

## 자동차용 겹판스프링의 특성해석

염영진 · 유희 · 강경태  
기계 · 자동차공학부

### <요 약>

상용 유한요소 해석 프로그램인 MARC를 이용하여 트럭이나 소형버스의 현가 장치로 많이 쓰이는 겹판스프링을 모델링하고 판사이의 마찰에 의해 생기는 하중-변위 히스테리시스 곡선을 재현하여 겹판스프링의 특성을 해석하였다. 또한 실제 겹판스프링에 스트레인 게이지를 부착하여 각 부분에서의 변형률값을 구하고 유한요소 해석 결과와 비교하였다. 유한요소 해석에서의 하중에 따른 변위값은 거의 유사한 결과를 나타냈지만 변형률에서는 많은 차이를 보였다. 그러나 유한요소 해석에서의 하중-변위 곡선과 시험에서의 하중-변위 곡선은 마찰력 차이는 있었지만 정스프링 정수값은 거의 같음을 확인할 수 있었다.

## Analysis of Characteristics of Automotive Leaf Spring

Young-Jin Yum · Hee You · Kyung-Tae Kang  
School of Mechanical and Automotive Engineering

### <Abstract>

Characteristics of leaf spring was analyzed by using commercial finite element analysis program MARC and the load-displacement hysteresis curve was successfully simulated which is occurred by interleaf friction. Compression test was performed to practical leaf springs for trucks from which load-displacement and load-strain results were obtained.

It is found that load-displacement hysteresis curve and static spring rate were in good agreement with FEM results. However, measured strain values and friction force were different from those of FEM results.

## 1. 서론

스프링은 금속, 고무, 플라스틱 등의 재료가 가지는 성질을 이용하여 보다 유효한 형태의 탄성, 에너지 흡수, 진동 및 충격완화 등을 목적으로 하는 필요한 형상으로 제작된 기계요소로서 기계 완제품을 구성하는 중요한 부품이다. 자동차의 현가 장치용으로 많이 사용되는 겹판스프링, 공기스프링, 코일스프링, 및 토션-바스프링 등은 노면으로부터의 진동을 절연하여 자동차 구조물을 보호하고 승객의 승차감을 향상시켜 궁극적으로 자동차의 속도증가를 도모하는 것이 주기능이다. [1]

겹판스프링은 동적 특성의 저하, 작동시 소음발생 문제 등의 단점에도 불구하고 스프링 역할과 동시에 구조물로서 역할을 하므로 다른 스프링에서 필요한 별도의 링크장치 등이 필요 없고 작동에 필요한 설치높이가 낮아도 되는 이점이 있어 승차감이 크게 요구되지 않는 중형 이상의 버스 및 트럭에 가장 보편적으로 사용되고 있다.[2] 한편 판스프링의 결점 중 하나는 판간의 마찰력의 영향에 따른 미소 진폭에서의 동적 스프링 정수가 높게 되는 것에 의해 승차감에 저해가 된다는 것이다.[3]

겹판스프링에서는 필연적으로 낱장판 사이에서 판간마찰이 발생하는데 이를 고려한 연구는 Chishima[4~5] 등이 작은 변위에서의 판간마찰을 고려한 해석연구를 시작으로 큰 변위에서의 판간마찰을 고려한 연구, 동적 응답성을 고려한 최적 판간 마찰력의 크기에 대한 연구를 수행하였으며, 판간마찰을 고려한 정적 유한요소 해석을 Hamano[6] 등이 수행하였다. 또한 겹판스프링의 동적 특성에 대해서는 Kato에 의해 겹판스프링의 고유진동수 및 변형모드에 대한 연구가 있었으며 최근에는 상용 동적 해석 전용 유한요소 프로그램인 ADAMS를 사용하여 겹판스프링의 동적 특성 해석을 Song[7] 등이 행하였다. 한편 마찰력의 적정화에 맞추어 각각의 개선책이 나오고 있다. 예를 들면 테이퍼 판으로 만들어 판의 매수를 감소시키던가 판사이의 스페이서(라이너)를 압입한다든지 베를린 아이를 사용하는 방법들이다.[8~11]

본 연구에서는 실제 국내에 생산되는 자동차에 부착되는 겹판스프링을 시마쯔사의 UTM(Universal Testing Machine) 만능 재료시험기를 이용하여 하중-변위 선도를 구하고 실제 겹판에 스트레인 게이지를 부착하여 각 부분의 변형률값을 구한다. 또한 상용 구조해석 소프트웨어인 MARC를 이용하여 겹판스프링의 판간마찰로 인한 하중-변위 곡선의 히스테리시스 선도를 재현하고 각 부분의 변형률값을 구하여 시험결과와 유한요소 해석의 결과를 비교한다. 이 때 대부분의 논문에서 고려하고 있지 않는 새클부를 고려하여 이에 대한 영향도 고찰한다.

## 2. 이론

### 2.1 겹판스프링의 처짐량 실험식

실제의 겹판스프링에서는 처질 때 판과 판 사이에 마찰력이 작용하며, 이 마찰력은 하중에 대한 저항이 되어 하중을 가할 때에는 마찰이 없는 경우보다 많은 힘이 필요하고 하중을 제거할 때에는 그 반대가 된다. 따라서 마찰력을 고려할 때 겹판스프링의 처짐은 다음

의  $\delta_1$ ,  $\delta_2$ 와 같이 변화한다.

마찰이 없을 때의 처짐: 
$$\delta = \frac{3}{8} \cdot \frac{P l^3}{b n h^3 E} \tag{1}$$

하중을 가할 때의 처짐: 
$$\delta_1 = \frac{5(1-\mu)}{5+\mu} \delta \tag{2}$$

하중을 제거할 때의 처짐: 
$$\delta_2 = \frac{5(1+\mu)}{5+\mu} \delta \tag{3}$$

여기서 판의 폭은  $b$ , 판의 두께는  $h$ , 판의 길이는  $l$ , 판의 장수는  $n$ 이고  $\mu$ 는 마찰계수이다. 각 판의 두께와 그 판의 수가 다를 때에는 식(1)에서  $n h^3$  대신에  $\sum n_i h_i^3$ 를 대입하면 된다. 여기서  $h_i$ 는 각 판의 두께,  $n_i$ 는 판의 장수이다. 또 겹판스프링의 판의 수  $n$ 중  $n'$ 장이 온길이판일 경우에는 다음의 식으로 처짐량을 계산할 수 있다.[12]

$$\delta = \frac{3}{8} \left[ \frac{2}{2 - (n'/n)} \right] \frac{P l^3}{b n h^3 E} \tag{4}$$

### 2.2 겹판스프링의 이력곡선

판스프링의 하중-변위 곡선은 판간 접촉 마찰력으로 인해 그림. 1과 같은 이력형태의 곡선을 보인다. 판스프링에 정적 하중을 가하면 변위는 ABC를 따라 증가하고 하중을 제거하면 CDA 또는 CD'A를 따라 감소한다. 이때 판간 마찰력이 작은 스프링일수록 BD의 폭이 줄어든다. 즉 BD의 폭이 마찰력(2F)을 나타낸다. 여기에서 ABC의 기울기를 정적 스프링 산수라고 한다. 비교적 작은 변위 구간에서 하중의 변화가 주어지면 판스프링은 E-B-F-D-E 또는 E'-B-F-D'-E'점을 따라 이력곡선이 생긴다. 이때 EF, E'F의 기울기를 동적스프링 산수라 한다.[10]

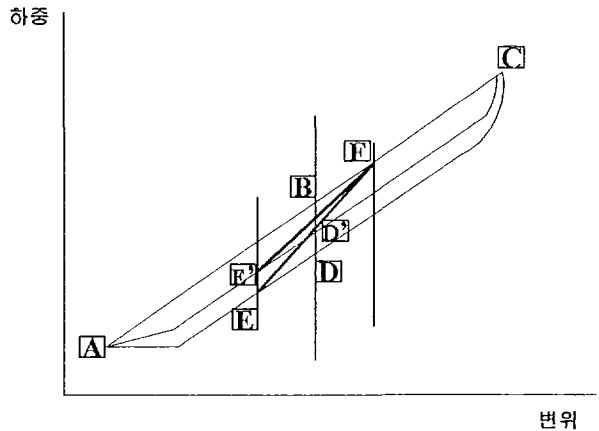


그림. 1 하중-변위 선도

### 2.3 판간 마찰력

유한요소 모델에 들어간 마찰력은 판스프링의 강철판과 강철판간의 마찰력 특성 실험 데이터에 근거하여 설정하였다. 참고문헌 [7]의 실험장치는 판스프링 중앙에 피스톤으로 하중을 가하고 피스톤의 상하 움직임에 따라 판스프링이 처지면서 스프링 좌측 끝부분이 마찰재료 상에서 좌우로 이동할 수 있도록 되어 있으며, 그 사이에 마찰력이 발생할 때 스

프링 중앙부의 처짐과 마찰력 사이의 관계를 계측하고 있다. 주요 계측 결과인 그림. 2의 하중과 마찰력으로 부터 식 (5)와 (6)과 같이  $F$ ,  $L$ ,  $f$  및  $l$ 을 이용해 마찰계수를 구했다.

$$\text{정마찰계수 : } \mu_s = \frac{2F}{L} \quad (5)$$

$$\text{동마찰계수 : } \mu_d = \frac{2f}{l} \quad (6)$$

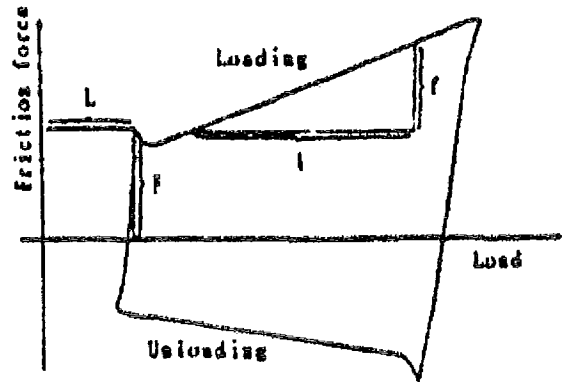


그림. 2 마찰-하중 특성

표. 1은 실험적으로 구한 정적, 동적 마찰계수를 나타낸다.[7] 위의 실험결과를 토대로 본 논문에서 입력

한 마찰계수는 표에서와 같이 정마찰계수를 하중을 가할 때와 하중을 제거하는 경우로 단계를 구분해서 마찰계수를 변경시키면서 유한요소 해석을 수행하였다.

표. 1 겹판스프링의 판간 정 및 동마찰 계수

	강철 - 강철	
	$\mu_s$	$\mu_d$
Loading	0.51	0.62
Unloading	0.46	0.38

### 3. 시험

#### 3.1 겹판스프링의 재원

본 연구에서 시험에 사용한 겹판스프링은 항공기 견인차( 6 ton 용량 )에 부착되는 스프링과 마이티 트럭( 2.5 ton 용량 )에 부착되는 스프링이다. 각 스프링의 재원과 치수는 표. 2와 같다. 길이가 1.2 m 이상인 겹판스프링의 시험을 위해 고정시킬 지그를 제작하였다.

표. 2 겹판스프링의 재원 및 치수

	마이티(2.5ton)	항공기 견인차(6ton)
두께(mm)	10	11
폭(mm)	70	70
a,b 길이(mm)	600, 600	1265/2, 1265/2
직선거리(mm)	1200	1265
2번 길이(mm)	1200	1259.75
3번 길이(mm)	860	1110
4번 길이(mm)	620	915
5번 길이(mm)	500	720
6번 길이(mm)	120(신테스터 각지게 조립축)	520
7번 길이(mm)		320
재질	sup9	sup9
첫판까지의 높이(mm)	105	130
스프링 상수(kgf/mm)	13.8	22.3

### 3.2 설치 및 시험

#### 3.2.1 굽힘시험

시험에 사용할 스프링을 만능 재료시험기에 설치하여 수직으로 분당 10 mm의 속도로 압축하여 수직 변위에 따른 하중을 측정하였다. 그림. 3은 80 mm 눌러졌을 때의 마이티 트럭 스프링의 상태이고, 그림. 4는 항공기 견인차의 판스프링의 120 mm 압축시의 상태를 나타낸 그림이다. 분당 변위를 다양하게 바꾸어 가면서 여러번 시험을 반복하였다.

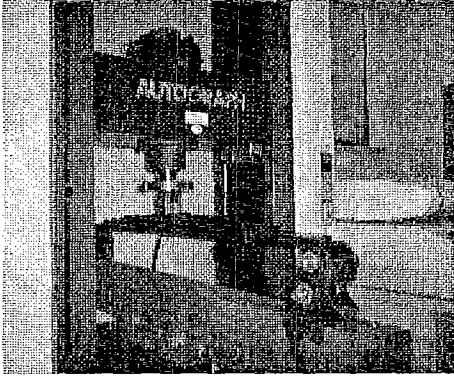


그림. 3 80mm 압축시 마이티용  
판스프링

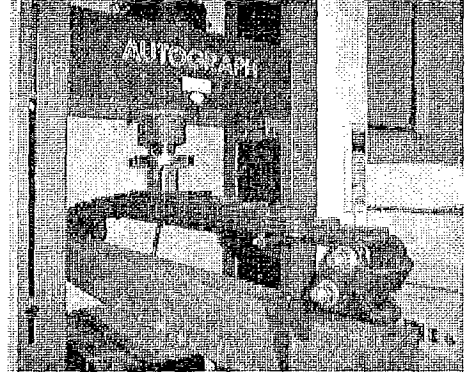


그림. 4 120mm 압축시 항공기 견인차용  
판스프링

### 3.2.2 변형률 측정시험

판스프링의 첫 번째 판과 마지막 판에 스트레인 게이지를 부착할 부분을 깨끗이 닦고 샌드페이퍼로 면을 매끈하게 한 후에 그림. 5와 같이 각 스프링의 7개 부분에 스트레인 게이지를 부착하였다. 굽힘시험과 같은 방법으로 하중을 항공기 견인차용 스프링은 1600 kgf 까지 마이티 트럭용 스프링은 1000 kgf 까지 하중을 증가시키면서 100 kgf 마다의 변형률 값을 측정하였다. 또한 하중을 제거할 때도 같은 방법으로 변형률값을 측정하였다.

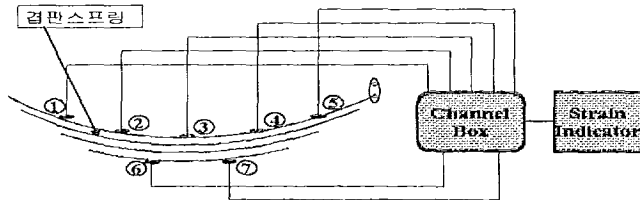


그림. 5 변형률 측정시험 장치도

## 3.3 결과 및 고찰

그림. 6과 7은 시험에서 분당 10 mm 간격으로 80 mm 까지 압축하여 구한 각 스프링의 하중-변위 그래프이다. 시험결과 예측대로 마찰의 영향으로 하중을 가할 때와 제거할 때의 임의의 변위에서의 하중이 다른 것을 알 수 있다. 시험 결과 이론식의 처짐량과 시험에서 구해진 처짐량이 많은 차이를 보이는 것을 알 수가 있다. 이론식에서는 마찰계수  $\mu$ 의 범위가 0.14~0.2로 정해져 있지만 표. 1에서와 같이 실험에서는 실제로 0.5를 넘는 마찰계수를 나타냈고 실제 표. 1의 마찰계수 값을 이론식에 적용했기 때문에 이러한 값의 차이점을 나타낸 것이라 할 수 있다.

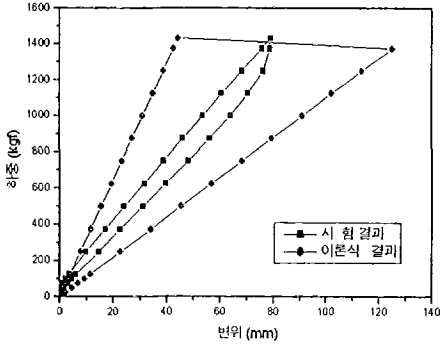


그림. 6 항공기 전인차용 스프링의 하중-변위 시험값과 이론값

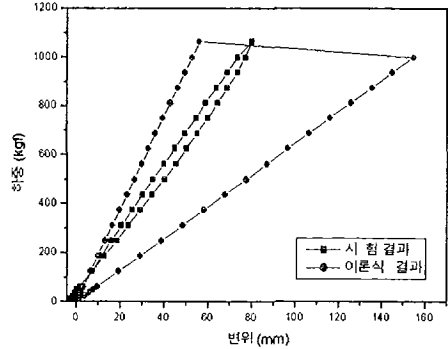


그림. 7 마이티용 스프링의 하중-변위 시험값과 이론값

한편 임의의 변위에 따른 두 판스프링의 마찰력을 비교하면 역시 무거운 차량용의 판스프링의 마찰력이 크다. 즉 하중을 많이 받을수록 마찰력도 커지는데 처음 작은 변위에서는 마찰력이 급격하게 변하지만 어느 정도 이상의 변위에서는 마찰력의 변화가 완만해지는 것을 알 수 있다.

그림. 8과 9는 각 부분에서의 하중에 대한 변형률값을 그래프로 나타낸 것이다. 결과에서 알 수 있듯이 같은 하중에서 두 스프링 모두 첫 번째 판의 가운데 부분의 3번 변형률값이 가장 크다는 것을 알 수 있었으며, 한쪽은 고정되어 있고 다른 쪽은 새클로 연결되어 있기 때문에 스트레인 게이지를 같은 간격으로 설치하였지만 양쪽의 측정값이 대칭을 이루지 않고 다르며, 고정된 쪽의 1,2번 변형률값이 더 크게 나타나는 것을 알 수 있었다.

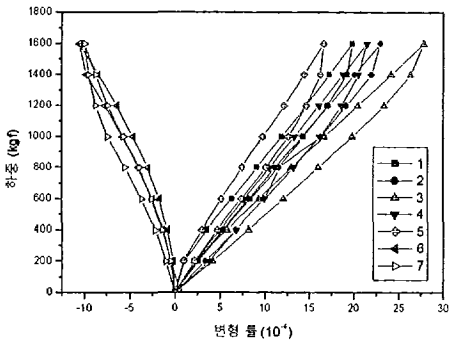


그림. 8 항공기 전인차용 스프링의 각 부분의 변형률 측정값

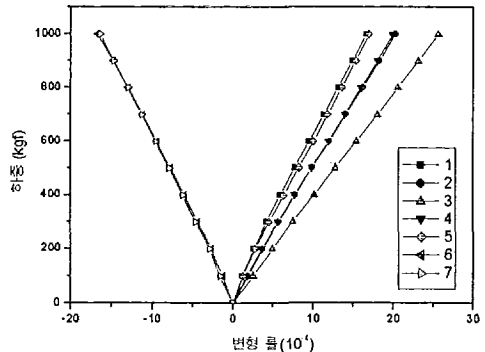


그림. 9 마이티용 스프링의 각 부분의 변형률 측정값

## 4. 유한요소해석

### 4.1 모델링 및 유한요소해석

본 논문에서 검토한 모델은 항공기 견인차와 마이티 트럭의 전방 현가 판스프링이다. 본 논문의 모델들은 먼저 표. 2의 값을 토대로 기하학적으로 모델링하였고, 그 후 유한요소 모델링을 하였다.

그림. 10과 11은 장착되기 전 상태의 각 판스프링의 형상을 MARC로 모델링한 것이다. 먼저 항공기 견인차용 스프링의 모델링은 그림. 10에서 보는 바와 같이 330개의 2차원 4절점 직사각형 요소와 674개의 절점으로 구성하였으며, 경계조건은 첫 번째판 좌측 끝 절점은  $x, y$  방향 변위를 구속하고 우측 끝 절점에는 2차원 보로 만든 새클을 실제 스프링의 새클과 같은 길이로 연결하고 새클의 위 끝부분을 좌측 절점과 같이  $x, y$  방향 변위를 구속하였다.

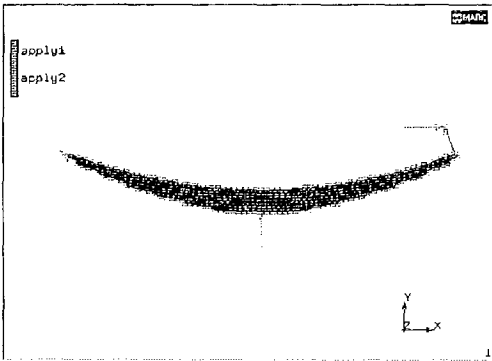


그림. 10 항공기 견인차용 스프링의 유한요소 모델링

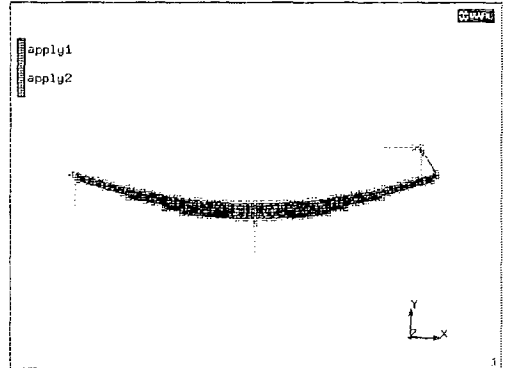


그림. 11 마이티용 스프링의 유한요소 모델링

그리고 마지막 판 가운데 절점에  $y$ 방향으로 집중하중을 시간에 따라 최고 1500 kgf 까지 가하였는데 하중을 50초 동안 누르고 50초 동안 제거하는 정적인 해석을 시도하였다.

Geometry property는 plane strain으로 하였으며, Material property는 강과 같은 조건으로 하였다. 판과 판사이의 마찰계수는 표. 1의 값에서 정마찰계수를 사용하였다. 스프링의 가운데의 센터볼트는 nodal tie로 묶었다.

마이티 트럭용 스프링의 모델링은 그림. 11에서 보는 바와 같이 165개의 2차원 4절점 직사각형 요소와 340개의 절점으로 구성하였으며, 경계조건은 항공기 견인차용 스프링과 같은 방법으로 하였으며, 마지막 판 가운데 절점에 가한  $y$ 방향 집중하중은 시간에 따라 최고 1120 kgf 까지 가하였다. 그 외의 모델링 조건은 항공기 견인차용 스프링과 동일한 상태로 하여 유한요소 해석을 시도하였다.

실제 새클을 대신하여 모델링 한 보요소의 영향을 확인하기 위하여 보요소를 제거하고 해석을 시도하여 새클이 있을 때와 없을 때의 결과를 비교하였다. 그리고 하중을 가하는 시간에 따른 변위의 변화를 보기 위하여 하중을 가하고 제거하는 시간을 10초, 20초, ... 960



초까지 바꾸어 가면서 해석을 하여 그 결과를 서로 비교하였다. 또한 변형률 측정시험에서 구한 하중과 같은 하중을 가하여 각 절점에서의 변형률값을 구하였다.

### 4.2 유한요소 해석 결과 및 고찰

그림. 12와 13은 유한요소 해석 후 각 판스프링의 변형된 모습을 보여주고 있다. 그리고 각 판스프링의 시험에서 구한 하중-변위값과 유한요소 해석에서 구한 하중-변위값을 그래프로 나타내면 그림. 14, 15와 같이 된다. 시험에서 구한 하중-변위 곡선과 유한요소 해석으로 구한 하중-변위 곡선을 비교해 보면 두 겹판스프링 모두 각각 같은 하중에서 거의 같은 변위를 나타내고 있어 하중에 따른 변위는 유한요소 해석이 어느 정도 시험과 일치한다고 할 수 있다.

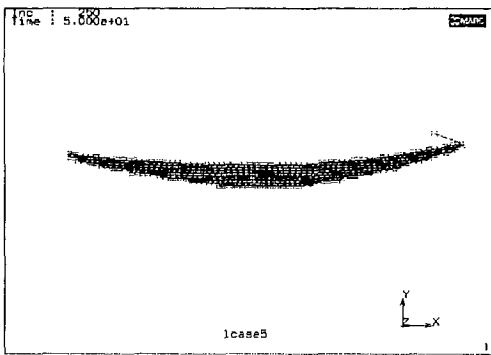


그림. 12 항공기 견인차용 스프링의 유한요소 해석결과

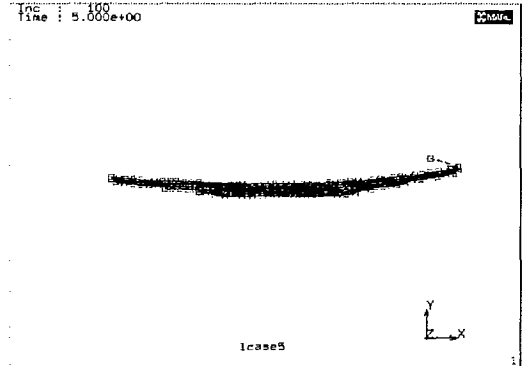


그림. 13 마이터용 스프링의 유한요소 해석결과

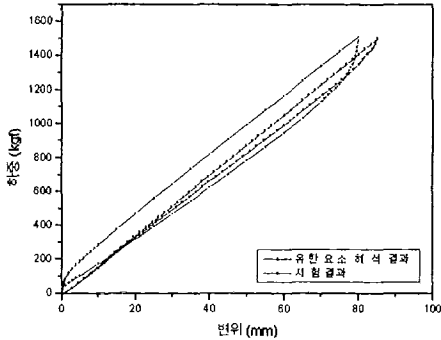


그림. 14 항공기 견인차용 스프링의 시험과 유한요소해석 결과

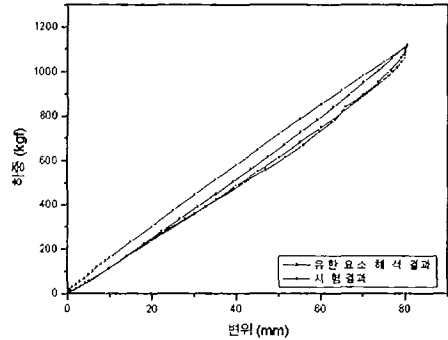


그림. 15 마이터용 스프링의 시험과 유한요소해석 결과

정스프링 정수를 구해보면 항공기 견인차용 스프링은 시험에서는 18.75 kgf/mm, 유한요소 해석에서는 17.96 kgf/mm 로 나타나서 거의 비슷한 값을 구할 수 있었지만 표. 2의 실

제 설계에서의 스프링 정수 22.3 kgf/mm 에는 두 가지가 모두 적게 나타났다. 마이터 트릭용 스프링은 시험에서는 13.91 kgf/mm, 유한요소 해석에서는 13.95 kgf/mm 로 거의 같은 값을 구할 수 있었으며, 실제 설계에서의 스프링 정수 13.8 kgf/mm 와도 거의 비슷한 값을 나타내었다.

그러나 시험에서의 하중-변위 선도와 유한요소 해석에서의 하중-변위 선도에서는 이력 곡선의 폭이 큰 차이가 나는 것을 알 수가 있다. 그것은 참고문헌 [3]에서 알 수 있듯이 겹판스프링의 마찰력에 반 이상을 차지하는 아이부와 연결된 새클부의 마찰력이 실험에서는 나타나지만 유한요소 해석에서는 새클의 형태로 모델링은 하였지만 그 부분의 마찰은 전혀 고려되지 않았기 때문에 순수한 판의 마찰력만이 하중-변위 선도에 나타나게 된다. 새클부의 모델링과 아울러 새클부의 마찰력 및 마찰계수의 정확한 데이터만 구할 수 있다면 유한요소 해석과 시험에서의 하중-변위 선도의 결과는 같은 모양을 나타낼 것이다.

유한요소 해석에서는 초기에 하중을 주는 즉시 변위가 발생하였지만 시험에서는 처음 어느 정도의 하중에서는 변위가 별로 생기지 않는 것을 알 수가 있다. 그것은 실제 판스프링에는 조립응력이 존재하고 또한 내부응력이 존재한다. 특히 조립응력의 영향으로 처음 얼마동안의 하중에서는 변위가 극히 작게 일어나는 것이다. 하지만 유한요소 모델에는 그러한 조립응력이나 내부응력을 전혀 반영하고 있지 않고 있기 때문에 그러한 차이가 발생하는 것이다.

그림. 16은 유한요소 모델링에서의 새클이 실제로 결과에 영향을 미치는지를 나타낸 그래프이다. 그림에서 알 수 있듯이 새클 자체의 마찰력은 고려하지 못하였지만 하중에 따른 변위에 상당한 영향을 미치고 나아가 판사이의 마찰력에도 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

그림. 17은 유한요소 해석에서 하중을 가하는 시간에 따른 영향을 나타낸 그래프이다. 그림에서와 같이 정적인 유한요소 해석에서는 시간이 미소한 영향을 주었지만 크게 고려할 사항이 아니라는 것을 알 수 있었다. 그래서 본 논문에서의 유한요소 해석에서는 시험에서와는 다르게 하중을 가하는 시간을 조절하였다. 즉 시험에서는 분당 10 mm 로 960초 동안 압축시험 하였지만 유한요소 해석에서는 10초 동안에 압축하고 하중을 제거하였다.

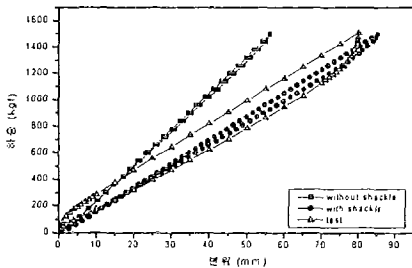


그림. 16 항공기 견인차용 스프링의 유한요소 해석에서의 새클의 영향

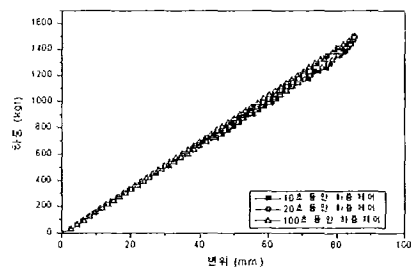


그림. 17 항공기 견인차용 스프링의 유한요소 해석에서의 시간의 영향

각 부분에서의 하중에 대한 변형률값을 그래프로 나타낸 것이 그림. 18과 19에 나타나 있다. 시험에서와 마찬가지로 가운데에서 대칭인 두 절점들의 변형률값을 비교해보면 같은 값을 나타내지 않고 시험에서와 같은 양상을 띠고 있다. 물론 모델링에서 한쪽은 고정하고

다른 쪽은 새클로 연결해 두었기 때문이다. 한편 그림. 8과 18을 비교하면 새클부 쪽의 변형률값이 시험값과 큰 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 결국은 새클의 모델링에서 마찰에 대한 고려가 전혀 없었기 때문에 스프링의 새클부 쪽의 판의 요소들은 실제 자체의 어떠한 변형보다는 새클의 반경을 따라 이동하면서 그것이 스프링의 변형결과로 나타난 것이다.

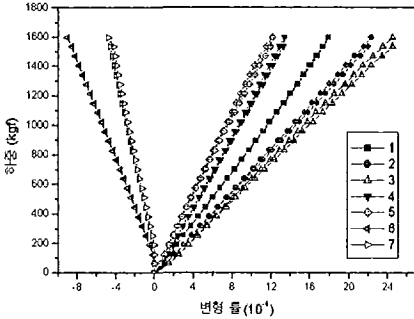


그림. 18 항공기 견인차용 스프링의 유한요소 결과 변형률

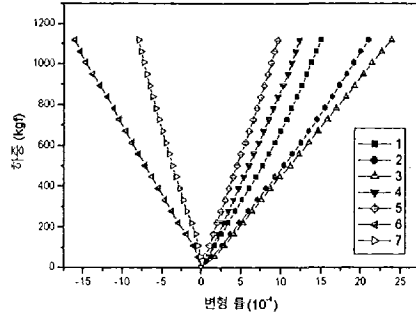


그림. 19 마이티용 스프링의 유한요소 결과 변형률

결국 유한요소 해석에 있어서 하중-변위의 결과와 정스프링 상수값은 양호하게 나왔지만 실제와 같은 각 날장판들의 거동과 같은 결과는 아니었다고 할 수 있다. 더 정확하고 사실적인 결과를 얻기 위해서는 새클부의 마찰을 고려할 수 있는 모델링이 이루어져야 한다는 것을 알 수 있다.

## 5. 결론

상용 유한요소 프로그램인 MARC를 이용하여 판간 접촉뿐만 아니라 새클부까지 고려한 겹판스프링의 유한요소 모델링을 제시하였으며, 겹판스프링의 특성을 나타내는 비선형 하중-변위 이력곡선을 재현하였다. 또한 시험을 통하여 결과의 정확성을 검증해 보았다. 그리고 스트레인 게이지를 직접 부착하여 실제로 겹판스프링의 변형률값을 측정하고 유한요소 해석과 비교해 보았다.

정스프링 정수와 하중에 따른 변위는 시험과 유한요소의 해석 결과가 잘 맞았지만 변형률값에는 많은 차이를 나타내었다. 결국 판자체의 변형과 하중전달에는 많은 차이가 있다는 것을 알 수 있었다. 앞의 결과에서 말한대로 초기 모델링 단계에서 새클부의 고려가 이루어 진다면 좀더 좋은 결과를 얻을 수 있고, 또한 새클부와 스프링의 아이부의 마찰까지 고려하게 되면 편부가 전체의 판스프링에 미치는 영향을 구할 수 있게 될 것이며, 유한요소 해석으로 좀더 실제에 가까운 결과를 얻을 수 있을 것이다.

결론적으로 유한요소 해석의 정확성을 높이기 위해서는 우선 대입하는 각 데이터의 정확성이 우선해야 한다는 것을 알 수가 있었다. 또한 모델링에 있어서 각 판사이의 초기 접촉부의 세밀한 모델링이 이루어져야만 유한요소 해석에서 좀더 정확한 결과를 얻을 수 있을 것이다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부, 한국과학재단 지정 '기계부품 및 소재특성 평가 연구센터'의 지원에 의해 수행되었음

## 참고문헌

- [1] 한국기계기술연구소, “스프링 설계 및 제작기술에 관한 연구”, 1989.
- [2] 최선준, 최연창, 최재찬, 권혁홍, “현가장치용 겹판스프링의 설계프로그램 개발”, 한국자동차공학회논문집 제3권 제1호, pp 20~31, 1995.
- [3] 임홍제, 권영일, “판 스프링의 비선형 동특성 해석”, 한국정밀공학회 '96년도 춘계학술대회논문집, pp 842~846, 1996.
- [4] K. Chishima, “Hysteresis Characteristics of Laminated Spring (in the case of Small Amplitude)”, ばね論文集, Vol.10, pp 38~45, 1964.
- [5] K. Chishima, “Hysteresis Characteristics of Laminated Spring (in the case of Large Amplitude)”, ばね論文集, Vol.12, pp 74~79, 1967.
- [6] T. Hamano, M. Itoh, “Analysis of Leaf Spring using Finite Element Method with a Joint Element”, ばね論文集, Vol. 37, pp 39~46, 1992.
- [7] J. Song, Y. Maruyama, “Dynamic Characteristics of Leaf Spring by ADAMS Software”, ばね論文集, Vol. 38, pp 31~36, 1993.
- [8] T. Aoyama, Y. Tsurui, “The Calculation of a Tip Contact Tapered Leaf Spring”, ばね論文集, Vol.19, pp 64~67, 1974.
- [9] 김찬목, 김광식, “Curved Taper Leaf Spring의 동특성에 관한 연구”, 자동차기술학회지, Vol.3, No.1, pp 38~45, 1981.
- [10] 김동우, 임중훈, “테이퍼 판스프링 적용 차량의 승차감 향상에 관한 연구”, 한국자동차공학회지논문집 제4권 제6호, pp 229~235, 1996.
- [11] I. Takadera, “Oilhydraulically-controlled Taper Leaf Spring”, 自動車技術, Vol. 38, No.10, 1984.
- [12] 송지복, 김진옥, “신 기계설계”, 보성각, pp 639~642, 1996.