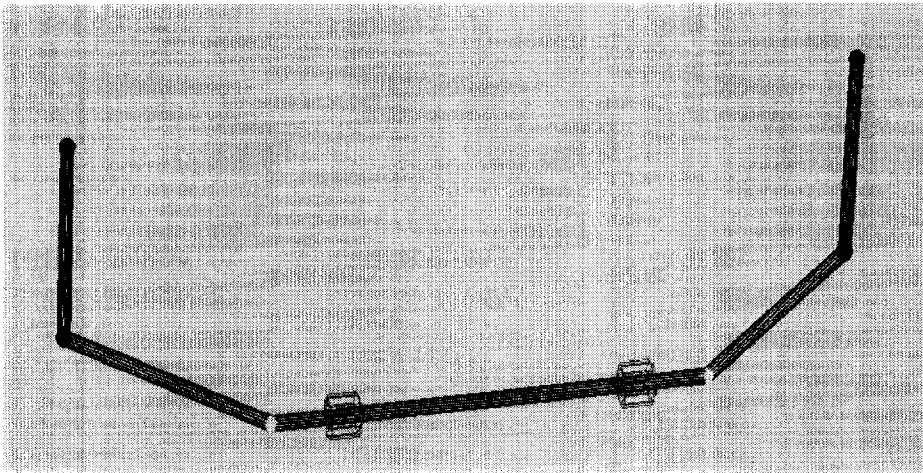


Fig. 3.11 Stabilizer bar

현가장치와 조향장치, 스테빌라이저 바 및 타이어를 상호 연결하여 전 차량 모델을 완성하였다. Fig. 3.12에 연구 대상 차량의 개략도를 나타내었다. 차체의 질량 중심점과 관성 모멘트 데이터는 CATIA에서 획득하였다.

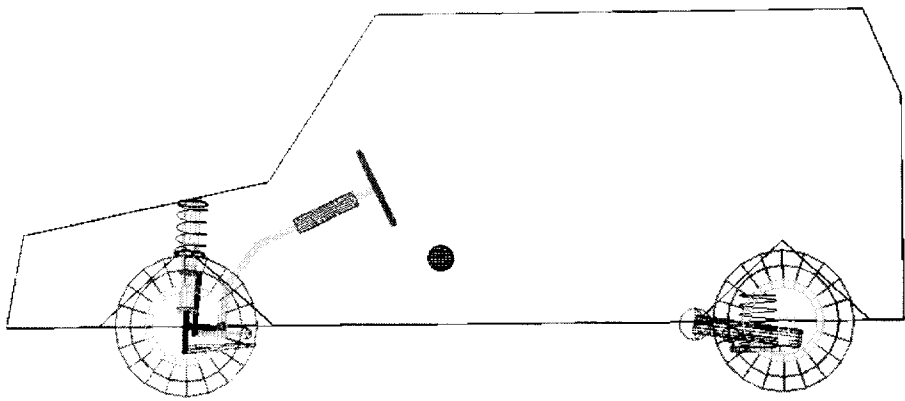


Fig. 3.12 ADAMS full car model

제 4 장 후륜 현가장치 특성 최적설계

4.1 최적설계 이론

최적설계는 설계에 주어진 모든 제약조건을 만족시키면서 목적 함수를 최소화하는 설계변수를 찾는 것을 의미한다. 따라서 최적설계문제를 정식화하면 식 (4-1), (4-2)와 같이 최소화 문제로 변환할 수 있다.

$$\text{minimize } f(x); x \in R^n$$

Subject to

$$g_i(x) > 0; i = 1 \text{ to } m \quad (4-1)$$

$$h_j(x) = 0; j = 1 \text{ to } p \quad (4-2)$$

즉, m 개의 부등호 제약조건 $g_i(x)$ 와 p 개의 등호 제약조건 $h_j(x)$ 를 만족하면서 목적함수 $f(x)$ 를 최소화하는 n 개의 실수인 설계변수 $x \in R^n$ 을 구하는 문제가 된다. 이런 최적화 문제는 카러쉬 쿤 터거(Karush-Khun-Tucker) 필요조건(necessary condition)을 만족시키는 해를 구함으로써 해석적으로 풀 수 있다. 그러나 함수의 비선형성이나 제약 조건이 많은 경우는 이 해석적 방법으로 해를 구하는 것이 매우 어렵다. 많은 공학 설계 문제에서는 해석적 방법이 적

절하지 못한 경우가 있다. 따라서 이런 공학 문제의 최적화를 위한 체계적인 수치해석법이 필요하다. 수치해석법에서는 초기설계를 설정하고 이 설계변수를 최적의 조건을 만족할 때까지 반복적으로 구한다. 이 방법을 이용하면 초기설계 근방의 국소 최적 설계에 수렴하게 되며 이를 국소 최적설계라 한다. 국소 최적설계법의 대표적인 알고리즘은 수정 가능방향법(Modified Method of Feasible Directions : MMFD), 순차 선형계획법(Sequential Linear Programming : SLP), 순차 2차계획법(Sequential Quadratic Programming : SQP) 등 있다. 전역 최적설계를 구하기 위한 방법으로는 유전 알고리즘(Genetic Algorithm : GA), 냉각 기법(Simulated annealing : SA) 등이 있다[20][21][22]. 본 연구에서는 순차 2차계획법과 유전 알고리즘을 이용하여 최적설계 문제를 해결하였다.

전통적인 최적설계의 방법은 고전적 탐색 및 민감도 해석을 기반으로 하는 미분 기반 최적화기법(derivative based optimization method)이 대부분이었다. 연속형의 설계 공간(continuous design space) 내에서 기본 설계사양으로부터 가장 근접한 개선된 해를 구하는 방법으로는 이러한 구배형 설계기법이 유용하게 사용되어 왔으나, 설계 및 해석 문제의 특성이 비선형적인 현상으로 표현되고 설계공간이 불연속이거나 설계변수 및 구속조건이 많으며, 설계변수의 형태가 이산형 또는 정수형인 경우에는 민감도해석이 어려울 뿐 아니라 다량의 설계 해가 존재할 가능성이 있다. 다양한 설계해의 효율적 탐색을 위해서는 확률적 탐색기법에 근거한 방법들이 효과적이다. 확률적 탐색기법을 기반으로 하는 대표적인 방법으로는 GA, SA 기

법 등이 있다. 이러한 방법들은 기초적 개발단계를 지나 현재에 와서 그 효율성을 인정받고 있다[20][23]. 특히, 유전 알고리즘은 복합 재료 구조물 등을 비롯한 다양한 구조최적화 분야에 적용되고 있다. 그리고 최근에 와서는 자동차 현가장치와 같은 비선형성이 강한 시스템에 대해서도 적용하는 사례가 증가하고 있는 추세다[24].

유전 알고리즘을 사용한 최적화 방법은 1975년에 Holland에 의해 사용되기 시작하여 최근 활발하게 연구되고 있는 최적화 방법 중의 하나이다[23][24]. 유전 알고리즘은 우수한 적응도를 가진 개체가 주위환경(최적설계문제의 경우에는 주어진 구속조건)속에서 더 큰 생존확률을 가지고 더 많은 교차조작에 참가하여 다음 세대에 우수한 개체를 생성하는 자연계의 적자생존의 원리와 번식, 교배, 돌연변이를 통해서 다음 세대를 형성하는 유전과정의 원리를 응용한 확률, 통계적 다점 최적화 방법이다. 유전 알고리즘의 특징은 파라미터 코딩한 것을 직접 이용하고, 다점(multi points : 군(population))탐색 방법이므로 전역 최적의 해를 구할 가능성이 높으며, 탐색에 적합도 함수를 이용하여 확률적인 검색을 하기 때문에 미분 값이나 다른 부가적인 정보를 요구하지 않는다. 또한 결정론적인 규칙이 없고, 확률적 연산자를 사용함으로 적용하기가 쉽다. 또한 유전 알고리즘은 최적설계 시스템이 비선형이거나, 설계변수가 불연속일 경우, 목적함수가 미분 불가능한 문제를 다룰 때 대단히 유용한 방법이 된다. 유전 알고리즘이 기울기(sensitivity)정보를 사용하는 다른 최적화 알고리즘에 대해서 가지는 장점 및 단점은 Table 4.1과 같이 정리할 수 있다[23][25].

Table 4.1 Characteristic of genetic algorithm

장 점	• 기울기 정보를 사용하는 결정론적인 방법과는 달리 초기 시작점에 의존하지 않으므로 결정론적인 방법보다는 전역 최적의 해를 구할 확률이 크다. • 기울기 정보가 필요하지 않기 때문에 기울기를 구할 수 없거나 또는 기울기를 구하기 힘든 목적함수나 구속조건을 가지는 문제의 경우에 쉽게 적용가능하다. • 이산 설계 변수를 가지는 문제의 경우에 쉽고 빠르게 적용 시킬 수 있다.
단 점	• 해가 수렴하기까지 시간이 너무 걸리는 문제가 있다(이 문제들을 해결하기 위해서 기울기를 사용한 결정론적인 방법과 신경회로망을 사용한 확률적인 방법의 장점을 더한 하이브리드 유전 알고리즘 등이 연구되고 있다). • 설계 변수의 유전자적인 표현이 곤란한 경우에서 적용하기가 쉽지 않다. • 구속 조건을 가지는 경우에 구속 조건의 처리가 쉽지 않다. 현재 가장 많이 사용하는 방법은 벌칙함수(penalty function)를 사용하는 방법이다.

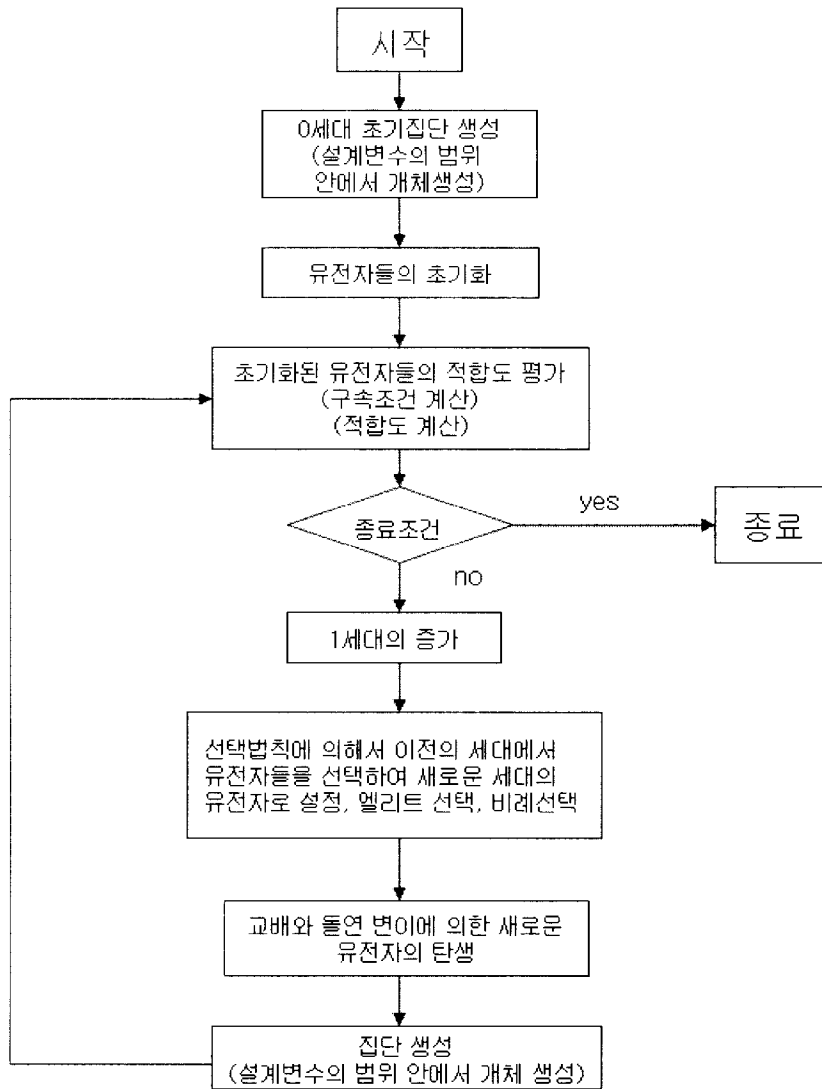


Fig. 4.1 Flow chart of genetic algorithm

Fig. 4.1은 가장 기본적인 구조를 가지는 유전 알고리즘의 순서도를 나타낸다. 여기에서 유전자는 설계변수, 평가는 목적함수이다. 유전 알고리즘은 처음에 n 개의 해가 될 수 있는 설계변수(유전자, 염색체)를 만든 다음 목적함수에 대입하여 그 목적함수에 대해서 현재의 유전자의 유전성을 평가한다. 예를 들어서 목적함수를 최소화하는 최적화 문제의 경우에는 어떤 유전자를 목적함수에 대입했을 때 목적함수의 값이 작을수록 그 유전자의 유전성은 우수하다고 하고 그 유전자의 유전 인자들은 우성이 되어 다음 세대로 전달된다.

n 개의 유전자들을 모두 목적함수에 대입하여 유전성을 파악한 다음에 그 유전자들이 최적화의 종료 조건을 만족하는지를 검색한다. 목적함수의 값이 반복되는 경우가 5회 이상이거나 목적함수 값의 절대적인 오차 값이 $1e-4$ 를 만족할 때 최적설계는 종료가 된다. 종료 조건을 만족시키지 못했을 경우에는 n 개의 유전자들 중에서 유전성이 좋은 m ($n > m$)개의 유전자를 선택하고, 그 선택된 유전자들에 대해서 먼저 교배(crossover, 두 개의 유전자에서 유전 인자를 추출하여 하나의 새로운 유전인자를 만드는 것) 연산을 수행하여 새로운 유전자를 만든다. 교배율을 너무 작게 설정하면 전역해를 찾지 못할 수도 있다. 반대로 너무 크게 설정하면 해의 정확성은 높아지지만 시간이 너무 많이 소요된다. 그런 다음 그 유전자에 돌연변이(mutation, 한 유전자의 유전 인자 중 하나 또는 그 일부를 바꿔서 새로운 유전자를 만든다.) 연산을 수행하여 새로운 유전자를 만들어 낸다. 돌연변이 확률은 일반적으로 0.05에서 0.1의 값이 많이 사용된

다[23]. 여기까지 하면 초기에 n 개의 유전자가 모두 새로운 n 개의 유전자로 바뀌게 되고 1세대가 진화한 것이 된다. 이러한 과정을 최적 조건을 만족할 때 까지 계속 반복시키면 세대가 증가할수록 유전자(설계변수)는 우수한 유전성을 가지게 되고 그 중에서 가장 우수한 유전성을 가지는 유전자가 주어진 목적함수를 최소로 하는 설계변수가 된다.

4.2 탄성 기구학적 특성 해석

차량동역학 해석은 해석 방법에 따라 다음과 같이 분류를 할 수 있다[15].

1) 기구학 해석(kinematic analysis) : 주로 기구학(geometry)적인 특성을 파악하기 위한 방법으로 부상, 스프링 등의 힘 요소를 고려하지 않고, 조인트로 연결된 각 기구들의 상대 운동에 대해서 해석하는 과정이다. 이 때 기구학적인 자유도는 0이 되어야 한다.

2) 준 정적 해석(quasi-static analysis) : 현가장치에 상 하력이나 횡력 등의 입력이 주었을 때, 매 순간 정적 평형상태를 유지하도록 현가장치의 반력, 움직임 등을 계산하는 해석 방법으로 각종 부상, 스프링, 빔 등 유연부재를 포함하여 해석이 가능하고 이 때문에 컴플라이언스(compliance) 해석이라고도 한다.

3) 동역학 해석(dynamic analysis) : 실제 차량의 움직임을 가장 가깝게 표현할 수 있는 해석방법으로 차량에 구동력, 제동력, 횡력 등의 입력이 가해졌을 때 차량의 동적 응답을 계산하는 해석 방법이다. 일반적으로 전 차량 모델을 구성하여 승차감(ride)이나 핸들링(handling) 그리고 진동 해석 등을 수행하는 것이 이 해석 방법에 해당된다.

차량동역학 해석에서 주로 수행하는 기구학 해석과 준 정적 해석을 합쳐서 탄성 기구학적 해석(kinematic & compliance : K&C)이라고 하고, 일반적으로 차량의 현가장치 특성해석을 수행할 때 가장 널리 쓰이는 해석 방법이다. 탄성 기구학적 해석은 주어진 입력조건에 대해서 현가장치 변수들이 어떠한 특성을 가지고 변화하는지를 해석적인 방법으로 분석하고 이에 대한 개선방향을 찾아가는데 목적이 있다.

본 논문에서는 기구학적인 특성에 대한 해석을 하기 위한 방법으로 롤 모드(roll mode)해석을 수행하였다. 롤 모드 해석은 좌우 휠 센터에 역 위상(out of phase)의 움직임을 부여하여 롤 운동을 일으키고, 그 때의 현가장치 특성을 파악하는 해석방법이다. 해석은 좌측 휠 센터에 -60mm인 리바운드 입력과 우측 휠 센터에 +60mm인 범프 입력을 가한상태에서 좌우 휠이 역 위상으로 움직이도록 시뮬레이션을 하였다. 휠 센터에 가해지는 롤 모드의 크기는 -60 ~ +60mm로 하였으며, 이는 차량이 일반도로에서 주행할 때 가장 빈번하게 발생하는 리바운드와 범프의 크기이다. Fig. 4.2는 동역학 해석 소프트웨어인 ADAMS를 이용하여 탄성 기구학적 해석 방법을 보여준다. Fig. 4.3에 롤 각 변화에 따른 캠버각, 토우각, 현가장치 롤 속도 그리고 롤 중심 높이의 변화를 나타내었다.

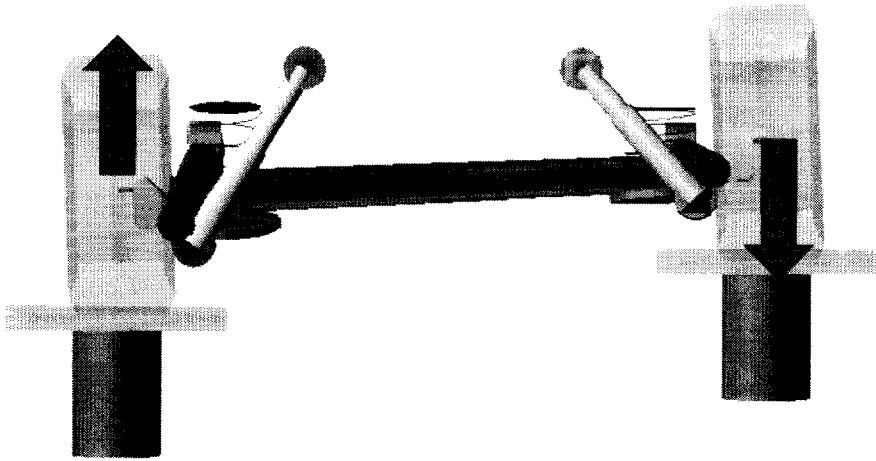
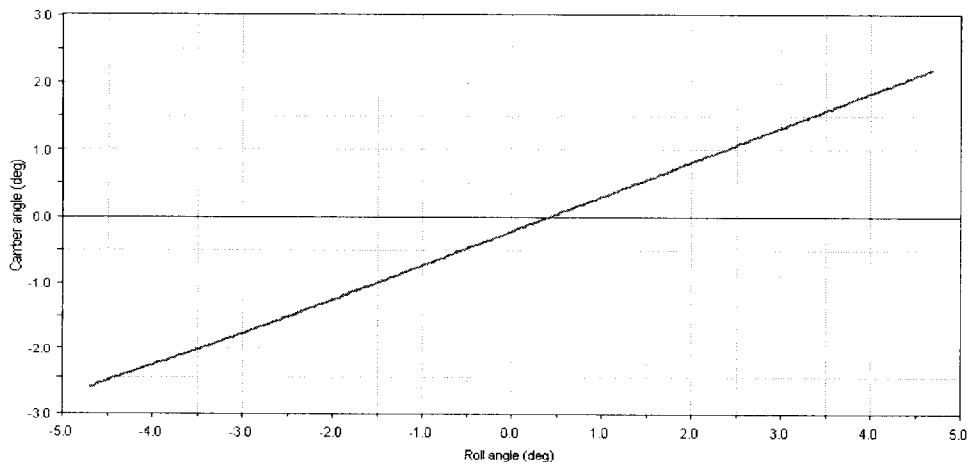
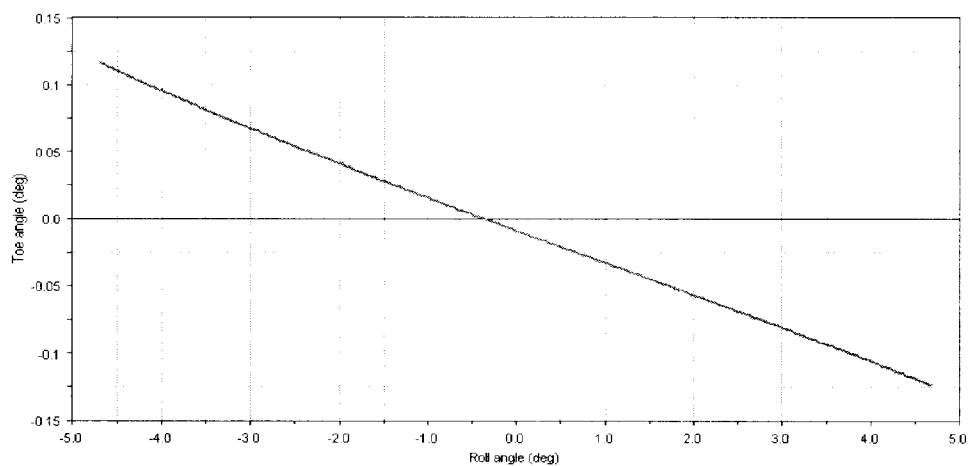


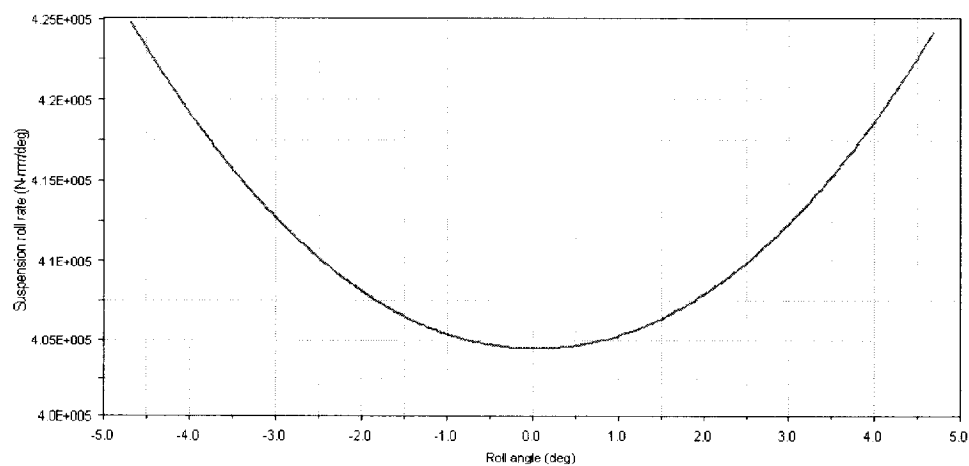
Fig. 4.2 Description of kinematic and compliance analysis



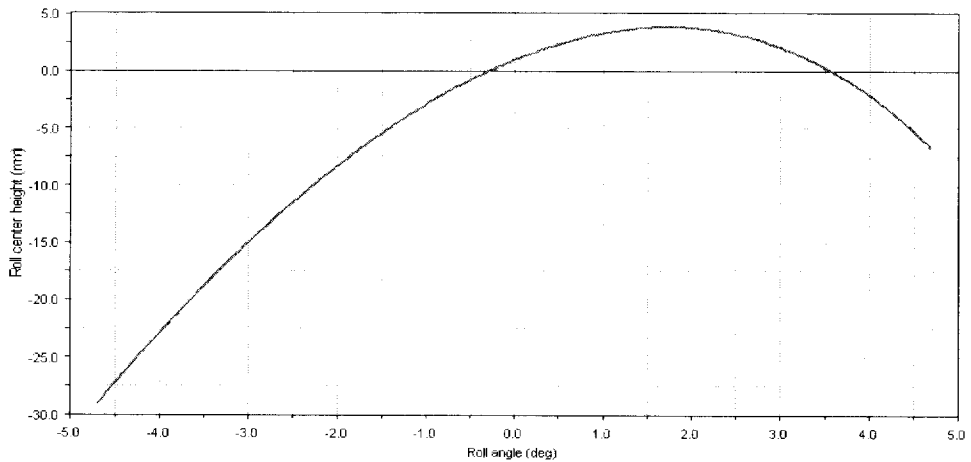
(a) Camber angle



(b) Toe angle



(c) Suspension roll rate



(d) Roll center height

Fig. 4.3 Calculation of suspension characteristics

먼저 롤 각 변화에 따른 캠버각의 변화를 살펴보자. 롤 각이 -4.7° 일 때 캠버각은 -2.64° , 롤 각이 4.7° 일 때 캠버각은 2.19° 를 나타낸다. 캠버각의 변화는 휠 센터가 리바운드가 될 때 더 크게 변하는 것을 알 수가 있다. 롤 각의 변화에 따른 토우각을 살펴보면, 휠 센터가 범프 입력이 되는 쪽이 토우인(toe in)이 되고 리바운드가 되는 측이 토우 아웃(toe out)이 되어 언더스티어(understeer)가 발생하는 것을 알 수가 있다.

롤 각 변화에 따른 현가장치 롤 속도는 최대값이 $4.2568 \text{E}5 \text{ N} \cdot \text{mm/deg}$ 이다. 롤 중심 높이의 변화는 리바운드일 때 -27.8mm , 범프일 때 -9.44mm 이다. 휠 센터가 리바운드가 될 때 롤 중심 높이의 변화가 더 크게 변하는 것이 확인된다.

4.3 최적 설계문제의 정식화

자동차의 현가장치를 설계할 때 바람직한 조종안정성을 확보하기 위해 현가계 구성요소의 설계 위치를 기구학적으로 결정한다. 그러나 NVH 특성과 조립공차 문제 등을 해결하기 위해 일부 요소를 부싱을 사용하여 기구적인 역할을 하도록 대치시킨다. 부싱은 컴플라이언스 요소로서 현가계에 외력이 가해지면 차륜의 자세가 변하게 된다. 이는 차량의 조종안정성 뿐만 아니라 승차감 등 동적 특성에 영향을 미쳐 현가계의 설계시 반드시 고려해야 하는 요소이다.

현가장치의 기구학적 설계시, 설계자의 일반적인 요구는 주로 조인트의 위치에 관한 요구와 현가장치 특성에 대한 요구가 있다. 조인트 위치에 관한 요구는 각 조인트들이 일정한 영역 안에 위치해야 한다. 현가장치 특성에 관한 요구는 공차 상태에서 각 현가장치 특성이 설계자가 정한 허용범위를 만족해야 하는 것과 휠의 움직임이 리바운드, 범프 상태에서 캠버각 변화와 토우각 변화에 가까워지도록 하는 것이다.

토션빔 현가장치의 설계시 트레일링 암에 대한 설계가 완료되면 현가장치 특성에 가장 중요한 영향을 미치는 토션빔을 설계하게 된다. 토션빔의 단면 형상을 결정하기 전에 먼저 트레일링 암의 어느 위치에 용접할 것인가를 결정해야 되는데 이 결과에 따라 특성이 바뀌게 된다[18][26]. 정[27]과 Travaglio[28]는 토션빔의 이동으로 현가장치 특성값이 변하는 것을 보였다. 토션빔의 위치 결정시 반드시 고려되어야 할 사항이 있는데, 현가장치는 내구특성상 휠의 이동에 대한 최소길이가 확보되어야 한다. 토션빔 현가장치는 Fig. 4.4에서

길이 L 에 따라 다음과 같은 성질을 가진다[21].

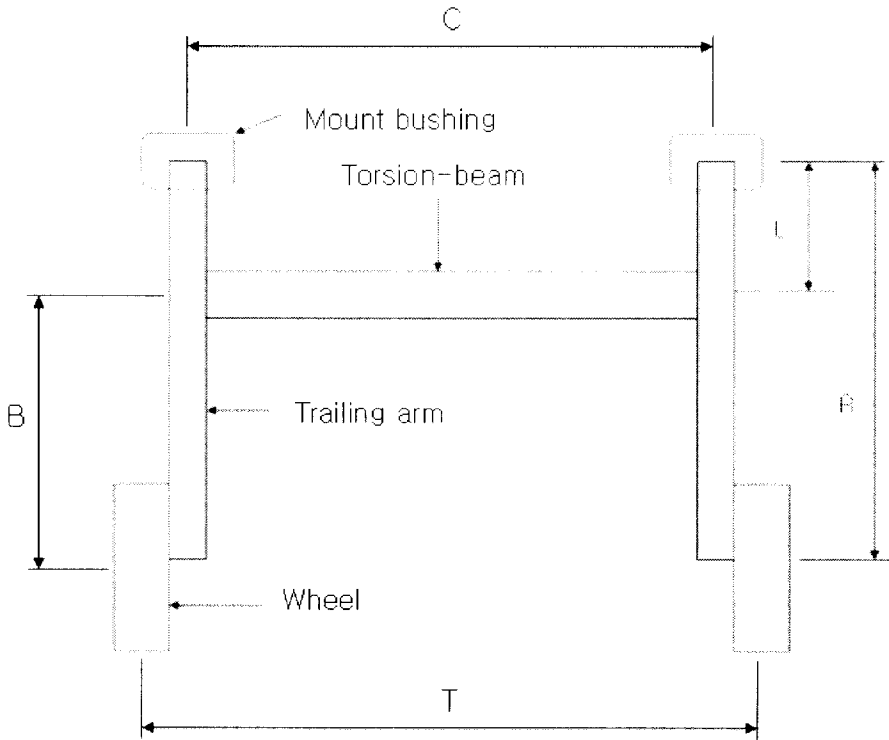


Fig. 4.4 Torsion-beam location

차체의 롤 각(roll angle) ϕ 와 토션빔의 비틀림 각(twist angle) θ 와의 관계는 식 (4-3)과 같은 관계가 있다[18][26].

$$\frac{\phi}{\theta} = \frac{L}{C} + \frac{B}{T} \quad (4-3)$$

여기서 T 는 트레드(tread), C 는 차체와 연결되는 부싱의 거리, L 은 측면 상에서 부싱 중심에서 토션빔의 전단중심까지의 거리, B 는 토션빔의 전단중심에서 휠 센터(wheel center)까지의 거리이다.

1) $L = 0$ 인 경우

T 와 C 가 일정하다면 토션빔의 위치가 부싱에 있을 때 토션빔은 식 (4-3)에서 보는 바와 같이 순수하게 비틀림 힘만을 받게 되고, 비틀림 각 θ 는 최대가 된다. 휠 움직임은 토션빔의 비틀림 변형에 의해서 발생되므로 이 것을 만족시키기 위하여 토션빔의 단면 형상은 열린 구조로 되어야 한다. 하지만 이런 타입은 횡 방향으로 하중이 작용할 때 힘의 작용점에서 트레일링 암과 차체 지지점 위치까지의 길이가 너무 크게 되므로 지지점 근처에서 모멘트가 크게 작용하여 취약하고 컴플라이언스가 너무 크게 되므로 링크를 사용하여 이를 보완해야 한다. 다른 방법으로는 차체에 지지되는 스패의 길이를 크게 증가 시켜야 한다.

2) $L = R$ 인 경우

마찬가지로 T 와 C 가 일정할 때, 토션빔의 위치가 휠 센터에 있을 때 비틀림 각 θ 는 최소가 되고, 토션빔은 굽힘 하중을 크게 전달 받게 된다. 이 하중을 견디도록 빔 단면을 설계하려면 상당히 커야만 하므로 토션빔이 받는 굽힘 하중을 줄여줄 필요성이 생기게 된다. 이를 위해서 크게 두 가지 방법이 있는데, 첫 번째 방법은 트레

일링 암의 단면형상을 열린 구조로 설계하는 방법이다. 두 번째 방법은 트레일링 암과 토션빔은 닫힌 구조로 하고 이 두 개의 연결을 용접이 아닌 고무 부싱을 사용하여 굽힘 변형을 흡수하게 하는 방법이다. 트레일링 암의 단면형상이 열린 구조일 경우 횡 방향으로 하중이 작용할 때 컴플라이언스가 너무 크게 되는데 링크를 사용해서 보완해야 한다. 또 두 개의 연결을 용접이 아닌 고무 부싱을 사용한 경우 트레일링 암의 단면이 충분히 강한 경우는 링크를 사용해도 되고, 차체에 지지되는 스팬의 길이를 크게 증가 시켜도 된다.

3) L 이 중간에 위치할 때

위의 두 가지를 혼합한 형태로 토션빔은 비틀림과 굽힘을 동시에 받는다. 이 때 길이 L 을 적당히 조절하면 토션빔이 받는 하중을 굽힘 하중은 작으면서 비틀림 하중에 주로 지배 받도록 할 수 있다. 이 경우 트레일링 암은 닫힌 구조로, 토션빔은 열린 구조로 설계하고 연결은 용접으로 하면 된다. 그러므로 횡 방향으로 하중이 작용할 때도 충분히 잘 견디므로 별도의 링크를 사용할 필요가 없게 된다.

이에 본 논문에서는 설계변수로 토션빔과 트레일링 암이 연결된 조인트의 위치를 택하였다. 설계변수의 허용범위는 장착조건과 설계 간섭 여부를 고려하여 결정하였다. Table 4.2에 현재 설계변수의 값과 허용범위를 나타내었다. 현가장치 특성값 중에서 캠버각을 주어진 제한조건 내에서 최소화할 만족하도록 목적함수를 설정하였다. 제한조건은 현재 측정된 토우각이 약 언더스티어 현상을 나타내

므로 현재의 토우각보다 커지지 않도록 구속을 두었다. 그리고 Fig. 4.3(d)를 참조하면 롤 각에 대해서 롤 센터 높이의 좌우 차이가 대략 -17mm로 비교적 큰 차이가 발생한다. 최적설계에서 롤 센터 높이에 대한 좌우 차이를 현재의 수준보다 작은 값을 가지도록 제한조건을 설정하였다. 후륜 현가장치 특성의 최적설계에 대한 정식화는 식 (4-4)와 같이 정의할 수 있다. 최적설계 알고리즘은 VisualDOC[12]의 GA를 이용하였다. 이 때 유전 알고리즘에 사용되는 파라미터로 집단의 크기는 100, 세대교체의 최대횟수는 100, 돌연변이율은 0.05를 사용하였다. 교배율은 0.8, 0.85, 0.9, 0.95의 4 가지 경우에 대해서 최적설계를 수행하였고, 비교결과는 4.4절에서 다루었다.

$$\text{Minimize } F = \alpha_c \quad (4-4)$$

$$\text{Subject to } -0.13 \leq \alpha_t \leq -0.12$$

$$-28 \leq \alpha_h \leq -19$$

여기서 α_c 는 현재 측정된 캠버각, α_t 는 토각, α_h 는 롤 센터의 높이다.

Table 4.2에서 토션빔과 트레일링 암을 연결하는 조인트의 전역 좌표계 X 를 T_x , Z 를 T_z 로 하였다.

Table 4.2 Value, range of design variables – K&C analysis
(unit : mm)

Design Variable	Lower Bound	Initial Value	Upper Bound
T_x	-50	0	25
T_z	-10	0	10

4.4 최적설계

후륜 현가장치의 탄성 기구학적인 특성을 최적설계를 하기 위해서 4.3절에서 정의한 목적함수, 제한조건, 설계변수를 적용하였다. 최적설계는 Vrand사의 VisualDOC[12] 최적화 프로그램을 이용하였다. 최적설계에 사용된 해석은 4.2절에서 행한 방법과 동일한 방법인 좌우 휠 센터에 역 위상의 움직임을 부여하였다. 휠 센터에 가해지는 롤 모드의 크기는 $-60 \sim 60$ mm로 하였다. 목적함수 수렴에 대한 절대치가 $1e-4$ 이거나 설계변수 수렴에 대한 절대치가 $1e-4$ 일 때 최적설계는 종료되도록 하였다.

ADAMS와 VisualDOC를 연계하여 최적설계를 하였고, 최적설계의 진행과정을 Fig. 4.5에 나타내었다. VisualDOC 프로그램 내부에서 ADAMS가 실행되도록 프로그램을 연결하였다. 이 때 VisualDOC에서 설계 변수 입력 파일은 ADAMS의 모델링 파일인 *.sub 파일을 사용하였다. 목적함수와 제약조건을 설정은 *.txt 파일을 사용하였다. *.txt 파일은 해석 결과를 저장하고 있는 파일이다.

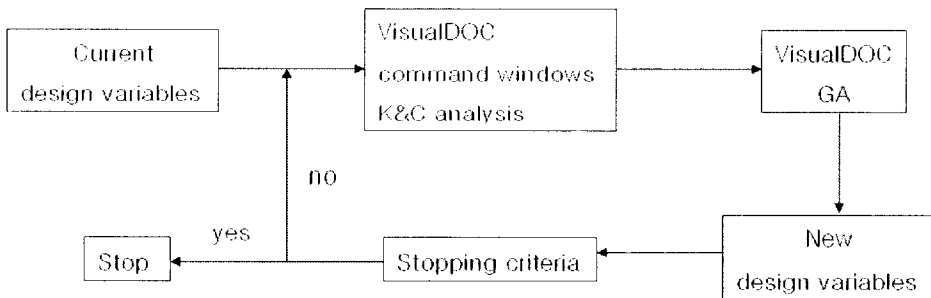
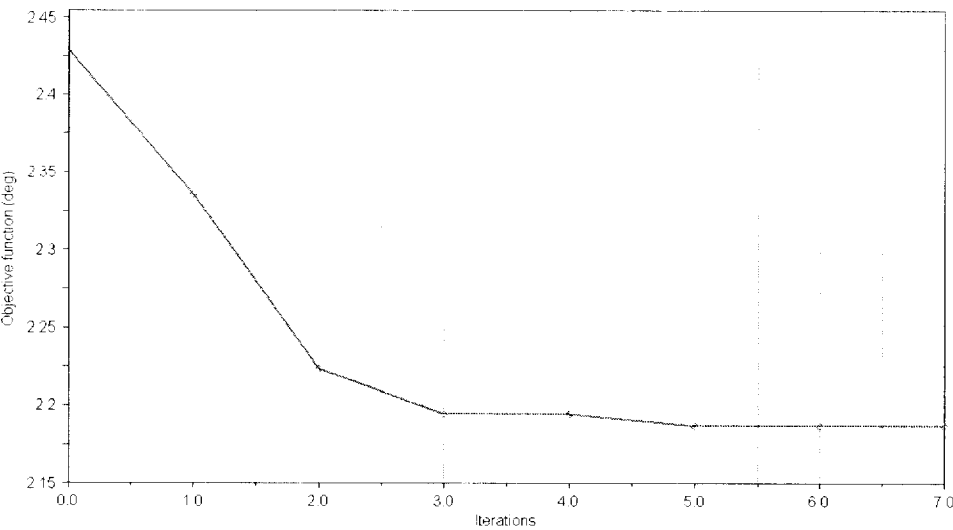
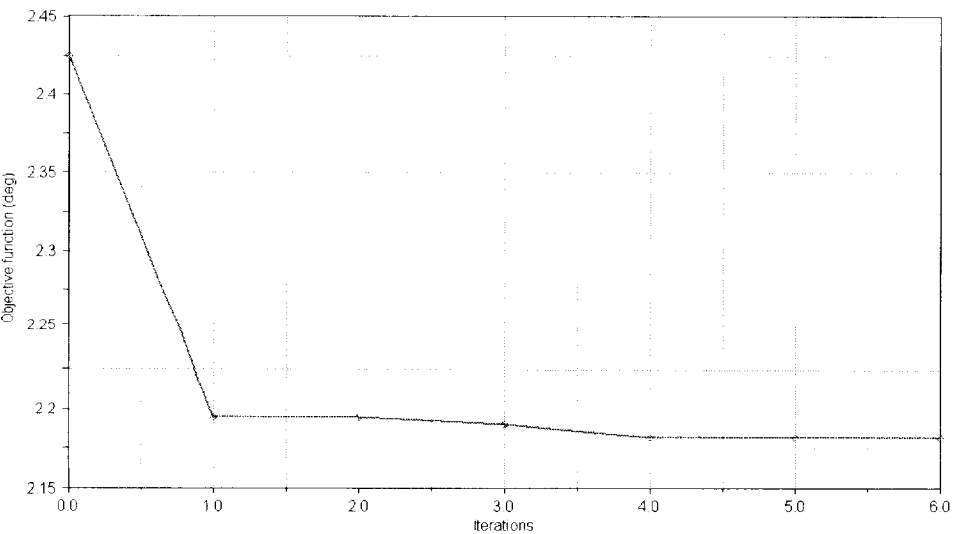


Fig. 4.5 Optimization flow chart using VisualDOC and ADAMS

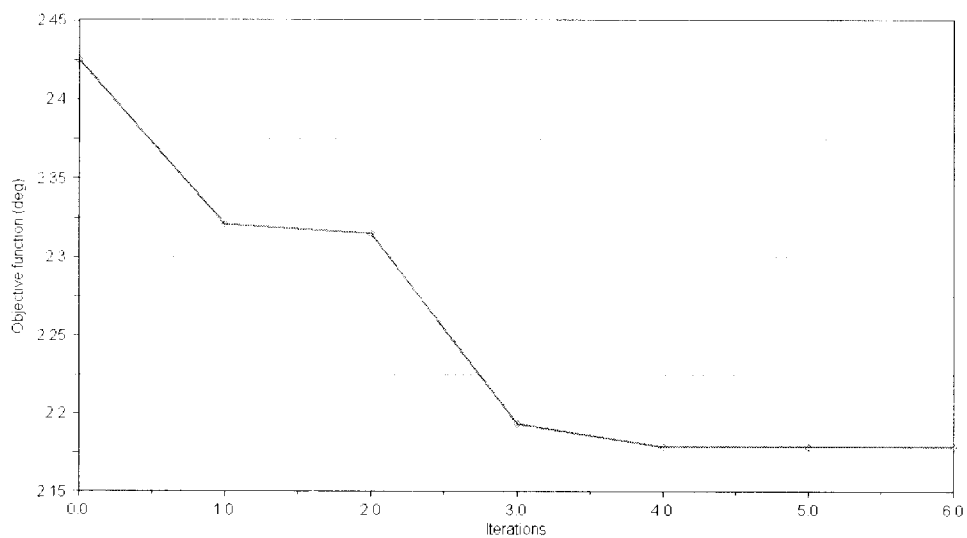
Fig. 4.6에 최적설계 과정에서 교배율의 변화에 따른 목적함수의 결과를 나타내었다.



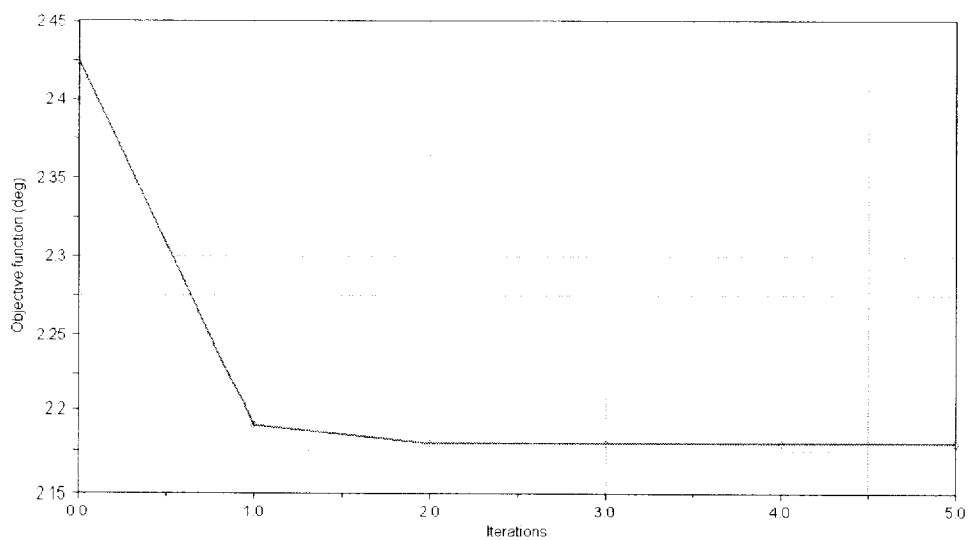
(a) crossover : 0.8



(b) crossover : 0.85



(c) crossover : 0.9



(d) crossover : 0.95

Fig. 4.6 History of objective function – K&C analysis

Fig. 4.6에서 교배율이 0.8일 때 목적함수는 7번 만에 수렴하고 목적함수 값은 2.1864를 가리킨다. 교배율이 0.85일 때 목적함수는 6번 만에 수렴하고 목적함수 값은 2.1823을 나타낸다. 교배율이 0.9일 때 목적함수는 6번 만에 수렴하고 목적함수 값은 2.1785를 가리킨다. 교배율이 0.95일 때 목적함수는 가장 적은 횟수인 5번 만에 수렴하고 목적함수 값은 2.1793를 가리킨다. 시스템이나 목적함수의 값에 따라서 유전 알고리즘에서 최적에 파라미터는 달라질 수 있다. 본 연구에서 문제 제기한 토션빔 후륜 현가장치의 캠버각을 최소로 하는 최적설계에서는 교배율을 0.9로 설정한 경우가 가장 좋은 결과로 사료된다. Table 4.3에 교배율을 0.9로 설정했을 때 최적설계 후 설계 변수의 값을 나타내었다.

Table 4.3 Optimal values of design variables - K&C analysis
(unit : mm)

Design Variable	Lower Bound	Optimal Value	Upper Bound
T_x	-50	-36.716	25
T_z	-10	-0.311	10

최적설계 후 설계변수들의 값은 경계값 내에 존재하는 것을 확인할 수 있다. 목적함수의 기울기 정보를 이용하지 않고 유전자 배양을 통해서 최적설계 값을 찾는 유전 알고리즘은 현가장치와 같은 비선형이 강한 시스템에서 최적설계가 가능함을 보여준다.

Fig. 4.7에 목적함수인 캠버각을 최적설계 전과 후를 비교하여 나타내었다.

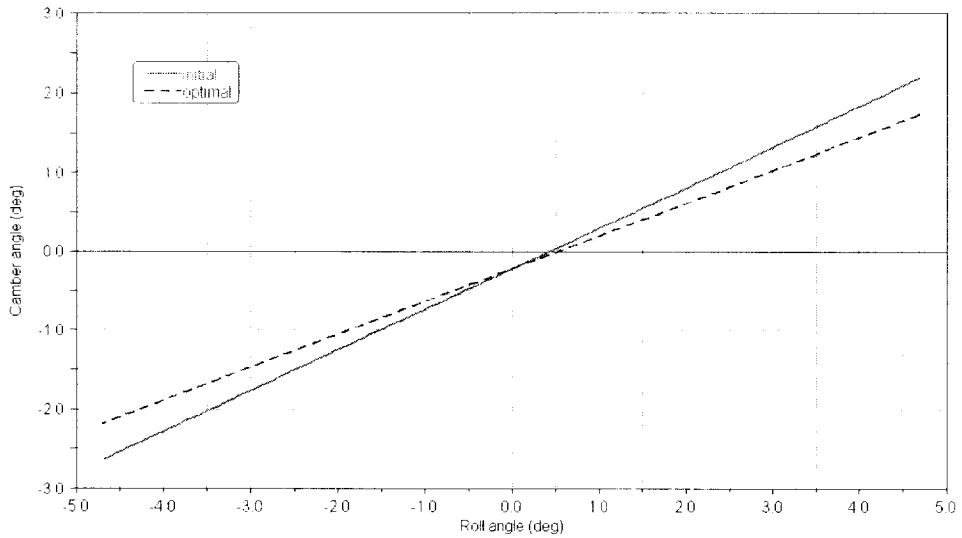


Fig. 4.7 Camber angle after optimum design

롤 각이 -4.7° 일 때 초기의 캠버각은 -2.6388° 를 가리킨다. GA를 적용하여 최적설계 후 캠버각은 -2.1785° 의 값을 보인다. GA를 적용한 최적설계를 통하여 목적함수인 캠버각을 19.44% 개선시킬 수 있었다. Fig. 4.8 ~ 10에 최적설계를 통하여 현가장치의 특성 변화를 도시하였다.

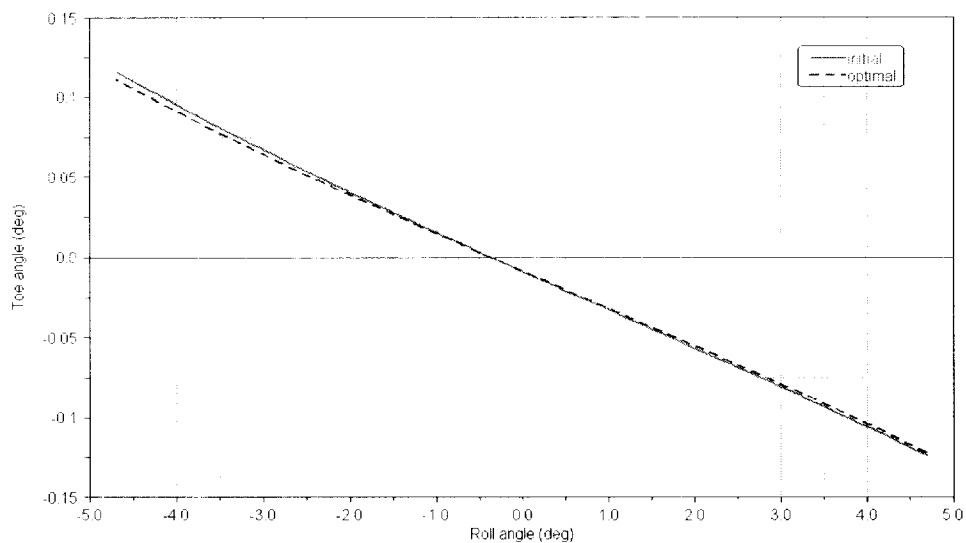


Fig. 4.8 Toe angle after optimum design

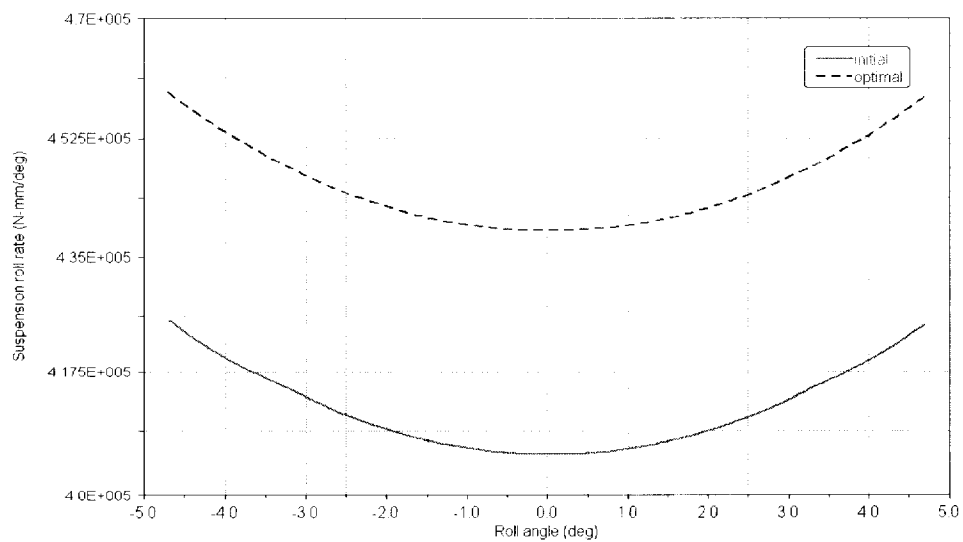


Fig. 4.9 Suspension roll rate after optimum design

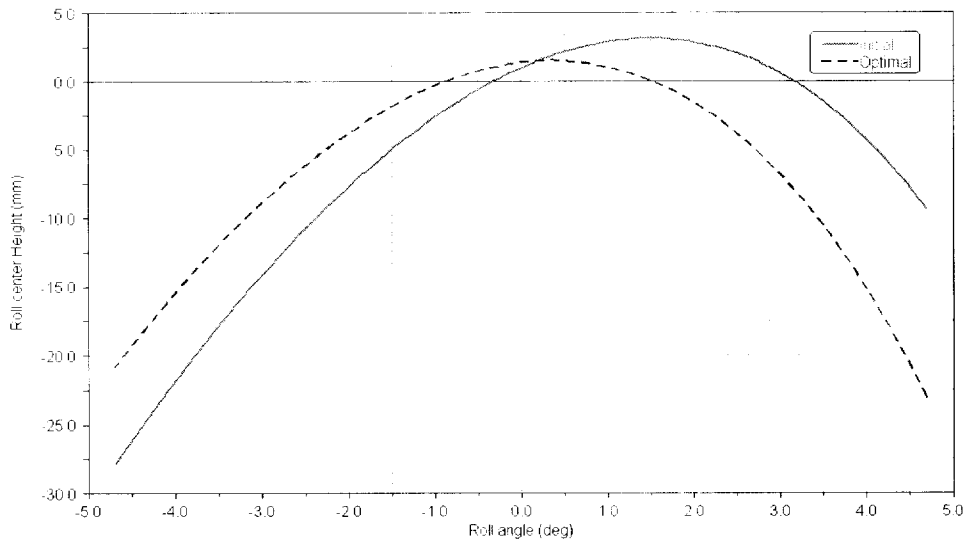


Fig. 4.10 Roll center height after optimum design

최적설계 후 토각의 변화는 제한조건의 범위 내에서 존재함을 Fig. 4.8에서 확인이 된다. 롤 각 변화에 따른 현가장치 롤 속도는 최적설계 후 대략 8% 개선효과를 보인다. 이 것은 토션빔의 위치 변화로 현가장치의 강성이 증가함을 나타낸다. 롤 중심 높이의 변화는 리바운드일 때 -27.8mm에서 -20.67mm로 감소하였다. 그리고 최적설계 전에는 롤 중심 높이 변화의 좌우 차이가 18.36mm에서 최적설계 후 2.51mm로 감소하였다.

GA를 적용하여 최적설계 후 토션빔의 위치를 Fig. 4.11에 도시하였다.

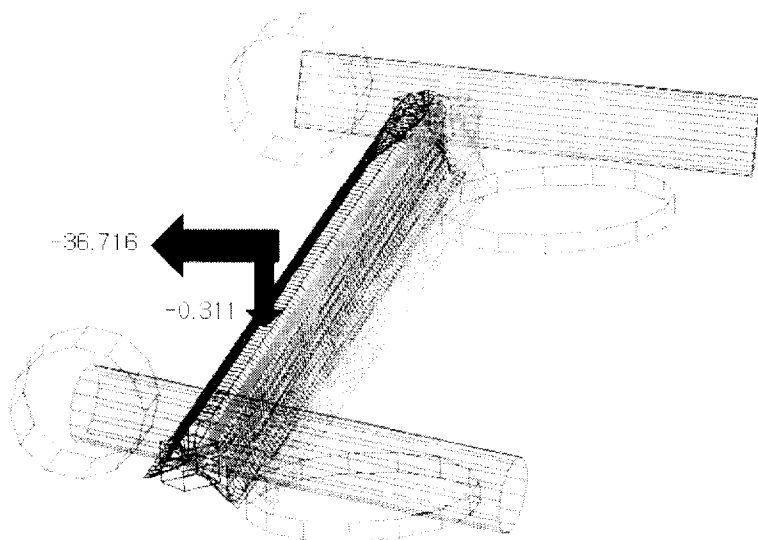
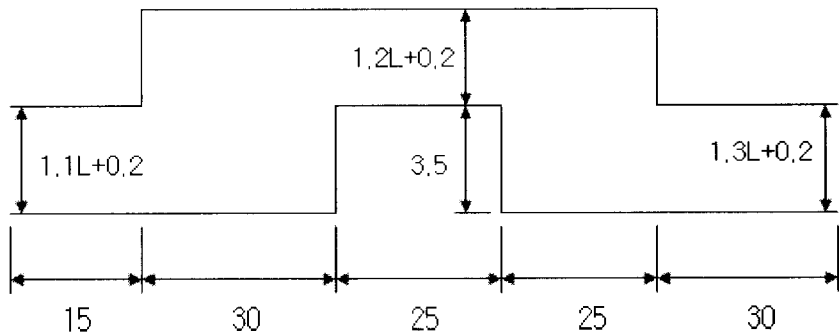


Fig. 4.11 Torsion-beam location after optimum design

4.5 이중 차선 변경을 통한 결과검증

4.4절에서 구한 현가장치 특설 최적설계를 검증하기 위한 방법으로 이중 차선 변경(double lane change) 시뮬레이션을 하였다. 이중 차선 변경 시험은 일반 도로 주행상황에서의 장애물 회피 등과 유사한 차선변경 시험으로, closed loop 시험법의 대표적 시험법으로 단일 차선 변경 시험과 함께 많이 쓰인다. 이 시험을 통해서 차량의 조종 안정성뿐만 아니라 시험 코스가 규정되어 있기 때문에 운전자의 운전 능력도 함께 평가할 수 있다[29][30].

시험 코스는 JASO C 707, ISO TR3888 등에 규정되어 있으며 Fig. 4.12에 나타내었다. 이중 차선 변경 시험의 경우 차량의 속도를 80km/h로 하고 스티어링 휠의 조작은 가능한 한 부드럽게 조향하며 필요한 경우 차선의 폭을 좁게 하여 실험의 편차를 줄일 수 있다.



L : Vehicle width

(unit : m)

Fig. 4.12 Double lane change test course

본 논문에서는 이중 차선 변경 실험을 두 가지 경우에 대해서 실시하였다. 첫 번째는 초기 설계모델에 대하여 실행하였다. 두 번째는 GA를 적용한 최적설계 값을 입력하여 수행하였다. 각각의 경우에 대해서 횡 가속도(lateral acceleration), 롤 각, 요 각(yaw angle) 및 요 레이트(yaw rate)에 대해서 비교하였다.

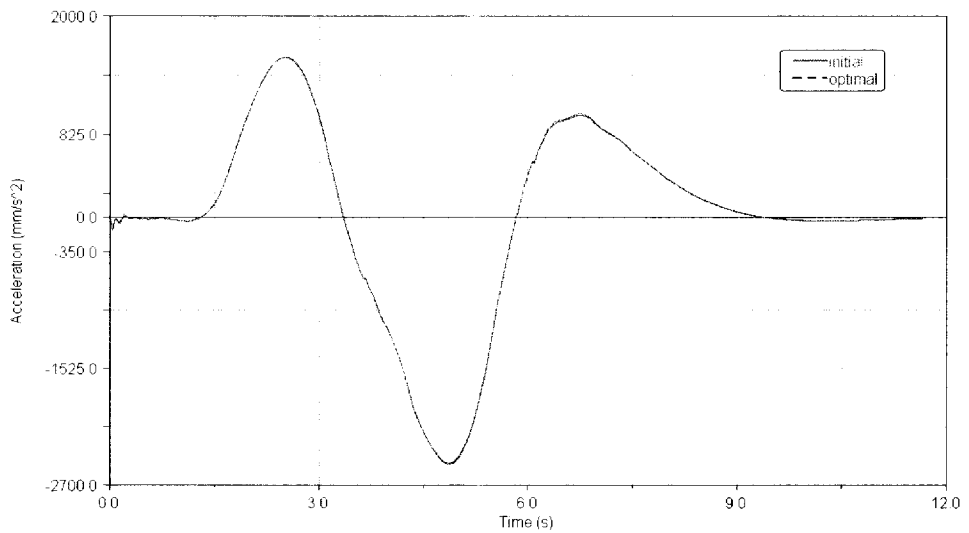


Fig. 4.13 Lateral acceleration during double lane change simulation

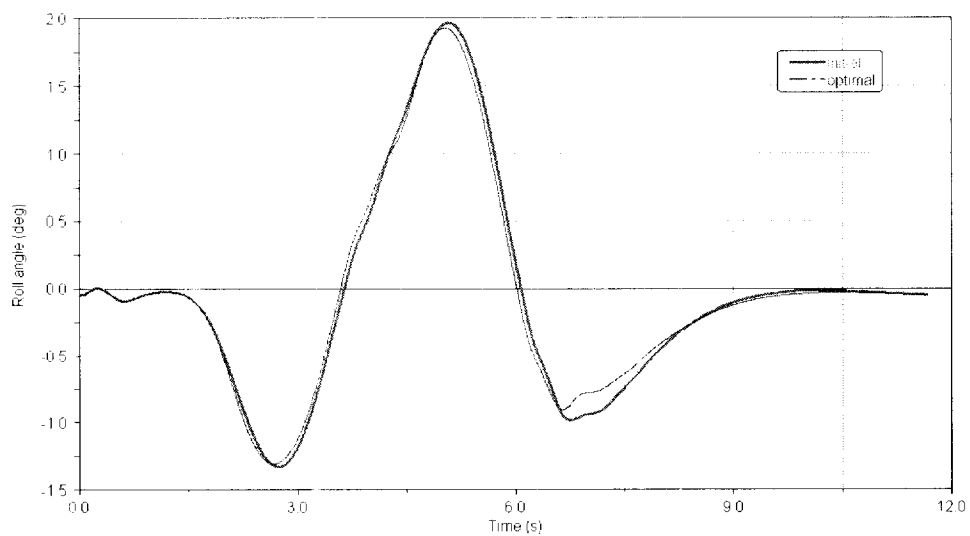


Fig. 4.14 Roll angle during double lane change simulation

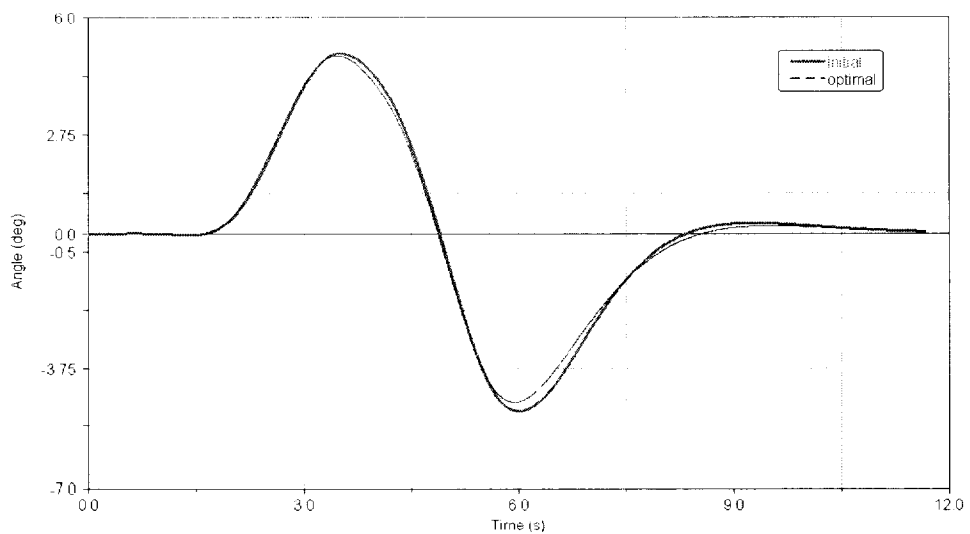


Fig. 4.15 Yaw angle during double lane change simulation

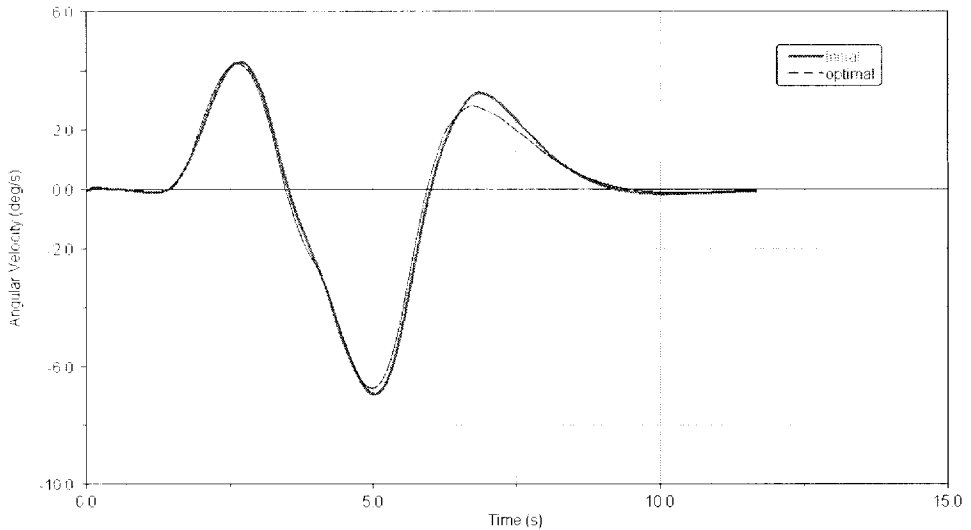


Fig. 4.16 Yaw rate during double lane change simulation

Fig. 4.13에서 횡가속도의 크기는 초기상태가 0.249G 값을 나타내고, GA를 적용한 최적설계 후 횡 가속도의 크기는 0.247G를 보이고 있다. 횡 가속도의 변화는 최적설계 전과 후의 개선 폭은 미비하게 나타난다. 이것은 후륜 현가장치의 캠버각이 줄어들더라도 차체의 횡 가속도에 미치는 영향은 거의 없는 것으로 고찰된다. Fig. 4.14의 롤 각의 최대 크기는 최적설계를 통하여 0.04° 의 감소가 있다. 차선을 변경하고 차량이 안정을 찾는 시간이 최적설계 후 감소하고 차량의 응답시간을 개선시킬 수 있음이 확인된다. 요 각, 요 레이트도 최적설계 기법을 적용하여 개선시킬 수 있음 확인된다. 이런 결과로 미루어 볼 때 캠버각을 개선한 효과는 차체의 횡 가속도의 감소보다는 차체 거동에 더 영향을 미치는 것으로 사료된다. 따라서 이중 차선 변경 시뮬레이션을 통하여 토션빔의 위치 최적화가 가능함을 보였다.

제 5 장 후륜 댐퍼의 반력 최적설계

5.1 범프 시뮬레이션

일반적으로 차량의 주행 시 범프(bump)를 넘어가거나 웅덩이(pothole)를 지나는 것은 운전자가 빈번하게 겪는 상황이다. 이 때 차량에는 상당한 충격이 가해지는데, 충격은 차량 속도의 제곱에 비례하여 증가한다. 이 경우 차량의 충격은 스프링과 댐퍼가 완충하는 역할을 한다.

본 논문에서 연구 대상차량은 MPV 차량으로써 승차정원이 7인 승에서 9인승 이상으로 승용형 차량과 비교하면 많은 사람들이 차량에 타게 된다. 그리하여 MPV 차량의 실차 시험에서는 앞 좌석 승객 두 명과 뒤 좌석 승객 두 명을 태운 상태에서 시험을 한다. 따라서 본 논문에서는 실차 시험과 유사한 조건을 부여하기 위해서 연구 대상 차량에 앞 좌석 승객 두 명과 뒤 좌석 승객 두 명의 질량을 고려하여, 앞 좌석 두 곳과 뒤 좌석 두 곳에 각각 70kg을 전 차량 모델에 더하였다. Fig. 5.1에 전 차량 모델에서 앞 뒤 좌석에 각각 70kg을 더하여 모델링 한 MPV 차량을 도시하였다. 이 모델은 범프 시뮬레이션과 웅덩이 시뮬레이션에서 사용될 것이다.

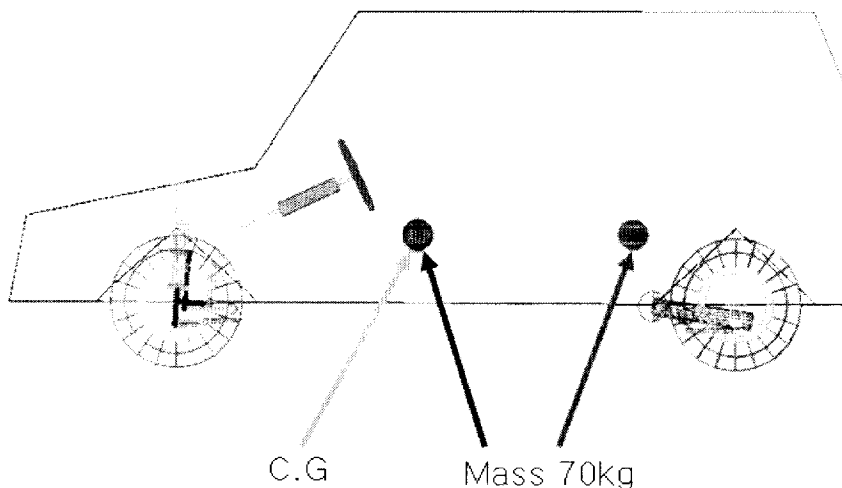


Fig. 5.1 Full car model which considers the mass

본 논문에서는 차량이 범프를 지날 때 댐퍼와 연결된 조인트에 가해지는 반력을 정량적으로 구하기 위한 시뮬레이션을 실시하였다. 차량이 30 km/h의 속도로 높이 150mm, 폭이 1200mm인 범프를 통과하는 시뮬레이션을 4초간 행하였다. 범프의 개략적인 모습을 Fig. 5.2에 도시하였다.

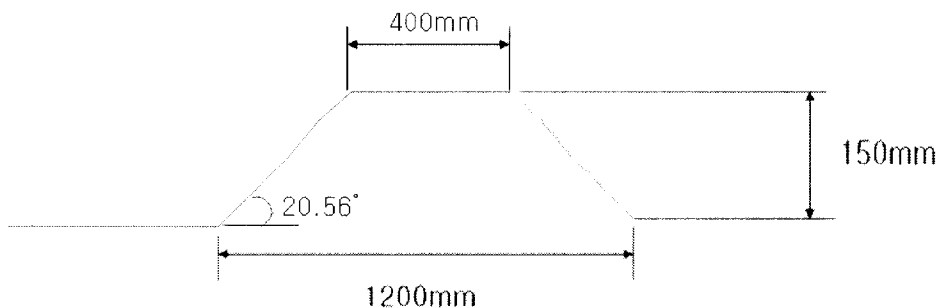


Fig. 5.2 Bump description

3장에서 토션빔 현가장치를 탄성체로 모델링 하였다. 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS에서는 기본적으로 탄성체 모델에 대하여 강체에 대한 결과 데이터도 포함하고 있다. 그리하여 간단한 수정으로 탄성체 모델을 강체 모델로 변경할 수 있다. 범프를 통과할 때 샤시 중심에서 수직 방향의 변위를 토션빔의 강체 모델과 탄성체 모델에 대해 Fig. 5.3에서 비교하였다. 차체 중심점에서 수직방향의 가속도를 강체 모델과 탄성체 모델에 대해 Fig. 5.4에 비교하여 나타내었다.

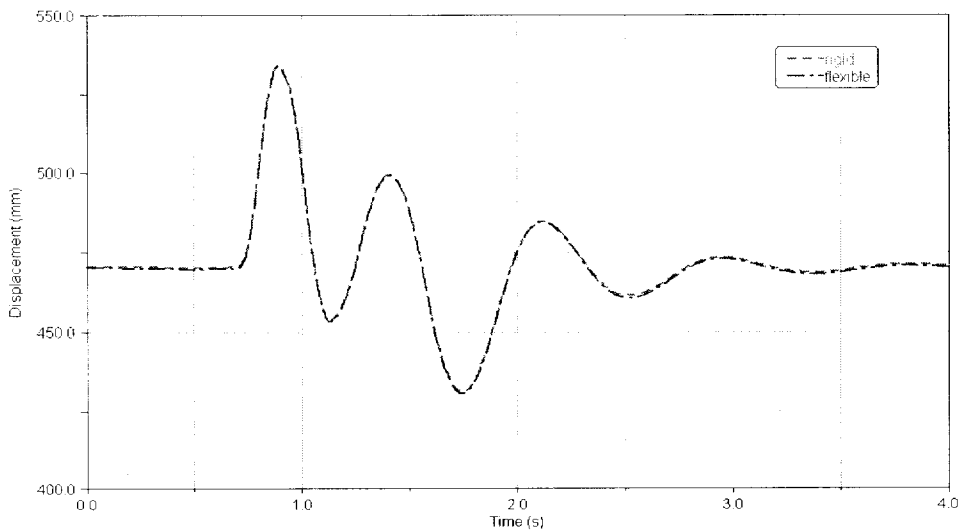


Fig. 5.3 Vertical displacement of the center of chassis with bump simulation

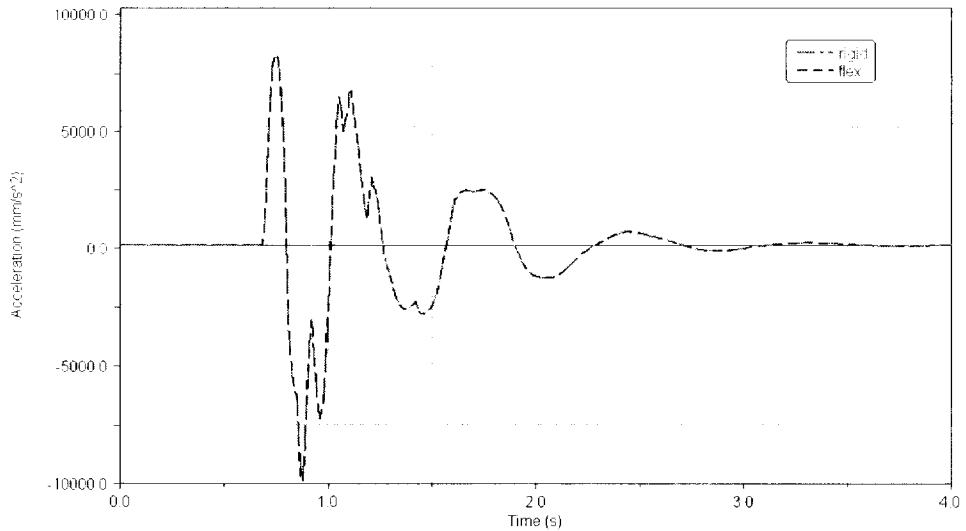


Fig. 5.4 Vertical acceleration of the center of chassis with bump simulation

Fig. 5.3과 Fig. 5.4에서 토션빔의 강체 모델과 탄성체 모델일 때 수직 변위와 수직 가속도는 차이는 1% 미만으로 차이가 거의 없는 것으로 확인된다. 이 것은 범프 시뮬레이션과 같은 차체가 수직 운동을 할 때에는 토션빔의 탄성효과(flexible effect)가 미비하게 작용하기 때문이다. 그리하여 시뮬레이션 시간을 절약하기 위해 차체가 수직 운동을 하는 경우에는 토션빔의 강체 모델을 사용하였다.

차시 중심에서 수직 변위는 앞바퀴가 범프를 통과할 때 수직 변위가 470mm에서 534mm로 증가한다. 이 때 차량의 수직 변위는 최대값을 나타낸다. 범프를 통과한 차량은 차량의 무게로 인하여 수직 변위가 430mm로 감소하고 최소값을 나타낸다. 최소값의 수치가 다소 크게 나온 것은 MPV 차량의 특성상 무게중심의 위치가 다소

뒤쪽에 있기 때문이다. 뱀프를 지난 후 차량은 점차 감소되어 약 2초가 지난 후 정상상태에 도달한다. 샤시 중심에서의 가속도는 차량이 앞바퀴를 넘은 후 가장 큰 값인 $-1G$ 의 최대값을 나타낸다. 이것은 뱀프를 넘은 후 차량의 무게 중심이 앞으로 쏠리게 되어 앞바퀴에 하중이 집중되어 나타난 현상으로 사료된다. 뒷 바퀴가 뱀프를 통과할 때 차량은 한 번 더 충격을 받은 후 감소가 되어 정상상태에 도달한다.

현가장치가 노면으로부터 충격을 받을 때 현가장치로의 전달력을 감소시키는 역할을 하는 것이 뱀퍼이다. 뱀퍼에 직접적인 충격을 줄이기 위해서 뱀퍼와 트레일링 암 사이에 고무 부싱이 들어가게 된다. 부싱에 작용하는 반력은 부싱의 크기나 강성에 영향을 많이 받으므로 본 연구에서는 부싱의 영향을 배제하고 조인트를 사용하였다. Fig. 5.5에는 뱀퍼와 트레일링 암을 연결하는 조인트의 국부좌표계를 나타내었다.

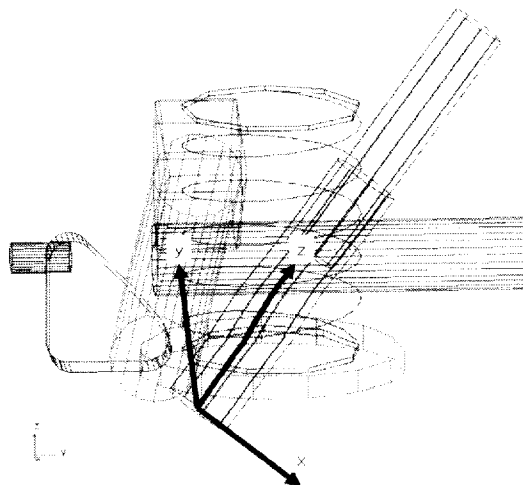
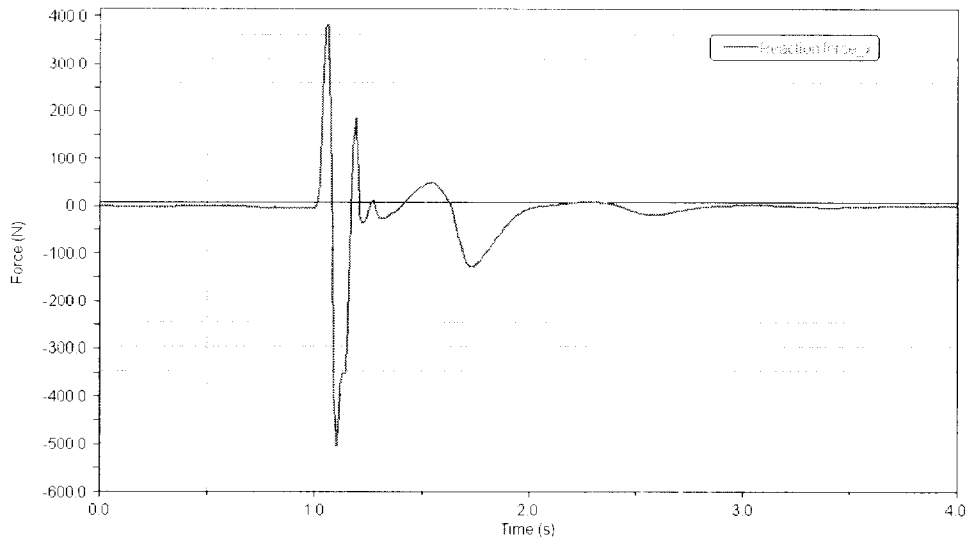
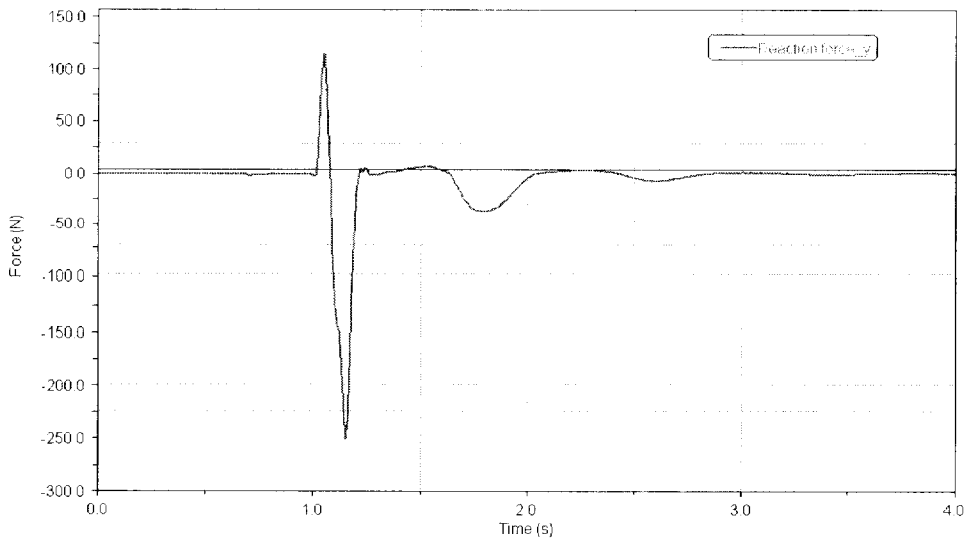


Fig. 5.5 Local coordinates for joint part

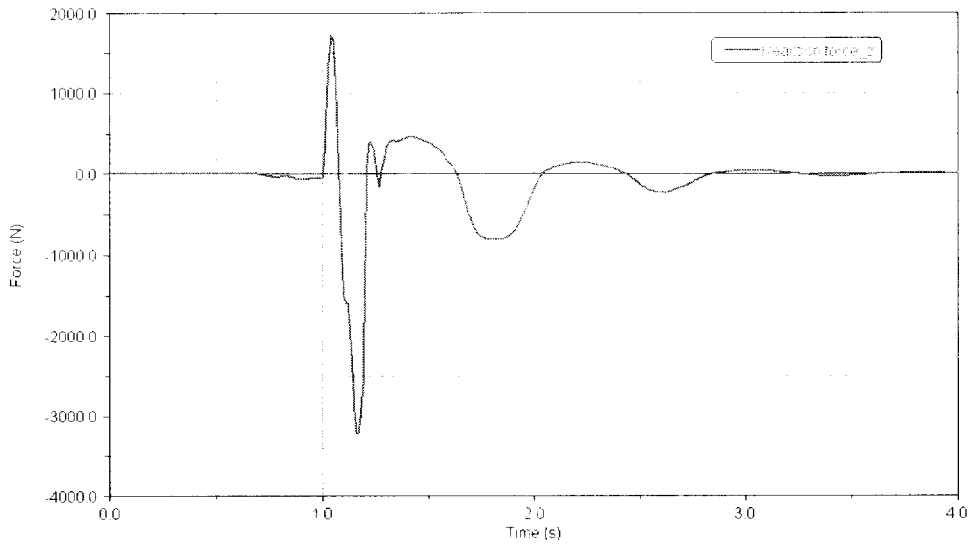
Fig. 5.6에 댐퍼 아랫부분의 조인트 반력을 국부좌표인 x , y , z 방향에 대해서 나타내었다.



(a) x direction



(b) y direction



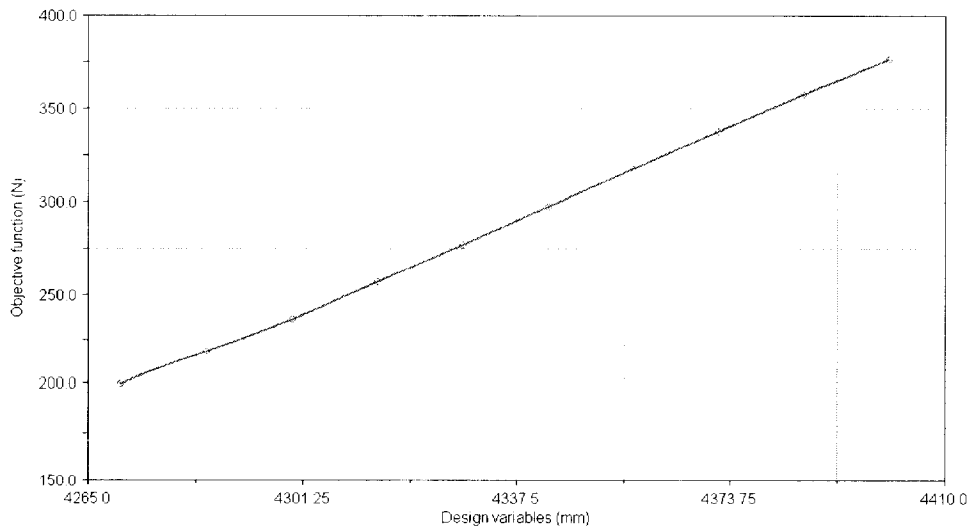
(c) z direction

Fig. 5.6 Reaction forces with bump simulation

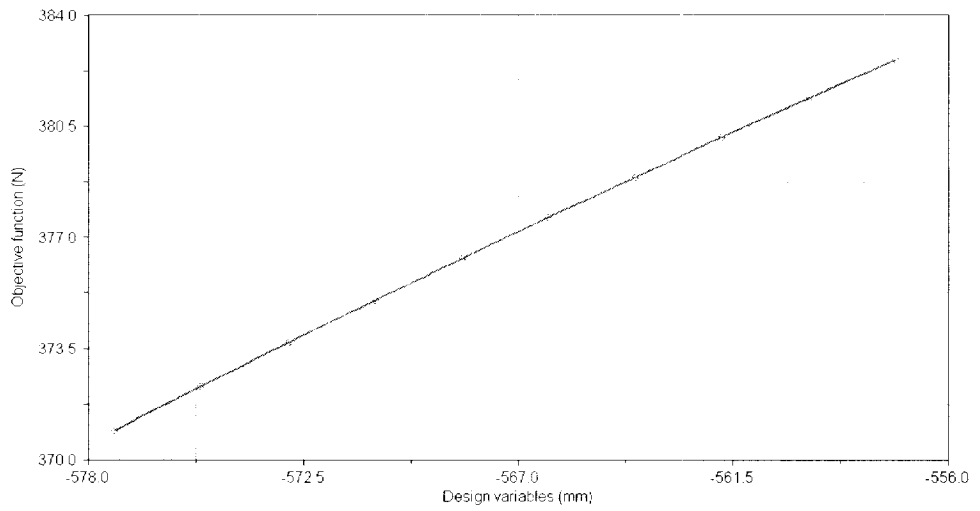
z 방향의 반력은 댐퍼의 축 방향에 대한 반력으로써 최대크기가 -3200N 정도를 나타낸다. 차량의 앞 바퀴가 뱀프를 통과한 후 뒷 바퀴가 뱀프를 통과하려고 할 때 댐퍼는 인장하게 되고, 이때의 댐퍼 인장력이 조인트에 가해졌을 때 조인트의 댐퍼 축 방향에 대한 반력은 최대값을 나타낸다. x 방향의 반력은 댐퍼가 인장할 때 최대값을 보이고, 반력의 최대값은 -504N을 보이고 있다. y 방향의 조인트 반력 역시 댐퍼가 인장될 때 최대값을 나타내고, 최대값은 -250N이다. 뱀프를 통과하는 시뮬레이션을 한 결과 댐퍼와 트레일링 암을 연결하는 조인트에는 댐퍼의 측면 방향으로의 조인트 반력이 상당히 큰 값을 나타낸다. 축력이 많이 발생하면 댐퍼의 내구성에 문제가 생길 수 있으므로 축력을 줄이는 설계 방안에 대해서 최적 설계를 하고자 한다.

5.2 민감도 해석

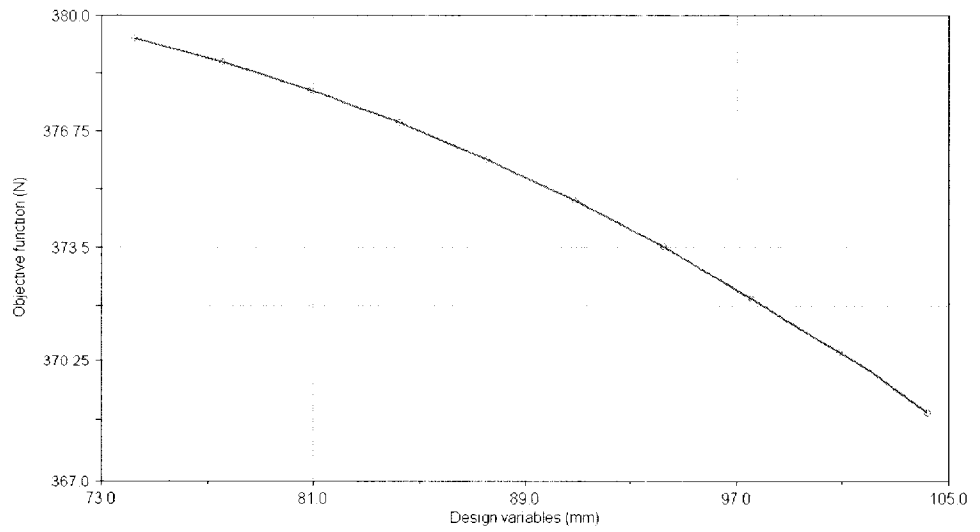
민감도 해석은 설계변수가 목적함수에 대한 기울기 정보를 나타낸다. 민감도 해석의 목적은 설계변수의 변화가 목적함수에 미치는 영향을 계량적으로 파악하여 이를 설계에 응용하는데 있다. 또한 민감도 해석은 목적함수가 원하는 범위에 있기 위해서는 어느 정도의 설계변경이 필요한지에 대한 정보를 제공할 수 있다. 이번 절에서 실행한 민감도 해석의 결과를 이용하여 앞 절에서 다루었던 설계변수의 허용범위를 정할 수가 있었다. Fig. 5.7에 목적함수에 대한 설계변수의 민감도 해석 결과를 도시하였다.



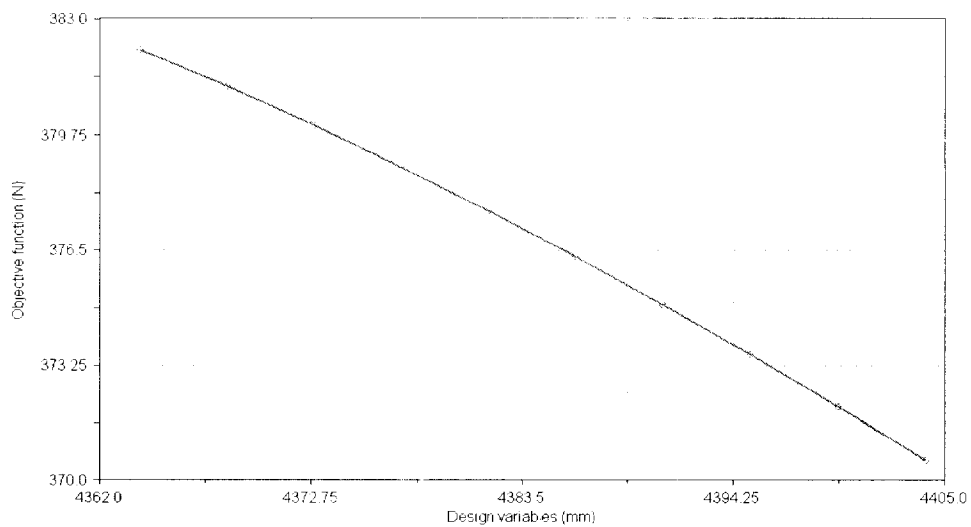
(a) Design variables - x_1



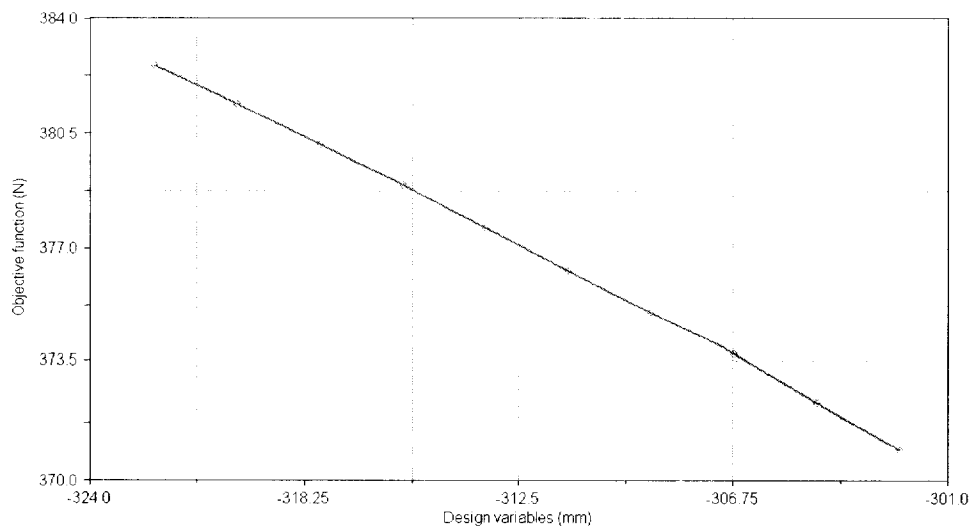
(b) Design variables - x_2



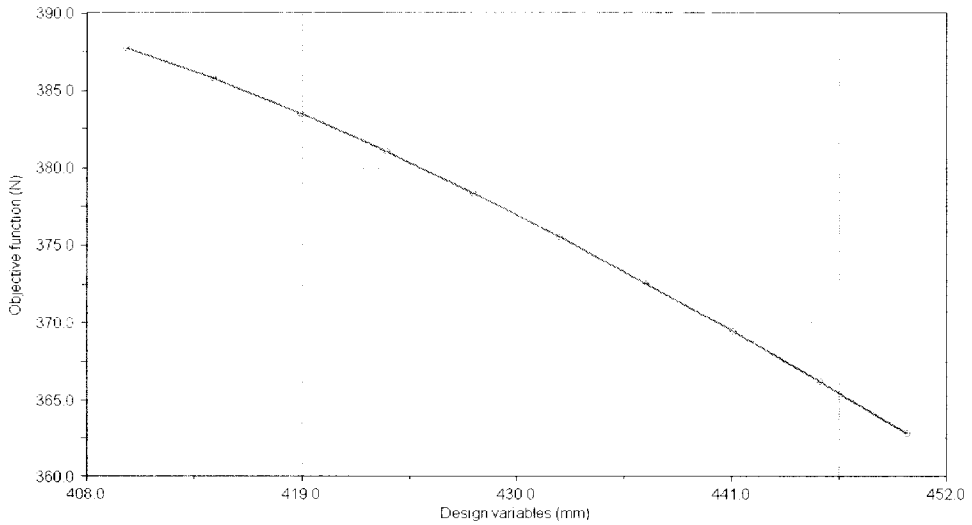
(c) Design variables - x_3



(d) Design variables - x_4



(e) Design variables - x_5



(I) Design variables - x_6

Fig. 5.7 Sensitivity analysis

민감도 해석 결과로 미루어 보아 설계변수 항목 중에서 x_1 항이 목적함수에 대한 기울기 값이 가장 큰 것으로 파악된다. 그 다음 민감도가 큰 설계변수는 x_6 항이다. 따라서 설계변수의 허용범위를 x_1 항에 대해서 가장 크게 허용하였고, 그 다음으로 x_6 항의 설계변수의 허용범위를 크게 설정하였다. 나머지 설계변수들의 허용범위는 민감도 해석 결과와 현가장치의 간섭 여부 등 장착 조건을 고려하여 설정하였다.

5.3 최적설계 문제의 정식화

이번 절에서는 5.1절에서 문제 제기한 댐퍼의 측면 방향으로의 조인트 반력을 감소하기 위한 목적으로 최적 설계를 하였다. 현가장치 성능은 차량 주행 시 현가장치 특성의 변화를 통해서 파악되고, 이 현가장치 특성은 위치가 변할 수 있는 조인트의 위치에 의해 결정된다. 본 논문에서는 토션빔 현가장치를 적용한 후륜의 현가장치에서 댐퍼와 트레일링 암을 연결하는 조인트의 위치를 설계변수로 하였다. 현가장치에서 댐퍼는 장착된 위치에 따라서 성능이 달라지고 댐퍼와 연결된 조인트의 반력이 달라지기 때문이다. Fig. 5.8에 토션빔 현가장치에서 댐퍼가 연결된 기구학적인 상태를 나타내었고 댐퍼와 트레일링 암을 연결하는 조인트의 위치 P_1 , P_2 , P_3 , P_4 를 설계변수로 하였다.

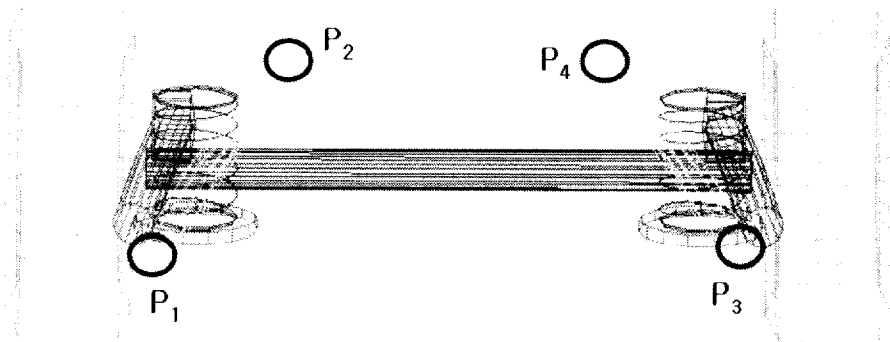


Fig. 5.8 Damper's location and design variables

최적설계 과정에서 댐퍼의 위치가 변하게 되고, 이런 경우 댐퍼의 크기도 달라질 수가 있다. 최적설계 후 댐퍼의 크기는 초기 상태와 비교해서 $\pm 10\text{mm}$ 내에서 변화하도록 하는 구속조건을 설정하였다. 최적설계 후에 댐퍼의 길이가 늘어나거나 줄어들게 되면 현재 상태와 비교해서 댐퍼의 특성이 달라지기 때문에 댐퍼의 길이 변화에 제한을 두었다. 그리고 현재 댐퍼의 성능이 식 (5-3)과 같이 일정 수준 이상을 만족하도록 제한을 두었다. Fig. 5.6에서 댐퍼와 연결된 조인트의 x, y 방향으로의 측면 반력을 줄이도록 목적함수를 정하였다. 이러한 설계변수, 구속조건, 목적함수를 가지고 최적설계를 하였다. 최적화 프로그램은 ADAMS 프로그램 내에 내장된 최적화 모듈 중에서 SQP(Sequential Quadratic Programming) 알고리즘과 VisualDOC의 GA 알고리즘을 적용하였고, 결과값을 비교하였다.

5.1절에서 언급하였던 댐퍼와 트레일링 암을 연결하는 조인트의 반력을 최소화하기 위해 목적함수는 식 (5-1)과 같이 정의하였다. 조인트 반력을 좌측과 우측을 동시에 고려함으로써 최적설계 진행동안 댐퍼의 성능이 어느 한쪽으로 치우치지 않도록 하였다.

$$f(x) = |w_1 \{f_1(x) + f_2(x)\} + w_2 \{f_3(x) + f_4(x)\}| \quad (5-1)$$

여기서 $f_1(x), f_2(x)$ 는 P_1 에 연결된 조인트의 x, y 방향 반력,

$f_3(x), f_4(x)$ 는 P_3 에 연결된 조인트의 x, y 방향 반력이다.

w_1, w_2, w_3, w_4 는 가중치이다.

Fig. 5.6에서 x 방향의 반력이 y 방향의 반력보다 2배 크기 때문에 $w_1 = 2w_2$ 로 설정했다. 그리고 가중치의 합은 1을 만족해야 하므로[20] w_1 과 $w_3 = \frac{1}{3}$, w_2 와 $w_4 = \frac{1}{6}$ 로 정하였다.

최적설계에서 제한 조건은 식(5-2), (5-3)과 같이 정의하였다.

$$387.54 < d_r < 407.84 \quad (5-2)$$

$$3170.95 < d_z \quad (5-3)$$

여기서 d_r 는 현재 댐퍼의 길이, d_z 는 현재 댐퍼의 z 축 방향의 댐핑력이다.

본 논문에서 설계변수는 Fig. 5.8에서 보는 것과 같이 댐퍼가 연결된 조인트의 위치를 설계변수로 하였다. 댐퍼가 연결된 조인트의 위치 P_1, P_2, P_3, P_4 의 전역 좌표 값 X, Y, Z 를 설계변수로 하였다. P_3, P_4 의 전역 좌표 값 X, Z 는 P_1, P_2 의 값과 동일한 값을 사용하였다. P_3, P_4 의 Y 값은 P_1, P_2 의 값에 (-)값을 입력하였는데 이것은 토션빔 현가장치가 좌우 대칭적인 구조이기 때문이다. 이렇게 함으로써 설계변수의 개수를 12개에서 6개로 감소시킬 수 있었다. 설계변수의 허용범위는 장착 지점의 특성과 차량과 현가장치의 간섭 여부를 고려하여 결정하였다. 그리고 목적함수에 대한 설계변수의 민감도 해석을 한 후 민감도가 큰 설계변수에 대해서는 설계변수의 허용범위의 값을 크게 설정하였다. 반대로 민감도가 적은 설계변수 항은 설계변수의

허용범위를 값을 작게 가지도록 하였다. 민감도에 대한 해석 결과는 5.3절에 다루었다. Table 5.1에 현재의 설계변수의 값과 설계변수의 하한값, 상한값을 나타내었다.

Table 5.1 Value, range of design variables - Damper location
(Unit : mm)

Design Variable	Lower Bound	Initial Value	Upper Bound
x_1	4200.51	4400.51	4450.51
x_2	-577.35	-567.35	-557.35
x_3	74.21	84.21	104.21
x_4	4364.01	4384.01	4404.01
x_5	-322.28	-312.28	-302.28
x_6	410.0	430.0	450.0

Table 5.1에서 x_1, x_2, x_3 는 각각 조인트 P_1 에서의 X, Y, Z 좌표이고 x_4, x_5, x_6 는 각각 조인트 P_2 에서의 X, Y, Z 좌표이다.

5.4 최적설계

5.3절에서 다루었던 목적함수, 설계변수, 제한조건을 가지고 최적설계를 하였다. 최적화 해석을 하기 위한 시뮬레이션 조건은 앞에서 실행하였던 범프 시뮬레이션으로 하였다. ADAMS의 최적화 모듈을 이용하여 최적설계를 수행하는 경우와 VisualDOC의 GA를 이용하여 최적설계를 수행할 때 종료조건을 Table 5.2에 정리하였다.

Table 5.2 Stopping criteria

ADAMS SQP	• 목적함수 수렴에 대한 절대치 : $1e-4$ • 최대 반복회수 : 100
VisualDOC GA	• 목적함수 수렴에 대한 절대치 : $1e-4$ • 목적함수 수렴에 대한 상대치 : $1e-3$ • 설계변수 수렴에 대한 절대치 : $1e-4$ • 설계변수 수렴에 대한 상대치 : $1e-3$ • 목적함수의 값이 5번 반복되는 경우

4장에서는 VisualDOC의 GA를 이용하여 최적설계의 과정을 나타내었고, 이 번 장에는 ADAMS의 최적화 모듈을 이용한 최적설계의 진행 순서(flow chart)를 Fig. 5.9에 도시하였다.

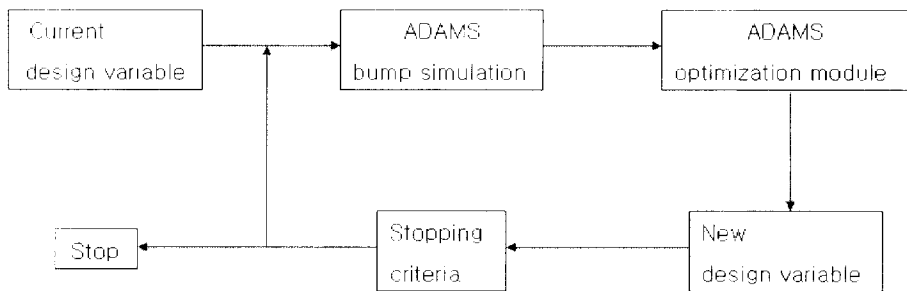


Fig. 5.9 Optimization flow chart using ADAMS

ADAMS 최적화 모듈의 SQP, VisualDOC의 GA를 적용한 최적 설계의 결과를 Table 5.3에 나타내었다.

Table 5.3 Optimal values of design variables - Damper location
(unit : mm)

Design Variable	Lower Bound	Optimal Value		Upper Bound
		SQP	GA	
x_1	4350.51	4350.51	4350.51	4450.51
x_2	-577.35	-557.35	-568.15	-557.35
x_3	74.21	104.21	89.19	104.21
x_4	4364.01	4404.01	4399.92	4404.01
x_5	-322.28	-322.28	-311.48	-302.28
x_6	410.0	445.32	440.55	450.0

ADAMS의 SQP, VisualDOC의 GA를 적용한 최적설계의 설계변수 값은 주어진 경계조건을 모두 만족하고, 민감도가 큰 설계변수인 x_1 의 변화량이 가장 큰 것을 알 수 있다. GA를 적용하여 최적설계 후 댐퍼의 위치를 최적설계 전과 비교하여 Fig. 5.10에 나타내었다.

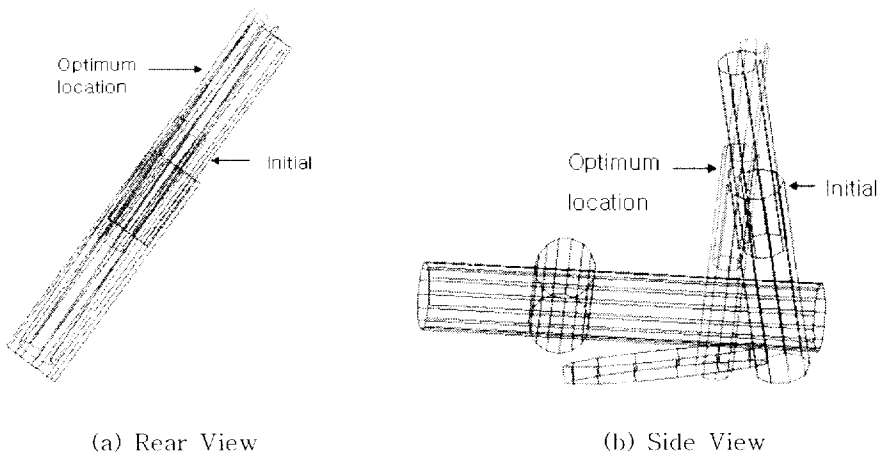


Fig. 5.10 Optimum location of damper

차량의 뒷 측면에서 봤을 때 댐퍼의 위치는 최적설계 후 주어진 설계변수 조건하에서 똑바로 세워 질러는 경향을 띄고 있다. 차량의 옆 측면에서 봤을 때 댐퍼의 위치는 뒤로 경사진 상태에서 최적설계 후 앞으로 경사진 모습을 나타낸다.

Fig. 5.11에 ADAMS 최적화 모듈의 SQP 알고리즘을 적용하여 최적설계 과정에서 목적함수의 변화과정(history)을 도시하였다.

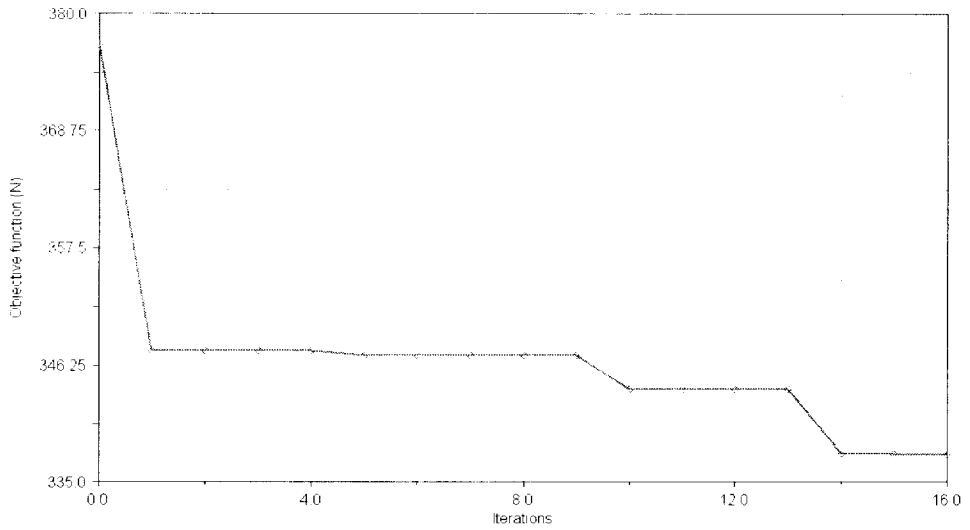
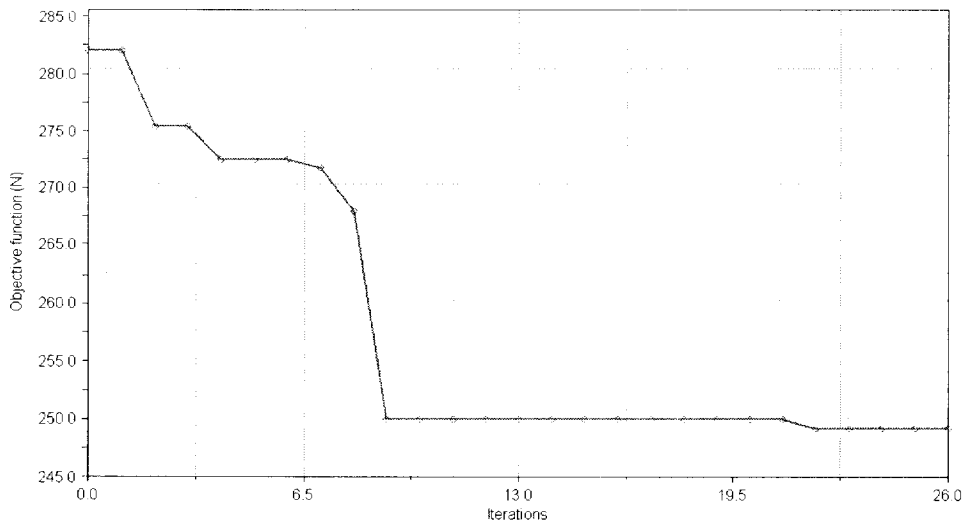
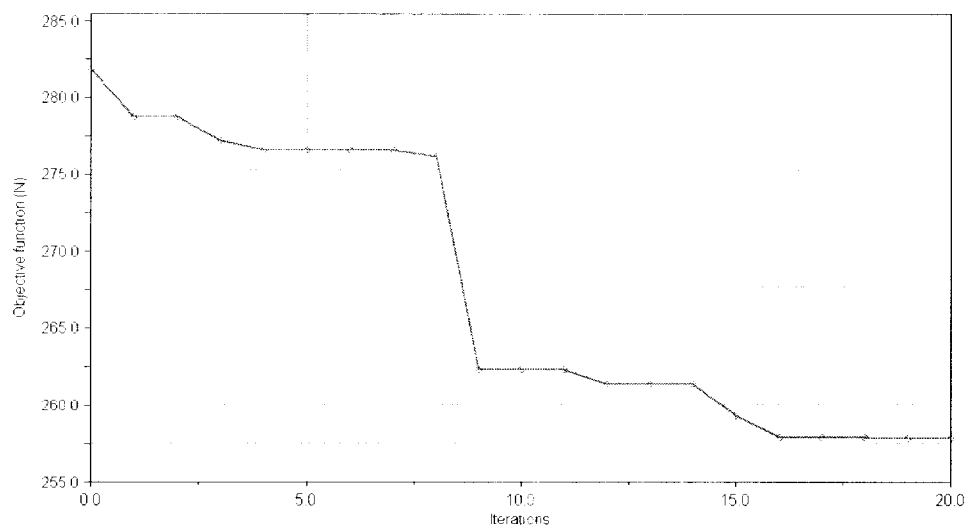


Fig. 5.11 History of object function using SQP of ADAMS

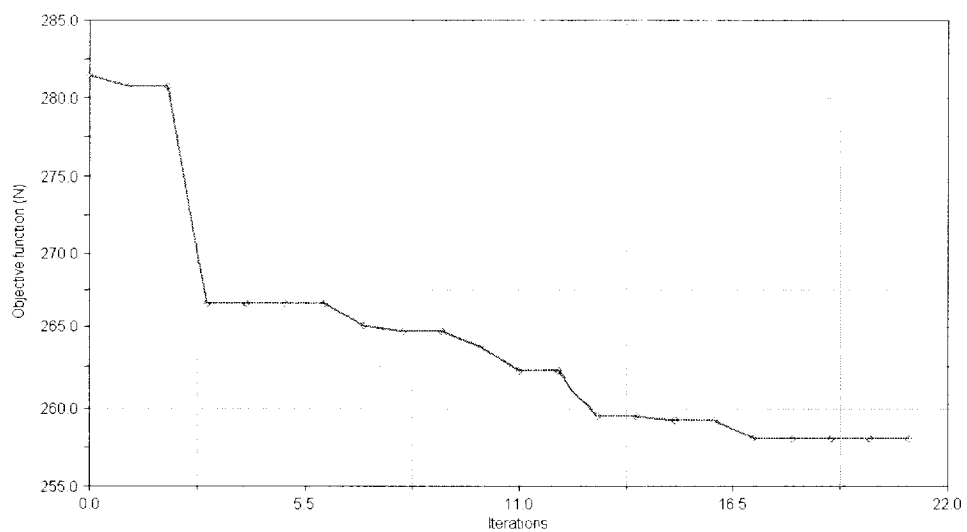
Fig. 5.12에 VisualDOC의 GA를 적용하여 최적설계 과정에서 교배율이 0.8, 0.85, 0.9, 0.95일 때 목적함수의 변화과정(history)을 도시하였다.



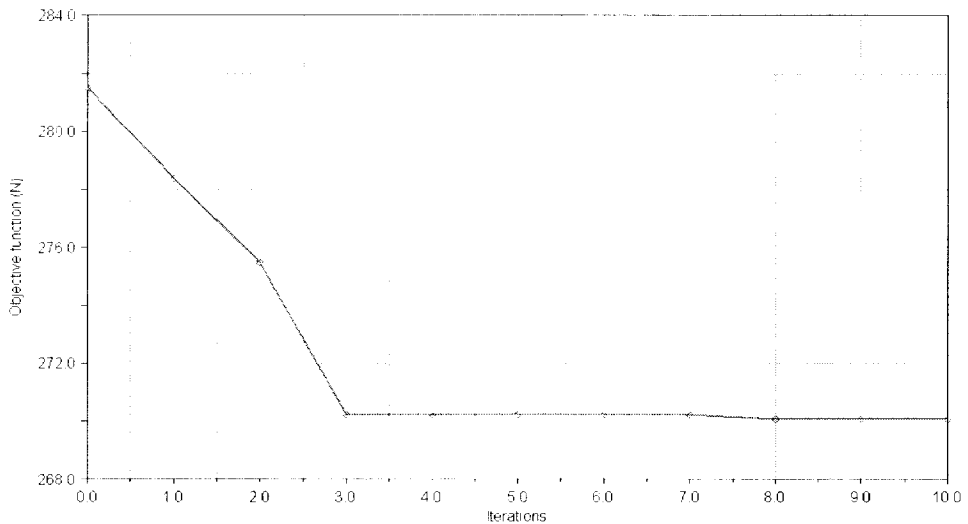
(a) crossover : 0.8



(b) crossover : 0.85



(c) crossover : 0.9

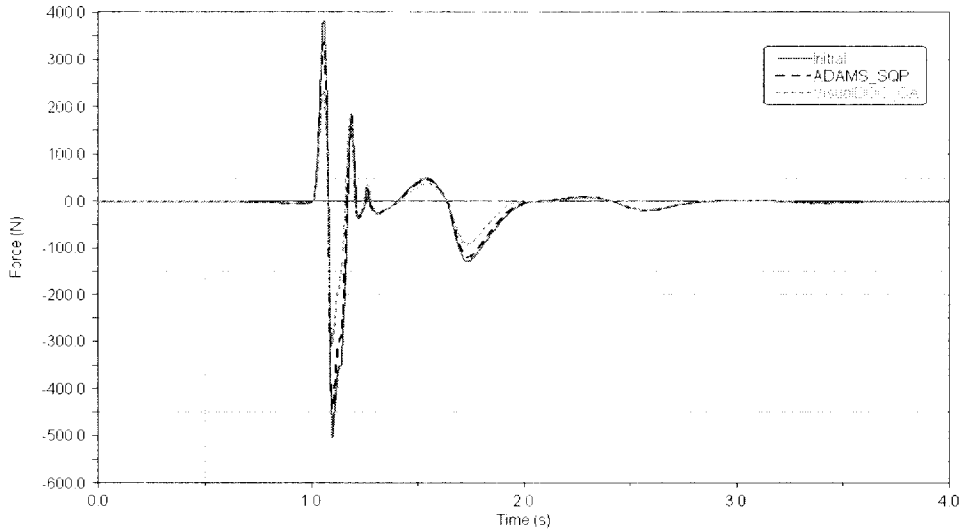


(d) crossover : 0.95

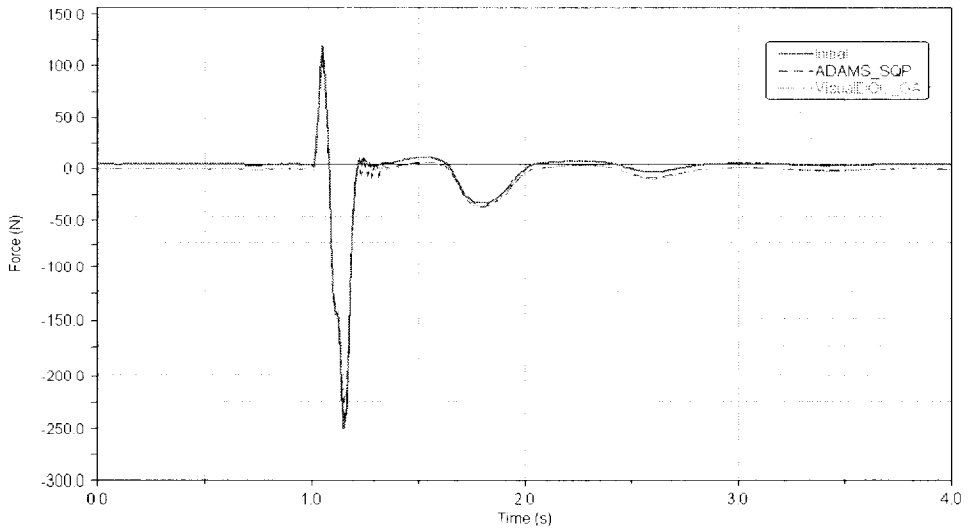
Fig. 5.12 History of object function using GA of VisualDOC

ADAMS의 SQP 알고리즘을 적용한 경우, 최적화 반복회수는 16번 수행되었고, 목적함수의 값은 376.99N에서 337.73N으로 39.26N이 감소하였다. 펜티엄4 2.8GHz, 메모리 1GByte가 탑재된 PC에서 최적설계에 수행된 시간은 3시간 27분이 소요되었다. VisualDOC의 GA를 적용한 경우, 교배율이 0.8일 때 최적화 반복회수는 26번 수행되었고, 목적함수의 값은 376.99N에서 249.08N으로 127.91N이 감소하였다. 유전 알고리즘을 적용하여 최적설계에 수행된 시간은 24시간 18분으로 ADAMS의 SQP 알고리즘을 적용한 경우와 비교할 때 많은 시간이 소요되었다. 그러나 목적함수의 결과는 ADAMS의 SQP를 적용한 경우 10.44% 개선되었고, VisualDOC의 GA를 적용한 경우는 33.9%가 개선되었다.

범프 시뮬레이션에서 x 방향의 반력과 y 방향의 반력을 최적 설계 전과 후를 Fig. 5.13에 비교하였다.



(a) x coordinates



(b) y coordinates

Fig. 5.13 Change of reaction forces after optimum design

x 방향 반력의 최대 크기는 초기치 504N에서, SQP 알고리즘을 적용한 경우 444.3N, GA를 적용한 경우 308.17N으로 감소하였다. 각각 11.8%, 38.9%의 반력 크기가 줄어들었다. y 방향 반력의 최대 크기는 초기값 250.73N이었는데, SQP 알고리즘을 적용한 경우 242.77N, GA를 적용한 경우 225.92N으로 감소하였다. 각각의 경우에 3.2%와 9.9%의 반력 크기가 개선되었다. y 방향의 반력보다 x 방향의 반력이 더 크게 감소한 것은 식 (5-1)에서 가중치를 다르게 설정했기 때문이다. 즉 w_1 과 w_3 는 $\frac{1}{3}$, w_2 와 w_4 는 $\frac{1}{6}$ 로 설정한 까닭이다.

위의 결과를 종합하여 볼 때 ADAMS 프로그램만으로 동역학 해석과 최적설계를 수행하는 방법보다, ADAMS와 VisualDOC를 연계하여 동역학 해석과 최적설계를 수행하는 방법이 더 적합한 것으로 판단된다.

5.5 웅덩이 시뮬레이션을 통한 결과 검증

이번 절에서는 댐퍼의 위치 최적설계를 검증하기 위한 방법으로 웅덩이(pothole) 시뮬레이션을 하였다. 차량을 운행할 때 웅덩이를 지나가면 차체가 심하게 요동치는 것을 운전자들은 가끔 경험하게 된다. 움푹 파인 정도에 따라 다르겠지만 심한 경우 휠이 찌그러질 정도의 충격이 차체에 가해지게 된다. 이 때 타이어의 충격은 현가장치로의 전달이 되고 현가장치의 충격을 댐퍼와 스프링이 완충시키는 역할을 한다. 이 번 절에서는 차량이 움푹 파인 곳을 지나갈 때 댐퍼와 트레일링 암을 연결하는 조인트에 걸리는 반력을 확인하고 범프 시뮬레이션에서의 최적설계 결과를 입력하여 웅덩이 시뮬레이션에서 댐퍼 반력의 개선 효과를 확인하였다. 범프 시뮬레이션과 유사한 조건을 부여하기 위해 pothole의 길이는 1200mm, 높이는 반대 방향인 -150mm로 하였다. Pothole의 개략적인 모습은 Fig. 5.14에 도시하였다.

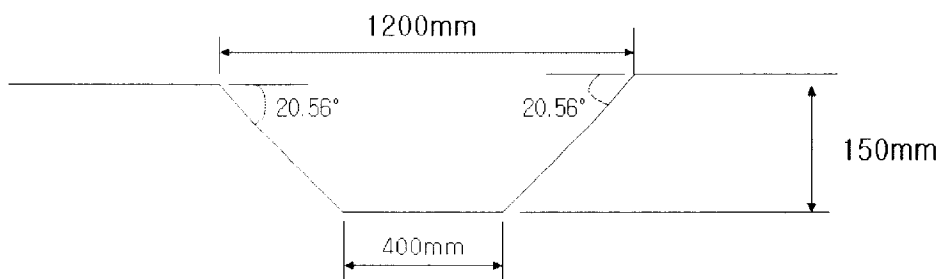
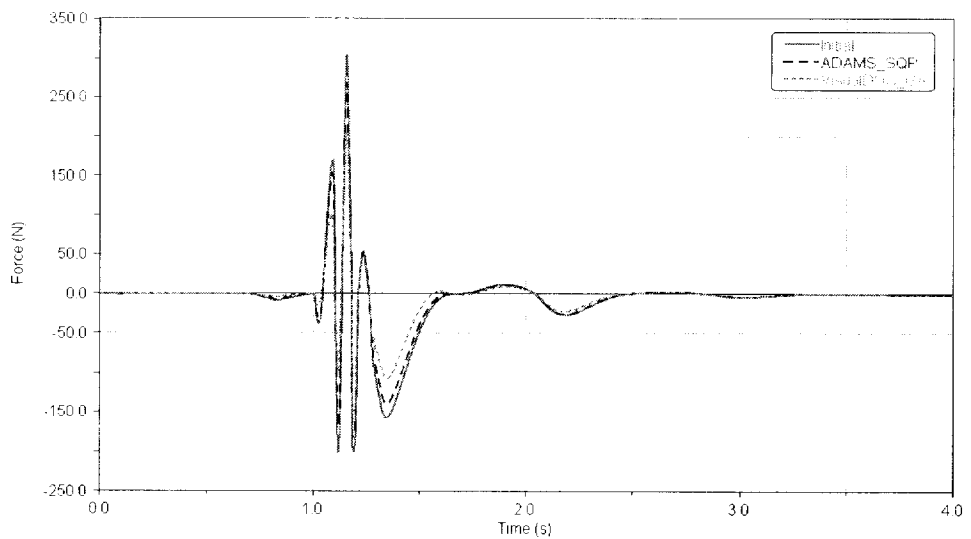
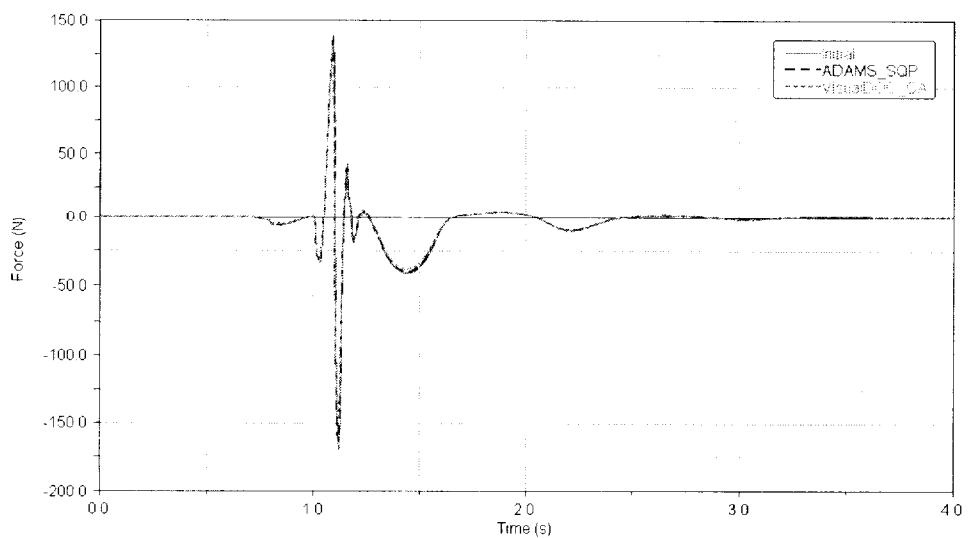


Fig. 5.14 Pothole description

조인트의 x 방향 반력과 y 방향 반력을 최적설계 전과 후를 Fig. 5.15에 비교하였다.



(a) x coordinates



(b) y coordinates

Fig. 5.15 Change of reaction forces after pothole simulation

x 방향으로의 반력 크기를 최적설계 전과 후 비교하면, 초기값 289.8N에서 SQP의 경우 253.91N, GA를 적용한 경우 193N으로 각각 감소하였다. VisualDOC의 GA를 적용한 경우 반력이 더 크게 감소하고 33.4%의 개선 효과가 있는 것으로 확인된다. y 방향의 조인트 반력 크기는 초기치 173.94N에서 최적설계 후 SQP 알고리즘을 적용한 경우 165.82N, GA를 적용한 경우 145.77N으로 각각 감소하였다. GA를 적용한 경우 16.19% 반력의 크기가 개선되었다.

범프 시뮬레이션에서의 조인트 반력을 최소화하는 최적설계를 하였고, 최적설계 후 결과 값인 설계변수를 같은 조건의 웅덩이 시뮬레이션에 적용하여 웅덩이 시뮬레이션에서도 조인트 반력이 감소한 것을 확인하였다.

제 6 장 결론

본 논문에서는 동역학 해석 프로그램 ADAMS를 이용하여 MPV 차량을 모델링 하였다. ADAMS에서 차량의 동특성을 구한 후 최적 설계는 최적화 프로그램인 VisualDOC를 ADAMS와 연계시켜 VisualDOC에서 설계 정보를 변경하여 반복적으로 실행되도록 하였다. 이러한 연구 과정을 통하여 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

1) 토션빔의 장착 위치를 설계변수로 하여 후륜 현가장치의 K&C 특성을 개선 시킬 수 있었다.

2) 최적설계 후 롤 각에 대한 캠버각은 17.44%가 개선된 효과를 보였다.

3) 이중 차선 변경 시뮬레이션을 통하여 최적설계 전과 후 차량의 동특성 변화를 비교하였고, 차체 거동이 개선된 효과를 확인할 수 있었다.

4) 토션빔 현가장치에서 댐퍼의 측면 방향의 조인트 반력을 최소화하기 위한 목적함수를 제안하였다.

5) VisualDOC의 GA를 적용한 최적설계에서 댐퍼의 x 방향의 측면 반력은 38.85%, y 방향의 측면 반력은 9.9% 개선되었다.

6) 웅덩이 시뮬레이션으로 최적결과가 타당함을 확인하였다.

7) ADAMS의 SQP 모듈을 이용하는 것보다 VisualDOC와 ADAMS를 연계시켜 GA를 적용하는 것이 보다 나은 최적 설계 변수를 얻을 수 있는 것을 확인하였다.

위와 같은 최적설계 과정을 통해서 현가장치 설계 시 설계자가 오류 수정법에 의해 조인트의 위치를 결정하는 과정에서 생기는 반복 작업을 줄일 수 있었다. 설계자의 요구를 만족하는 조인트의 위치를 결정하고, 평가할 수 있도록 하여 현가장치를 설계하는데 도움이 될 것이다. 따라서 이러한 방법으로 최적설계를 쉽게 활용할 수 있고 적용 가능한 것으로 사료된다.

참고문헌

- [1] ADAMS user's manual
- [2] 탁태오, "민감도 해석을 이용한 현가장치의 동역학적 최적설계", 한국자동차공학회논문집, Vol. 2, No. 3, pp. 50 ~ 61, 1994
- [3] 송성재, 탁태오, "기호 계산 기법을 이용한 현가장치의 기구학적 민감도 해석", 한국자동차공학회논문집, Vol. 4, No. 6, pp.247~259, 1996.
- [4] 탁태오, "수치미분에 의한 차량 현가장치의 기구학적 민감도 해석", 한국자동차공학회논문집, Vol. 6, No. 5, pp.128~137, 1998.
- [5] 황원걸, 김우영, 임형은 "차량현가장치의 최적설계시스템 개발", 한국자동차공학회논문집, Vol. 7, No. 3, pp.339~347, 1999.
- [6] 김우영, 안기원, 오철성, 황원걸, 임형은, "더블위시본 타입 현가계의 하드포인트 최적화에 관한 연구", 한국자동차공학회 2002년도 춘계학술대회논문집, pp.897~902, 2002.
- [7] 김상중, 박찬중, 박태원, "실험계획법을 이용한 현가장치의 요소설계", 한국자동차공학회논문집, Vol. 4, No. 1, pp.16~27, 1996.
- [8] 이덕희, 김태수, 김재정, "유전 알고리즘을 이용한 현가장치의 기구학적 최적설계", 한국자동차공학회논문집, Vol. 8, No. 5, pp.138~147, 2000.
- [9] 최병렬, 주민식, 최동훈, "외부 최적화 모듈과 ADAMS/Car의 접속 및 자동화를 위한 GUI 제어 기술 개발", 2001 Korea ADAMS User Conference, 2001

- [10] 최병렬, 최진호, 최동훈, “K&C 특성의 신뢰성 향상을 위한 차량
현가장치의 최적설계”, 한국자동차공학회 2004년도 추계학술대회
논문집, pp.582~587, 2004.
- [11] www.mscsoftware.co.kr
- [12] VisualDOC user manual
- [13] www.mscsoftware.com
- [14] Nastran user manual
- [15] www.tuningparts.co.kr
- [16] 김호용, “자동차 현가장치”, 에드텍, 1997
- [17] 최재석, “승용차량 Torsion Beam Axle의 최적설계”, 2002 Korea
Nastran Users Conference, 2001.
- [18] 진태길, “토션빔 액슬에서 토션 빔의 설계”, 1999 Korea Nastran
Users Conference, 1999
- [19] 강주석, “토션빔 후륜 현가장치의 기구학적 특성 해석”, KSAE,
Vol. 12, No. 5, pp.146-153, 2004.
- [20] Ashok D. Belegundu, Tirupathi R. Chandrupatla, "Optimization
Concepts and Applications in Engineering", Prentive-Hall, Inc. 1999.
- [21] Jasbir S. Arora "Introduction to Optimum Design" McGraw-Hill, Inc.
1989.
- [22] idot.hanyang.ac.kr
- [23] 진강규, “유전알고리즘과 그 응용”, 교우사, 2000
- [24] 공성곤 외, “유전자 알고리즘 입문”, 진영사, 1997
- [25] 김용수, “Matlab 입문과 활용”, 높이깊이, 2002

- [26] D.C.Lee, J.H.Byun, "A Study on the Structural Characteristics and Roll Behavior of Suspension for the Section Profile of Torsion Beam", SAE 99370297, 1999.
- [27] 김상섭, 이상범, 정홍규, 이춘승, "토션빔의 단면형상 및 위치의 변경에 따른 현가 시스템의 기구정역학 해석", 한국자동차공학회 2002년도 춘계학술대회논문집, pp.813~818, 2002.
- [28] GianClaudio Travaglio, "Optimising the Handling Behaviour of a Vehicle with McPherson Front Suspension and Twist Beam Rear Suspension Using ADAMS/Car", 14th European ADAMS User Conference, 2000.
- [29] 최규재, 심정수 “차량동역학해석 & 시험평가”, 자동차부품연구원.
- [30] Thomas D. Gillespie "Fundamentals of Vehicle Dynamics" Society of Automotive Engineers. Inc. 1992.

감사의 글

대학원 2년간의 생활동안 세심한 지도와 아낌없는 격려를 보내 주신 백운경 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 또한 바쁘신 가운데서도 논문심사를 꼼꼼하게 맡아주신 양보석 교수님께 깊은 감사를 드립니다. 그리고 공부하는 학생으로서의 생활관 가치관을 심어주시고 논문심사를 맡아주신 손정현 교수님께 진심으로 깊은 감사를 드립니다.

연구를 수행하는 동안 도움을 준 실험실 사람들, 대우정밀 샤프 사업팀 분들에게도 감사를 드립니다. 그리고 학교 선·후배 분들에게도 감사를 드립니다. 앞으로 입학하게 될 후배들에게도 열심히 하라고 당부하고 싶습니다.

공부를 하는 동안 꾸준히 지켜봐 준 어머니, 누나, 매형, 조카들에게도 고마움을 느낍니다. 그리고 공부하는 휴식처가 되어주었던 친구들에게도 고마움을 느낍니다. 아울러 저를 지켜봐 주신 모든 분들에게 감사의 뜻을 전하며 건강과 행복이 가득하시길 진심으로 기원합니다.