

〈논 문〉 SAE NO. 953703

## 승객 상해의 감소를 위한 승용차 조향주의 최적설계

An Optimum Design of a Steering Column  
to Minimize the Injury of a Passenger

박 영 선,\* 이 주 영,\*\* 박 경 진\*\*\*  
Y. S. Park, J. Y. Lee, G. J. Park

### ABSTRACT

As the occupant safety receives more attention from automobile industries, protection systems have been developed quite well. Developed protection systems must be evaluated through real tests in crash environment. Since the real tests are extremely expensive, computer simulations are replaced for some prediction of the real test. In the computer simulation, it is very crucial to express the real environment precisely in the modeling process. The energy absorbing(EA) steering system has a very important role in vehicle crashes because the occupant can hit the system directly. In this study, the EA steering system is modeled precisely, analyzed for the safety and designed by an optimization technology. First, the EA steering system is disassembled by parts and modeled by segments and joints. The segments are modeled by rigid bodies in motion and they have resistances in contact. Spring-damper elements and force-deflection curves are utilized to represent the joints. The body block test is carried out to validate the modeling. When the test results are not enough for the detailed modeling, the differences between tests and simulations are minimized to calculate unknown parameters using optimization. The established model is applied to a crash simulation of a full-car model and tuned again. After the modeling is finished, components of the steering system are designed by an optimization algorithm. In the optimization process, the compound injury of a driver is defined and minimized to determine the characteristics of the components. The second-order approximation algorithm has been adopted for the optimization.

주요기술용어 : Energy Absorbing Steering(에너지흡수 조향계), Occupant Analysis(승객거동해석), Body Block Test(모형물체시험), Optimization(최적설계), Second-Order Approximation(이차근사법)

---

\* 정회원, 한양대학원 기계설계과  
\*\* 정회원, 현대자동차 승용제품개발연구소  
\*\*\* 정회원, 한양대학교 기계공학과

## 1. 서 론

차량의 충돌 현상 및 승객의 안전도를 해석하기 위하여 차량을 직접 충돌시켜 해석하는 충돌시험(crash test)이 행해진다.<sup>1)</sup> 충돌 특성은 차량 실내 형상, 승객 위치, 승객과 충돌되는 차량 부품의 강성 및 조향계 변형 특성 등 여러가지 매개변수들에 의해 달라진다. 이러한 매개변수들의 영향을 계산하여 설계에 반영하기 위해서는 많은 횟수의 시험이 요구되는데, 고가의 시험장비와 경비, 많은 시간을 요하는 충돌시험으로는 불가능한 실정이다. 또한 시험의 결과는 같은 조건 하에서도 시간에 따라 상이한 결과를 발생될 수 있기 때문에 매개변수에 대한 정확하고 정량적인 평가가 어렵다.<sup>2)</sup> 따라서 현재 자동차 산업계에서는 고가의 충돌시험의 횟수를 줄이고 설계에 반영이 용이한 운동법칙에 근거한 컴퓨터 시뮬레이션 해석 모델을 이용하고 있다. 본 연구에서는 자동차 충돌시 승객거동해석 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램으로 여러 연구와 업계에서 그 유효성이 입증되어있는<sup>3-6)</sup> 다물체 동역학(multi-body dynamics)개념을 이용하는 CAL3D 프로그램을 사용하였다.

승객보호장비중 실용화되어 있는 안전띠와 에어백에 관한 연구가 활발히 진행되고 있으며 국내자동차 업계에서도 관심의 대상이 되고 있다.<sup>4)</sup> 조향계(steering system)는 안전띠와 에어백이 있는 경우 그 영향이 서로 복합되어 나타나며, 안전띠와 에어백이 없는 경우 운전자와 가장 먼저 충돌이 일어나 직접적인 충격흡수원으로 작용한다. 그러나 조향계에 대한 승객안전도 측면에서의 연구는 선진국에 비해 미비한 실정이다. 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 승객거동해석을 통해 조향계 부품이 승객상해에 미치는 영향을 평가하고, 평가된 결과를 설계에 반영하기 위해서는 무엇보다도 정확한 모델링이 우선되어야 한다. 그러나 차량 전체 모델링에서 조향계의 모델링은 거의 이루어져 있지 않으며 조향계 자체만을 해석하려는 연구도 미비하다.

따라서 승객안전도 측면에서의 조향주 모델을 구축하기 위해, 현재 제품화되어 있는 에너지흡

수조향계(energy absorbing steering system)중 한 종류를 선정하여 각 부품 단위별로 분석한 다음 충돌 특성을 저하시키지 않는 최소개의 강체와 조인트로 단순화한 후, 스프링-댐퍼(spring-damper)를 사용하여 충돌 특성을 표현하고자 한다. 스프링-댐퍼의 힘-변형 특성(force-deflection characteristics)은 정적 시험의 결과로부터 얻어진다. 그러나 각 부품에 대한 자세한 시험이 어려우므로 모든 자료가 얻어지지 못할 수가 있다. 이러한 경우 모형몸체시험(body block test)등과 같은 전반적인 시험을 통해 부족한 자료를 정의하는 방법을 제시하였다.

완성된 조향주 모델을 대상으로 승객상해에 영향이 큰 설계변수를 찾기 위해 각 부품의 승객상 해도에 대한 민감도해석을 실시하였고, 최적화 기법을 도입하여 승객의 상해를 최소화하는 부품의 설계값을 결정하였다. 최적화 과정에서는 CAL3D를 해석 프로그램으로 하고 최적화 알고리즘의 하나인 이차근사법<sup>7-9)</sup>을 설계 프로그램으로 사용하였다.

## 2. 조향계의 모델링

### 2.1 에너지흡수 조향계

60년대 이후 많은 연구에서, 심한 사고에서는 운전자가 조향계와 충돌함으로써 매우 심각하고 때로는 치명적인 가슴상해를 받는다는 것이 밝혀졌다.<sup>10)</sup> 따라서 이상적인 조향계는 차를 조향하는 주된 기능을 수행하면서 조향계로부터 승객의 가슴에 가해지는 하중을 최소화시킬 수 있어야 한다. 에너지흡수 조향계(energy absorbing steering system)는 이러한 기본 개념이 도입되어 자체변형에 의해 충돌에너지를 흡수하는 구조로 되어 있다.

조향계는 다음의 Fig.1에 보여지는 것과 같은 운전대와 조향주로 구성되어 있다. 운전대는 다시 림과 허브로 나뉘어 진다. 조향주의 구성은 크게 네 부분으로 나뉘어 지는데 운전대가 장착되는 상축(upper shaft), 상축에서 전달받은 토오크를 유니버설 조인트(universal joint)를 통해 스티어링 기어박스(steering gear box)에 전달하는 하축

(lower shaft), 상축과 볼베어링으로 연결되어 상축을 지지하며 상브래킷(upper bracket)으로 차량의 마운팅 프레임(mounting frame)에 부착되는 상주(upper column), 하축을 지지하고 조향주가 움직이지 않도록 차량의 마운팅 프레임에 고정시켜주는 하주(lower column)로 구성되어 있다. 본 연구에서 사용된 조향계는 에너지흡수 요소가 조향주에 있으므로 조향주의 여러 성분들은 에너지흡수기로서의 기능을 가져야하며, 충돌시 조향주 전체가 축 방향을 따라 충분히 압축될 수 있도록 상주의 상브래킷은 차량의 마운팅 프레임에서 분리되어야 한다.

충돌과정의 진행시, Fig2와 같이 조향주에 고정된 조향주좌표계(x, y, z)를 따라 조향주는 붕괴되지만, 차량에 고정된 차량좌표계(X, Y, Z)에서 볼 때 회전과 병진 운동을 한다. CAL3D에서는 임의 방향으로 조향주 요소들이 움직이는 것을 막고 조향주가 축 방향으로 붕괴하도록 인위적인 구속력 대신에 z축 방향의 병진운동만 허용하는 z축 슬립조인트와 조향주의 회전운동을 허용하는 오일러(Euler)조인트가 자체의 옵션으로서 사용된다.<sup>11)</sup>

2.2 조향주의 모델링

CAL3D에서 승객이나 차량등을 모델링하기 위해 세그먼트(segment)와 접촉타원체(contact ellipsoid)가 사용된다. 세그먼트는 질량, 관성 모멘트, 무게중심 및 부피 등을 갖는 강체이고, 접촉타원체는 다른 요소와의 접촉에만 관계되며 질량, 관성모멘트 등은 접촉타원체가 부착되는 세그먼트에 포함된다.<sup>6)</sup> 충돌 물체와 조향주의 접촉은 이 접촉타원체를 통해 구하여져 상축에 전달되며, 충돌 물체와 접촉타원체의 상호 작용력은 CAL3D 표준 접촉 알고리즘<sup>6)</sup>에 기초를 두고 프로그램 내부적으로 구해진다.<sup>11)</sup>

승객과 운전대의 접촉으로 발생하는 힘은 운전대를 통해 조향주의 상축으로 전달된다. 여기서, 사용된 조향계는 전체변형에너지중 소량만이 운전대의 변형으로 흡수되므로, 운전대의 림과 허브는 세그먼트를 사용하는 대신, Fig3과 같이 두 개의 접촉타원체로 모델링된다. 따라서 운전대

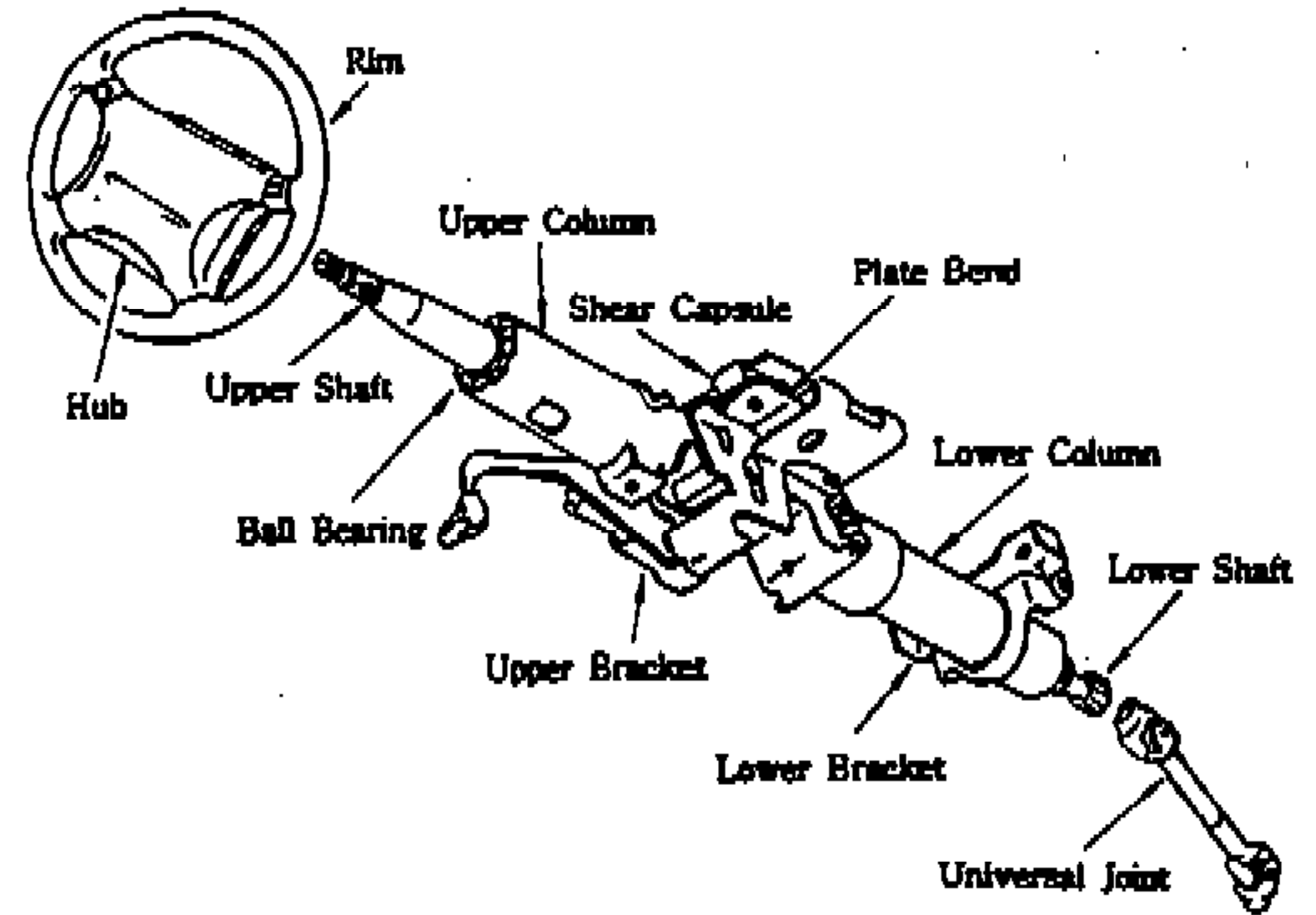


Fig.1 The configuration of energy absorbing steering system.

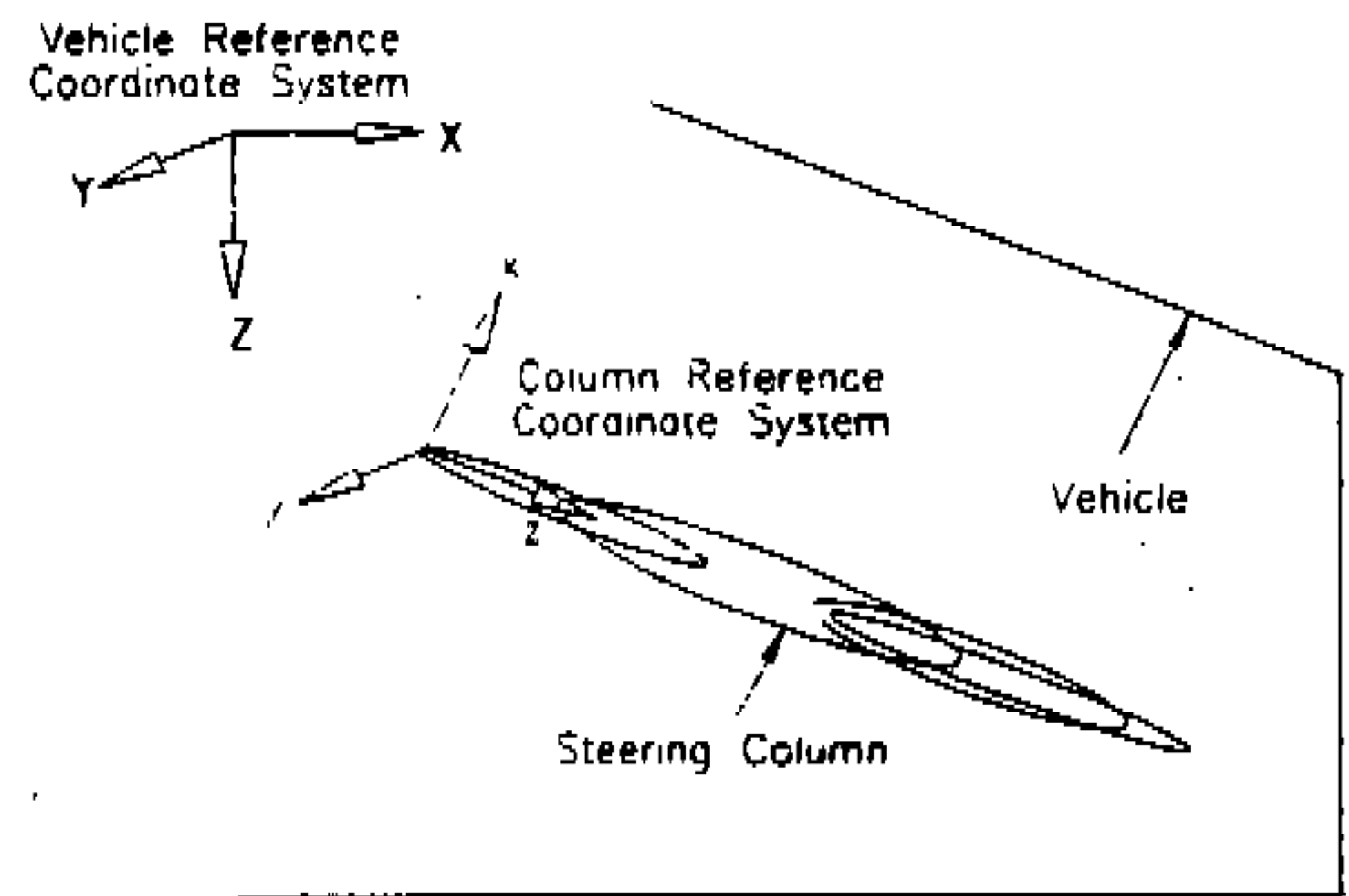


Fig.2 The schematic of the coordinate systems.

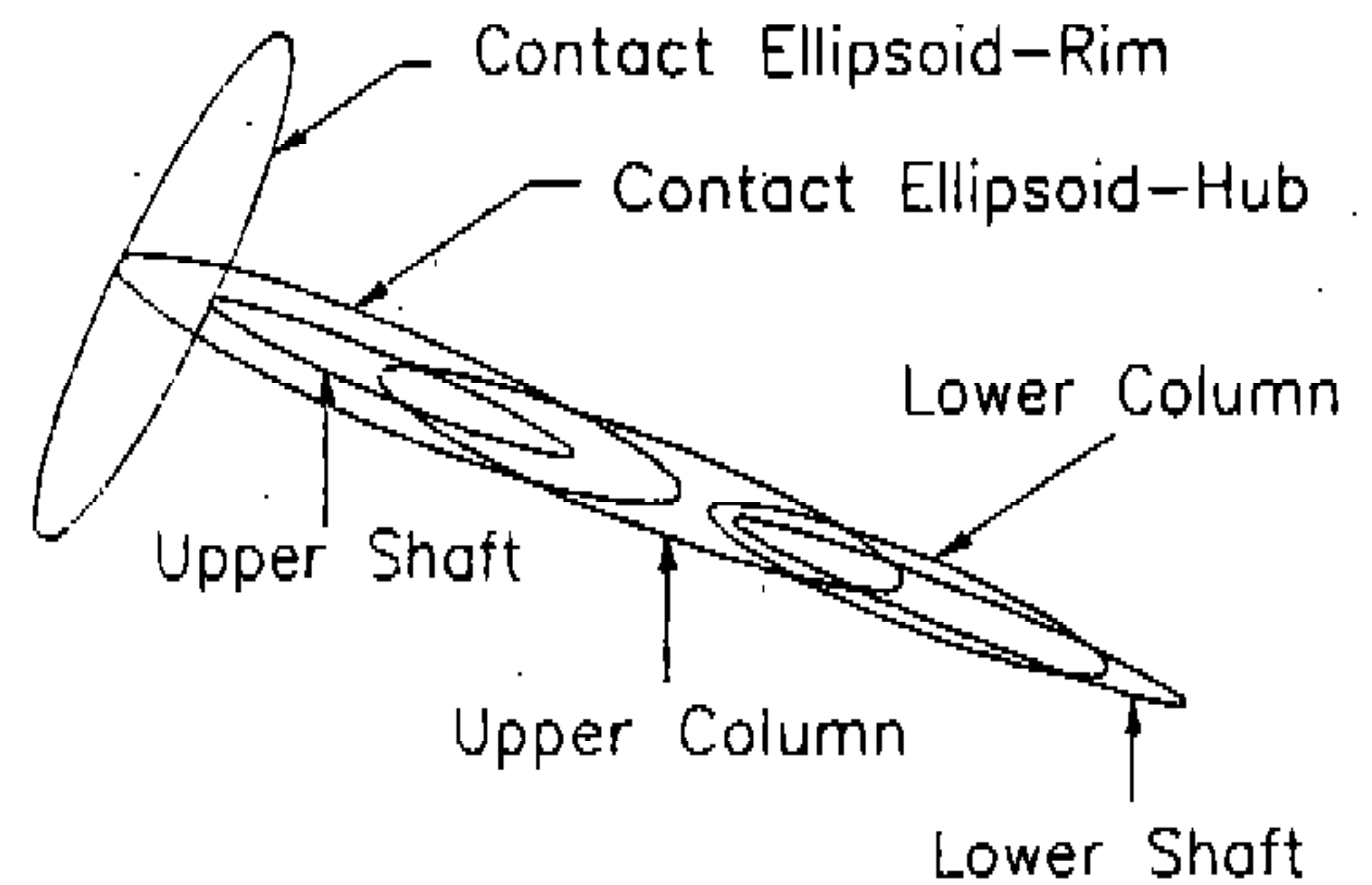


Fig.3 A steering system model.

림과 허브를 나타내는 접촉타원체는 상축에 부착되며 무게, 관성모멘트 등도 상축에 포함된다. Fig3과 같이 조향주는 각각 상축, 상주, 하축, 하주의 4개의 강체로 모델링된다. 하주는 3-회전 및 1-병진 자유도(three-rotational and one-translational degrees of freedom)를 갖는 볼-슬립 조인트

(ball-slip joint)로 차량의 마운팅 프레임에 연결되어 있다. 하주에서 슬립 조인트(slip joint)를 이용하여 축 윗방향으로 상주와 상축을 차례로 연결하고 아랫방향으로 하축을 연결한다. 세 개의 슬립 조인트들에 의해 세 개의 병진 자유도가 계에 주어진다. 따라서 7자유도를 갖는 네 개의 세그먼트가 하나의 공통 축을 따라 움직이며 하주와 차량을 연결하는 조인트에 관해 회전하는 조향주 모델이 구성되었다. 다음의 Fig4와 같이 10개의 스프링-댐퍼 요소를 사용하여 이들 조인트 특성을 표현하였다. 차량 충돌 시뮬레이션 동안 컬럼 붕괴력(column collapse force)은 세그먼트 간의 상대운동으로 인한 스프링-댐퍼 요소의 길이 변화에 의해 흡수된다.

10개의 스프링-댐퍼에 해당되는 실제 조향주 요소의 형상과 역할은 아래 설명되어 있다. 이는 정적 시험에 의해 측정 또는 추정된 힘-변형 곡선을 이용하여 나타내었다.

2.2.1 S1 : 볼 베어링

상주와 상축을 연결하는 볼 베어링(ball bearing)은 상주에 의해 상축을 지지하고 원활한 회전력을 전달하는 것이 주역할이므로 필요한 강성을 가져야 하며, Fig5와 같이 상주와 상축 간의 상대변위가 발생하지 않도록 상주에는 코우킹(caulking)되어 있고, 상축에는 스냅링(snap ring)이 끼워져 빠지지 않도록 고정되어 있다. 따라서 상주와 상축이 하나의 강체처럼 거동하도록 Fig5에 나타낸 것과같이 힘-변형 곡선에 급한 기울기를 갖는다.

2.2.2 S2 : 조향축 물딩부

조향축은 운전대에서 전달되어 온 회전력을 유니버설 조인트를 통해 스티어링 기어박스에 전달하는 요소로서 토크를 전달할 수 있도록 충분한 강성을 가져야 한다. 구조는 Fig6과 같이 상축과 하축의 두 부분으로 나뉘어져 스티어링 튜브(steering tube)로 연결되어 있다. 스티어링 튜브는 상축에는 용접으로 고정되어 있으나 하축에는 폴리아세탈로 물딩(polyacetal molding)되어 있어 충돌시 어느 한계 이상의 하중을 받게 되며 물딩이 전단되어 상대 변위가 발생하고, 축끼리 부딪히는 행정(stroke) 거리 동안 충분한

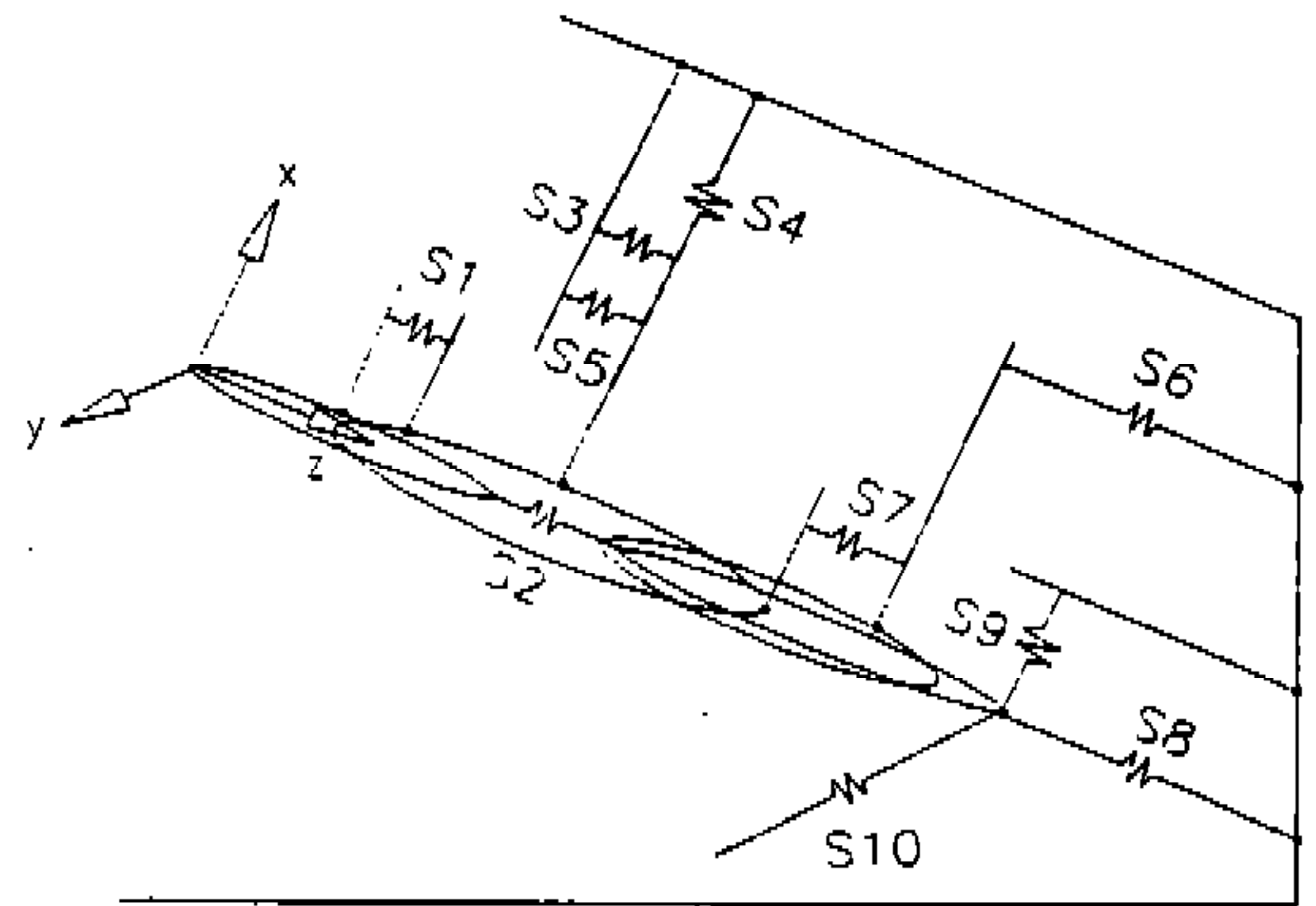


Fig.4 A schematic of the column model with the spring-damper elements.

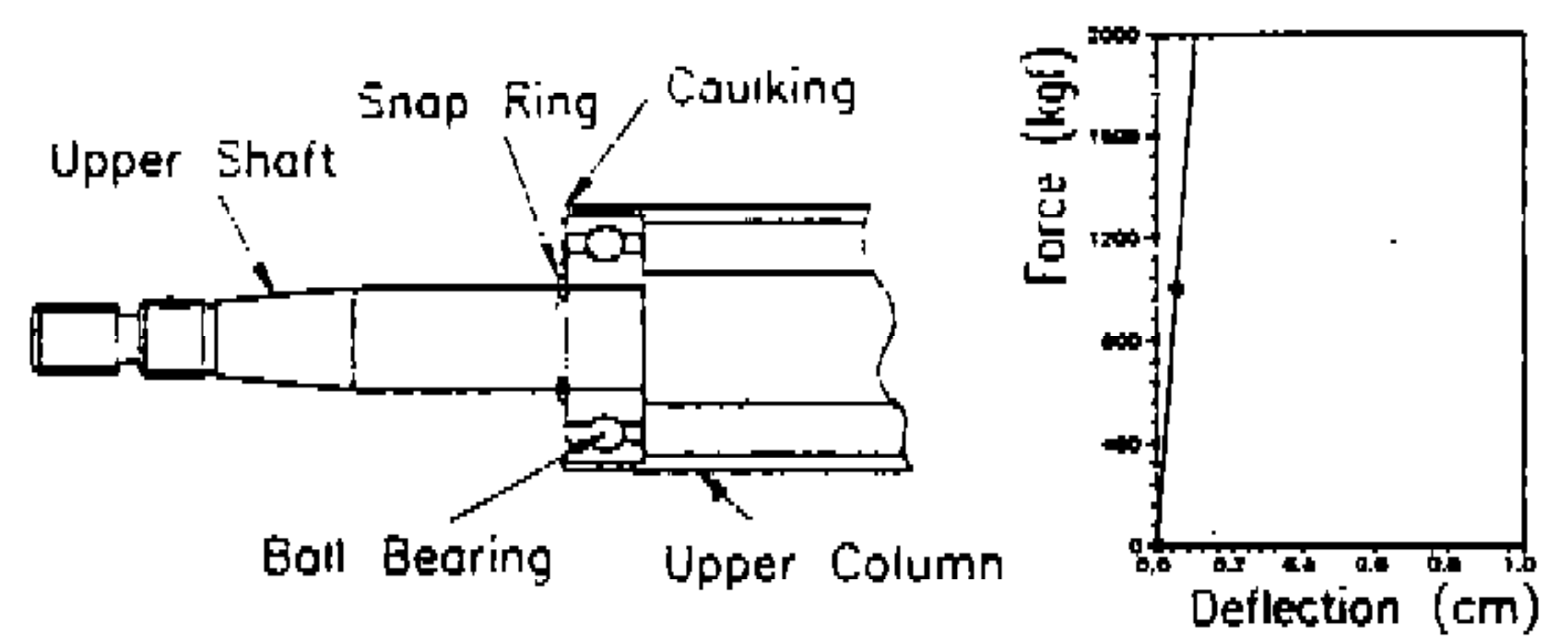


Fig.5 Ball bearing and its force-deflection curve.

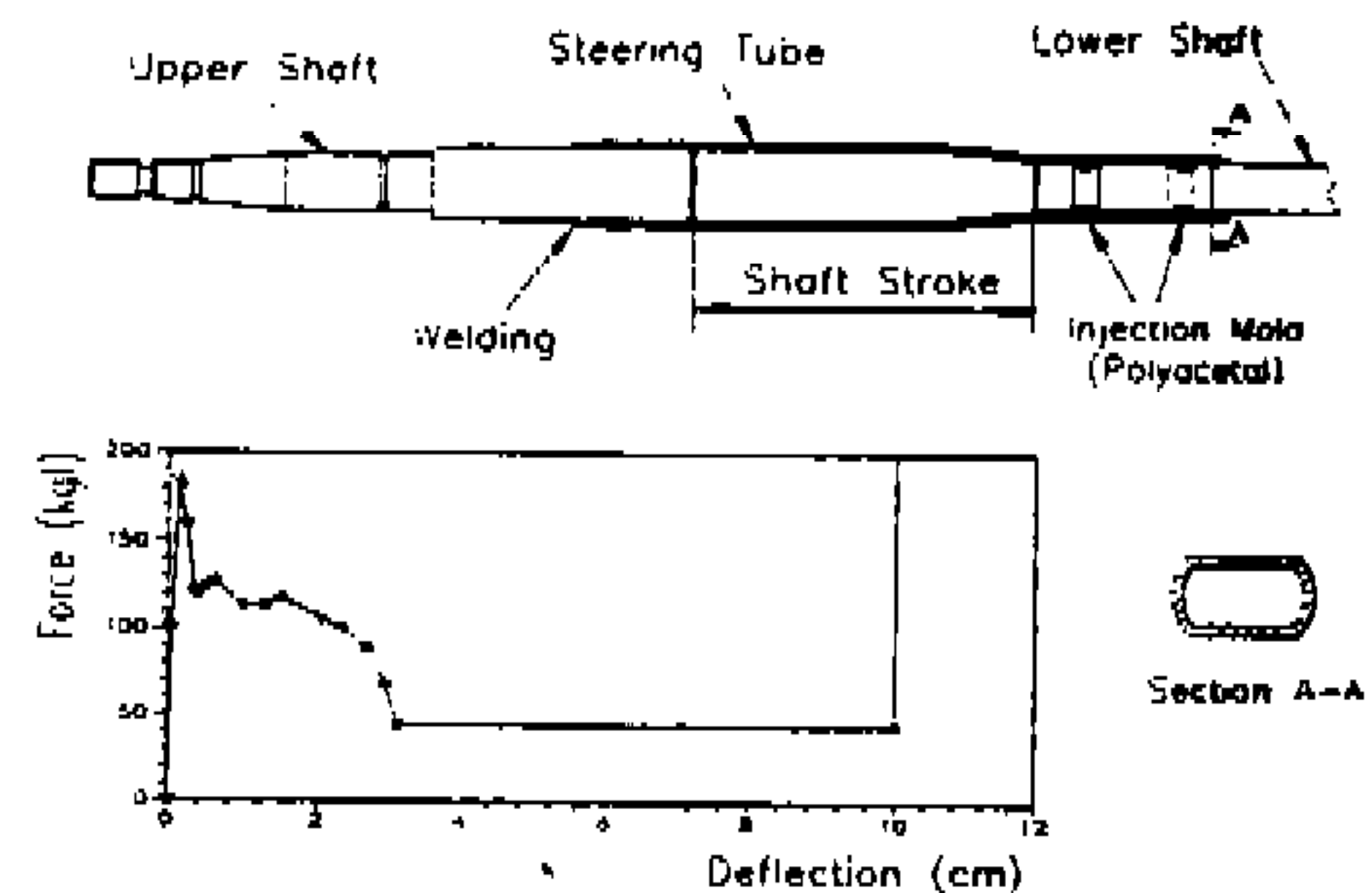


Fig.6 Steering shaft and its force-deflection curve.

변형을 할 수 있도록 되어 있다. 또한 토크를 원활히 전달하고 비틀림모멘트에 의해 물딩부가 전단되지 않도록 하기 위해 하축의 단면은 원형이 아닌 Fig6의 단면 A-A와 같은 형상으로 되어 있다. 정적 시험에서 구한 힘-변형 곡선은 폴리아세탈 물딩의 전단파단 부분, 스티어링 튜브와 하축간의 마찰력에 의한 부분 그리고 행정 거리 후의 두 축간의 금속접촉(metal contact)부분으로

이루어져 있다.

2.2.3 S3 : 전단 캡슐

전단 캡슐(shear capsule)은 상브래킷의 좌우 양쪽에 한 쌍이 폴리아세탈로 몰딩되어 있으며 보울트 홈이 있어 차량에 보울트로 고정된다. 일정 하중 이상의 충격하중이 가해지면 몰딩부가 전단되어 상브래킷에서 분리된다. 이는 조향주가 축 방향을 따라 붕괴될 수 있게 하며, 상주가 충분히 변형될 수 있도록 차량에서 분리시키기 위함이다. Fig.7과 같이 힘-변형 곡선은 캡슐 몰딩부의 전단파단강도를 포함한다.

2.2.4 S4 : 상주 측면과 차량의 접촉

Fig.1에서의 상주 측면과 차량 계기판 또는 마운팅 프레임과의 직접적인 접촉을 나타낸다. 힘-변형 특성은 금속접촉(metal contact)이므로 참고문헌<sup>11)</sup>의 예와 유사하게 기울기를 급하게 가정하였다.

2.2.5 S5 : 플레이트 벤드

플레이트 벤트(plate bend)는 Fig.8에 보여진 U자형으로 굽은 판이며, 양 끝에 구멍이 있어 한끝은 전단 캡슐과 함께 차량에 보울트로 고정 되고 다른 한 쪽은 브래킷에 리벳으로 연결된다. 리벳으로 연결된 부분은 고정되지 않고, Fig.8과 같이 홈에 10mm의 유격이 있어 충돌 후 10mm의 변위가 발생할 때까지 하중이 가해지지 않게 되어서, 여러 에너지흡수 요소가 동시에 변형되는 것을 방지한다. 상주와 상브래킷이 충격하중을 받아 축 아랫방향으로 변형되어 내려 가면서 플레이트 벤드가 펴지게 되어, 충격에너지가 흡수 된다. 플레이트 벤드는 본 연구에 사용된 조향계에서 가장 주요한 에너지 흡수원이며 힘-변형 곡선은 Fig.8과 같다.

2.2.6 S6 : 하브래킷

하브래킷은 Fig.1과 같이 하주를 차량의 마운팅 프레임에 고정시키기 위한 요소이다. 충돌시에 하브래킷은 변형되지 않을 충분한 강성을 가지므로 다른 에너지 흡수 요소들이 설계된 하중과 방향을 따라 붕괴될 수 있게 한다. 또한 하브래킷은 조향주의 지지 조건을 의미하는데 이는 경계조건이 단순지지보 또는 의팔보인 경우에 비유될 수 있으므로, 하브래킷의 강성은 조향주의

고유진동수에 크게 영향을 미칠 것으로 생각된다. 본 연구에서 대상으로 한 조향주는 로우틸트(lower tilt)구조이므로 조향계가 틸트될 수 있게 브래킷은 Fig.2에 보여지는 y축 방향의 핀조인트로 하측에 연결되어 있다.

2.2.7 S7 : 압입하중

Fig.9과 같이 하주에 상주에 압입되어 끼워진다. 따라서, 압입하중 이상의 하중을 받으면 마찰력에 의해 에너지를 흡수하며 변형된다. 상주의 행정 거리 이후에는 하브래킷(lower bracket)이 부착된 부분에 의해 금속접촉(metal contact)을 일으킨다.

2.2.8 S8 : 하축 지지부

하축은 하주에 니들 베어링(niddle bearing)으

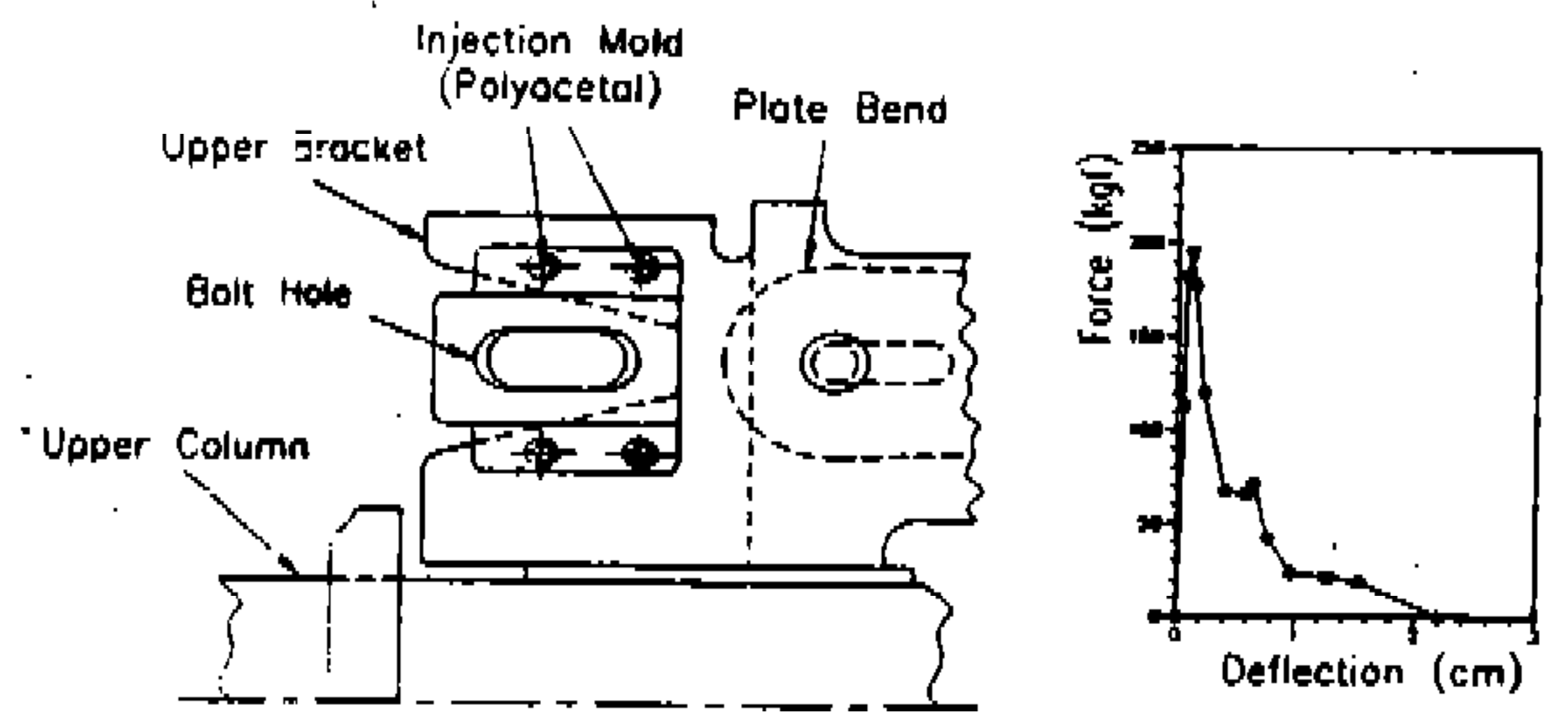


Fig.7 Shear capsule and its force-deflection curve.

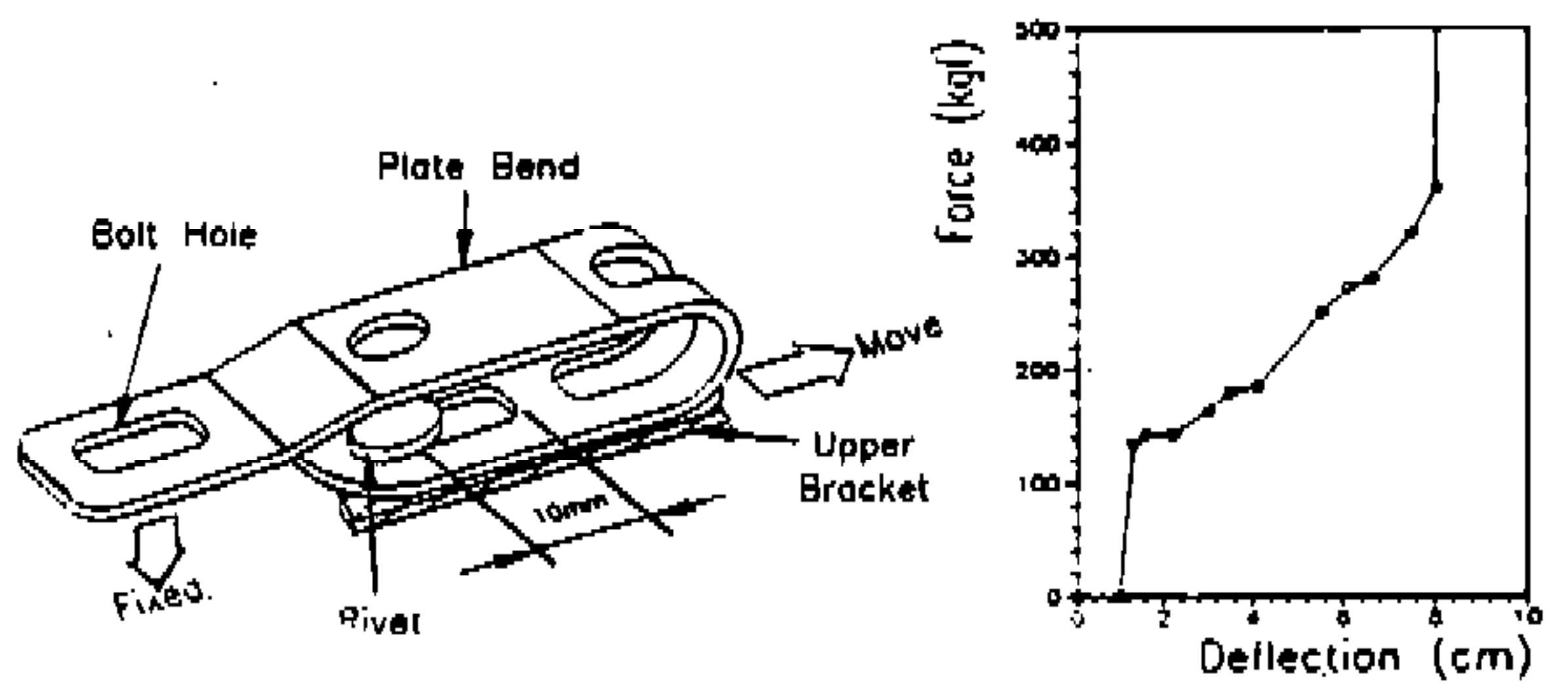


Fig.8 Plate bend and its force-deflection curve.

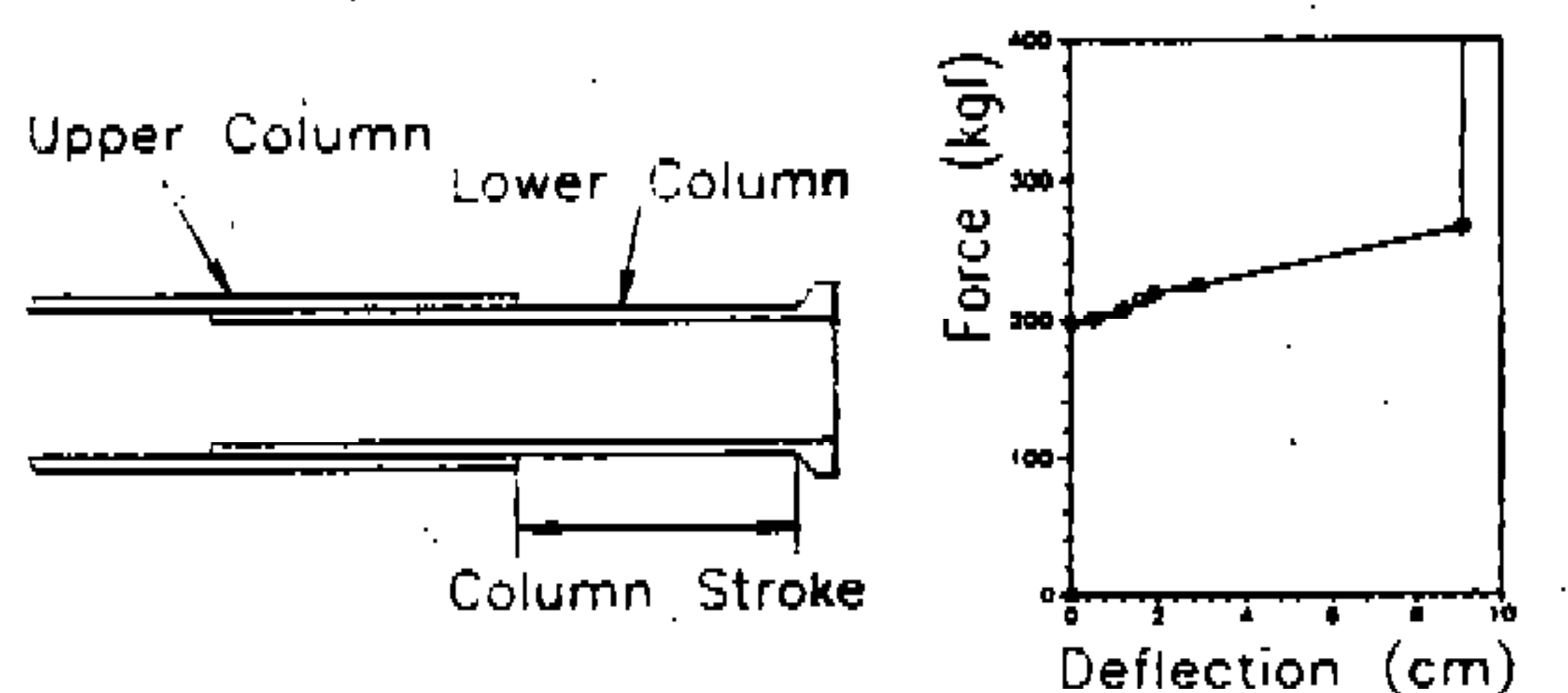


Fig.9 Upper column and lower column.

로 연결되어 있으므로 하주로부터 지지를 받지 못한다. 그러나 Fig.1에 보여지는 것처럼 스티어링 기어박스과 연결되는 유니버설 조인트에 의해 지지를 받으며 유니버설 조인트는 폴리아세탈 몰딩에 의해 어느 한도 이하의 하중을 견딜 수 있다.

### 2.2.9 S9, S10 : 조향축의 수직 방향에 대한 하중과 차량의 상대 변위

Fig.1에 나타난 하주와 차량을 연결하는 볼-슬립 조인트는 조인트의 스프링특성, 점성특성 및 마찰특성 등을 CAL3D의 조인트 특성 입력 부분에서 입력하지 않고, 조향주와 차량에 부착된 스프링-댐퍼를 이용하여 나타내었다. 따라서 하중과 차량간의 실질적인 접촉은 발생하지 않으나, 조향주가 조인트를 중심으로 회전하면서 차량이나 유니버설 조인트와 접촉할 때의 힘-변형 특성을 하중의 변위를 이용해 나타내었다. Fig.4와 같이 S9는 x축 방향으로 힘-변형 특성을 나타내며, S10은 y축 방향으로의 힘-변형 특성을 나타낸다.

## 3. 미지의 요소에 대한 모델링 기법

### 3.1 모형몸체시험의 모델링

앞에서 모델링한 조향계 모델을 조향계 충돌 성능의 판별 시험인 모형몸체시험을 모델링하여 이에 적용하였다. 모형몸체시험은 FMVSS 203 "Impact Protection for the Driver from the Steering Control System"<sup>12, 13)</sup>에 규정되어 있다. 이 법규는 충돌의 결과로 발생하는 운전자의 상해를 최소화시키기 위한 조향제어계의 요구조건을 규정하고 있으며, SAE J944<sup>14)</sup> 또는 그와 동등하다고 인정되는 시험에 따라 24.14km/h(15mph)의 상대속도로 모형몸체를 조향제어계에 충돌시켰을 때 모형몸체의 가슴에서 발생하여 조향제어계로 전해지는 충격하중을 2,500lb(1,134kgf)로 제한하고 있다.

시험 장치는 Fig.10과 같다. 피스톤을 통해 가속도계를 부착한 모형몸체를 지그에 장착된 조향계로 발사시킨다. 시험대 중간에 설치되어 있는 속도측정기에 부착된 두 센서는 모형몸체의 속

도를 측정하며, 연결되어 있는 컴퓨터를 통해 조향계의 변형결과를 분석한다. 본 연구에서는 대상조향계의 모형몸체시험을 모델링하고, 시험에서 나온 데이터와 결과와 비교하여 조향주 모델의 정당성을 검증한다. 모형몸체 모델은 실제와 같은 크기를 갖는 하나의 타원체를 사용해 세그먼트로 모델링하였으며, 실제 모형몸체와 같은 거동을 나타내도록 하기 위해 측정된 관성모멘트, 질량 및 무게중심 등을 입력으로 넣어 주었다. 시뮬레이션의 경우 충돌시험시 운전대에 부딪히는 가슴부분만이 중요하므로, 접촉이 일어나지 않는 머리, 어깨 및 둔부 등은 각각 다른 세그먼트로 따로 모델링하지 않았다. SAE J944에 규정된 모형몸체의 무게는  $33.97 \pm 2.26 - 0\text{kgf}$ 이고 무게중심은 머리 끝으로부터  $55.12 \pm 0.63\text{cm}$  떨어져 있으며 무게중심을 지나는 횡축(lateral axis)에 대한 관성모멘트는  $23 \pm 2.3\text{cm} - \text{kgf} \cdot \text{sec}^2$ 이다. 그 외 각 부분의 재질 및 치수 등은 참고문헌<sup>14)</sup>에 제시되어 있다.

### 3.2 모형몸체시험의 결과를 이용한 미지 입력값의 가정

본 연구에서는 모델링의 정당성 판별 기준이 되는 모형몸체의 감속도-시간 곡선과 측정이 용이하고 가장 중요한 요소인 플레이트 밴드와 같은 4종(S2, S3, S5, S7)의 스프링-댐퍼의 힘-변형 곡선은 단품시험으로부터 구하였으나 운전대 림과 허브 및 6종(S1, S4, S6, S8, S9, S10)의 스프링-댐퍼의 힘-변형 특성은 구하지 못하였다. 시험으로 구하지 못한 8종의 힘-변형 곡선 중에서 블베어링(S1), 조향주 측면과 차량의 접촉 요소(S4, S9, S10) 및 하브래킷(S6)은 하중에 따른 변형이 거의 없으므로 기우리가 매우 큰 힘-변형 곡선

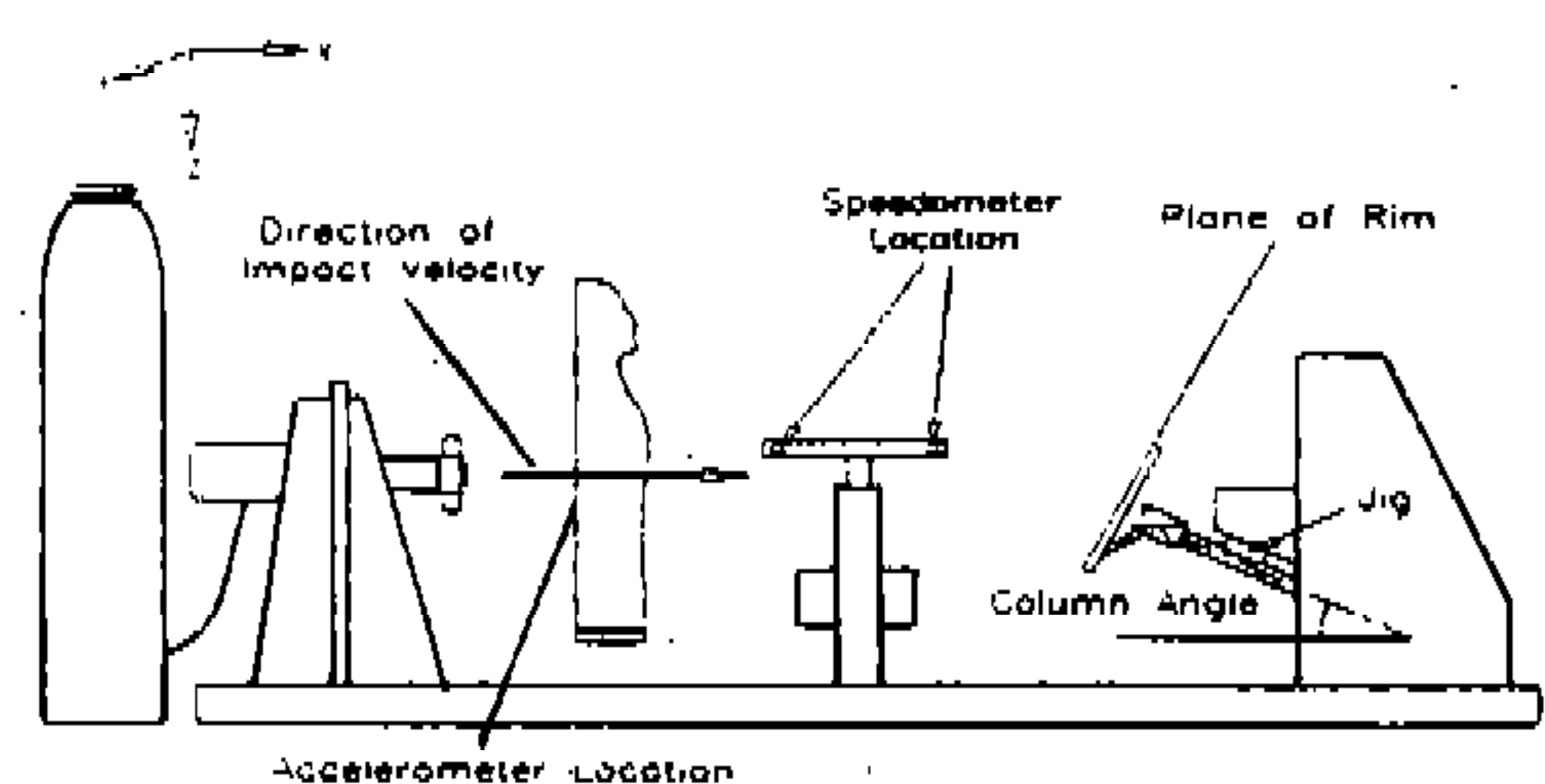


Fig.10 A body block test.

으로 가정하였다. 그 외 운전대의 림과 허브 및 하측 지지부(S8)의 힘-변형 곡선은 참고문헌<sup>11)</sup>의 기존의 조향계를 참조하여 역학적으로 가능한 형상으로 가정하였다. 이렇게 가정한 각각의 힘-변형 곡선의 실제 형상은 조향주 전체 실험을 통하여 구한 감속도-시간 곡선으로부터 역으로 산출한다. 즉, 시험에서 구한 모형물체의 감속도-시간 곡선과 시뮬레이션에서 나온 감속도-시간 곡선의 차이를 최소화하는 미지의 각 부품의 힘-변형곡선을 결정한다. 다음 Fig.11에 시험의 결과로 인한 감속도-시간 곡선과 가정한 힘-변형 특성에 의한 시뮬레이션에서 나온 감속도-시간 곡선을 나타내었는데 가정에 따른 오차가 적지 않게 있음을 알 수 있다. 이러한 오차는 최적설계 기법을 이용하여 최소화되어, 실제 조향주에 근사하는 시뮬레이션 모델이 완성된다.

### 3.3 최적설계를 이용한 미지의 힘-변형곡선의 결정

시험에 의한 감속도-시간 곡선과 시뮬레이션에 의한 감속도-시간 곡선간의 차이를 최소화 하는 스프링-댐퍼의 힘-변형 곡선을 구하는 연구를 시도하였다. 감속도-시간 곡선은 10개 스프링-댐퍼의 복합적인 작용으로 인해 충돌 상황에 따라 매우 큰 비선형성을 나타낸다.

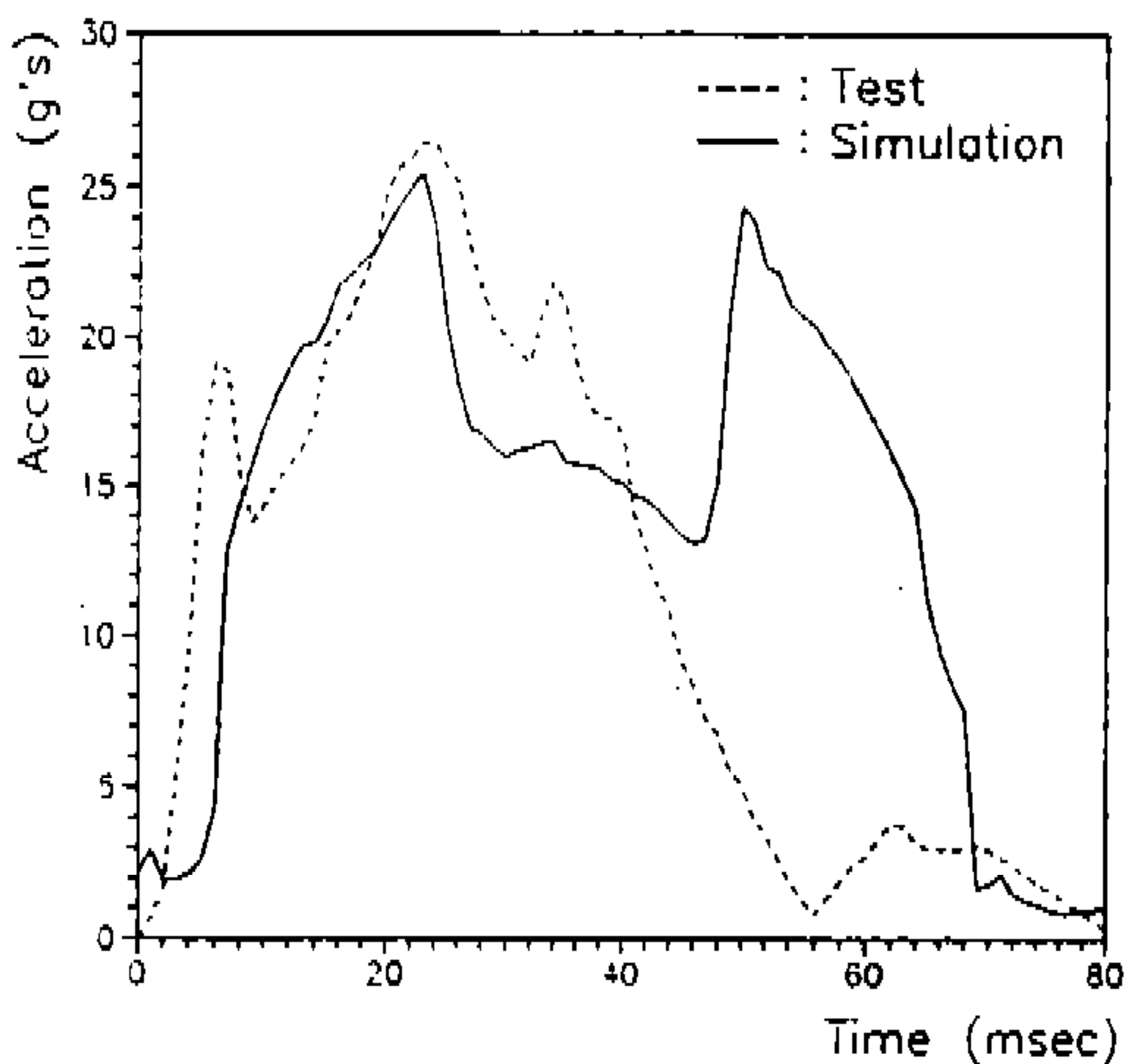


Fig.11 The time history of the body block acceleration.

미지 힘-변형 곡선의 보정계수(scale factor)를 설계변수로 설정하고, 다음 식(1)와 같이 1 msec마다 두 대상 곡선의 감속도차를 구하여 그 제곱의 합을 최소화하는 목적함수를 선정하였다.

$$\begin{aligned}
 \text{Min. } F = & \sum_{i=t_1}^{20} (a_i^{(\text{test})} - a_i^{(\text{sim})})^2 \Delta t \\
 & + \sum_{i=21}^{40} \{2.5(a_i^{(\text{test})} - a_i^{(\text{sim})})\}^2 \Delta t \\
 & + \sum_{i=41}^{t_2} (a_i^{(\text{test})} - a_i^{(\text{sim})})^2 \Delta t \quad (1)
 \end{aligned}$$

$$\text{S.T. } g_i = \left( \frac{a_i^{(\text{test})} - a_i^{(\text{sim})}}{a_i^{(\text{test})}} \right)^2 < 0.2^2 \quad i=1,5$$

$$20 \leq t \text{ [sec]} \leq 28 \quad (2)$$

여기서,  $t_1$ 은 시뮬레이션 기간의 초기 시간이고  $t_2$ 는 최종 시간이며,  $a_i^{(\text{test})}$ 는 시간  $t$ 에서 시험에 의해 구한 모형물체의 감속도 값이고  $a_i^{(\text{sim})}$ 는 시뮬레이션에서 나온 시간  $t$ 에서는 감속도 값이다. 또한  $\Delta t$ 는 각 비교점들의 시간 간격으로 1 msec이다.

감속도-시간 곡선에서 감속도의 최대치와 발생 시각은 매우 의미있는 값이므로 그 근방에서 두 곡선이 특히 잘 일치되도록, 식(1)과 같이 20~40 msec에서 목적함수에 2.5배의 가중치를 두었다. 또한 시험에서 나온 감속도-시간 곡선의 최대치를 중심으로 8msec 범위내에서는 시뮬레이션의 결과치가 시험값의 20%이내에 들도록 식(2)와 같이 제한조건을 주었다.

설계변수를 선정하는 과정에서 수렴성을 좋게 하기 위해 설계변수의 수를 감소시켰다. 먼저 세개의 스프링-댐퍼 S4, S9 및 S10은 차량과 금속접촉을 일으키며 충돌에너지를 흡수하기 위해 변형이 일어나는 방향인 조향주 축 방향에 수직으로 부착되어 있으므로 설계변수에서 제외되었다. 그리고 볼 베어링 S1은 상측과 상주를 하나의 강체처럼 연결하므로 제외되었다. 따라서 본 최적화 문제에서 선정된 설계변수는 하브랙킷, 하측

지지부 및 운전대 림과 허브의 힘-변형 곡선에 대한 보정계수이다.

보정계수란 힘-변형 곡선의 힘 성분에 곱하여 지는 배수로서 이를 설계 변수로 택한 이유는 Fig.12에서와 같이 충돌 특성을 유지하면서 설계 변수의 수를 효과적으로 감소시킬 수 있기 때문이다. 만약 4개의 힘-변형 곡선을 각각 2차 다항식으로 근사화시켜 다항식의 계수를 설계변수로 선택하면 설계변수의 수가 모두 12개로 되고 충돌 특성도 제대로 표현되지 않는다. 그러나 보정계수를 설계변수로 선정하면 4개의 설계변수만으로 물리적 성질을 유지할 수 있다.

본 연구에서는 목적함수는 설계변수에 대하여 함축성(implicit)이 매우 크고 또한 비선형성이 아주 심하므로, 민감도 계산에 큰 어려움이 따르고, 구한다 할지라도 부정확해질 우려가 있다.<sup>8)</sup> 따라서, 민감도 계산이 필요없고 설계변화량을 구하는 노력이 절감되어서, 민감도 계산이 복잡하거나 함수값의 계산량이 많은 최적설계 문제의 경우에 유용한 이차근사법 알고리즘을 적용하였다. 이차근사법에 대한 성능 및 유용성은 이미 기존 연구를 통하여 확인된 바 있다.<sup>7, 8, 9)</sup> 이차근사법에서 요구되는 함수값의 해석 프로그램으로 CAL3D를 사용하였고 개략적인 프로그램의 구조는 Fig.13과 같다.<sup>15)</sup>

모델링된 조향주의 미지 스프링-댐퍼의 힘-변형 곡선을 구하기 위해 두 감속도-시간 곡선의 차이를 최소화하는 최적화 문제의 결과를 Table 1에 나타내었으며 그때의 두 곡선의 형상은 Fig.14과 같다. Table 1에 나타낸 바와 같이 두 그래프 간의 차를 나타내는 목적함수값이 초기값의 78.18%로 감소하였고 이때 설계변수인 보정계수는 초기치 1로부터 각각의 최적값으로 수렴하였다. Fig.14와 같이 감속도-시간곡선은 시험의 경우에 상당히 근사한 결과를 보였다. 따라서, 이러한 힘-변형 곡선의 특성은 시험에서 구한 실제의 데이

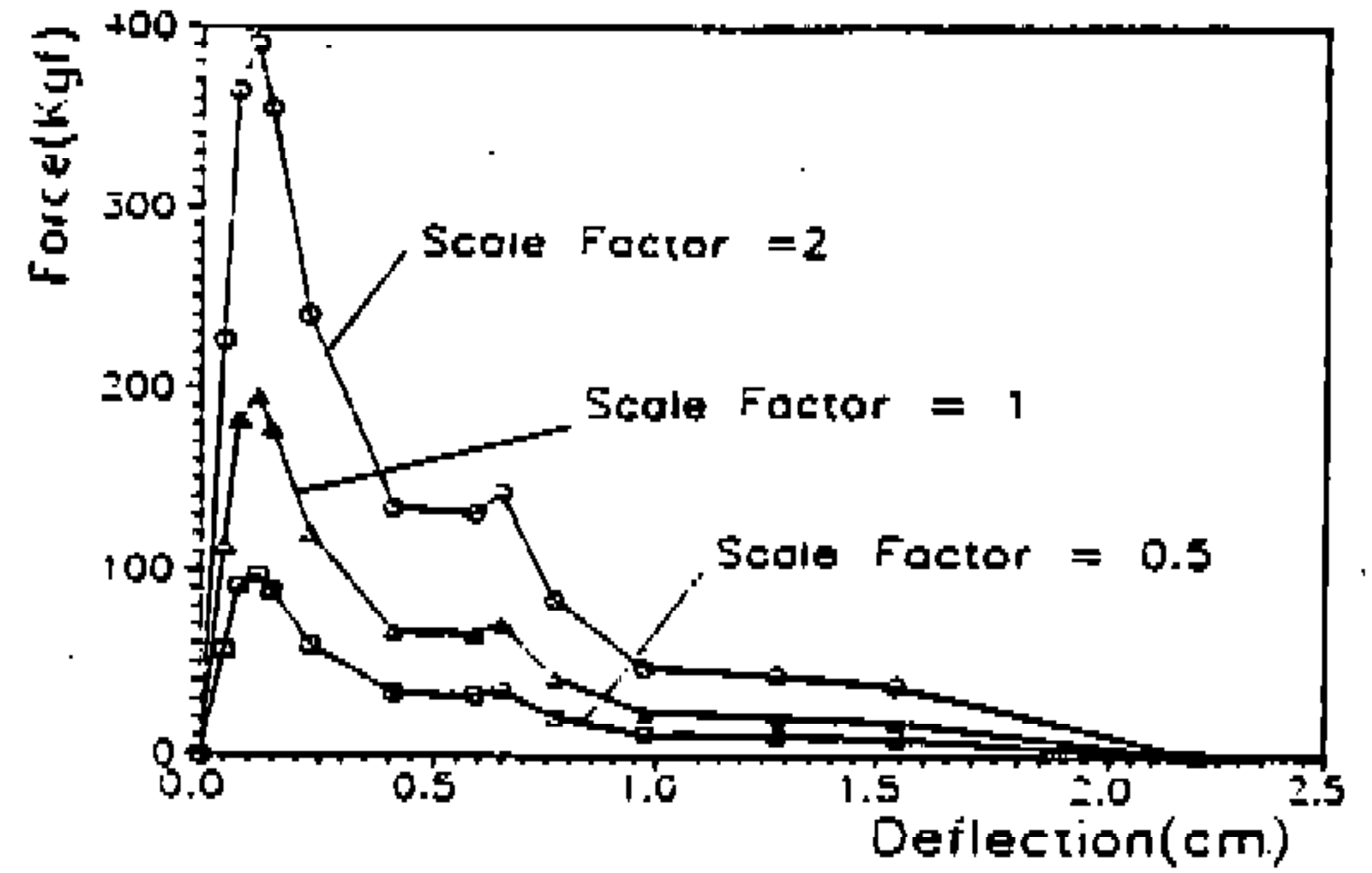


Fig.12 An example of scale factor.

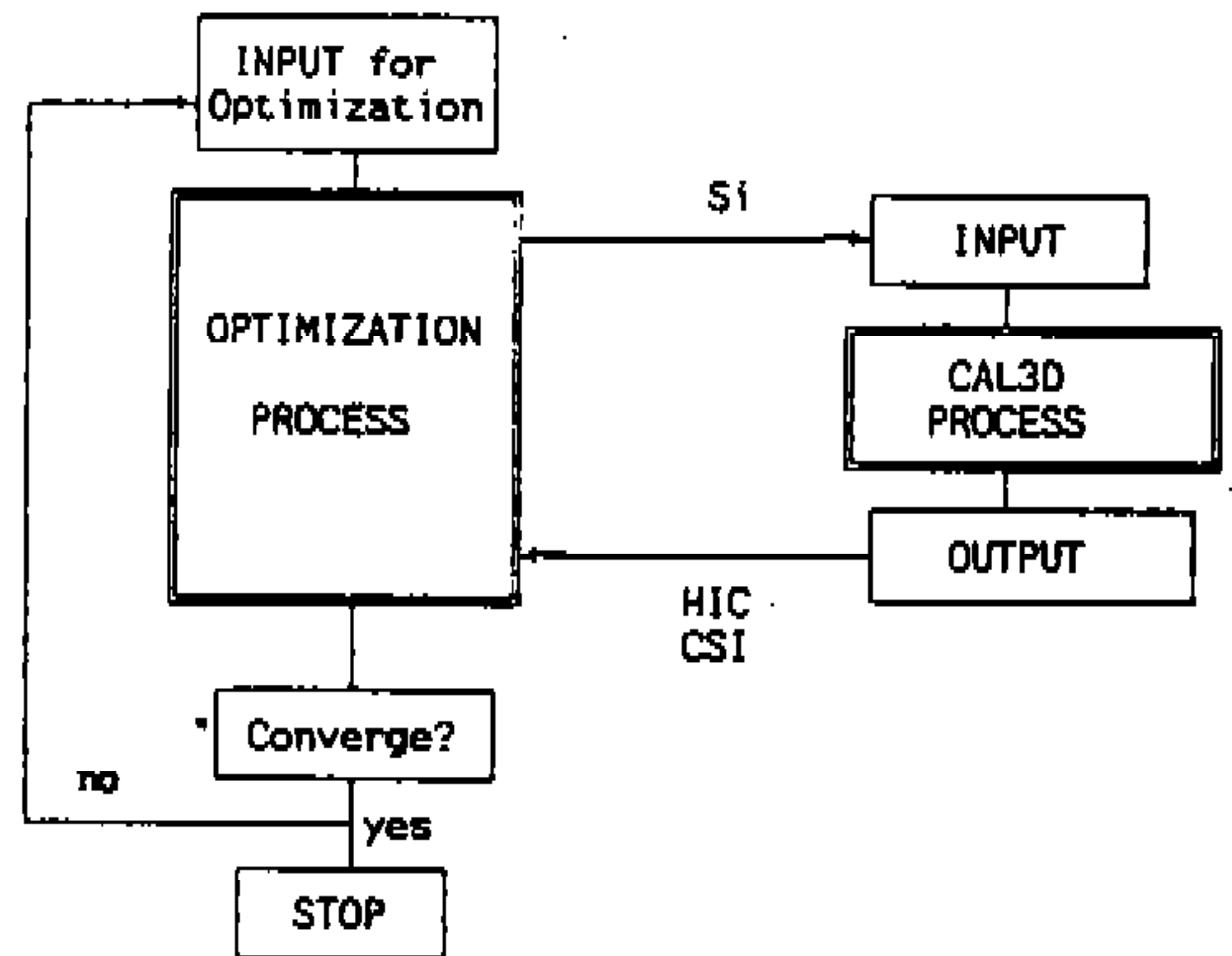


Fig.13 The brief structure of optimization with CAL3D.

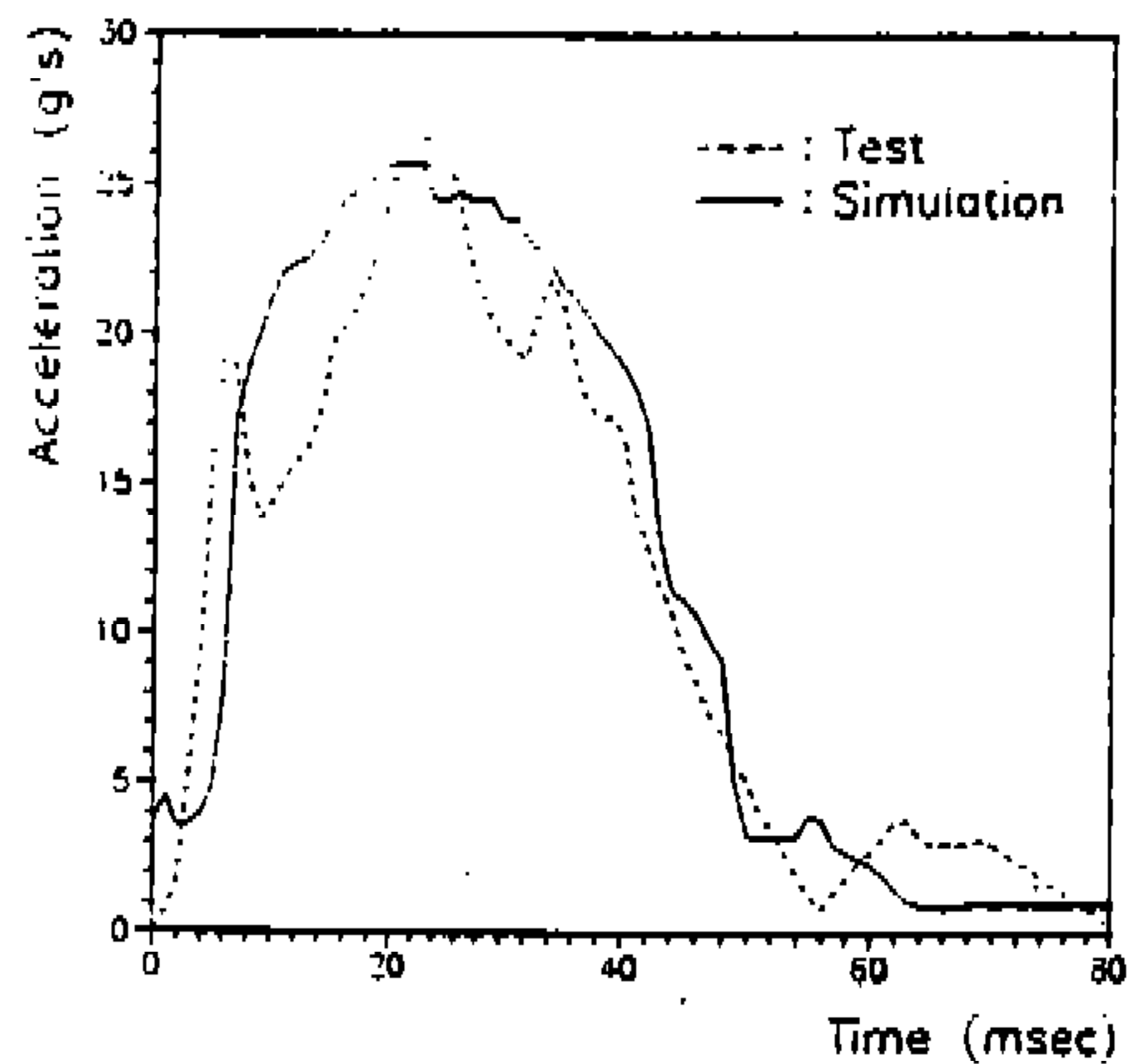


Fig.14 The optimized time history of body block acceleration.

Table 1 Results of optimization

D.V.	x1(S6)	x2(S8)	x3(Rim)	x4(Hub)	Cost
Initial	1.0	1.0	1.0	1.0	7262257.
Optimum	1.491	1.377	1.904	0.875	1729556.



타와 유사할 것으로 생각되며, 이 새로운 힘-변형 곡선을 해당되는 스프링-댐퍼에 적용하여 모델링을 완성하였다.

앞으로 운전대 림과 허브의 정확한 모델링에 관한 연구와 조향주 모델링의 정확성 판단 기준이 되는 곡선의 종류를 다양화하는 연구가 요구된다. 즉 곡선의 차를 최소화하는 최적설계시 목적함수로 사용되는 곡선의 종류에 모형물체의 감속도-시간 곡선이외에도 충돌시 나타나는 모형물체의 동적 힘-변형 곡선, 상주의 변형-시간 곡선 등도 포함시켜 다목적함수(multi-object function)를 구성하는 것이 보다 정확한 모델링 결과를 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

#### 4. 승객상해도를 최소화하는 조향주의 설계

##### 4.1 승객상해도의 정의

승객의 상해를 정의하는 기준으로는 머리상해도(Head Injury Criterion, HIC), 가슴상해도(Chest Severity Index, CSI) 그리고 대퇴부 하중(femur load)등이 안전법규에서 사용되고 있다.<sup>16, 17)</sup> 머리상해도(Head Injury Criterion, HIC)는 머리에 가해진 타격이 최대허용가혹성(maximum tolerable severity)을 넘었는지를 결정하기 위한 해석적 방법이다. HIC는 NHTSA가 인정한 방법이며, FMVSS 208에 의해 승객안전도 해석에서 사용하도록 규정되어 있으며 그 통과 기준은 1000이다. HIC를 구하기 위해서는 머리 무게중심에 대한 시간별 선가속도 벡터의 크기가 필요하며 식 (3)에 의해 정의된다.<sup>15, 16)</sup>

$$HIC = \sup_{u, v} \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} a(t) dt \right]^{25} \cdot (t_2 - t_1) \quad (3)$$

여기서,  $a(t)$ 는 머리 무게중심에서 3축 방향의 결과 가속도 값( $g$ 단위)이며,  $t_1$ 과  $t_2$ 는 충돌 기간 동안 HIC값을 최대화시키는 기간의 처음 시각과 끝 시각으로 단위는 sec이다. 식 (3)에서 2.5승된 부분은  $t_1$ 과  $t_2$ 사이 가속도의 평균값이다. HIC를 구하는 여러가지 알고리즘은 참고문헌<sup>16, 17)</sup>에 자

세히 나타나 있다.

CSI는 GSI(Gadd Severity Index)의 가속도 항에 가슴의 가속도를 적용시킨 값이다. 가중충격기준(weighted impact criterion)이라고도 불리워 지는 GSI는 머리의 충격의 생체역학적 허용치를 수식을 이용해 표현하기 위해 개발되었다. 그러나 충격 계산이 HIC로 대체된후, GSI는 가슴의 충격을 계산하기 위한 방법으로 FMVSS 208에 규정되어 있다. GSI는 식(4)에 의해 정의된다.<sup>16)</sup>

$$GSI = \int_{t_{begin}}^{t_{end}} a(t)^{25} dt \quad (4)$$

여기서,  $a(t)$ 는 대상 물체의  $g$  단위의 가속도 크기이며  $t$ 는 초 단위의 시간이다. 또한 적분구간  $t_{begin}$ 과  $t_{end}$ 는 각각 충격의 시작과 끝에서의 시간이다. 식 (4)에서 보듯이 가속도는 2.5승에 의해 가중되므로, 짧은 기간 동안의 높은 가속도는 긴 기간 동안의 낮은 가속도보다 적분값에 더 큰 영향을 미친다. 본 연구에서는 승객상해의 보다 정량적인 평가를 위하여 참고문헌<sup>8)</sup>에서 사용된 승객상해도에서 다른 요소에 비하여 극히 중요도가 떨어지는 대퇴부의 하중을 제외하고 조향계에 직접 접촉되는 머리와 가슴의 상해도를 식 (5)와 같은 비율로 조합한 승객상해도 IC(Injury Criterion)를 정의하여 사용하였다.

$$IC = 0.6 * HIC + 0.4 * CSI \quad (5)$$

##### 4.2 민감도해석에 의한 설계변수 선정

조향주의 에너지흡수 요소들이 승객상해도에 미치는 각각의 영향을 분석하여 설계변수를 선정하기 위해 10개 스프링-댐퍼의 민감도해석을 조향계로부터 가장 많은 영향을 받는 가슴의 상해도(CSI)에 대하여 다음 식 (6)과 같이 정의하고 수행하였다.

$$Sensitivity = \frac{CSI(S + \Delta S) - CSI(S)}{\Delta S} \quad (6)$$

여기서,  $S$ 는 각 스프링-댐퍼의 힘-변형 곡선에

대한 보정계수로 그 초기치는 1이며,  $\Delta S$ 는 보정계수의 미소증분량으로 0.1을 사용하였다. CSI값은 승객거동 시뮬레이션에서 계산된 가슴상해도 값이다. 본 연구에서는 참고문헌<sup>4,5)</sup>의 기존 연구에서 사용된 안전띠를 착용한 30mph의 정면충돌시험을 대상으로 시뮬레이션하여 가슴상해도를 구하였다.

각 스프링-댐퍼에 대한 민감도해석 결과는 다음 Table 2에 보여진다. 민감도 값의 부호가 양인 것은 모든 보정계수가 1인 기준 값에 비해 가슴의 상해가 증가하였음을 나타낸다. 즉, 30mph속도의 정면충돌인 경우 승객의 가슴상해를 감소시키기 위해서는 모든 에너지흡수 요소의 강성을 현재보다 낮추어야 할 것으로 판단된다. 이는 특정한 차량의 특정한 조건하에서의 결과이므로 이를 일반화하기 위해서는 충돌속도의 변화등 다양한 상황조건에 따른 결과 분석이 수반되어야한다.

가슴상해도를 최소화하는 최적설계시 설계변수의 선정 기준으로 민감도해석 결과를 이용하였다. 볼 베어링은 정해진 강성을 가져야 하며 변위가 발생되지 않아야 하므로 설계변수에서 제외되었다. CSI값에 민감한 영향을 주는 스프링-댐퍼 요소들의 힘-변형 곡선에 대한 보정계수 S3, S5, S7, S8, S9, S10을 설계변수로 선정하였다.

#### 4.3 승객상해도를 최소화하는 설계변수값 산출

승객상해도를 줄이기 위해 조향주를 설계하고

자 하는 경우, 시뮬레이션되어야 할 대상 차량은 실제로 그 조향주가 장착되어 있는 차량이어야 한다. 그러나 본 연구에서는 대상 차량에 대한 자료 수집의 어려움으로 인해 참고문헌<sup>4,5)</sup>에 보인 기존 연구에서 모델링되었던 차량을 대상으로 하여 시뮬레이션하였다. 기존 차량의 시뮬레이션에는 승객보호장비로 두 개의 안전띠(shoulder belt, lap belt)가 착용되어 있다. Fig.15와 같은 대상 전체차량의 벽면충돌시험(barrier test)용 시뮬레이션 모델에 모델링이 완성된 조향계를 위치시키고, 앞 절에서 정의한 정량적인 승객의 상해도를 목적함수로 하고 머리와 가슴상해도의 안전규제치를 제한조건으로 하는 최적설계문제를 식(7)과 같이 구성하였다.

$$\text{Min. } IC = 0.6 * HIC + 0.4 * CSI$$

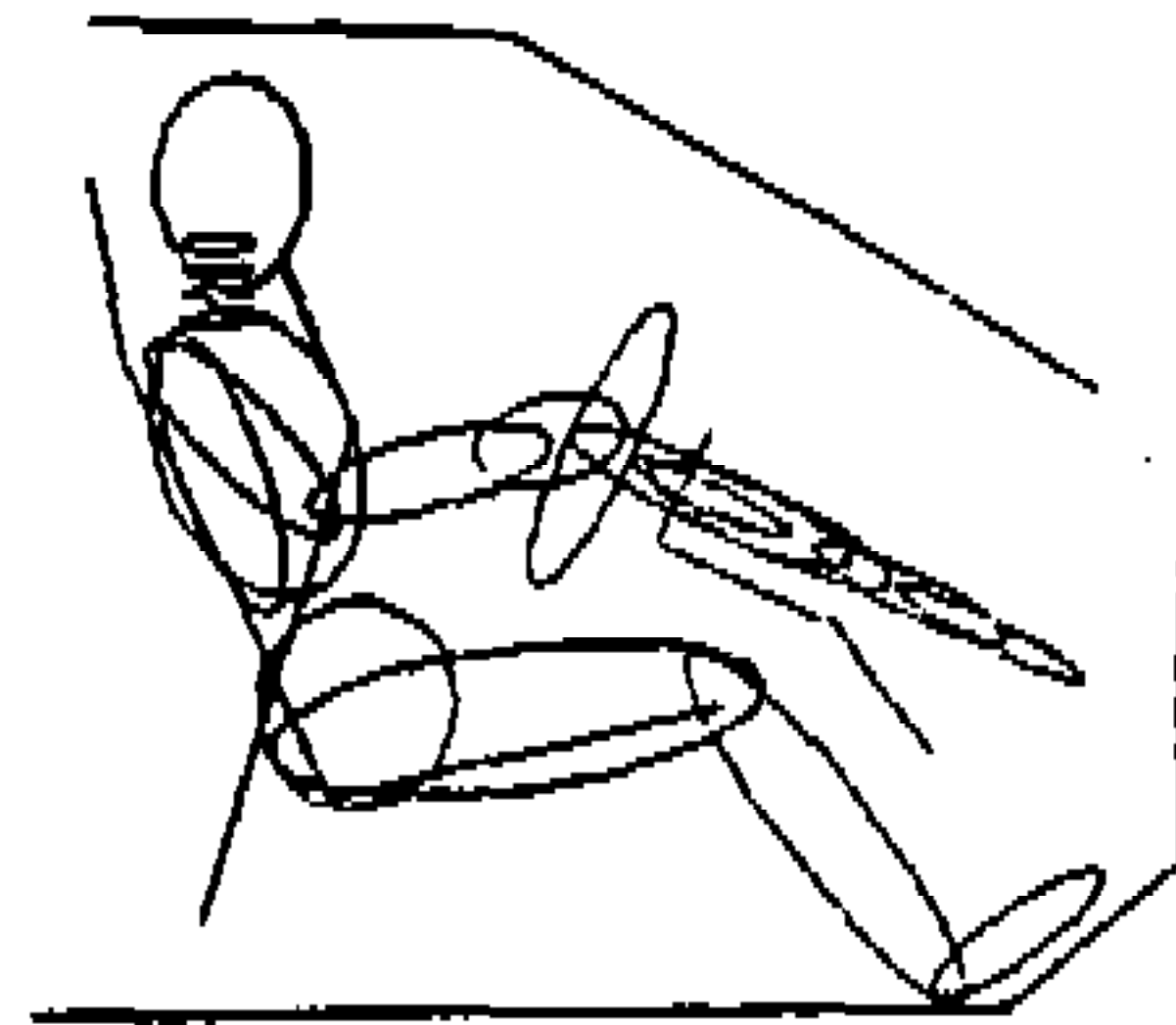


Fig.15 The simulated barrier test.

Table 2 Sensitivity analysis of spring-damper elements

Spring-Damper	CSI	Sensitivity
Default( $\Delta S=0$ )	408.21	—
S1	409.63	14.2
S2	408.21	0.0
S3	409.49	12.8
S4	408.54	3.3
S5	409.92	17.1
S6	408.48	2.7
S7	410.36	21.5
S8	415.78	75.7
S9	409.18	9.7
S10	409.95	17.4

$$S.T. HIC \leq 1000$$

$$CSI \leq 1000$$

$$x' \leq x \leq x'' \quad (7)$$

여기서, 설계변수의 하한과 상한인  $x'$ 와  $x''$ 는 각각 0.2와 2.0이며 각 설계변수의 초기치는 Table 1에서 구해진 값을 1.0으로 하였다. 승객 상해도를 최소화하는 힘-변형 곡선의 보정계수를 앞에서 사용된 최적설계 기법을 적용하여 구하였다.

목적함수값인 승객상해도가 482.78에서 279.88로 약 42.02% 감소되었고, 이때의 각 힘-변형 곡선의 보정계수를 Table 3과 같이 구하였다. 첫번째 설계변수인 S3의 값이 1.0에서 1.47로 증가하였는데 이는 전단캡슐이 상주에서 너무 일찍 분리되는 것으로 막기위해 현재보다 더 많은 하중에 견딜 수 있어야함을 의미한다. 한개의 설계변수를 제외하고, 모든 설계변수의 최적값이 초기치보다 증가하는 양상을 보였다. 게다가, 민감도가 가장 높은 세개의 설계변수는 하한값에 수렴하였으므로 전체적으로 조향주가 유연성을 지니도록 설계하는 것이 바람직하다. 이를 통해 30mph에서 정면 충돌시 승객상해도를 감소시키기 위해서는 조향주 각 부품의 강성을 보정계수 만큼 개선해야 한다는 설계경향을 제시할 수 있다. 그러나, 이러한 결과는 속도를 48.18km/h(30mph)로 정의한 FMVSS208시험과 같은 특정속도 시험조건에서의 결과이므로 보다 빠른 속도의 조건에서는 다른 결과가 나타날 수 있다. 이러한 결과를 일반화하기 위해선 보다 많은 시험조건하에서의 연구가 필요하다고 사료된다.

## 6. 결 론

승객거동해석을 위한 컴퓨터 시뮬레이션과 최

적설계이론을 이용하여 조향주의 모델링과 설계 방향을 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 승객안전도 측면에서 현재 제품화되어 있는 조향주를 부품단위로 분석하여, 승객거동 해석 프로그램인 CAL3D로 해석 가능하도록 모델링하였다. 조향주는 각 요소의 특성을 표현하는 10개의 힘-변형 곡선을 이용하여 구성하였다.
- 2) 시험 데이터가 없는 경우에 최적화 기법을 통해 자료를 역추정하는 모델링 방법을 제시하였다. 모형물체시험으로 부터 얻어진 감속도-시간곡선에 근사하도록 시뮬레이션 이 곡선을 가정된 미지의 데이터를 이용하여 조절하였다.
- 3) 확립된 조향주 모델에서 승객의 상해에 민감한 영향을 미치는 요소를 설계변수의 민감도 해석을 통하여 검증하였고, 승객의 상해에 영향이 거의 없는 변수는 계산의 효율과 정확도를 높이기 위하여 설계변수에서 제외시켰다. 이를 통하여 많은 시간과 경비를 요하는 시험, 또는 경험에만 의존해 왔던 기존의 조향주 설계 방법에서 상대적으로 저렴한 컴퓨터 시뮬레이션과 최적설계 기법을 이용한 새로운 설계 방법을 제시하였다. 이는 최적설계를 적용한 실제적인 설계예로 의미를 갖는다.
- 4) 승객상해도를 줄이기 위해, 모델링된 조향계를 차량 전체 시뮬레이션에 장착하여 최적설계를 적용해본 결과, 기존 조향계보다 승객의 상해도를 이론적으로 42.02% 감소시키는 결과를 얻었다.

본 연구에 이어 다음과 같은 향후과제가 연구되어야 할 것이다.

- 1) 완전한 조향계 모델을 이루기 위해서는 조향주의 모델링 뿐만 아니라, 운전대의 림과 허브에 대한 정확한 모델링에 대한 연구가

Table 3 Results of optimization

D.V.	S3	S5	S7	S8	S9	S10	HIC	CSI	IC(Cost)
Initial	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	532.49	404.21	482.78
Optimum	1.47	0.20	0.20	0.20	0.43	0.88	308.20	237.40	279.88

필요하다.

- 2) 차량 전체를 시뮬레이션할 경우, 승객과의 충돌에 의한 조향주의 회전뿐만 아니라 차량 엔진실의 침입으로 인한 회전도 연구되어야 할 것이다.
- 3) 설계변수 선정시 조향주의 행정거리, 각 부품의 무게 및 치수 등도 고려해야 할 필요가 있다.

## 참 고 문 헌

1. 윤영한, "측면 충돌시 승객보호와 차체해석용 모델", 한국자동차공학회지, 92년 8월.
2. Prasad, P., "An Overview of Major Occupant Simulation Models", SAE Paper No.840855, 1984.
3. 신문균, 박경진, 이완익, 김형중, 정근섭, "승용차 충돌시 승객 해석을 위한 모델링의 예", 한국자동차공학회지 No.923710, 1992.
4. 박영선, 이주영, 박경진, 위인혁, 유재석, "승객안전을 위한 승용차 에어백의 모델링 및 설계", 한국자동차공학회 추계학술대회, 1993.
5. 박경진, 박영선, 이주영, 정근섭, 서명원, 위인혁, "승객 거동해석의 시뮬레이션에 관하여", 한국자동차공학회지, 제14권, 제6호, 1992.
6. Fleck, J.T., "Validation of the Crash Victim Simulator, Volumes I Through IV", Report No. DOT HS-806 279, Decemer 1981.
7. Garret, N. Vanderplaats, "Efficient Algorithm for Numerical Airfoil Optimization", Journal of Aircraft, Vol.12, pp.842-847, 1979.
8. Bennett, J.A. and Park, G.J., "Automotive Occupant Dynamics Optimization", DE-Vol.32-1, Advances in Design Automation-Vol.1, ASME, 1991.
9. 박영선, 박경진, 이완익, "최적설계시 이차근사법의 수치성능 평가에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제16권, 제2호, pp.236-247, 1992.
10. John D. Horsch, David C. Viano, and James Decou, "History of Safety Research and Development on the General Motors Energy-Absorbing Steering System", SAE paper No.912890, 1991.
11. Wang, J.T. and Kuang-Huei Lin, "A Cal3d Steering System Impact Model", SAE Paper No. 880650, 1988.
12. "Impact Protection for the Driver from the Steering Control System", Preamble to an Amendment to Federal Motor Vehicle Safety Standard No.203.
13. "Impact Protection for the Driver from the Steering Control System-Passenger Cars", Motor Vehicle Safety Standard No.203(Docket Nos.2 and 3; notice 1), Rev. 12/2/82.
14. "Steering Control System-Passenger Car-Laboratory Test Procedure-SAE J944 JUN80", SAE Recommended Practice.
15. 이주영, "안전도 증진을 위한 승용차 조향주의 해석및 설계", 한양대학교 석사학위 청구논문, 1992. 12.
16. Chou, C.C. and Gerald W. Nyquist, "Analytical Studies of the Head Injury Criterion(HIC)", SAE Paper No.740082.
17. Chou, C.C., Howell, R.J. and Chang, B. Y., "A Review and Evaluation of Various HIC Algorithms", SAE Paper No.880656, 1988.