

# 근사 합성법을 이용한 5-SS 멀티 링크 현가장치의 기구학적 설계

김선평\* · 심재경\*\* · 안병의\*\*\* · 이언구\*\*\*  
(1999년 8월 30일 접수)

## Approximate Synthesis of 5-SS Multi Link Suspension System

Seon-Pyung Kim, Jae-Kyung Shim, Byung-Eui Ahn and Un-Koo Lee

**Key Words :** Kinematic Synthesis(기구학적 합성), Suspension System(현가장치), Approximate Synthesis(근사 합성), Selective Precision Synthesis(선택적 정밀도 합성법), Kinematic Constraint Equation(기구학적 구속조건식)

### Abstract

Dimensional Synthesis, which is a part of kinematic synthesis, is to determine the dimensions of a mechanism of preconceived type for a specified task and prescribed performance. In this paper, in an effort to provide designers with flexibility, a dimensional approximate synthesis method is presented for utilizing prescribed tolerance on both the displacement and joint positions of a mechanism to be synthesized. For this, a constrained optimization problem is formulated with displacement parameters and joint positions as variables. The proposed method is applied to the synthesis of a 5-SS multi link suspension mechanism. The method discussed here, however, can be easily applied to any mechanism of which the kinematic constraint equations can be derived.

### 1. 서론

자동차용 현가장치는 휠 얼라인먼트의 변화가 승차감과 조종안정성 등의 특성에 큰 영향을 미치는 3 차원 다물체 기구로서, 차체에 대한 휠 어셈블리(wheel assembly)의 범프 리바운드 운동과 조향 운동이 현가계의 기본적인 운동이라 할 수 있다. 이러한 현가장치들은 최근 성능향상과 더불어 장착공간의 제약과 가격의 제한 조건을 보다 효율적으로 만족시키기 위하여 다양한 형태로 발전을 거듭하고 있다.

멀티 링크형 현가장치로 대표되는 신형 현가장치들은 기존의 2 차원적 가정을 통한 설계법으로는 해석이 불가능한 진보된 3 차원 공간 기구로 구성되어 있어 경쟁력 있는 고성능의 현가장치 개

발을 위해서는 3 차원 공간 기구학을 이용한 현가장치 설계법의 개발이 시급한 과제라고 할 수 있다. 따라서 공간 기구 합성법을 이용한 현가장치의 설계는 진보된 형태의 메커니즘을 가진 신형 현가장치 개발에 있어 필수 불가결한 도구로 사용될 수 있다.

기구 합성법은 크게 정밀점 합성법(precision point synthesis)과 근사 합성법의 두 분류로 나눌 수 있다. 정밀점 합성법은 기구에 요구되는 연속적인 운동을 제한된 몇 개의 불연속적인 정밀점으로 표현하고 그 위치를 정확히 만족하도록 기구를 구성하는 합성법으로서 설계된 기구가 지정된 정밀점을 오차 없이 지날 뿐만 아니라 정밀점을 지날 수 있는 모든 기구를 구할 수 있다. 그러나 합성식과 설계인자들의 수에 따라 지정할 수 있는 정밀점의 수에 제한이 있고 합성된 기구가 지정된 정밀점을 제외한 다른 지점에서 어떠한 운동을 하는가에 대한 예측을 할 수 없다. 또한 실제 사용되는 기계 장치의 경우에는 오차 없이 정확한 운동이 요구되는 경우가 흔하지 않으며, 가공과정에서의 공차로 인해 정밀점 자체가 무의미해질 수

\* 회원, 고려대학교 대학원

\*\* 회원, 고려대학교 기계공학과

E-mail : jkshim@korea.ac.kr

TEL : (02) 3290-3362 FAX : (02) 926-9290

\*\*\* 현대자동차 (주)

있다.

이에 반해 근사 합성법은 정밀점 합성법과는 달리 설계자가 지정할 수 있는 운동 위치수의 제한이 없으며 사용되는 최적화 기법에 따라 최소 자승법을 이용한 방법과 선택적 정밀도 합성법<sup>(1)</sup> 등으로 나뉠 수 있다. 최소 자승법을 이용한 근사 합성법은 지정된 운동 위치와 합성된 기구의 운동 사이의 편차를 최소화하는 합성법이다. 그러나 이 방법은 이러한 편차의 크기를 제어하거나 미리 예측할 수 없으므로 편차가 허용 가능한 범위를 벗어날 수도 있다. 이에 반해 선택적 정밀도 합성법은 기구가 만족시켜야 하는 정밀점에 허용 가능한 공차를 지정하고 이 공차 범위를 만족시키는 기구를 합성하는 방법으로 설계자가 요구하는 기구운동의 경향성을 근사적으로 구현할 수 있다.

3 차원 공간 기구 합성법을 이용한 현가장치의 설계는 많은 기구학자들의 관심의 대상이었다. Suh<sup>(2)</sup>는 변위행렬법(displacement matrix method)을 이용하여 정밀점 합성법으로 더블 위시본 현가장치를 설계하였고, Kang 등<sup>(3)</sup>은 맥퍼슨 스트럿 현가장치의 정밀점 합성법을 연구하였다. 또한, 정<sup>(4)</sup>은 기구학적 사상(kinematic mapping)을 이용하여 더블 위시본 현가장치를 근사적으로 설계하였다. 이 등<sup>(5)</sup>은 대수적 소거법을 이용하여 7 개의 정밀점을 만족하는 모든 5-SS 멀티 링크 현가장치 기구를 합성하였다.

신형 현가장치의 개발을 위한 가장 기본적인 작업으로서, 현가장치를 구성하는 각 조인트들의 위치를 설정하고, 구성된 현가장치의 기구학적 설계인자인 캠버, 토우, 킹핀 그리고 캐스터각과 같은 휠 얼라인먼트들의 특성을 파악하는 초기 설계를 들 수 있다. 이 조인트들의 위치와 휠 얼라인먼트들은 차량의 주행성능에 복합적으로 영향을 미치므로 이들간의 상호 관계를 파악하기 위한 연구<sup>(6,7)</sup>들도 진행되어 왔다.

현가장치의 기구 합성에 대한 기존 연구들은 요구되는 휠 어셈블리의 운동을 구현할 수 있는 기구학적 해를 찾는 방법으로서 기구를 구성하는 여러 가지 조인트의 위치를 찾을 수 있다. 그러나 현가장치는 엔진 룸, 조향 장치 등과의 간섭을 피하며 설계되어야 하는, 장착공간의 제한조건이 비교적 큰 비중을 차지하는 기구이며 초기 설계 때부터 이에 대한 고려가 필요하다.

본 연구에서는 이러한 설계의 어려움을 해결할 수 있는 한 방법으로 설계자가 원하는 휠 어셈블리의 운동을 근사적으로 구현하는 기구의 합성과 합성된 기구의 조인트가 대략적으로 설계자가 원

하는 곳에 위치할 수 있도록 하는 두 가지의 목적을 동시에 만족시키는 근사적 기구 합성법을 제안하고자 한다. 이를 위해 합성하고자 하는 기구의 기구학적 구속조건을 목적함수로 하고 기구에 요구되는 운동과 각 조인트의 위치를 모두 설계자가 임의로 지정한 영역을 가진 변수로 설정하였다. 따라서, 본 연구에서 제안한 근사적 합성법은 임의로 지정한 변수 범위 내에서 목적함수를 최소화하는 변수를 찾아내는 최적화 문제가 되며, 제안한 합성법을 대표적인 멀티 링크형 현가장치인 5-SS 멀티 링크 현가장치의 합성에 적용하였다.

## 2. 5-SS 멀티 링크형 현가장치

Fig. 1 은 5-SS 멀티 링크형 현가장치의 기구학적 모델이다. 본 연구에서는 조향 운동이 없는 경우에 관한 모델링만을 다루었으므로 타이 로드를 2 개의 구면 조인트(spherical joint)로 이루어진 S-S 다이어드(dyad)로 가정하였다. 따라서 이 기구는 차체와 휠 어셈블리를 5 개의 S-S 다이어드가 연결하고 있으며, 각각의 다이어드를 분리 합성하여 결합시키는 빌딩-블록<sup>(8)</sup>(building-block) 방식을 사용하면 다이어드의 구속조건식을 이용하여 비교적 간단하게 합성식을 유도할 수 있다. 이 기구의 자유도(degrees of freedom : DOF)를 구하기 위해 다음과 같은 식<sup>(10)</sup>을 이용할 수 있다.

$$F = \lambda(l - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i \tag{1}$$

여기서  $F$ 는 기구의 자유도,  $l$ 은 링크의 수,  $j$ 는 조인트의 수,  $f_i$ 는  $i$  번째 조인트의 자유도를 나타낸다.  $\lambda$ 는 운동 수(mobility number)로 평면 운동기구의 경우에는 3, 공간 운동기구의 경우에는 6 이다.

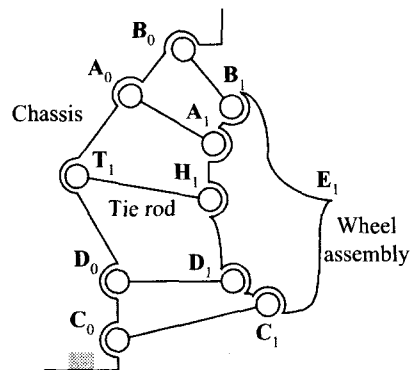


Fig. 1 5-SS multi link suspension

이 기구의 경우  $\lambda = 6, l = 7, j = 10$  이며 10 개의 구면 조인트가 각각 3 자유도를 가지므로 조인트의 총 자유도가 30 이고, 따라서 기구의 자유도  $F = 6$  이다. 그러나 기구의 거동에 영향을 미치지 않는 수동 자유도(passive DOF)가 S-S 다이어드에서 각각 1 씩 존재 하므로 실제적인 자유도는 1 이다.

Fig. 2 는 하나의 S-S 다이어드의 운동을 도시한 것으로서 휠 센터의 초기 위치를  $E_1$  라하고  $i$  번째 위치를  $E_i$  라 하며, 휠 센터로부터의 휠 축 구면 조인트의 초기 위치와  $i$  번째 위치를 각각  $c_1, c_i$  라 할 때, 휠 축 구면 조인트의 초기 위치  $C_1$  과  $i$  번째 위치  $C_i$  는 다음과 같은 관계식으로 정리될 수 있다.

$$C_i = E_i + c_i \tag{2}$$

$$C_i = E_i + c_i = E_i + [R_i]c_1 = E_i + [R_i](C_1 - E_1) = [R_i]C_1 + (E_i - [R_i]E_1), \quad i=2, \dots, n \tag{3}$$

여기서  $[R_i]$ 는 휠 센터의 초기 위치와  $i$  번째 위치 사이의 휠 어셈블리의 회전을 나타내는 회전행렬로서 오일러 각(Euler angle), 브라이언트 각(Bryant angle) 또는 롤-피치-요 각(Roll-Pitch-Yaw angles) 등으로 나타낼 수 있다.

본 연구에서는 현가장치의 설계에 가장 적절한 롤-피치-요 각을 사용하였다. 차량의 후진방향을 양의 X 축, 차체를 후방에서 바라보았을 때 차량의 우측방향을 양의 Y 축이 되도록 차체에 고정 좌표계를 설정하면 롤, 피치, 요는 고정된 좌표의 X, Y, Z 축 방향의 회전을 나타내게 되고 이를 각각  $\gamma, \beta, \alpha$ 로 표기하여 다음과 같이 회전행렬을 표현할 수 있다.

$$[R_i] = [R_{\alpha i}] [R_{\beta i}] [R_{\gamma i}], \quad i=2, \dots, n \tag{4}$$

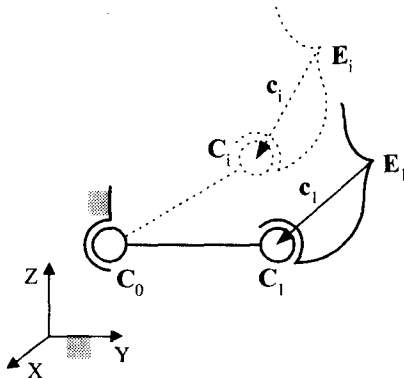


Fig. 2 S-S dyad

여기서,  $\alpha$ 각은 토우각과 동일하며  $\gamma$ 각은 캠버각과 절대값은 같고 부호만 반대이므로 설계자가 원하는 초기 위치와  $i$  번째 위치의 캠버각과 토우각의 변화로 구면 조인트의 위치를 표현할 수 있다.

S-S 다이어드는 초기 위치와  $i$  번째 위치에서 다이어드를 이루는 조인트 간의 거리가 항상 일정하다는 기구학적 구속조건을 가지고 있으며 차체 측 구면 조인트의 위치를  $C_0$  라 하면 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$(C_i - C_0)^T (C_i - C_0) - (C_1 - C_0)^T (C_1 - C_0) = 0, \quad i=2, \dots, n \tag{5}$$

Table 1 은 식 (5)에 근거한 정밀점 합성법에 대한 S-S 다이어드의 설계 조건을 나타낸다. 정밀점 합성법은 미지수와 합성식의 수가 동일하도록 자유 설정치(free choice)를 임의로 지정하고 이 연립된 합성식들을 풀이하는 과정으로 표현될 수 있다. Table 1 에서 보는 것과 같이 5 개의 운동 위치를 고려할 경우, 2 개의 자유 설정치를 이론상 각각 무한대로 변화 시키며 해를 찾을 수 있고, 7 개의 운동 위치를 고려할 경우는 미지수와 식의 수가 일치하게 되어 자유 설정치가 없으므로 유한한 수의 비선형 방정식의 해를 찾을 수 있다.

S-S 다이어드는 7 개까지의 운동 위치를 정확히 만족하는 합성이 가능하지만 이 경우 합성식의 풀이에 수학적 어려움이 뒤따르게 되며 합성의 결과로 얻어진 유한한 수의 해가 제한된 설치 공간 내에 존재하여 실제 기구로 사용 가능할 것인가에 대한 보장이 없다. 본 연구에서는, 이러한 정밀점 합성의 문제점을 해결하기 위한 한 방법으로서 합성하고자 하는 기구가 보다 많은 수의 운동 위치를 근사적으로 만족시키는 동시에 조인트의 위치가 설계자가 원하는 영역 안에 위치하도록 하는 근사 합성법을 제안하고자 한다.

### 3. 근사 합성법

빌딩-블록 방식은 각각의 다이어드를 따로 합성

Table 1 Synthesis condition of S-S dyad

Number of positions	Number of unknowns	Number of equations	Number of free choices	Number of solutions
2	$6(C_0, C_1)$	1	5	$\infty^5$
3	6	2	4	$\infty^4$
4	6	3	3	$\infty^3$
5	6	4	2	$\infty^2$
6	6	5	1	$\infty$
7	6	6	0	Finite

하고 이들을 결합시켜 전체 기구를 구성하므로 다이어드의 기구학적 구속조건식을 이용하여 합성식을 유도할 수 있을 뿐 아니라 여러 가지 다이어드의 조합으로 이루어진 기구들도 각 다이어드의 구속조건식만 알면 합성이 가능하기 때문에 3 차원 기구의 정밀점 합성에 유용하게 사용될 수 있다. 그러나 이러한 빌딩-블록 방식을 근사 합성법에 적용하였을 경우에는 서로 조금씩 다른 운동을 만족하는 다이어드를 결합하여 전체 기구를 구성하게 되므로 개별 다이어드들은 운동의 허용 공차범위를 만족하도록 설계 되었다 하더라도 이를 결합하여 전체 기구를 형성하였을 경우에, 기구의 운동이 그 공차범위를 만족한다는 보장이 없다. 이런 경우에는 결합된 기구를 초기값으로 하여 다시 최적화를 수행하거나 민감도 해석을 통해 처음부터 전체 기구를 설계하는 방법을 취하게 되는데, 여기에는 상당한 시간과 노력이 요구된다. 본 연구에서는 기구학적 구속조건식을 합성식으로 사용하는 빌딩-블록 방식의 장점을 유지하면서 전체 기구를 합성할 수 있는 근사 합성법을 개발하였다.

Fig. 3 은 본 연구에 사용된 근사 합성법을 나타낸 것으로 휠 어셈블리의 운동과 그 공차 그리고 조인트의 설치범위를 개념적으로 도시하였다. 최적화 방식은 조인트의 위치와 휠 어셈블리 운동의 공차범위를 단순경계(simple bound) 조건으로 설정하고 기구를 구성하는 m 개의 다이어드에 대한 n 개의 운동 위치의 기구학적 구속조건을 모두 최대한 만족시키는 것으로서 목적함수를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{Minimize } f = \sum_{i=2}^n \sum_{j=1}^m [\Phi_{ij}^2(\mathbf{a}_i, \mathbf{b}_j)] \quad (6)$$

Subject to

$$\mathbf{a}_{i \min} \leq \mathbf{a}_i \leq \mathbf{a}_{i \max}$$

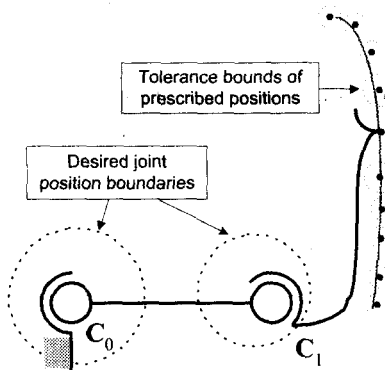


Fig. 3 Suspension system optimization

$$\mathbf{b}_{j \min} \leq \mathbf{b}_j \leq \mathbf{b}_{j \max}$$

여기서,

$\Phi_{ij}$ : 기구학적 구속조건

$\mathbf{a}_i$ : 휠 어셈블리의 변위 인자

$\mathbf{b}_j$ : 조인트의 위치

$n$ : 운동 위치의 수

$m$ : 다이어드의 수 이다.

본 연구에서 사용된 합성법은 설계자가 각각의 최적화 변수에 대해 선택적으로 원하는 허용 공차를 지정할 수 있으므로 만약 지정한 영역 내에 합성하고자 하는 기구가 존재한다면 기구학적 구속조건을 최대한으로 만족하는 기구를 찾아낼 수 있다. 또한, 식 (6)의 최적화 방식은 휠 어셈블리의 변위와 조인트 위치를 모두 설계자가 임의로 지정할 수 있는 공차 영역을 가지는 변수로 사용하고 있으며 목적함수에는 기구를 구성하는 모든 다이어드의 구속조건이 포함되어 있다. 따라서, 최적화의 결과로 구한 다이어드들은 모두 동일한 운동을 만족하므로 전체 기구의 구성오차를 방지할 수 있다.

#### 4. 합성 예제

본 장에서는 3 장에서 제안한 합성법을 5-SS 멀티 링크형 현가장치의 기구 설계에 응용하였다. 이를 위해, 동일한 휠 어셈블리의 변위를 만족하는 5 개의 S-S 다이어드에 대하여 식 (5)의 좌변 형태로 표현되는 구속조건을 목적함수로 사용하였고 이 구속조건들을 최대한 만족시키도록 최적화하여 전체 기구의 구성오차 문제를 해결할 수 있도록 5-SS 기구를 합성하였다.

합성을 위한 기초 자료로 사용할 5-SS 멀티 링크형 현가장치의 제원은 Lee 등<sup>(9)</sup>의 연구 자료를 참조하였으며 이 현가장치의 변위를 해석하여 합성에 필요한 휠 어셈블리의 운동을 구하였다. 휠 센터의 Z 방향 위치가 -45mm 일 때를 기준으로 하여 45mm 까지의 범프와 -105mm 까지의 리바운드 운동을 10 개의 정밀점으로 표현하였고 각 정밀점에 대한 허용 공차는 범프 리바운드 행정의 최대 운동변화의 약 10%로 설정하여 Table 2 에 표기 하였다.

캠버각과 토우각을 설계자의 의도대로 조정하며 원하는 위치에 조인트를 설치하고자 하는 본 연구의 합성기법을 검증하기 위하여 Table 2 의 자료를 기본 예제로 설정하고 그 운동을 조금씩 변화 시켜 다양한 예제를 구성하였다. 초기 위치(휠

**Table 2** Tolerance bounds of precision points

W/X position (mm)	W/Y position (mm)	W/Z position (mm)	$\alpha$ (Toe) (deg.)	$\beta$ (deg.)	$\gamma$ (-Camber) (deg.)
-43.233 ± 1.7	705.83 ± 1.18	45	-0.3437 ± 0.03	-1.8600 ± 0.26	2.3404 ± 0.28
-45.856 ± 1.7	710.17 ± 1.18	25	-0.1857 ± 0.03	-1.4021 ± 0.26	1.6374 ± 0.28
-48.366 ± 1.7	713.05 ± 1.18	5	-0.0791 ± 0.03	-0.9645 ± 0.26	1.0466 ± 0.28
-50.762 ± 1.7	714.50 ± 1.18	-15	-0.0183 ± 0.03	-0.5535 ± 0.26	0.55720 ± 0.28
-53.043 ± 1.7	714.52 ± 1.18	-35	0.0026 ± 0.03	-0.1750 ± 0.26	0.16262 ± 0.28
-54.14	713.98	-45	0	0	0
-55.209 ± 1.7	713.07 ± 1.18	-55	-0.0101 ± 0.03	0.16432 ± 0.26	-0.1394 ± 0.28
-56.251 ± 1.7	711.79 ± 1.18	-65	-0.0268 ± 0.03	0.31698 ± 0.26	-0.2552 ± 0.28
-58.252 ± 1.7	708.04 ± 1.18	-85	-0.0755 ± 0.03	0.58276 ± 0.26	-0.4125 ± 0.28
-60.151 ± 1.7	702.63 ± 1.18	-105	-0.1352 ± 0.03	0.78635 ± 0.26	-0.4601 ± 0.28

센터의 Z = -45mm)에 대한 각 위치의 캠버 변화를 70%로 감소시켰고 토우 변화 역시 70%로 감소된 운동을 만족하도록 예제를 구성하였다. 또한 휠 어셈블리의 트레드 변화와 관련이 되는 휠 센터의 Y 방향 변위를 80%로 감소시킨 운동을 설정하였으며 캠버각과 토우각 같이 명확한 정보를 가지고 있는 회전각이 아닌 Y 축을 중심으로 한 회전각  $\beta$ 를 모든 위치에서 0°를 중심으로 하는 임의 범위로 설정하여 사실상  $\beta$ 각의 변화를 고려하지 않는 방법을 사용해 보았다. 이렇게 변화된 운동을 조합하여 다음과 같은 6 개의 예제를 구성하였다.

- (1). 기존 현가장치의 운동에서 지정한 정밀점과 공차를 만족하도록 합성
- (2). 캠버 변화를 70%로 감소시킨 정밀점과 공차를 만족하도록 합성
- (3). 캠버 변화를 70%로 감소시키고  $\beta$ 를  $0 \pm 1.5^\circ$ 로 설정한 정밀점과 공차를 만족하도록 합성
- (4). 캠버 변화와 토우 변화를 70%로 감소시킨 정밀점과 공차를 만족하도록 합성
- (5). 캠버 변화와 토우 변화를 70%로 감소시키고  $\beta$ 를  $0 \pm 1.5^\circ$ 로 설정한 정밀점과 공차를 만족하도록 합성
- (6). 캠버 변화와 토우 변화를 70%로 감소,  $\beta$ 를  $0 \pm 1.5^\circ$ 로 설정하고 휠 센터의 Y 방향 운동을 80%로 감소시킨 정밀점과 공차를 만족하도록 합성

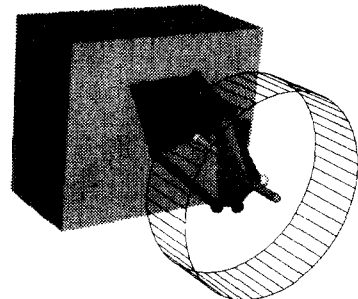
변위 해석을 위해 사용한 현가장치의, 각 조인트들의 위치를 토대로 하여 임의로 조인트 설치위치들의 허용 공차를 설정해 Table 3에 표기하였다.

**Table 3** Tolerance bounds of joint positions (mm)

Joint	X	Y	Z
A <sub>1</sub>	-10.33 ± 50	612.27 ± 20	89.56 ± 50
A <sub>0</sub>	32.0 ± 20	383.25 ± 20	95.2 ± 20
B <sub>1</sub>	-51.50 ± 50	606.53 ± 20	92.62 ± 50
B <sub>0</sub>	-127.0 ± 20	383.25 ± 20	106.2 ± 20
C <sub>1</sub>	-47.10 ± 50	624.92 ± 20	-142.0 ± 50
C <sub>0</sub>	-55.65 ± 20	323.2 ± 20	-110.7 ± 20
D <sub>1</sub>	-88.59 ± 50	651.05 ± 20	-138.8 ± 50
D <sub>0</sub>	-358 ± 20	314.75 ± 20	-67.6 ± 20
H <sub>1</sub>	-174.2 ± 50	633.51 ± 20	-88.3 ± 50
T <sub>1</sub>	-158 ± 20	360.5 ± 20	-66.6 ± 20

**Table 4** Synthesized mechanism for example 4 (mm)

Joint	X	Y	Z
A <sub>1</sub>	-14.8378	617.6600	87.7828
A <sub>0</sub>	32.1071	377.2097	96.5125
B <sub>1</sub>	-56.7320	612.8015	91.4867
B <sub>0</sub>	-126.8302	376.1041	108.0593
C <sub>1</sub>	-43.3965	621.8877	-140.5081
C <sub>0</sub>	-56.2307	325.6700	-111.6130
D <sub>1</sub>	-84.4566	649.0308	-137.4288
D <sub>0</sub>	-358.5761	317.2195	-69.3119
H <sub>1</sub>	-168.9052	632.0318	-88.6256
T <sub>1</sub>	-158.3859	363.2374	-67.4970



**Fig. 4** Kinematic model of example 4

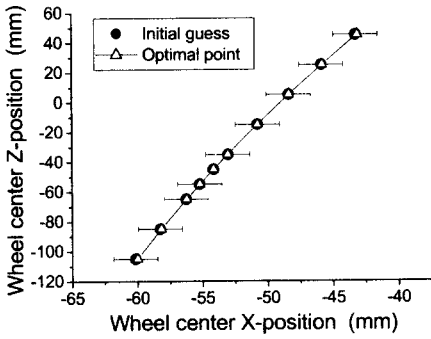


Fig. 5 Wheel center X-position of example 4

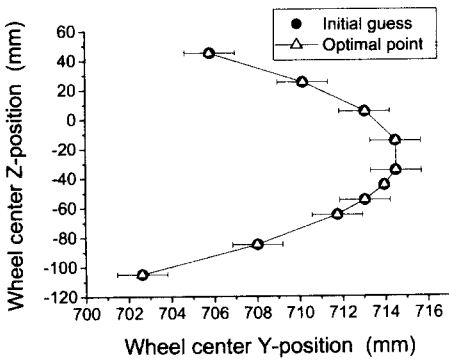


Fig. 6 Wheel center Y-position of example 4

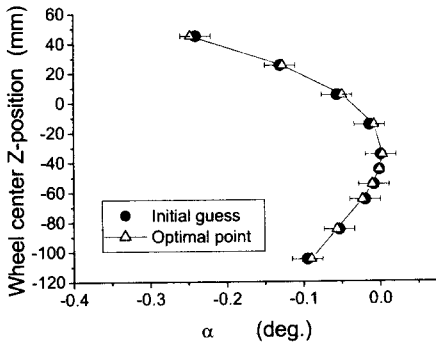


Fig. 7  $\alpha$  of example 4

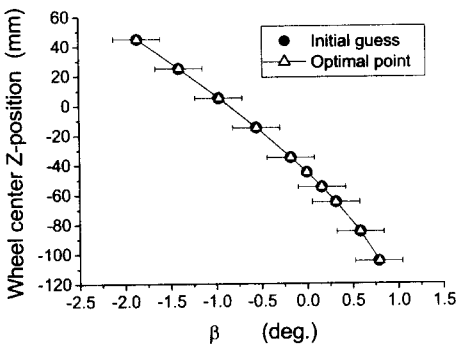


Fig. 8  $\beta$  of example 4

5. 결과

합성된 현가장치의 조인트 설치위치들 중 캠버 각과 토우각에 변화를 준 4 번 예제의 합성결과를 Table 4 에 표기하였고 Fig. 4 에 합성된 기구의 형상을 도시하였다. Table 4 에 표기된 기구를 해석하여 그 운동을 Fig. 5 에서 Fig. 9 까지 도시하였다. 최적화에 사용된 초기값은 각 공차범위의 중간값을 이용하였으며 변위 해석을 통해 각 인자들이 설계자가 지정한 운동의 공차범위를 벗어나지 않

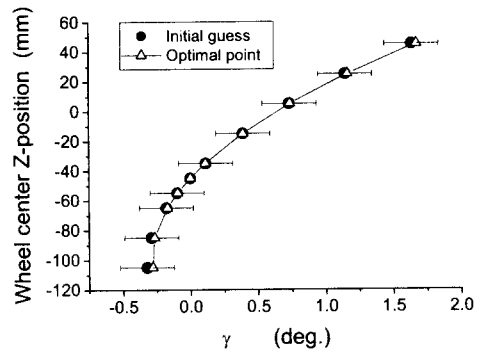


Fig. 9  $\gamma$  of example 4

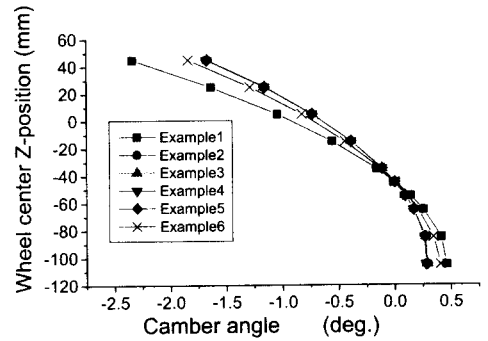


Fig. 10 Camber alteration curves

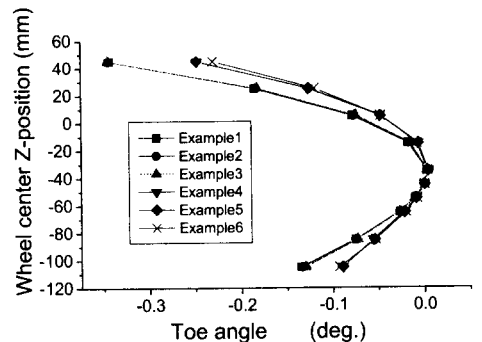


Fig. 11 Toe alteration curves

으며 수렴점에 도달함을 알 수 있다. 또한 6 가지의 예제에서 합성된 현가장치의 캠버각과 토우각 변화를 각각 Fig. 10 과 Fig. 11 에서 비교 해석하였고 이를 통해, 범프 리바운드 운동 중의 캠버각과 토우각의 초기 위치에 대한 변화량이 예제에서 지정한 바와 같이 70%씩 감소되었음을 확인할 수 있다. 이로써 본 연구에서 제시하는 합성법을 이용하면 캠버각과 토우각의 변화 곡선을 설계자의 의도하는 방향으로 조절하면서 현가기구를 구성할 수 있다는 것을 알 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 자동차용 현가장치 기구의 설계를 용이하게 하기 위한 기구의 근사적 합성법을 제안하였다. 제안된 합성법은 설계자가 임의의 범위로 지정한 캠버각, 토우각 등을 포함하는 휠 어셈블리의 운동을 만족하면서 지정된 조인트 설치 위치 내에 존재하는 기구 중 기구학적 구속조건을 최대한으로 만족시켜주는 기구를 찾아준다.

또한 적절한 공차를 가지는 변위 인자들과 현가장치를 이루는 5 개 다이어드의 조인트들의 위치를 모두 최적화 변수로 사용하며 전체 기구를 합성하였으므로 기존의 빌딩-블록식 접근방법이 가지고 있는 전체 기구의 오차문제를 해결할 수 있다.

본 논문에서는 제안된 합성법을 5-SS 멀티 링크 현가장치의 합성의 예를 들어 설명하였으나 링크 기구의 기구학적 구속조건식을 유도할 수 있는 다른 형태의 현가장치 설계에도 적용이 가능하다.

## 참고 문헌

(1) Kramer, S. N., and Sandor, G. N., 1975, "Selective

Precision Synthesis - A General Method of Optimization for Planar Mechanisms," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 97, No. 2, pp. 689~701.

(2) Suh, C. H., 1989, "Synthesis and Analysis of Suspension Mechanisms with Use of Displacement Matrices," SAE Paper 890098, pp.171~182.

(3) Kang, H. Y., Suh, C. H., 1994, "Synthesis and Analysis of Spherical-Cylindrical (SC) Link in the MacPherson Strut Suspension Mechanism," *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol. 116, pp.595~606.

(4) 정병주, 1995, "기구학적 사상을 이용한 더블 위시본 현가장치의 기구학적 설계," 석사학위논문, 고려대학교, 서울.

(5) 이태영, 심재경, 1998, "대수적 소거법을 이용한 5 S-S 공간기구의 운동생성 설계," 대한기계학회 추계학술대회 논문집 A, pp. 980-985.

(6) 탁태오, 민현기, 이장무, 1997, "직접미분법을 이용한 현가장치의 기구학적 민감도해석," 한국자동차공학회 논문집, 제 5 권 제 1 호, pp. 38-48.

(7) 강희용, 양성모, 조재성, 1997, "차량 현가기구의 순간운동과 민감도 해석," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 215-221.

(8) Erdman, A. G., and Sandor, G. N., 1984, *Advanced Mechanism Design : Analysis and Synthesis*, Vol. 2, Prentice-Hall, pp. 635~641.

(9) Lee, U. K. and Ahn, B. E., 1993, "A Method to Analyze 'The Imaginary Kingpin Axis' in Multi-Link Type Suspension Systems," SAE Paper 930262.

(10) Hunt, K. H., 1978, *Kinematic Geometry of Mechanisms*, Oxford University Press, pp. 30~52.