

## 현가계 컴플라이언스 특성의 최적 설계에 관한 연구

### A Study on the Optimum Design of Compliance Characteristics of Suspension System

이 장 무\*, 강 주 석\*\*, 탁 태 오\*\*\*, 윤 종 욱\*\*\*\*  
J. M. Lee, J. S. Kang, T. O. Tak, J. W. Yoon

#### ABSTRACT

Compliance elements such as bushings of a suspension system play a crucial role in determining the ride and handling characteristics of the vehicle. In this paper, a general procedure is proposed for the optimum design of compliance elements to meet various design targets. Based on the assumption that the displacements of elastokinematic behavior of a suspension system under external forces are very small, linearized elastokinematic equations in terms of infinitesimal displacements and joint reaction forces are derived. Directly differentiating the linear elastokinematic equations with respect to design variables associated with bushing stiffness, sensitivity equations are obtained. The design process for determining the bushing stiffness using sensitivity analysis and optimization technique is demonstrated.

주요기술용어 : Compliance(컴플라이언스), Bushing(부싱) Suspension System(현가계), Elastokinematic Equation(탄성기구학식), Optimization(최적화), Sensitivity Analysis(감도해석)

#### 1. 서 론

자동차의 현가장치를 설계할 때 바람직한 조종 안정성을 확보하기 위해 현가계 구성요소의 설계 위치를 기구학적으로 결정한다. 그러나 NVH특성과 조립공차 문제 등을 해결하기 위해 일부 요소

를 부싱을 사용하여 기구적인 역할을 하도록 대체시킨다. 부싱은 컴플라이언스 요소로서 현가계에 외력이 가해지면 차륜의 자세가 변하게 된다. 이는 차량의 조종 안정성 뿐만 아니라 승차감 등 동적 특성에 영향을 미쳐 현가계의 설계시 반드시 고려해야 하는 요소이다.

일반적으로 현가계의 컴플라이언스 특성은 차륜과 지면의 접촉점에서 작용하는 종방향 힘과 횡방향 힘, 복원 모멘트 등의 외력에 의해 변형되는 캠버(camber)각, 토우(toe)각, 종방향 및 횡방향

\* 정회원, 서울대학교 기계설계학과  
\*\* 정회원, 대우자동차(주)  
\*\*\* 정회원, 강원대학교 기계공학과  
\*\*\*\* 특허청

변위 등 차륜 자세의 변화량을 의미한다. 횡방향 컴플라이언스 특성과 종방향 컴플라이언스 특성을 적절히 조절하여 차량의 동적 성능을 높이는 것은 일반적으로 알려진 사실이다. 현가계 컴플라이언스 특성이 차량의 조종안정성에 미치는 영향은 Bundorf에 의해 이미 강조되었으며, 컴플라이언스 특성이 승차감에 미치는 영향도 현가계 설계시 필수적인 고려사항이 되었다.<sup>1-3)</sup>

컴플라이언스 양은 현가계 설계인자 측정장치(SPMD)를 이용하여 측정할 수 있다.<sup>4)</sup> 그러나 차량 초기 개발과 설계 변경시 컴플라이언스 특성을 해석을 통해 계산해야 한다. 현가계를 간단히 2차원으로 모델링하여 힘-변형 관계를 통해 컴플라이언스를 계산할 수 있지만 정확한 결과는 기대하기 힘들다. 최근에는 다물체 동역학 모델링의 방법을 이용한 준-정역학 해석(quasi-static analysis)을 통해 정확한 계산을 시도하고 있다. 이것은 기구학적인 구속조건식과 힘 평형식을 동시에 풀어서 해를 구한다. 그러나 이들은 비선형 방정식의 형태여서 초기 추정해에 민감한 문제가 있다. 이를 해결하기 위해 시스템의 종속자유도를 제거한 후 최적화 문제로 전환하여 위치 에너지를 최소화하는 해를 구하는 방법이 제시되기도 했다.<sup>5)</sup>

횡방향 외력과 종방향 외력에 의한 차륜의 변위량은 일반적으로 힘의 크기에 비례하는 선형적인 성질로서 컴플라이언스 양은 이것의 기울기로 정의할 수 있다. 이러한 현가계 컴플라이언스 특성을 계산하기 위해 비선형 지배방정식을 풀어서 해를 구하는 복잡한 과정을 거치는 것은 효율적이지 않다. 그러므로 본 연구에서는 외력이 작용할 때의 다물체계의 변형이 매우 작다고 가정하여 미소변위와 구속력의 항으로 선형 탄성기구학 지배방정식을 유도한다. 이를 현가계에 적용하여 현가계의 컴플라이언스 특성을 계산하며 결과는 상용 다물체 동역학 해석프로그램인 ADAMS결과와 비교하여 타당성을 검증한다. 현가계 컴플라이언스 특성은 승차감과 조종안정성에 모두 영향을 미치는 요소로서 어느 하나의 특성을 고려하는 것이 아니라 전체적인 특성을 고려해야 한다.<sup>6)</sup> 본 연구에서는 다중 목적함수의 최적화문제에 대해 Goal Attainment Method를 이용하였다. 최적화 문제

를 풀기 위한 감도계수는 선형 탄성기구학식으로 부터 직접 미분을 통해 유도하였다. 이와 같은 과정을 통해 원하는 현가계 컴플라이언스 양에 가장 가깝게 부싱의 강성요소를 결정할 수 있게 되었다.

## 2. 선형 탄성기구학식

스프링이나 부싱요소와 같은 탄성체와 기계적인 조인트로 지지되는 현가계에서 외력에 의한 변형이 미소하다고 가정할 때의 탄성기구학식은 선형형태로 유도할 수 있다. 실제로 현가계에 사용되는 부싱요소의 강성은 충분히 커서 외력에 의한 변형은 매우 작다고 볼 수 있다. 하나의 강체에 대해 일반좌표(generalized coordinate)를 Fig.1과 같이 Cartesian 좌표계의 미소변위로 정의한다.

$$\Delta q_i = \{ \Delta r \ \Delta \pi \}_i^T = \{ \Delta x \ \Delta y \ \Delta z \ \Delta \pi_x \ \Delta \pi_y \ \Delta \pi_z \}_i^T \quad (1)$$

$\Delta r_i$ 는 강체의 미소 병진 변위를 나타내며  $\Delta \pi_i$ 는 고정좌표계에 대한 미소 회전 변위를 나타낸다. 현가계를 구성하는 각 강체의 일반좌표  $\Delta q_i$ 를 합쳐 강체계 전체에 대해 일반좌표 벡터  $\Delta q$ 를 구성한다. 다물체계에서 기구학적인 구속조건과 힘 평형식을 동시에 풀기 위해서 주어지는 데이터는 변

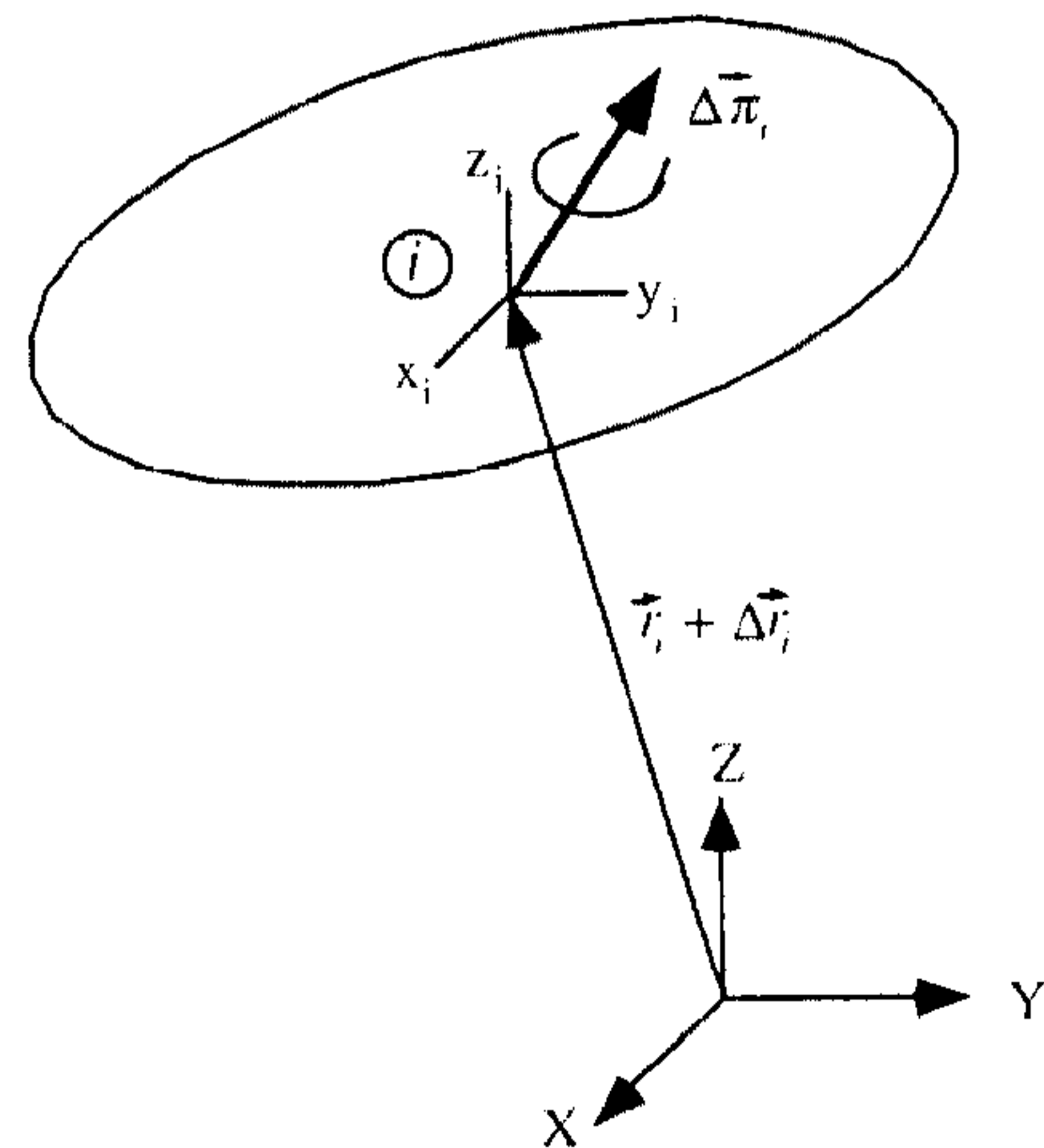


Fig.1 Generalized coordinates for a body



형이 일어나기 전의 기구학적인 구속조건식은 만족시키는 형태로 주어진다. 현가계를 구성하는 기구학적인 조인트(kinematic joint)는 다음식과 같이 대수적인 구속조건식으로 표현된다.

$$\Phi(q) = 0 \quad (2)$$

여기에 외력이 가해져서 변형이 일어날 때 변형은 미소하게 일어난다고 가정하면 기구학적인 구속조건식의 차분인  $\Delta\Phi$ 가 0을 만족하도록 변형이 생긴다. 그러므로 미소변위  $\Delta q$ 에 대해서 다음과 같은 구속조건 관계식이 성립한다.

$$\Delta\Phi = \Phi_q \Delta q = 0 \quad (3)$$

여기서  $\Phi_q$ 는 식 (2)의 기구학적 구속조건식의 자코비안 행렬을 나타낸다.

다물체계에 Fig.2와 같이 외력이 가해질 때 탄성체에 의한 반력이 충분히 크다고 하면 미소변위가 발생한다고 가정할 수 있다. 이때 미소변위는 식 (2)의 구속조건을 만족한다. Fig.2에서와 같이 강체에 가해지는 외력은 탄성력 및 조인트 반력과 평형을 이룬다. 힘 평형식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Phi_q^T \lambda + K \Delta q = -f \quad (4)$$

여기서  $K \Delta q$ 는 스프링이나 부상요소에 의해 나타나는 탄성힘을 나타내며 다음에 유도된다.  $f$ 는

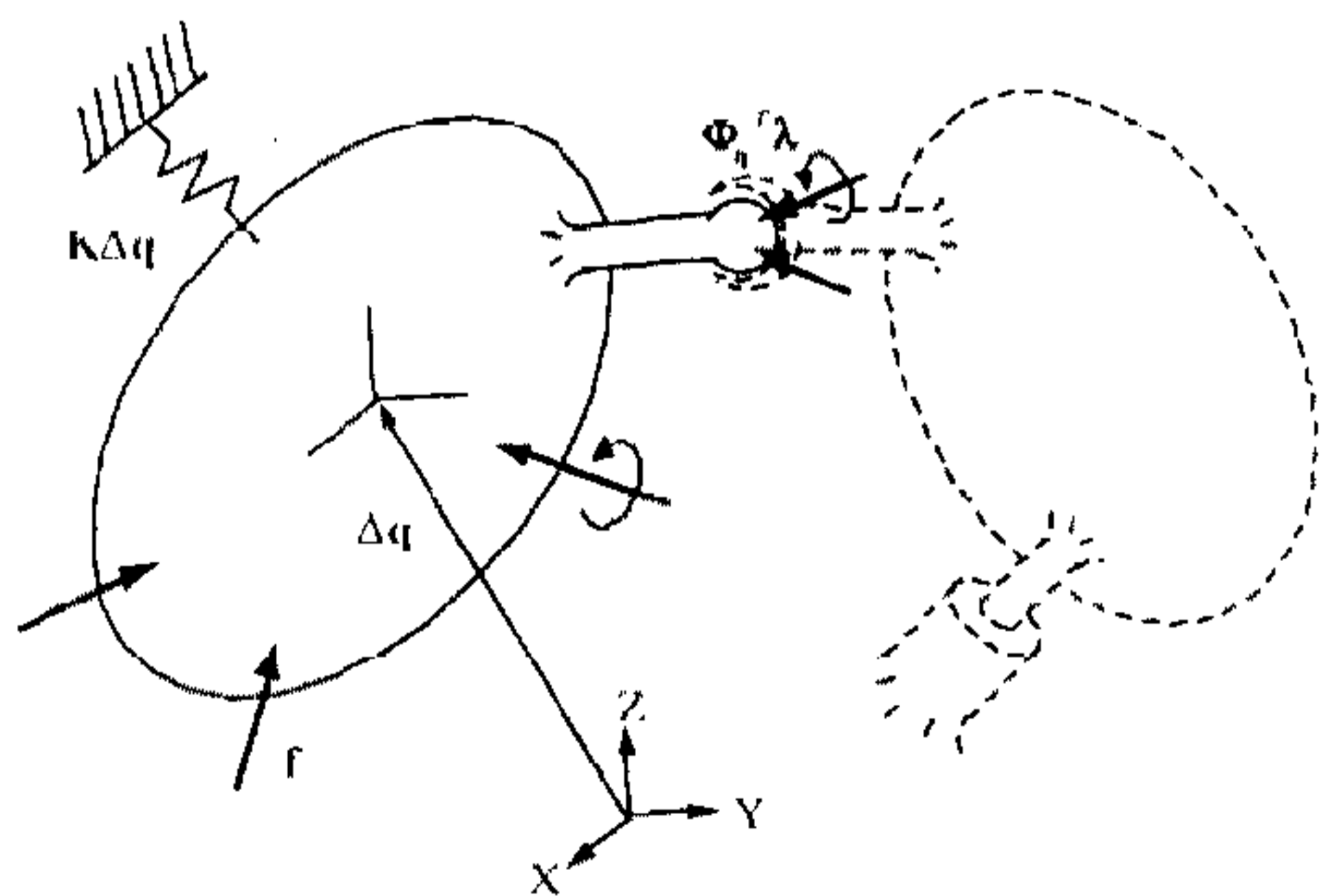


Fig.2 Force-displacement diagram of multibody system

순수한 외력을 나타내며  $\lambda$ 는 라그랑지 승수이며  $\Phi_q^T \lambda$ 는 구속력을 나타낸다.

구속조건식 (3)과 힘 평형식 (4)를 동시에 만족하는 해를 구하면 탄성기구학 문제가 해결된다. 식 (3)과 (4)를 정리하면 다음과 같은 행렬 형태의 선형 탄성기구학 지배방정식을 유도할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta q \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -f \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

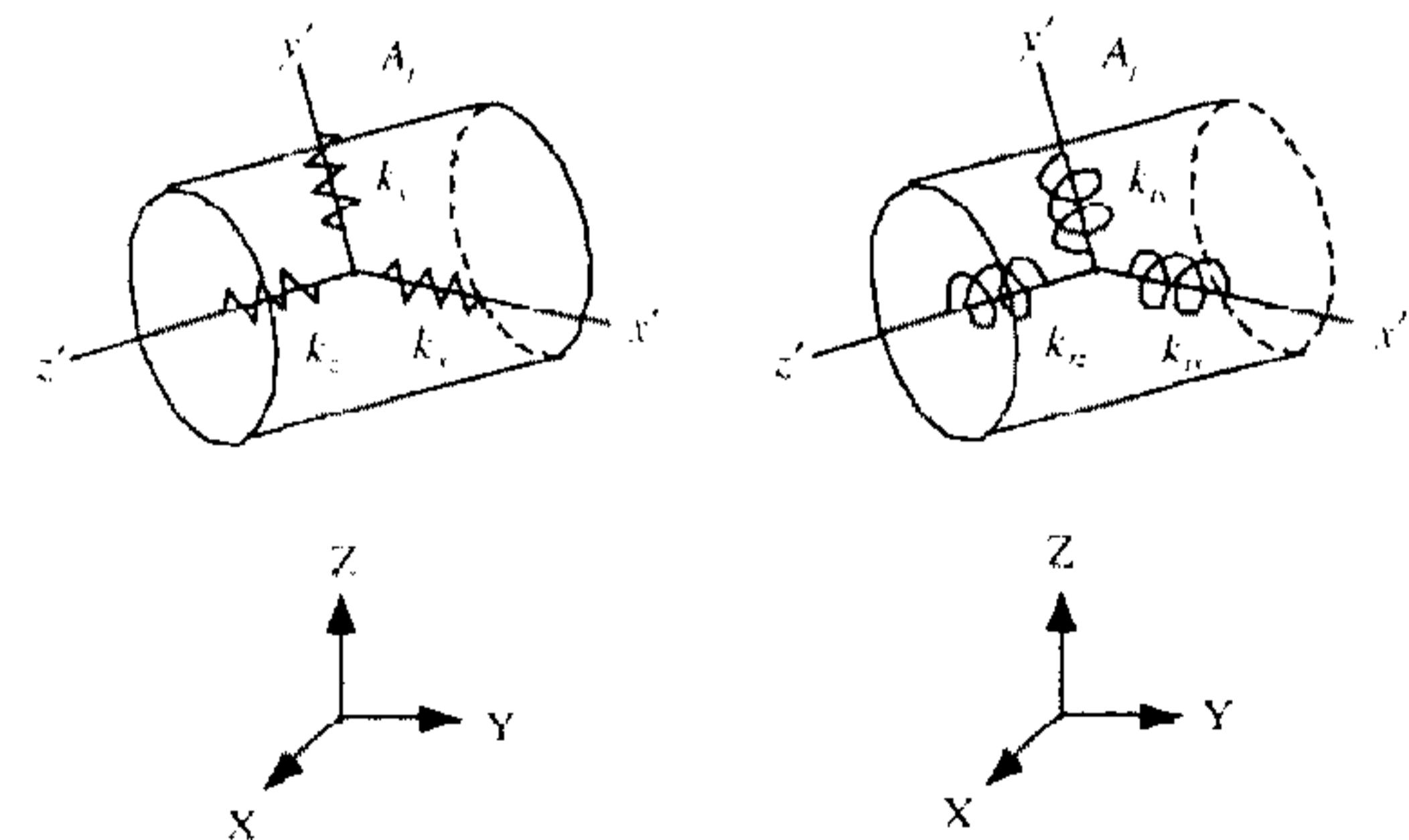
식 (5)의 왼쪽 항에서 탄성행렬  $K$ 가 대칭 행렬이면 전체 행렬이 대칭 행렬이 된다. 식 (5)를 풀기 위해서는 탄성행렬과 구속조건 자코비안이 결정되어야 한다.

탄성요소는 Fig.3과 같이 국부좌표계(local coordinate system)에 대해서 병진과 회전에 대해서 6개의 스프링 요소로 모델링된다. 이 스프링 요소는 다음과 같이 대각행렬로 표현된다.

$$K_T = \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 \\ 0 & 0 & k_z \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$K_R = \begin{bmatrix} k_{tx} & 0 & 0 \\ 0 & k_{ty} & 0 \\ 0 & 0 & k_{tz} \end{bmatrix} \quad (7)$$

국부좌표계에 대해서 정의된 탄성행렬은 전역좌표계(global coordinate system)의 탄성행렬로 좌표 변환할 수 있다.



(a) Translational spring element (b) Rotational spring element

Fig.3 Modeling of a bushing as spring elements

$$K_T = A_j K_T' A_j^T \quad (8)$$

$$K_R = A_j K_R' A_j^T \quad (9)$$

여기서  $A_j$ 는 스프링 요소가 정의된 국부좌표계에서 전역좌표계로의 좌표변환 행렬(transformation matrix)을 의미한다. 식 (8) 및 (9)와 같이 전역좌표계에서 탄성행렬이 정의되었으므로, 전역좌표계에서 강체간의 상대변위를 이 탄성행렬과 곱하면 전역좌표계에서의 스프링 요소에 의한 힘이 계산된다. 이로부터 탄성행렬을 유도할 수 있다.

Fig.4와 같이 강체  $i$ 와 강체  $j$ 의 중심에 정의된 국부좌표계는 전역좌표계에 대해서 회전되지 않은 상태로 가정하였다. 각 강체의 질량중심에서 탄성 요소가 정의되는  $i'$ 와  $j'$  좌표계로의 변위는 각각  $s_i, s_j$ 이다.  $i'$ 와  $j'$  좌표계에서의 병진 변위는 다음과 같다.

$$\Delta r_i' = \Delta r_i + \Delta \tilde{\pi}_i s_i = \Delta r_i - \tilde{s}_i \Delta \pi_i \quad (10)$$

$$\Delta r_j' = \Delta r_j - \tilde{s}_j \Delta \pi_j \quad (11)$$

식 (10)과 (11)에서 문자위의  $\sim$ 표시는 skew-symmetric 행렬을 의미한다.

강체  $i$ 에 작용하는 힘은 스프링 요소가 정의된 위치에서 강체  $i$ 와 강체  $j$ 의 상대변위  $\Delta r_i' - \Delta r_j'$ 에 식 (8)의 병진 탄성행렬  $K_T$ 를 곱하는 것이 된다.

$$F_i = -K_T(\Delta r_i' - \Delta r_j' - \tilde{s}_i \Delta \pi_i + \tilde{s}_j \Delta \pi_j) \quad (12)$$

강체  $i$ 에 작용하는 모멘트는  $F_i$ 에 의한 모멘트와 회전 탄성요소에 의한 모멘트의 합과 같다.

$$T_i = \tilde{s}_i F_i - K_R(\Delta \pi_i - \Delta \pi_j) \quad (13)$$

마찬가지로 강체  $j$ 에 작용하는 외력과 모멘트는 다음식과 같이 표현된다.

$$F_j = -F_i \quad (14)$$

$$T_j = \tilde{s}_j F_j + K_R(\Delta \pi_i - \Delta \pi_j) \quad (15)$$

식 (12)~(15)를 정리하면 다음식과 같다.

$$\begin{pmatrix} F_i \\ T_i \\ F_j \\ T_j \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -K_T & K_T \tilde{s}_i & K_T & -K_T \tilde{s}_j \\ -\tilde{s}_i K_T & \tilde{s}_i K_T \tilde{s}_i - K_R & \tilde{s}_i K_T & -\tilde{s}_i K_T \tilde{s}_j + K_R \\ K_T & -K_T \tilde{s}_i & -K_T & K_T \tilde{s}_j \\ \tilde{s}_j K_T & -\tilde{s}_j K_T \tilde{s}_i + K_R & -\tilde{s}_j K_T & \tilde{s}_j K_T \tilde{s}_j - K_R \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \Delta r_i \\ \Delta \pi_i \\ \Delta r_j \\ \Delta \pi_j \end{pmatrix} \quad (16)$$

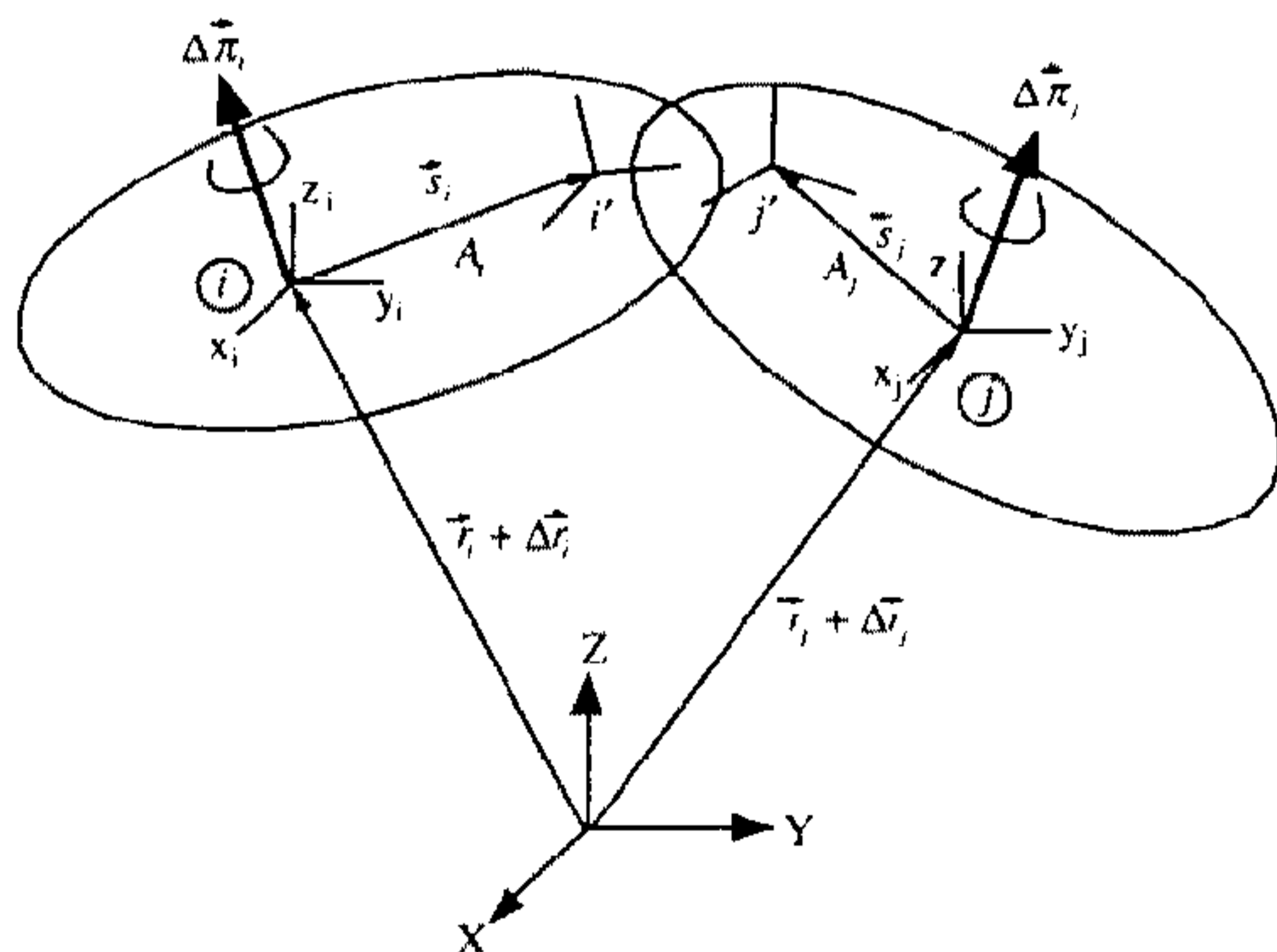


Fig.4 Relative displacements between body  $i$  and body  $j$

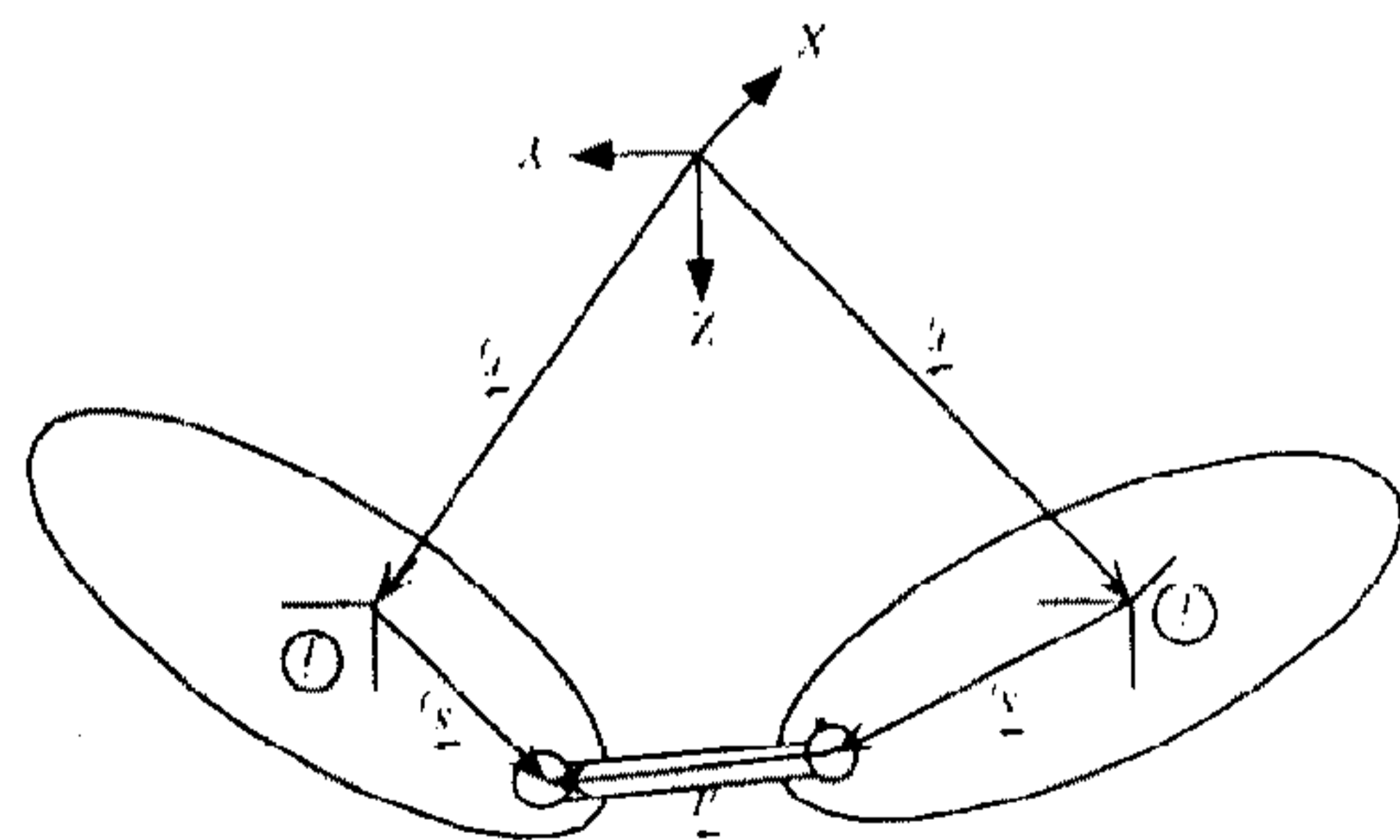


Fig.5 Displacement constraint



결국 식 (16)으로부터 두 강체 사이에 정의되는 탄성행렬은 다음식과 같이 유도된다.

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ij} \\ K_{ji} & K_{jj} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -K_T & K_T \tilde{s}_i & K_T & -K_T \tilde{s}_j \\ -\tilde{s}_i K_T & \tilde{s}_i K_T \tilde{s}_i - K_R & \tilde{s}_j K_T & -\tilde{s}_j K_T \tilde{s}_j + K_R \\ K_T & -K_T \tilde{s}_i & -K_T & K_T \tilde{s}_j \\ \tilde{s}_j K_T & -\tilde{s}_j K_T \tilde{s}_i + K_R & -\tilde{s}_i K_T & \tilde{s}_i K_T \tilde{s}_i - K_R \end{bmatrix} \quad (17)$$

행렬의 성질로부터 식 (17)의 탄성행렬이 대칭 행렬이 됨을 알 수 있다.

그러므로 지배 방정식 (5)의 행렬도 대칭 행렬임을 알 수 있다. 이것은 유도된 지배방정식이 선형식으로 바르게 유도되었음을 간접적으로 보여 준다.

대표적인 기계적 조인트에 대한 기구학적인 모델링을 Fig.5~Fig.8에 나타내었다. 이러한 조인트에 대한 구속조건식으로부터 구속조건 자코비안 행렬을 구할 수 있다. 식 (5)에서 나타나는 구속조건 자코비안 식을 Table 1에 정리하였다.

### 3. 현가계 컴플라이언스 계산

맥퍼슨 현가계는 Fig.9와 같이 모델링할 수 있

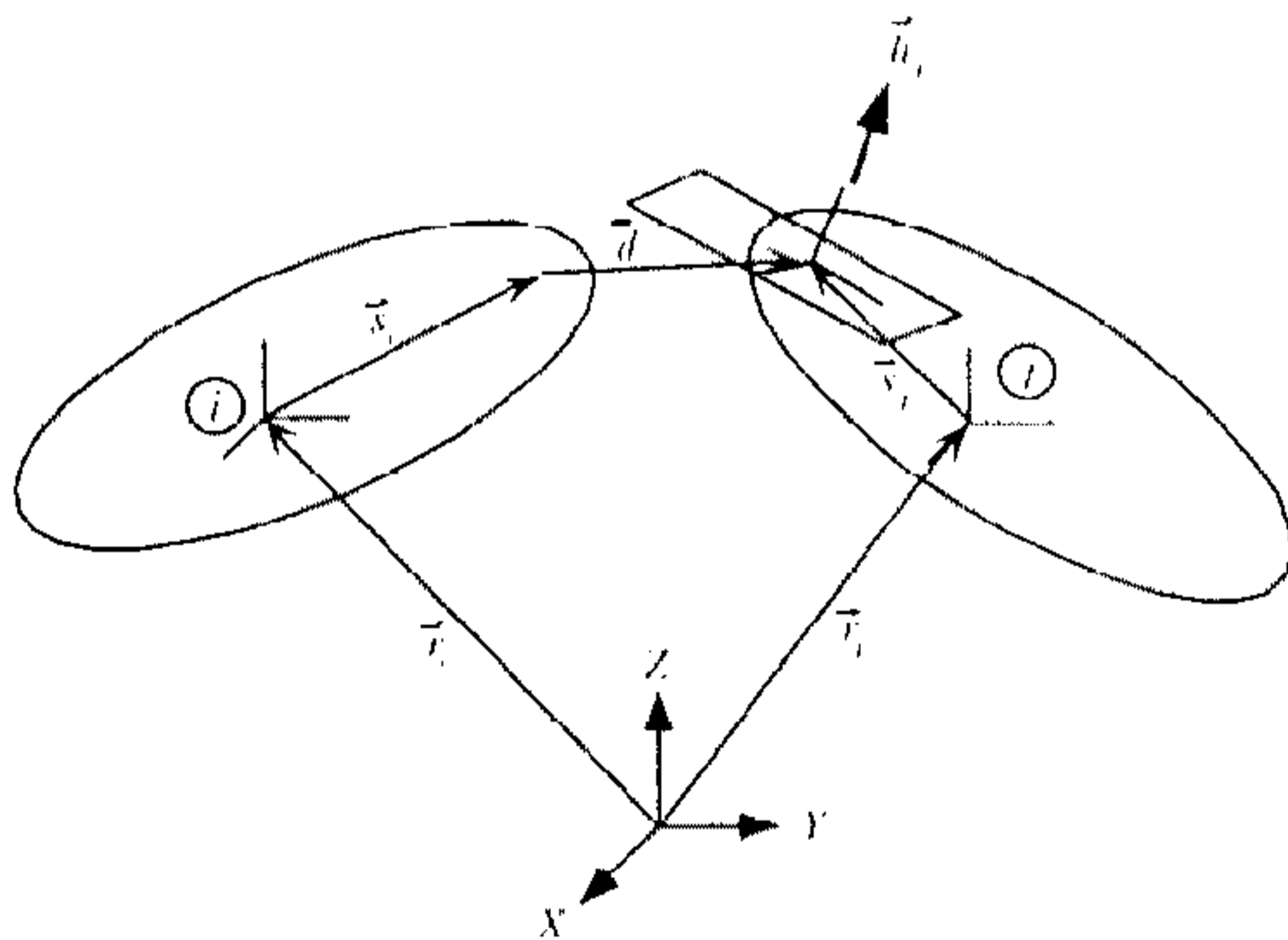


Fig.6 Inplane constraint

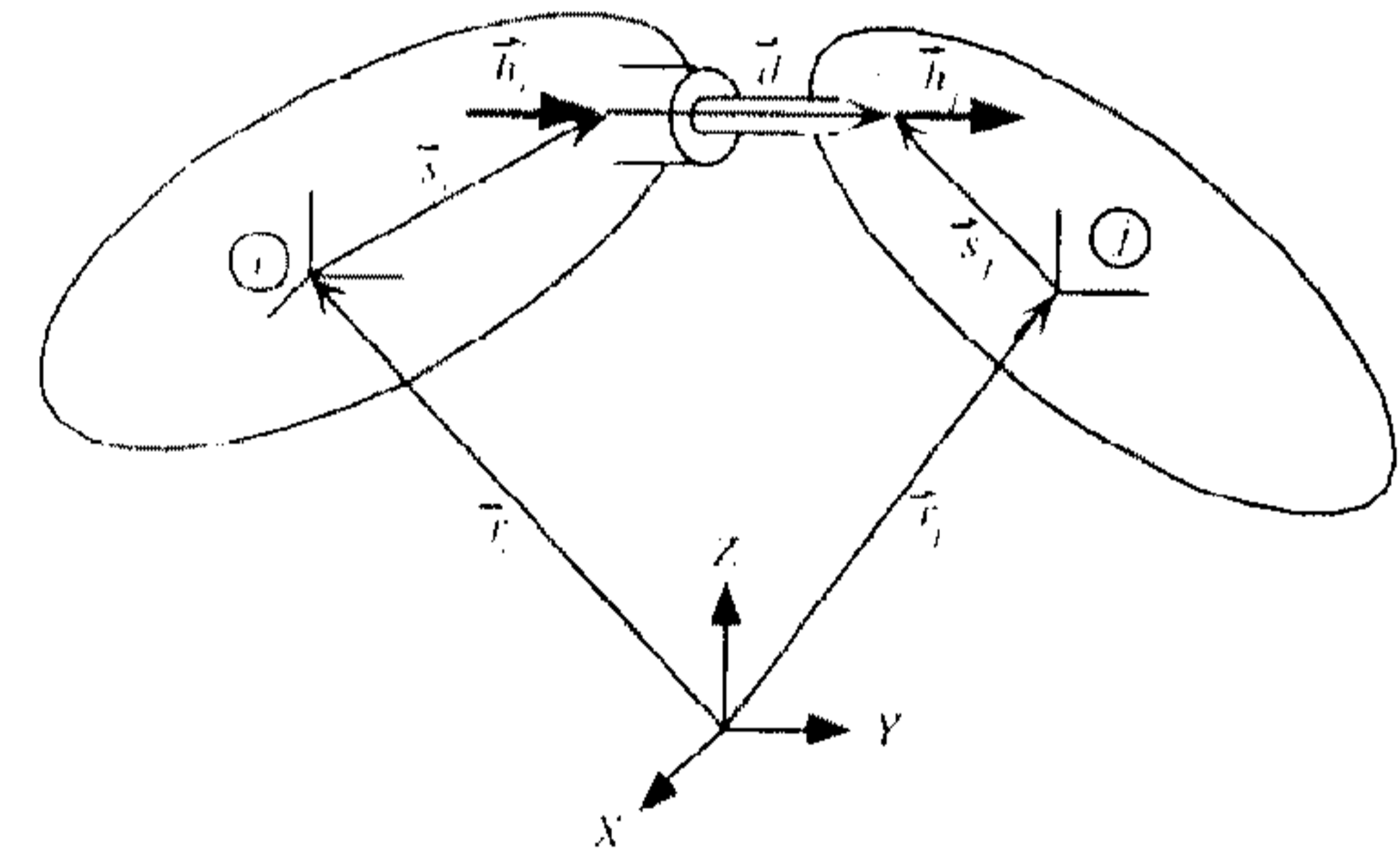


Fig.7 Cylindrical constraint

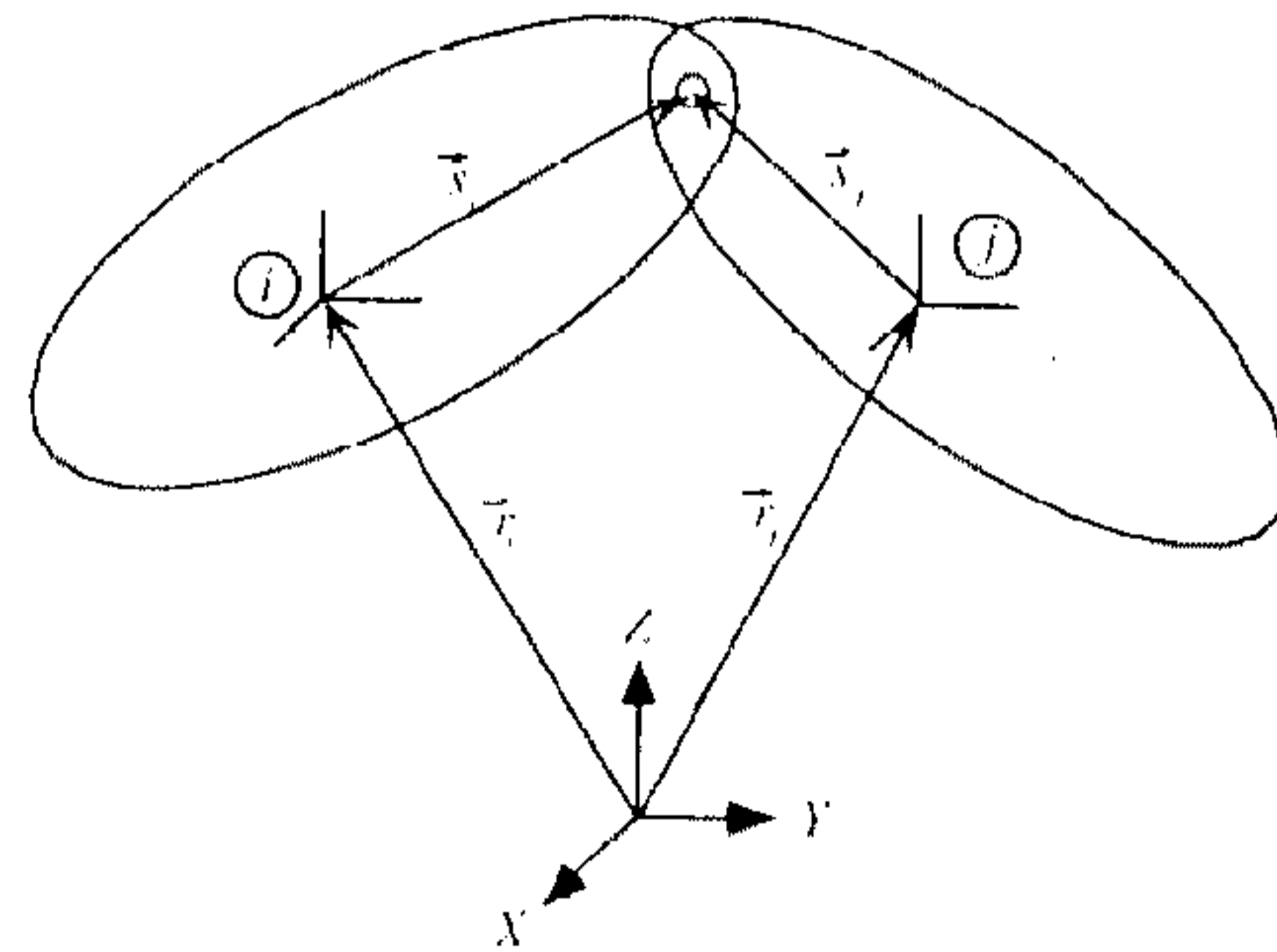


Fig.8 Spherical constraint

Table 1 Constraint equations and Jacobians

Constraint	$\phi(q)$	$[\phi_{q_i} \quad \phi_{q_j}]$
Displacement	$d^2 - l^2$	$[-2d^T \quad 2d^T \quad \tilde{s}_i \quad 2d^T \quad -2d^T \quad \tilde{s}_j]$
Inplane	$h_j^T$	$[-h_i^T \quad h_j^T \quad \tilde{s}_j \quad h_j^T \quad -h_j^T \quad \tilde{s}_j - d^T \quad \tilde{h}_j]$
Spherical	$d$	$[-I \quad \tilde{s}_i \quad I - \tilde{s}_j]$
Cylindrical	$\tilde{h}_i h_j$ $\tilde{h}_i d$	$\begin{bmatrix} 0 & \tilde{h}_i \tilde{h}_j & 0 & -\tilde{h}_i \tilde{h}_j \\ -\tilde{h}_i & \tilde{h}_i \tilde{s}_i + d \tilde{h}_i & \tilde{h}_i & -\tilde{h}_i \tilde{s}_j \end{bmatrix}$

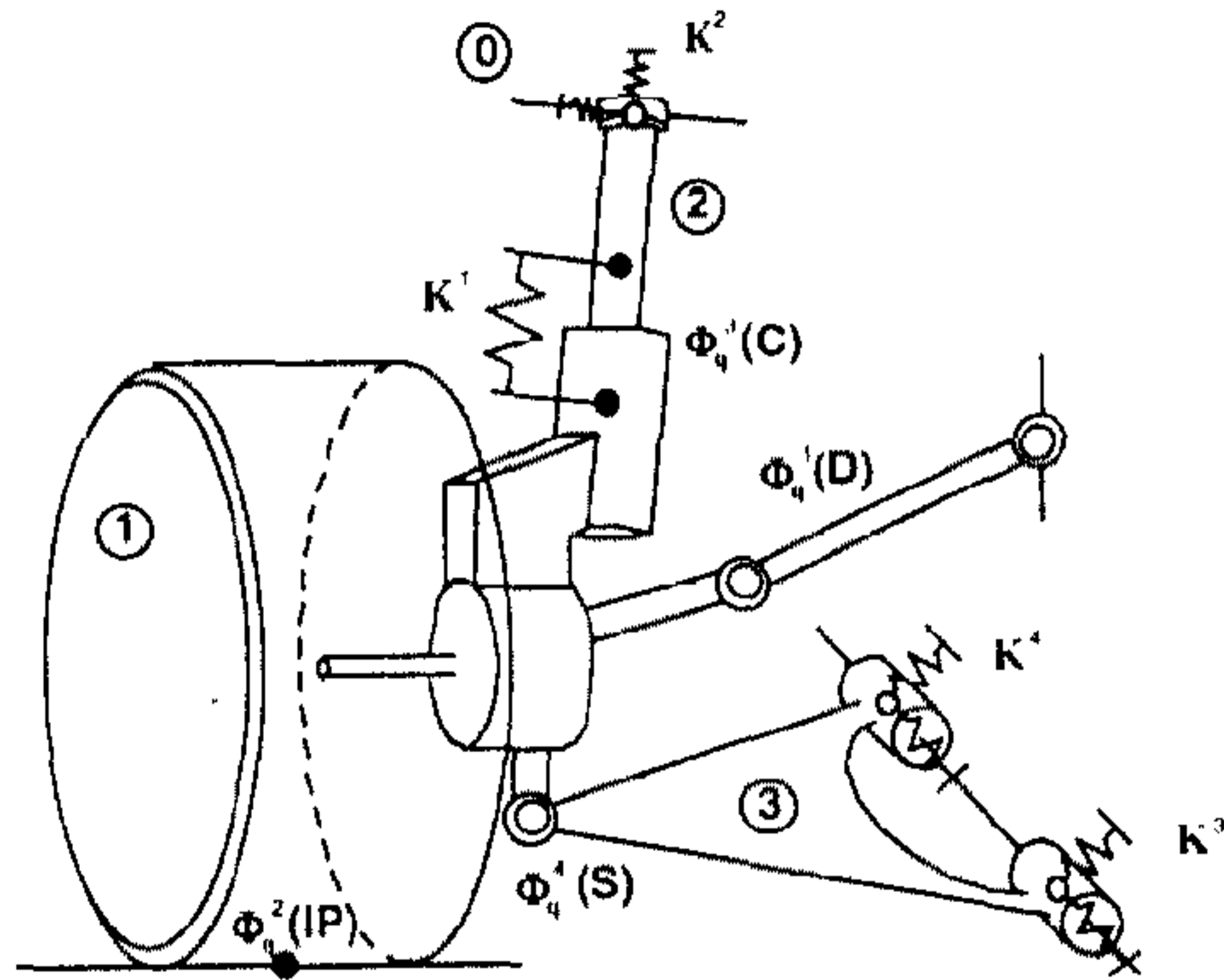


Fig.9 Modeling of Mcpherson strut suspension

Table 2 Construction of elastic elements

Stiffness element	Body i	Body j
K <sup>1</sup>	1	2
K <sup>2</sup>	2	0
K <sup>3</sup>	3	0
K <sup>4</sup>	3	0

다. 강체1은 강체 2와 실린더 구속조건으로 연결되어 있다. 강체 1은 강체 3과 구면 구속조건으로 연결되어 있다.

위의 시스템에 대한 선형 탄성 기구학 지배 방정식은 식 (18)과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix}
 K_{ii}^1 & K_{ij}^1 & 0 & \vdots \\
 K_{ij}^1 & K_{jj}^1 + K_{jj}^2 & 0 & \vdots \\
 0 & 0 & K_{ii}^3 + K_{ii}^4 & \vdots \\
 \phi_{qi}^1 & 0 & 0 & \vdots \\
 \phi_{qi}^2 & 0 & 0 & \vdots \\
 \phi_{qi}^3 & \phi_{qi}^3 & 0 & \vdots \\
 \phi_{qi}^4 & 0 & \phi_{qi}^4 & \vdots
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 \Delta q_1 \\
 \Delta q_2 \\
 \Delta q_3 \\
 \lambda_1 \\
 \lambda_2 \\
 \lambda_3 \\
 \lambda_4
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 -f_1 \\
 -f_2 \\
 -f_3 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{bmatrix}
 \quad (18)$$

식 (18)의 각 행렬요소는 식 (17)과 Table 4로부터 계산된다. 강체 0은 지면에 고정되어 자유도를 갖지 않으며  $\Delta q_1$ 과  $\Delta q_2$ ,  $\Delta q_3$ 는 각각 강체 1과 강체 2, 강체 3의 자유도를 나타낸다. 식 (18)은 가우스 소거법 등을 이용하여 쉽게 해를 구할 수 있다.

현가계 컴플라이언스는 차륜에 횡방향 힘이나

Table 3 Construction of constraint elements

Constraint element	Body i	Body j	Constraint type
$\phi_q^1$	1	0	Displacement
$\phi_q^2$	1	0	Inplane
$\phi_q^3$	1	2	Cylindrical
$\phi_q^4$	1	3	Spherical

Table 4 Displacements of wheel due to lateral force  $f_{ly}=1,000N$

$\Delta q_1$	Linear analysis	ADAMS
$\Delta x(mm)$	0.3065	0.3084
$\Delta y(mm)$	0.1579	0.1583
$\Delta z(mm)$	0.0000	-0.0003
$\Delta \pi_x(deg)$	0.0409	0.0406
$\Delta \pi_y(deg)$	-0.0191	-0.0189
$\Delta \pi_z(deg)$	-0.0470	-0.0473

종방향 힘을 가했을 때의 차륜의 변위로서 계산할 수 있다. 여기서는 횡방향 힘에 의한 컴플라이언스를 구하기 위해 식 (18)의 우변에  $f_{ly}=1,000N$ 을 대입하였다. Table 4는 차륜의 변위  $\Delta q_1$ 의 결과를 나타내며 이것이 횡방향 컴플라이언스 값이 된다. 결과는 다물체 동역학해석 프로그램인 ADAMS의 정역학 해석 모듈의 결과와 비교하여 나타내었다.<sup>12)</sup> 비선형 지배방정식을 반복수행법으로 해를 구하는 ADAMS와 근접한 결과를 보이고 있다. 이로부터 선형 탄성기구학식으로부터 현가계의 컴플라이언스 특성을 계산할 수 있음을 알 수 있다.

#### 4. 감도해석

현가계 부싱의 강성에 의한 컴플라이언스 특성의 영향을 고려하기 위해 식 (5)의 행렬식을 각각 강성 파라미터  $b$ 에 대해 직접 미분을 하면 다음과 같은 감도식을 유도할 수 있다.

$$K_b \Delta q + K \Delta q_b + \phi_q^T \lambda_b = 0 \quad (19)$$



$$\Phi_q \Delta q_b = 0 \quad (20)$$

강성 파라미터는  $f$ 와  $\Phi_q$ 에 무관하므로 이들에 대한 감도는 0이 된다. 식 (19)와 식 (20)을 다시 행렬식으로 나타내면 다음식이 된다.

$$\begin{bmatrix} K & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta q_b \\ \lambda_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -K_b \Delta q \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (21)$$

$$K_b = \begin{bmatrix} -\frac{\partial K_T}{\partial b} & \frac{\partial K_T}{\partial b} \tilde{s}_i & \frac{\partial K_T}{\partial b} & -\frac{\partial K_T}{\partial b} \tilde{s}_j \\ -\tilde{s}_i \frac{\partial K_T}{\partial b} & \tilde{s}_i \frac{\partial K_T}{\partial b} \tilde{s}_i - \frac{\partial K_R}{\partial b} & \tilde{s}_i \frac{\partial K_T}{\partial b} & -\tilde{s}_i \frac{\partial K_T}{\partial b} \tilde{s}_j + \frac{\partial K_R}{\partial b} \\ \frac{\partial K_T}{\partial b} & -\frac{\partial K_T}{\partial b} \tilde{s}_i & -\frac{\partial K_T}{\partial b} & \frac{\partial K_T}{\partial b} \tilde{s}_j \\ \tilde{s}_j \frac{\partial K_T}{\partial b} & -\tilde{s}_j \frac{\partial K_T}{\partial b} \tilde{s}_i + \frac{\partial K_R}{\partial b} & -\tilde{s}_j \frac{\partial K_T}{\partial b} & \tilde{s}_j \frac{\partial K_T}{\partial b} + \tilde{s}_j \frac{\partial K_R}{\partial b} \end{bmatrix} \quad (22)$$

식 (22)의 행렬요소중 전역좌표계에서의, 병진 탄성 요소에 대한 감도  $\frac{\partial K_T}{\partial b}$ 와 회전 탄성 요소에 대한 감도  $\frac{\partial K_R}{\partial b}$ 는 마찬가지로 식 (8)과 (9)로부터 다음식으로 표현된다.

$$\frac{\partial K_T}{\partial b} = A_j \frac{\partial K_T}{\partial b} A_j^T \quad (23)$$

$$\frac{\partial K_R}{\partial b} = A_j \frac{\partial K_R}{\partial b} A_j^T \quad (24)$$

여기서 국부좌표계에서의 병진 탄성 요소에 대한 감도  $\frac{\partial K_T}{\partial b}$ 와 회전 탄성 요소에 대한 감도  $\frac{\partial K_R}{\partial b}$ 는 설계 변수의 선택에 따라서 0 또는 1의 값으로 행렬 요소가 구성된다. 예를 들어,  $b=k_x$ 인 경우

$\frac{\partial K_T}{\partial b}$ 는 다음과 같이 쓰여진다.

$$\frac{\partial K_T}{\partial b} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (25)$$

식 (21)의 좌변의 행렬은 식 (5)의 행렬과 동일하며 식 (21)의  $\Delta q$ 는 식 (5)의 해와 같다. 그러므로 여기서는  $K_b$ 만을 구하면 감도를 쉽게 구할 수 있게 된다.

$K_b$ 는 강성행렬  $K$ 에 대한 파라미터  $b$ 의 미분항으로서 식 (17)로부터 다음 식과 같이 유도된다.

맥퍼슨 현가계를 구성하는 부상요소는 Table 2에서와 같이 스트럿 마운트와 전방 로우어암 부상과 후방 로우어암 부상의 세가지가 있다. 본 연구에서는 이들 세가지 부상의 탄성 계수를 설계 파라미터로 가정한다. 실린더형 부상의 경우 축방향에 수직한 방향의 두 축에 대한 강성요소는 Fig. 10과 같이 대칭이므로 하나의 부상에 대해 4개의 파라미터를 고려할 수 있다. 따라서 전체적으로 12개의 설계 파라미터를 설정할 수 있다.

현가계 컴플라이언스를 목적함수로 고려할 때 여러 가지 성능지수가 있다. 여기서는 타이어 접지면에서 작용하는 횡방향 반력에 대한 토우각 변화  $G_1$ 와 캠버각 변화  $G_2$ 와 횡방향 변위  $G_3$ , 종방향 반력에 대한 토우각 변화  $G_4$ 와 종방향 변위

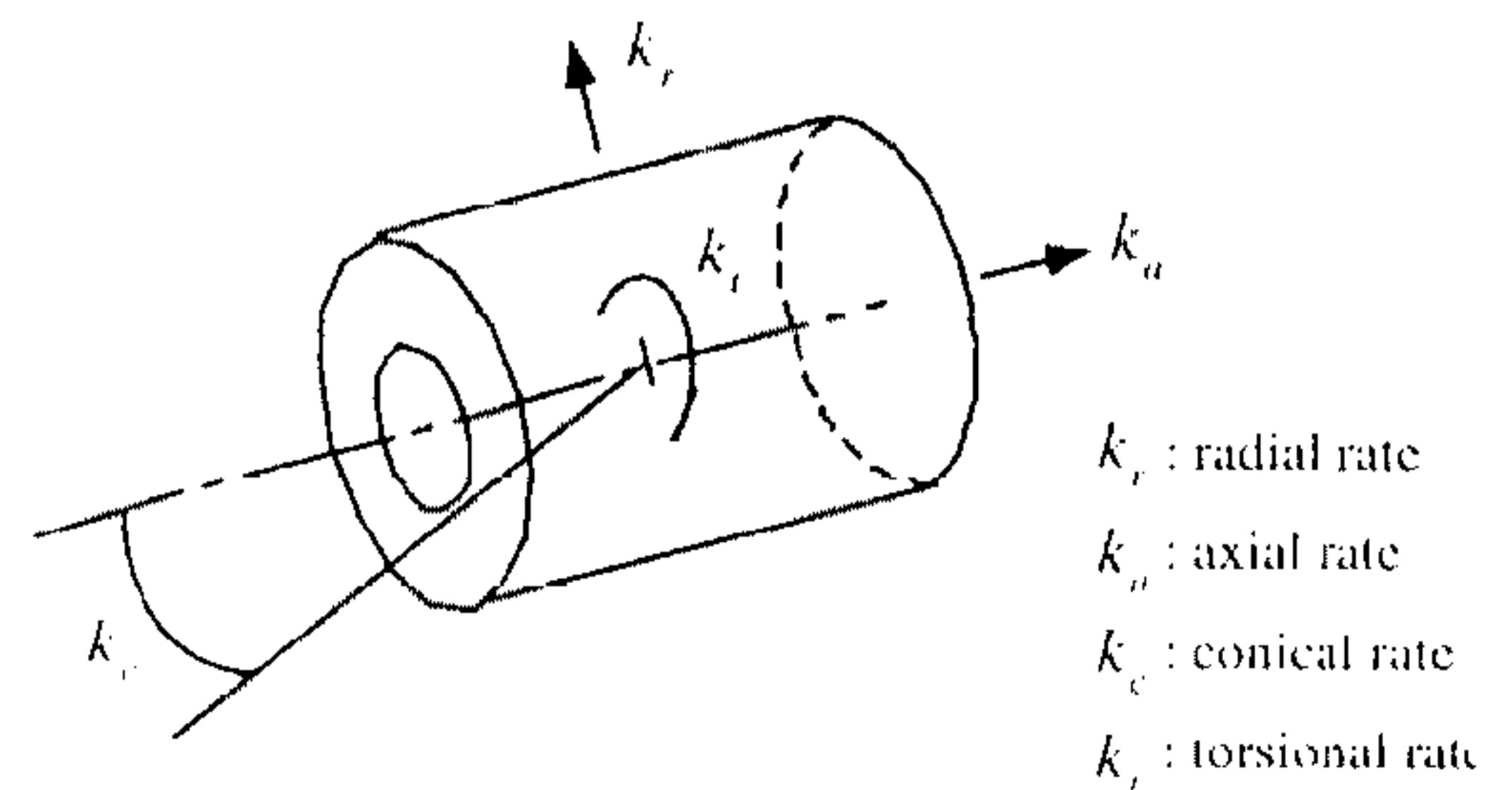


Fig.10 Spring rates of cylindrical type bushing

Table 5 Nominal values of bushings

Symbol	Stiffness (N/mm, N-mm/rad)
$k_{r2}$	1000
$k_{a2}$	600
$k_{c2}$	1800000
$k_{t2}$	0
$k_{r3}$	6000
$k_{a3}$	500
$k_{c3}$	200000
$k_{t3}$	100000
$k_{r4}$	2000
$k_{a4}$	600
$k_{c4}$	300000
$k_{t4}$	50000

$G_5$ 를 고려하였다.  $G_1$ ,  $G_2$ 와  $G_3$ 는 횡방향 컴플라이언스 특성이며  $G_4$ 와  $G_5$ 는 종방향 컴플라이언스 특성이다.

성능함수에 대한 현가계 부싱요소의 감도를 계산하기 위한 부싱요소의 강성값은 Table 5에 나타내었다. 첨자중 2는 스트럿 마운트를, 3은 전방 로우어암, 4는 후방 로우어암 부싱을 각각 나타낸다.

성능 함수에 대한 현가계 부싱의 감도를 Table 6에 나타내었다. Table 6에서, 부싱의 회전 강성은 병진 강성에 비해 기여도가 무시해도 좋을 만큼 작게 나왔다. 스트럿 마운팅의 반경 방향 강성  $k_{r2}$ 는 모든 컴플라이언스 특성에 영향이 대체로 크지만 축방향 강성  $k_{a2}$ 는 영향이 없음을 알 수 있다. 횡방향 컴플라이언스 특성에 대해서는 스트럿 마운트의 반경 방향 강성  $k_{r2}$ 가 가장 중요한 파라미터로 나타났다. 종방향 컴플라이언스 특성은 로우어암의 전후방향 부싱의 축방향 강성  $k_{a3}$ 와  $k_{a4}$ 의 영향이 크게 나타났다.

### 5. 최적화

앞에서 구한 현가계 컴플라이언스의 감도해석으로부터 현가계 컴플라이언스 특성을 최적화시키기 위한 최적설계 방법을 제시한다. 컴플라이언스 특성은 승차감과 조종안정성에 모두 영향을 주므로 어느 하나만을 고려하는 것은 의미가 없다. 그러므로 컴플라이언스 특성의 최적화를 위한 목적함수는 Table 6의 다섯 가지의 성능지수를 모두 고려하였다. 설계파라미터는 Table 6의 강성 파라미터를 취하였다. 최적화 루틴에 필요한 목적함수에 대한 파라미터의 구배는 앞에서 구한 감도식으로

Table 6 Sensitivities of compliance characteristics

	Toe change by lateral force $G_1$	Camber change by lateral force $G_2$	Lat. disp. change by lateral force $G_3$	Toe change by long. force $G_4$	Long. disp. change by long. force $G_5$
$k_{r2}$	-0.0303	-0.0214	0.0455	0.0011	0.0412
$k_{a2}$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
$k_{c2}$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
$k_{t2}$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0001	-0.0012
$k_{r3}$	0.0129	-0.0031	-0.0326	0.0131	-0.0449
$k_{a3}$	-0.0001	0.0000	0.0000	-0.0376	-0.7593
$k_{c3}$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
$k_{t3}$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
$k_{r4}$	0.0001	-0.0004	-0.0036	0.0010	-0.2963
$k_{a4}$	-0.0001	0.0000	0.0000	-0.0376	-0.7593
$k_{c4}$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
$k_{t4}$	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000



Table 7 Optimization results

Performance / parameter	Initial state	Optimal state (goal, $G^*$ )
$G_1$	-0.0470	0.0055(0.01)
$G_2$	0.0409	0.0145(0.01)
$G_3$	0.1579	0.0055(0.01)
$G_4$	-0.0404	0.0145(0.01)
	1.6709	0.7460(1.00)
$k_{r2}$	1000	1870
$k_{a2}$	600	604
$k_{c2}$	1800000	1800000
$k_{l2}$	0	0
$k_{r3}$	6000	42565
$k_{a3}$	500	806
$k_{c3}$	200000	200001
$k_{l3}$	100000	100000
$k_{r4}$	2000	64444
$k_{a4}$	600	906
$k_{c4}$	300000	300001
$k_{l4}$	5000	50000

부터 구하였다.

다중목적함수에 대한 최적화 방법은 여러 가지가 있지만 여기서는 Goal Attainment Method를 이용하였다. 이 방법은 원하는 목적함수값을 결정하고 이와 가장 가까운 목적함수값을 가지는 설계 파라미터를 결정하는 방법이다. 이것은 다음식과 같이 목적함수  $G(x)$ 가 벡터 형태로 주어졌을 때 더미 변수  $\gamma$ 를 이용하여 스칼라(scalar) 형태의 최적화 문제로 변환하여 해를 구한다.

$$\begin{aligned} &\text{minimize } \gamma \\ &\text{subject to } G(x) - W\gamma \leq G^* \end{aligned} \quad (26)$$

여기서  $G^*$ 는 설계 목표치를 나타낸다.  $W$ 는 가중치로서  $G^*$ 와 비례하는 값으로 하였다. 식 (26)을 Sequential Quadratic Programming 방법을 이용하여 해를 구한 결과는 Table 7에 나타내었다.

Table 7에서 설계 초기 상태와 최적화된 상태에서의 컴플라이언스와 강성계수를 보여준다. 설계 목

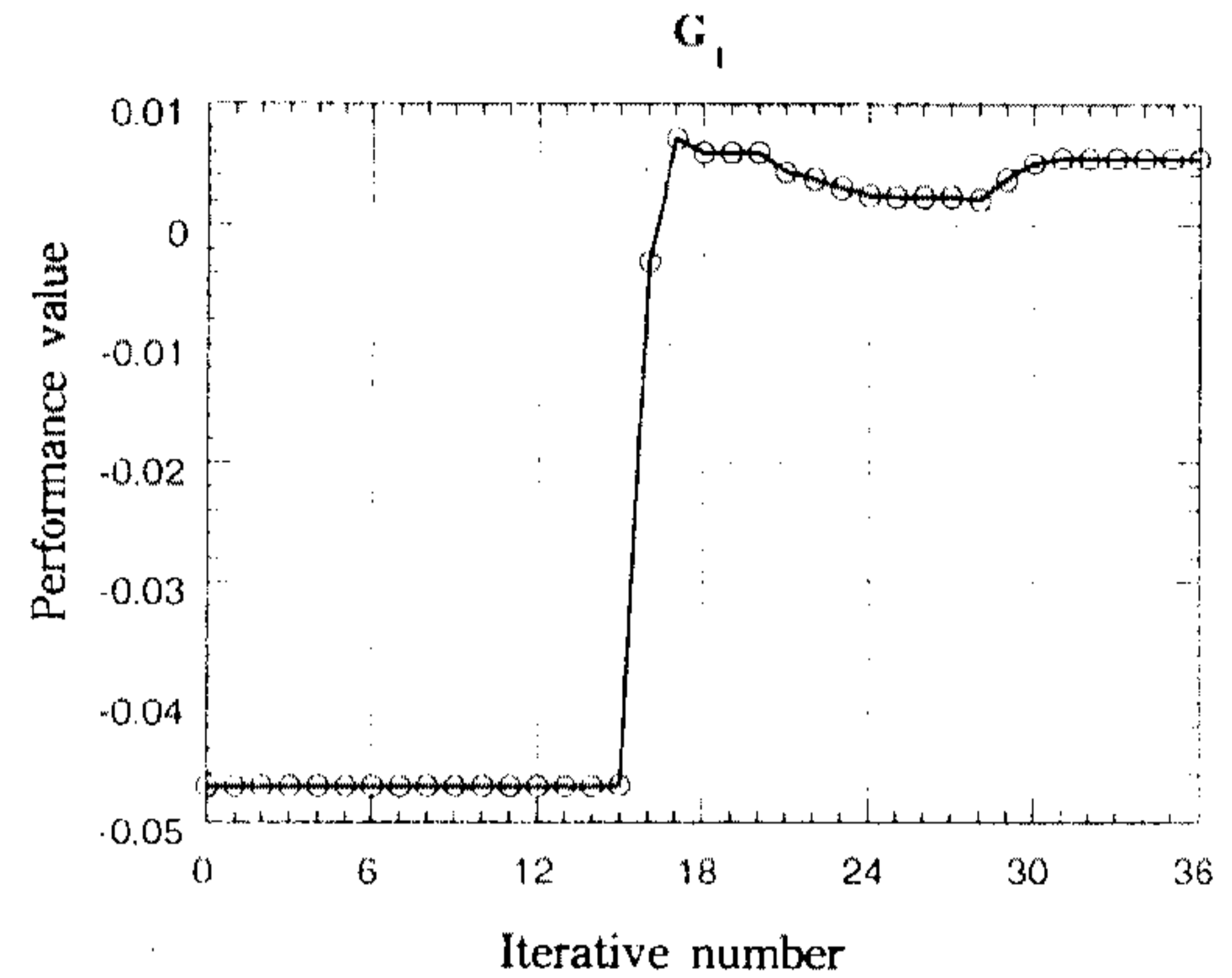


Fig.11 Iteration history of  $G_1$

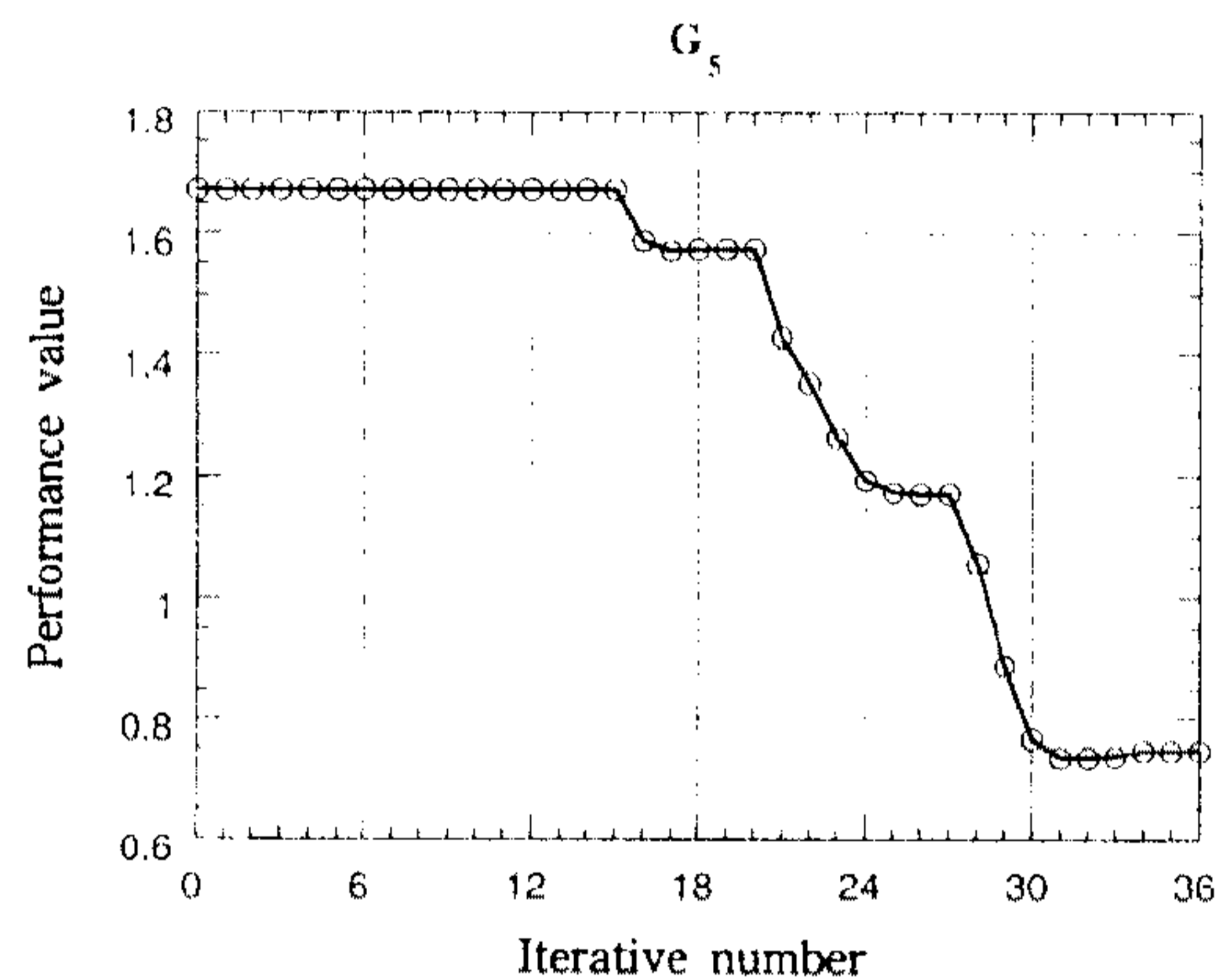


Fig.12 Iteration history of  $G_5$

표치는  $G_1^* = G_2^* = G_3^* = G_4^* = 0.01$ ,  $G_5^* = 1.00$ 으로 하였을 때의 결과이다. 이 값은 설계 관점에 따라 임의로 정할 수 있다. Table 7에서 컴플라이언스의 최적값은 목표치에 전체적으로 근접하는 것으로 나타났다. 최적상태에서의 부상 강성은 Table 6에서 기여도가 큰 것으로 나왔던 강성계수들이 초기상태에서 크게 변했음을 알 수 있다. Fig.11과 Fig.12는 성능함수 중  $G_1$ 과  $G_5$ 의 수렴 상태를 보여준다.

## 6. 결 론

현가계 설계인자 중 하나인 컴플라이언스 특성은 차량의 승차감과 조종안정성 등 차량 동특성에 직접 영향을 주는 요소이다. 본 연구에서는 현가

계 컴플라이언스 특성을 계산하기 위해 다물체계에 대해 선형 탄성기구학 지배 방정식을 유도하였다. 이를 맥퍼슨 현가계에 적용하여 컴플라이언스 특성을 해석할 수 있음을 보였으며 그 결과를 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS와 비교하여 타당성을 검증하였다. 본 연구에서 제시한 탄성기구학 해석 방법은 간단하고 정확하게 현가계 컴플라이언스 특성을 해석할 수 있는 장점이 있다.

선형 탄성기구학 지배방정식으로부터 탄성요소에 대한 감도방정식을 직접 미분법에 의해 유도하였다. 이로부터 컴플라이언스 특성에 영향을 미치는 현가계 부상강성의 감도를 구하였다. 정확하게 구한 감도로부터 다중목적함수에 대한 최적화를 수행하였다. 횡방향 힘에 의한 컴플라이언스 특성과 종방향 힘에 의한 컴플라이언스 특성을 목적함수로 택하였다. 설계 목표치로 정한 컴플라이언스 지수를 만족하는 현가계 부상 강성계수의 설계가 가능함을 보였다. 본 연구에서 제시한 선형 탄성기구학 해석방법은 현가계 컴플라이언스 특성의 해석과 부싱의 설계에 유용하게 적용될 수 있다.

## 후 기

본 논문은 1996학년도 교육부 학술연구조성비(ME96-D-17)에 의해 수행된 연구의 일부로서 관계자 여러분께 감사 드립니다.

## 참 고 문 헌

1. R.T. Bundorf, "The Influence of Vehicle Design Parameters on Characteristic Speed and Understeer", SAE Paper NO. 670078, 1967.
2. R.T. Bundorf, "The Cornering Compliance Concept for Description of Vehicle Directional Control Properties", SAE Paper NO. 760713, 1976.
3. Y. Tsukuda, Y. Tsubota, H. Tonomura, H. Noguchi, "Development of a New Multi-Link Rear Suspension", SAE Paper NO. 881774, 1988.
4. J.R. Ellis, S.C. Burns, W.R. Garrott, S.C. Bell, "The Design of a Suspension Parameter Measurement Device", SAE Paper NO. 870576, 1987.
5. P.E. Nikraves, M. Srinivasan, "Generalized Co-Ordinate Partitioning in Static Equilibrium Analysis of Large-Scale Mechanical Systems", Int. J. Numerical Eng., Vol. 21, 1985.
6. K. Tachikawa, H. Sakai, "A Multi-Objective Optimization Method by Sequential Linear Programming", SAE Paper NO. 880887, 1988.
7. P.M. Riede, R.L. Leffert, W.A. Cobb, "Typical Vehicle Parameters for Dynamics Studies Revised for the 1980's", SAE Paper NO. 840561, 1984.
8. G. Gallas, B. Renzo "New Products Developed to Improve the Isolation Qualities of Automobile Suspension Systems: 'Torsidyne' and 'Atadyne'", SAE paper NO. 851651, 1985.
9. A.B. Zdunek, M. Bercovier, "Numerical Evaluation of Finite Element Methods for Rubber Parts", SAE Paper NO. 860817, 1986.
10. "Vehicle Dynamics Terminology", SAEJ670e, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA.
11. P.E. Nikraves, Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems, Prentice-Hall, Inc., 1988.
12. ADAMS User's Manual, Mechanical Dynamics, Inc., Ann Arbor MI, 1985.