

## 상용차량의 비선형 Hotchkiss 스프링 모델링

유승환\*, 김영배\*\*

### Modeling of Non-linear Leaf Spring for Commercial Vehicle

Yoo, S. H.\* and Kim, Y. B.\*\*

#### ABSTRACT

A Hotchkiss spring has been widely utilized for commercial vehicle. Usually, the Hotchkiss spring has non-linear characteristics, i.e. it has a piecewise spring stiffness as well as hysteresis phenomenon. Therefore, the modeling of the Hotchkiss spring requires many considerations to fulfill satisfactory vehicle kinematic and dynamic relationships. Also, the spring has difficulties in modeling for presenting contact mechanism. In this paper, the modeling technique for the Hotchkiss spring has been described. The modeling covers non-linear characteristics as well as contact problems for multi-body dynamic simulation. The force-displacement results are compared with experimental and FEM ones. Also, the comparison between three link type leaf spring model and proposed one has been considered in this paper.

**Key words :** Hotchkiss spring(하치키스 스프링), Half car(1/2 차량), Impact function(충격함수), Contact effect(접촉효과), ADAMS vehicle model(ADAMS 차량모델)

#### 1. 서 론

차량이 등장한 이후로 승차감과 조종 안정성을 향상시키기 위한 현가 장치의 동특성 해석은 계속되고 있으나 중대형 차량에 장착되어 있는 겹판스프링(leaf spring) 또는 Hotchkiss 스프링의 동역학 모델링 및 해석은 소형차량에 사용되는 맥퍼슨(McPherson strut)식이나 워시본(wishbone)식 현가장치, 또 그 밖의 여러 가지 링크형 현가 장치 등의 동특성 해석에는 미치지 못하고 있다.

겹판스프링의 일반적인 이론적 해석 방법인 전개법과 판단법은 판과 판사이의 마찰과 접촉 특성을 무시하고 유도하였기 때문에 근사 계산식으로 분류할 수 있다. Francher는 겹판스프링의 기동을 스프링 시험데이터를 이용하여 판과 판사이의 마찰과 접촉 특성을 나타낼 수 있는 판 스프링 모델을 지수방정식 형태로 도출하였다<sup>[1]</sup>. 최근에 와서 Hamano는 유한요소법을 이용하여 겹판스프링의 각 날장판을 쉘요소, 판과 판사

이의 접촉상태를 집합요소를 사용하여 해석하였다<sup>[2]</sup>. Song은 상용 동역학해석 프로그램인 ADAMS를 이용하여 마찰력이 스프링의 동특성에 미치는 영향을 연구하였다<sup>[3]</sup>. 또한 권영일, 이낙규는 겹판스프링의 주파수별 응답 뿐 아니라 판간 마찰을 고려하여 유한요소 모델링 한후 해석결과 얻어지는 강성행렬과 실험에 의해 구해지는 수직방향이력곡선을 함께 사용하여 상용 동역학 프로그램인 DADS에서 차량의 동적 응답을 계산하였다<sup>[4]</sup>.

판스프링을 사용하는 현가 장치는 다른 현가장치에 비해 상대적으로 단순하게 스프링 질량(sprung mass)을 지지하고, 차체 구조의 일부를 겸하여 차체를 단순화시키고, 판 사이의 마찰이 감쇠력으로 작용해서 진동 시에 유효한 감쇠작용을 하며, 스프링이 끊어지더라도 재생이 용이한 장점 등을 갖고 있어 대부분의 중대형 차량에 장착되고 있다. 그러나 겹판스프링의 경우 단위 체적당 저장되는 탄성에너지가 토션 바(torsion bar)나 코일 스프링에 비하여 적고, 판간 마찰에 의해 이력특성(hysteretic characteristic)을 띠는 성질을 갖고 있다. 이러한 이력특성 때문에 각 운동구간에서 정적 대각선 스프링 상수 값이 변하여 도로입력에 따른 스프링(sprung) 질량의 동특성에 영향을 미치게 된다. 차

\*전남대학교 기계공학과 대학원  
\*\*정회원, 전남대학교 기계공학과  
- 논문투고일: 2001. 7. 18  
- 심사완료일: 2001. 9. 12

량의 동특성 해석 시 이러한 겹판스프링의 이력특성을 고려하기 위하여 링크치환법과 유한요소법을 이용한 판스프링 모델이 널리 사용되고 있다. 링크치환법은 겹판스프링을 샤클(Shackle)이 포함된 4개의 링크로 치환하여 기구학적 움직임을 구현하고 링크 사이의 각 조인트에 회전 스프링을 조정하여 이력특성을 나타낸다<sup>2)</sup>. 이 방법은 이력특성을 구현하는데 상대적으로 많은 변수를 조정해야 하고, 겹판스프링의 진행방향 강성 및 횡방향 강성을 설정하는데 어려움이 있다. 이러한 지금까지의 연구는 판스프링의 강성값이 일정한 컨벤셔널 판스프링(conventional leaf spring)에 중점으로 연구가 된 것이다.

본 논문에서는 판스프링의 강성 값이 어떠한 변위 전환점에서 변화하여 두 개의 강성 값을 갖는 프로그레시브형 겹판스프링을 구현하기 위해 실제 프로그레시브형 겹판스프링 단품의 정적시험을 통하여 2개의 강성값을 갖는 겹판스프링의 대변위에 대한 이력선도를 구하고, 판과 판사이의 마찰의 영향과 접촉효과에 의한 비선형성을 구현하기 위하여 접촉요소를 적용한 유한요소 모델을 구성하였다. 이 모델을 실제 시험결과와 비교하여 프로그레시브형 겹판스프링 모델의 정확도와 신뢰성을 검토하였다. 또한 겹판스프링의 판과 판사이의 접촉 효과에 의한 비선형 강성값을 갖는 프로그레시브형 겹판스프링이 적용된 전차량(full car)의 주행성능 해석을 위한 전단계로서 후방현가장치 1/2차량(half car)모델을 범용 동역학 프로그램인 ADAMS<sup>10)</sup>를 이용하여 구성하였다. 링크치환법으로 구성된 프로그레시브형 겹판스프링과 유한요소법으로 구성된 겹판스프링의 기구학적인 거동에 대해 비교하였다.

**2. 유한요소 모델링**

**2.1 형상설계**

본 논문에서 검토한 모델은 직형 승합차의 후방 현

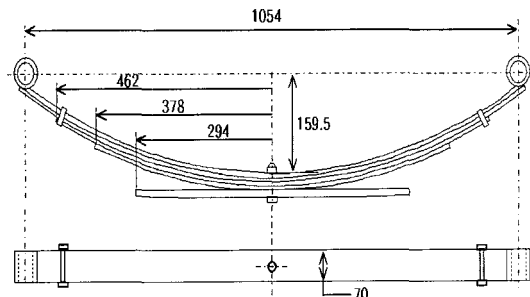


Fig. 1. Leaf spring geometry.

가장치에 사용된 겹판스프링이고, 전방 현가 장치는 더블 위시본형(double wishbone type)이다. 아래의 그림 Fig. 1은 차량에 장착되지 않은 상태(unclamped)의 겹판스프링의 기하학적 형상을 보여주고 있다. 이 겹판스프링은 총 5개의 강철판으로 구성되어 있다. 이 겹판스프링의 제원은 Fig. 1과 같다.

- 스프링 종류 : Progressive Rate Type
- Span 길이 : 1054 mm
- 판 폭 : 70 mm
- 판 두께 : Main Leaf = 7 mm(1~4번 판)  
: Auxiliary Leaf = 9~12 mm(5번 판)
- 판 수 : Main Leaf = 4 매,  
: Auxiliary Leaf = 1 매
- Camber : 159.5 mm
- 적용 하중 : 0~1000 kgf

**2.2 유한요소 모델링**

기계 부품의 역학과 설계에 있어서 접촉 문제 해결의 중요성은 널리 알려져 있으나 일반 공학적인 해석에서 접촉 효과를 엄중하게 고려하는 경우는 많지 않다. 그 이유는 다른 역학적인 특성에 비하여 접촉 현상은 특히 복잡하고 접촉 영역과 접촉 조건 등이 사전에 알 수 없는 비선형성이며 마찰에 의한 비가역성의 문제가 되기 때문이다. 특히 마찰 접촉의 문제는 접촉면의 조도(Roughness)와 온도, 역학 조건 및 화학적 조성에 따라서 그 특성이 달라지기 때문에 정확한 수학적 모델을 설정할 수 없으며 또한 모델이 설정된다 하더라도 이런 복잡한 현상을 모두 고려한 접촉 문제의 정확한 해석은 극히 어려운 실정이다. 하지만 유한요소법을 이용함으로써 비교적 간단한 문제에서부터 아주 복잡한 문제에 이르기까지 많은 접촉 문제를 공학적으로 허용될 수 있는 정확도로 해석할 수 있다.

유한요소(finite element) 모델은 장착되지 않은 상태의 겹판스프링의 형상데이터로부터 기하학적인 자료

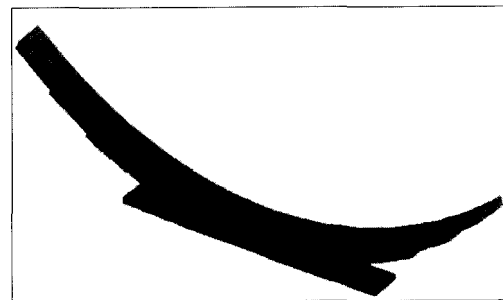


Fig. 2. FE model of 3D leaf spring.

를 만들고, Fig. 2에서와 같은 유한요소 모델을 I-deas 를 사용하여 모델을 만들었다.

본 연구에서는 모델링 방법에 따른 해석결과와의 차이 점을 확인해 보기 위해 두 가지의 다른 방법으로 접판 스프링을 모델링 하였다. 먼저 첫 번째 방법은 실제 스프링의 형상과 유사한 형태로 설계하였는데 판 사이에 존재하는 빈 공간을 적용한 것으로 Fig. 3의 경우이다. 이 모델은 접판사이의 빈 공간뿐만 아니라 접판 끝 단부에 부착된 스페이스에 대해서도 설계하여 적용하였다. 마주하는 각 판은 중앙부분의 일부만이 노드 (node)를 공유하고 그 외의 부분은 독립적인 노드로 구성되어 있다.

또 다른 방법은 Fig. 4의 경우로 판사이의 공간을 무시하고 마주하는 판이 접해 있게 단순화한 경우로 끝단부에 위치한 스페이스의 형상을 따로 설계하지 않고 모델링 하였다. 첫 번째 모델에서 나타나는 판사이의 공간과 스페이스 부분에 대해서는 해석하는 과정에서 접촉요소를 적용시켜 표현하였다. 이 경우도 각 판은 중앙부분의 일부만이 노드를 공유하고 그 외 부분은 독립적인 노드로 구성되어 있다.

3D FE 모델은 8개의 노드를 공유하는 690개의 솔리드 요소(solid element, C3D8I)로 3열로 분할 (Meshing)하여 Fig. 2와 같이 생성하였다.

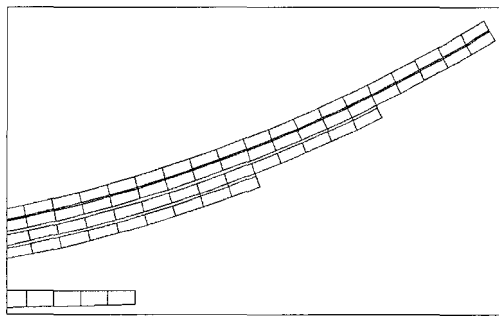


Fig. 3. FE model with gaps.

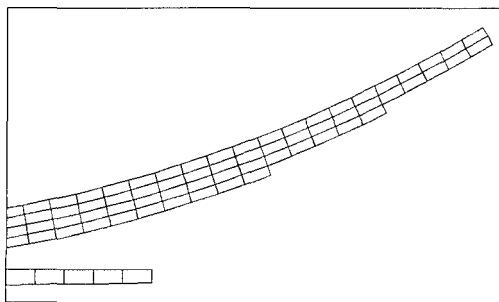


Fig. 4. FE model without gaps.

2.3 마찰 요소의 적용

접판스프링에서 발생하는 마찰은 다음의 세 경우로 분류하여 적용하였다. 첫 번째는 판과 판사이에서 강철간에 발생하는 마찰로 메인판(main leaf)과 보조판(auxiliary leaf) 사이에 적용된다.

두 번째의 경우는 판과 스페이스(spacer) 사이에서 강철과 플라스틱간에 발생하는 마찰로 메인판의 끝단부에 적용된다.

나머지 하나는 위의 두 경우에서 제외된 부분의 경우로 접촉이 발생하지 않는 경우이다. 접촉이 일어나는 부분은 각각 master와 slave로 나누어 정의한 후 contact pair를 사용하여 표현하였다. Fig. 5는 접촉이 일어나는 면에 대한 정의를 나타내었다. 미끄럼에 대해서는 finite sliding 옵션을 사용하였다.

유한요소 모델의 마찰요소는 판스프링의 강철판과 강철판 및 강철판과 스페이스 사이의 마찰력 특성 실험데이터에 근거하여 설정하였다<sup>1)</sup>. Table 1은 정적·

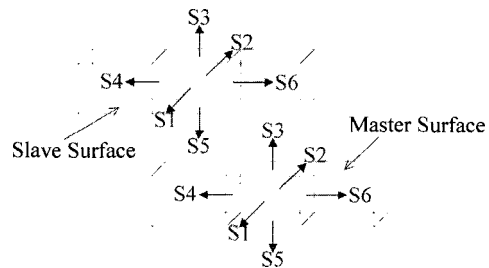


Fig. 5. Definition of contact surface.

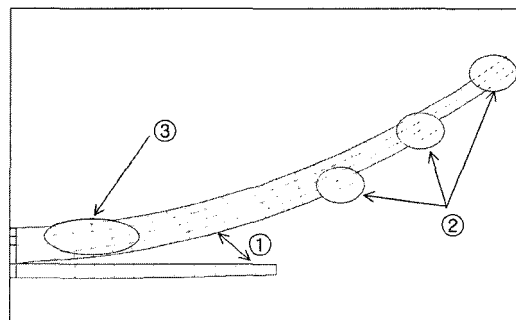


Fig. 6. Friction element applied to the FE model.

Table 1. Static & dynamic friction coefficient

|           | Steel-Steel |         | Steel-Spacer |         |
|-----------|-------------|---------|--------------|---------|
|           | $\mu_s$     | $\mu_d$ | $\mu_s$      | $\mu_d$ |
| Loading   | 0.51        | 0.62    | 0.24         | 0.25    |
| Unloading | 0.46        | 0.38    | 0.19         | 0.11    |

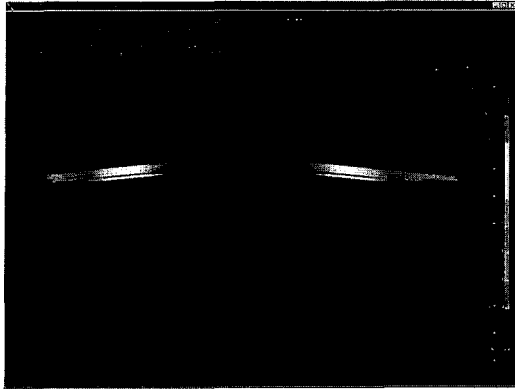


Fig. 7. Analysis result with gaps.

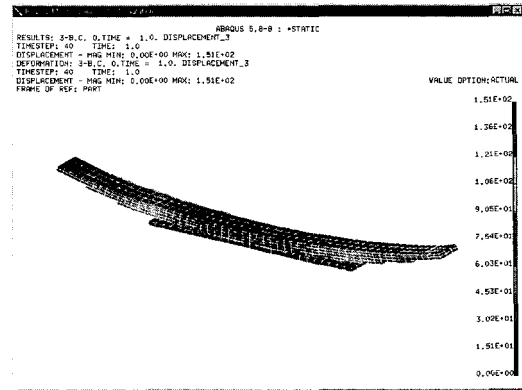


Fig. 9. Analysis result to the vertical direction.

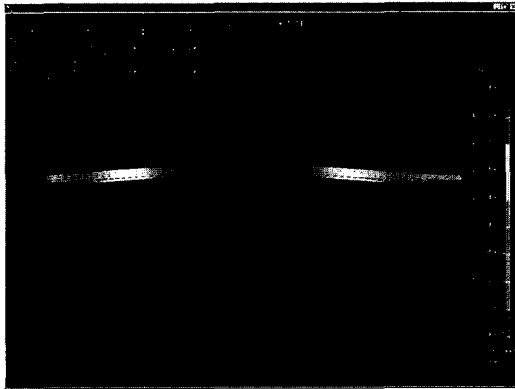


Fig. 8. Analysis result without gaps.

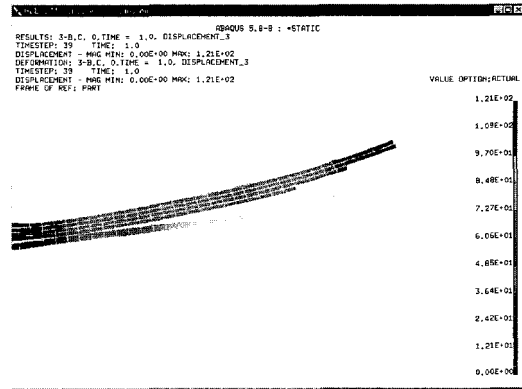


Fig. 10. FE analysis for wind-up.

동적 마찰계수를 나타내는 것으로 마찰력을 정적 상태와 동적 상태, 하중을 가할 경우와 하중을 제거할 경우로 단계를 구분한 비등방성 마찰계수를 나타낸다.

이와 같이 판과 판사이의 마찰효과와 판과 판사이에서 서로 침범이 일어나지 않는다는 조건의 강제 접촉효과를 이용하여 비선형 유한요소 해석을 수행하였다.

0~1000 kgf까지 일정 하중씩 단계적으로 하중을 증가시키면서 정적 해석(Static Analysis)을 실행한 후 다음과 같은 결과를 얻었다.

#### 2.4 유한요소 해석

앞에서 제시한 두 모델, 판사이의 공간을 적용한 경우(Fig. 3)와 판사이의 공간을 무시한 경우(Fig. 4)에서 해석결과에 미치는 영향을 알아보기 위해 동일조건 하에서 범용 유한요소 해석 프로그램인 ABAQUS<sup>®</sup>를 사용하여 FEA 해석을 수행하였다.

Fig. 7과 Fig. 8에 나타난 것과 같이 두 해석결과와의 차이가 거의 없고 유사한 하중-변위 선도를 구현함을

알 수 있다.

FE 해석에 의한 결과 또한 실제 실험결과와 마찬가지로 다른 두 개의 강성 값을 구할 수 있었다. 보조판과 메인판이 접촉하기 전의 강성  $K_1 = 4.2 \text{ kgf/mm}$ 이고, 완전히 접촉된 후의 강성  $K_2 = 7.2 \text{ kgf/mm}$ 이었다.

Fig. 9과 Fig. 10에는 각각 수직방향과 와인드업(windup)에 대한 유한요소 해석결과와 예시를 보였다.

### 3. 유한요소 모델의 검증

겹판스프링의 유한요소 모델을 검증하기 위하여 Fig. 11과 같은 장비를 이용하여 스프링의 실제 정적 스프링비를 구하였다.

실험은 겹판스프링의 아이부 양쪽 끝단은 상하방향의 하중만이 부하가 걸리면서 되도록 마찰이 적게 지지하고 중앙부는 실제 차량의 부착상태와 기능상 유사한 형태로 지지한 후 유압 액츄에이터로 수직하중이 0~1000 kgf까지 가해지는 상태에서 수직방향에 대한

변위를 측정하였다. 이 실험에 의해 측정된 정적 스프링상수는 보조판이 메인판에 접촉하기 전에는  $K_1 = 4.1 \text{ kgf/mm}$ 이고, 완전히 접촉된 후에는  $K_2 = 7.01 \text{ kgf/mm}$ 이다. 본 논문에 적용된 겹판스프링 모델이 1개의 보조판을 갖는 프로그레시브형이므로 서로 다른 두 개의 강성을 갖는다.

Fig. 12는 본 논문에서 적용된 프로그레시브형 겹판스프링 성능 실험으로 측정된 비선형 하중-변위 곡선과 상용 프로그램 ABAQUS FE 해석에 의한 하중-변위 곡선의 비교 결과를 보여주고 있다.

Fig. 12에 나타난 것과 같이 성능 시험에 의한 정적 스프링비는  $K_1 = 4.1 \text{ kgf/mm}$ 와  $K_2 = 7.01 \text{ kgf/mm}$ 이고, 상용 프로그램의 해석에 의해 계산된 스프링비는 각각  $K_1 = 4.2 \text{ kgf/mm}$ ,  $K_2 = 7.2 \text{ kgf/mm}$ 로 나왔다. 실제 성능 시험과 FE 해석에 의한 결과 값의 오차가 각각 2.3%, 2.7%로 유사한 강성을 갖음을 알 수 있었다.

그러나 정적 스프링 강성 값이 실험의 경우, 메인판에 보조판이 접촉하기 시작하는 시점(initial contact)에서부터 강성 값이 완만히 증가하다 완전히 접촉이 일어나는 시점(compact contact)에서부터는 일정한 강성



Fig. 11. Leaf spring test M/C controller.

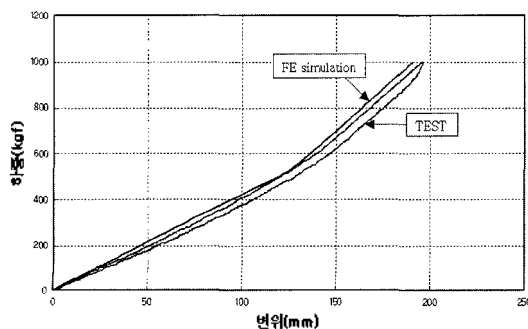


Fig. 12. Comparison of static load-deflection curve (ABAQUS).

값을 나타냈다. 하지만 시뮬레이션에 의한 해석의 경우에는 그와는 약간 다르게 접촉이 시작되는 시점과 완전히 접촉된 시점을 정확히 구현하지 못하고 실제로 보다 좁은 영역에서 그 과정이 끝났다.

이런 현상이 발생하는 요인으로는 다음과 같다. 먼저 겹판스프링의 형상을 정확히 구현하지 못했다. 실제 겹판스프링의 곡률 반경이 일정하지 않으나 설계 시 이를 정확히 구현하지 못하고 일정한 곡률을 적용하였다. 또한 유한요소 모델에서 U볼트로 체결되어 있는 스프링 중앙부분의 자유도가 실제 겹판스프링과 일치하지 않는다. 이러한 부분에 대한 보완이 이루어진다면 보다 실제에 가까운 하중-변위곡선을 구현할 수 있을 것이다.

#### 4. 동역학 모델의 구성

본 논문에서는 차량의 주행성능 평가를 위한 전차량(full car)동역학 모델을 위해서 Fig. 13과 같이 동역학 모델을 구성하였다. 위 모델을 구성하기 위해 먼저 I-DEAS에서 전체 겹판스프링을 25개의 강체로 나누어서 모델링하고 각 강체의 질량, 질량중심, 관성 모멘트 등 동역학적 특성을 추출하였다. 모델링된 각각의 파트를 동역학 해석프로그램인 ADAMS에서 다시 모델링한 후 추출한 특성 값을 입력하고 실제 시험조건과 같도록 경계조건을 적용시켜 겹판스프링의 기본적인 동역학 모델을 구성하였다.

1차 강성 값과 2차 강성 값을 갖는 프로그레시브 겹판스프링을 구현을 위해 보조판과 메인판이 접촉이 일어나는 2차 강성 범위의 하중-변위 관계를 IMPACT

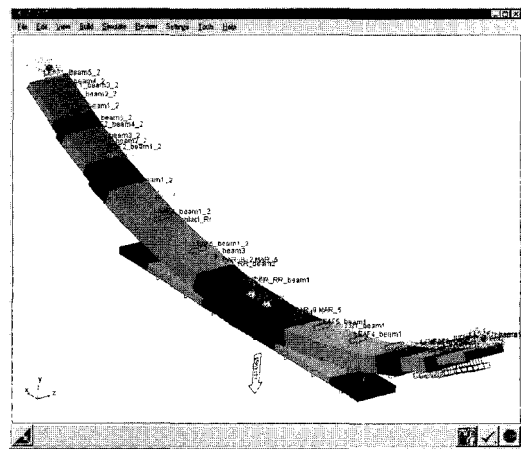


Fig. 13. Leaf spring model in ADAMS.

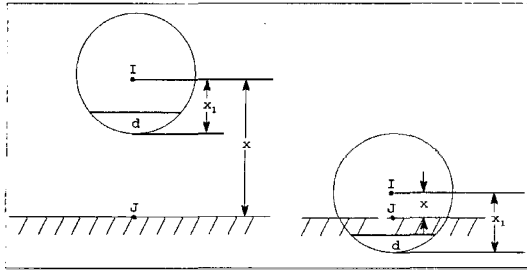


Fig. 14. Illustrating the impact function.

함수를 사용하여 나타내었다. impact 함수의 정의를 나타내면 식 (1)과 같이 표현되어 진다.  $x \geq x_1$  일 때는 보조판이 메인판으로의 침투(penetration,  $p$ )가 발생하지 않고 impact 하중이 0이 되는 Fig. 14와 같은 경우이고( $p=0$ ),  $x < x_1$  일 때는 점  $J$ 와 물체  $I$ 의 끝에서 침투가 발생하고 impact 하중은 0보다 크게 된다( $p = x_1 - x$ ).  $p < d$  일 때의 순간감쇠계수(instantaneous damping coefficient)는  $p$ 의 체적단계함수(cubic step function)이고,  $p > d$  일 때의 순간감쇠계수는  $C_{max}$ 이다.

impact =

$$= \begin{cases} \text{Max}(0, k(x_1 - x)^3 - \text{STEP}(x, x_1 - d, c_{max} x_1, 0) * x) & : x < x_1 \\ 0 & : x \geq x_1 \end{cases} \quad (1)$$

위와 같이 구성된 동역학 모델을 검증하기 위해 수직방향에 대한 하중을 가하여 하중-변위 관계를 확인하였다. 앞에서 언급한대로 본 논문에 적용된 겹판스프링 모델이 프로그래시브형이므로 두 개의 스프링비를

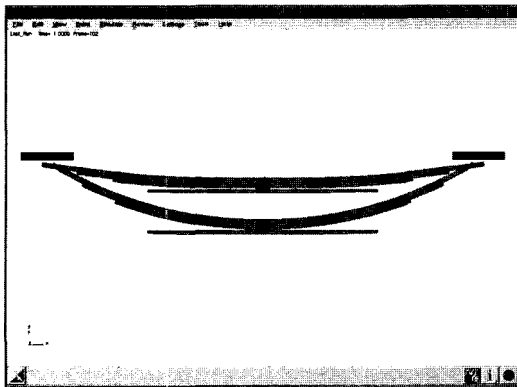


Fig. 15. Leaf spring status with 400 kgf.

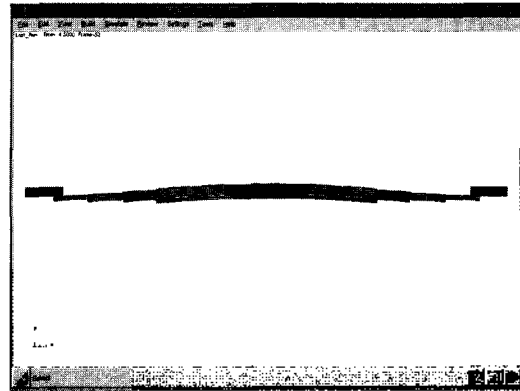


Fig. 16. Leaf spring status with 900 kgf.

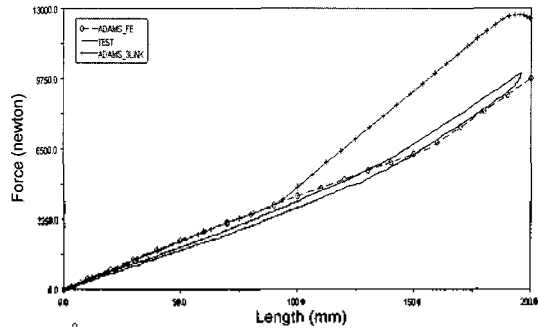


Fig. 17. Comparison of static load-deflection curve (ADAMS).

갖는다. 동역학 모델에 실제 시험에서와 같이 0~1000 kgf까지 하중을 가하였다. 실험 결과 Fig. 15와 Fig. 16, Fig. 17과 같이 두 개의 스프링 비를 가지면서 실제와 유사한 형태의 변형을 보임을 확인할 수 있다.

Fig. 17은 ADAMS를 이용하여 3링크로 구현한 판스프링 모델과 유한 요소로 구현한 판스프링 모델의 시뮬레이션 결과를 실제 시험 결과와 비교하였다. ADAMS에서 구현한 유한 요소모델의 스프링상수는  $K_1 = 4.23 \text{ kgf/mm}$ 와  $K_2 = 7.53 \text{ kgf/mm}$ 로 실제 시험 결과와의 비교 오차가 각각 3.1%, 7.4%로 나타나 유사한 강성이 계산되었음을 알 수 있다. 또한 앞 절에서의 결과인 ABAQUS를 사용한 유한요소해석의 결과와 ADAMS를 사용한 유한요소해석의 결과를 비교하면 비교 오차가 각각 0.7%, 4.3%로 계산되어지며 프로그래시브 겹판스프링의 특성을 잘 나타내고 있음을 알 수 있다.

강성 값이 변화하는 변위 지점을 살펴보면 메인판과 보조판의 접촉은 수직 변위 158~159 mm 지점에서 발생하고 판스프링의 캠버 값에 따라 영향이 크을 알 수 있다. 시험결과와의 변위 지점의 차이는 판스프링의 비

선형 형상에 따른 것으로서, ADAMS에서 모델을 구성할 때 테이퍼 형상을 포함하지 않고 보조판을 선형으로 모델링 하였고 판의 중심부근의 접촉은 고려되지 않았으며 판 끝단만의 접촉만 발생하였기 때문이다.

3링크로 구현한 판 스프링 모델과 실제 시험과의 결과 비교에서는 3링크 스프링상수는  $K_1 = 4.51 \text{ kgf/mm}$ 와  $K_2 = 9.08 \text{ kgf/mm}$ 로 실제 시험결과와의 비교 오차가 각각 10%, 29.5%인 상당히 큰 오차를 확인할 수 있다. 여기에 사용된 3링크 모델은 차량 설계시 초기 설정값 결정에서 예상되는 하중변화에 따르는 스프링 상수를  $K_1 = 4.51 \text{ kgf/mm}$ 와  $K_2 = 9.08 \text{ kgf/mm}$ 로 설정한 값에 의해 구현된 것이며 실제 제작된 스프링의 스프링 상수는 이보다 낮게 제작되었음을 알 수 있다. 이와 같이 3링크모델은 판스프링의 실제 제작과 시험결과에 의한 데이터로 구현해야만 신뢰성을 확보 할 수 있다<sup>6)</sup>.

Fig. 18은 동역학 프로그램에 적용된 유한요소 모델로 이루어진 겹판스프링과 이를 이용하여 1/2차량(Half Car)모델에 적용된 예를 보여주고 있다. 위와 같이 구

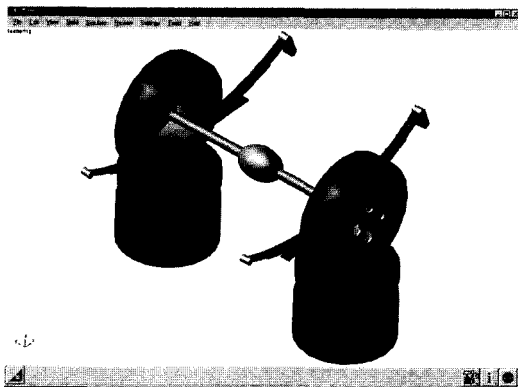


Fig. 18. Leaf spring dynamic simulation in ADAMS.

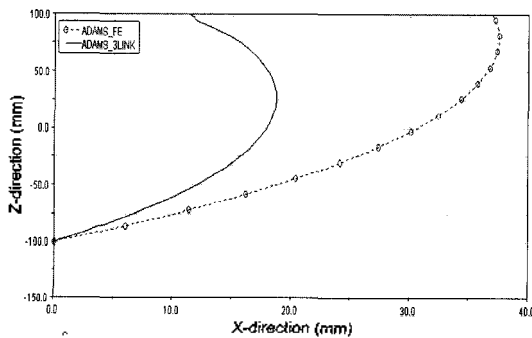


Fig. 19. Comparison of leaf spring trajectory in ADAMS.

성된 모델을 전차량에 적용하기 위해서는 사물을 장착한 상태에서 겹판스프링 중앙점의 기하학적 움직임에 대해 Fig. 18에서와 같이 동적 거동해석을 수행한 후 적용한다. Fig. 19에서는 3링크모델과 유한요소 모델과의 기하학적거동비교를 나타내며, 해석결과에서 3링크 모델에서는 스프링 상수 값이 유한요소 모델에 비교해 크기 때문에 자유 거동의 구역이 작음을 알 수 있다.

### 5. 결 론

본 논문에서는 상용 유한요소 해석프로그램을 이용하여 판사이의 접촉뿐만 아니라 마찰력의 영향까지 고려한 프로그레시브형 겹판스프링의 유한요소 모델링 방법을 제시하였다. 또한 이 모델을 유한요소 해석하여 비선형 하중-변위 이력곡선을 재현하였고, 이를 실제 테스트 결과와 비교하여 그 정확도와 신뢰성을 확인하였다. 이 모델에서 추출한 강성데이터를 다물체 동역학 프로그램에 적용하여 다물체 동역학 프로그램에서 구현하는 유한요소 모델링 방법을 제시하였으며 실제 테스트 결과와 비교하였다. 유한 요소법에서 구현한 모델과 다물체 동역학 프로그램에서 구현한 모델간의 오차가  $K_1, K_2$ 에 대해 각각 0.7%, 4.3%로 계산되어지며 프로그레시브 겹판스프링의 특성을 잘 나타내고 있음을 알 수 있었다. 링크치환법으로 구성된 모델과 기구학적거동과 겹판스프링의 동적 거동을 해석하여 링크 치환법에 의한 모델은 반드시 시험결과에 의해 구현해야만 정확도를 확보할 수 있음을 알아보았다. 이와 같은 방법을 이용하여 겹판스프링을 장착하는 중·대형 차량의 초기 설계단계에서 설계자가 원하는 스프링비를 예측하고 설계하는데 응용할 수 있을 것이다.

### 후 기

본 연구는 2000년 전남대학교 BK21사업의 지원을 받아 수행하였습니다.

### 참고문헌

1. Francher, P. S. Ervin, R. D. MacAdam, C. C. and C. B. Winkler Author, "Measurement and Representation of the Mechanical Properties of Truck Leaf Springs." *Highway Safety Research Institute, The Univ. of Michigan, SAE 800905, 1980.*
2. Hamano, T. and Itoh, M., "Analysis of Leaf Spring using Finite Element Method with a Joint Element,"

- Spring Conference*, Vol. 37, pp. 39-46, 1992.
3. Song, J. and Maruyama, Y., "Dynamic Characteristics of Leaf Spring by ADAMS Software," *Spring Conference*, Vol. 38, pp. 31-36, 1993.
  4. Antoun, R. J. Hackert, P. B. O'Leary, M. C. and Sitchin, A., "Vehicle Dynamic Handling Computer Simulation - Model Development, Correlation, and Application Using ADAMS," *SAE Technical Paper 860574*, 1986.
  5. 권영일, 이낙규, "판스프링의 유한요소 모델링 및 비선형 동역학 해석," 자동차 기보, 대우자동차 기술연구소, pp. 199-207, 1997.
  6. 강석용, 임장근, "접촉요소에 의한 기계 부품의 유한요소 해석," 대한기계학회논문집 A권, pp. 1894-1901, 1998.
  7. "Spring Design Manual," SAE, 1996.
  8. "Design and Application of Leaf Springs," SAE, 1990.
  9. *ABAQUS/Standard User's Manual (Version 5.5)*, H.K.S., Inc. 1996.
  10. *ADAMS User's Manual (Version 10)*, MDI, Inc. 1998.



### 유 승 환

1998년 2월 조선대학교 기계공학과 졸업 (학사)  
 2000년 2월 전남대학교 기계공학과 졸업 (석사)  
 2000년 3월~현재 전남대학교 대학원(박사과정)



### 김 영 배

1980년 2월 서울대학교 기계설계학과 졸업  
 1982년 2월 KAIST 기계공학과 졸업  
 1990년 12월 미국 Texas A&M대 기계공학과 졸업  
 1991년 1월~1993년 8월 삼성중공업(주) 연구소 연구원  
 1993년 9월~현재 전남대학교 기계공학과 근무