

大型 疲勞試驗機 開發

李 順 福

<한국기계연구소 기계구조실>

1. 머릿 말

산업혁명 이래 출현한 각종 기계나 운송 수단으로 인해 인간은 현대 기계문명의 혜택속에서 편리하게 생활을 영위하고 있다. 현대 생활의 필수품으로 등장한 자동차·철도차량·항공기 등 기계구조물에서 어느 한 중요 부품이 파손되었을 때 구조물 전체의 내구성 및 안전성이 심각한 영향을 받을 뿐 아니라 고귀한 인명과 막대한 재산상의 피해를 가져오기도 한다. 이러한 부품의 파손 중에는 피로파손(fatigue failure)이 가장 많으며, 더우기 피로파손은 경고없이 돌발적으로 생기므로 특히 인명과 관계되는 기계구조물에 있어서는 철저한 시험검사와 구조물의 피로시험을 거쳐 사용되어야 한다.

이미 선진국에서는 자동차·철도·차량·항공기 등 주요 기계구조물에 대한 내구성 시험장치 및 평가 체제를 확립하여 설계 및 검사에 응용하고 있으나, 우리나라에서는 내구성을 평가할 수 있는 구조물용 피로시험 시설조차 미흡한 실정이었다. 그동안 수입에 의존해오던 차량용 액슬 하우징(axle housing)등이 국내에서 생산케 됨에 따라 차량의 안전성을 위해 이러한 부품의 내구성 시험은 필수적으로 중요하므로, 관련업체들의 요청에 의하여 한국기계연구소(KIMM) 기계구조연구팀에서 구조물용 피로성능평가에 적합한 다목적 대형 피로시험기를 개발하게 되었으며, 이 개발된 시험기는 기계구조물에 실제로

받게 되는 하중조건과 유사한 하중조건을 가하여 줌으로서, 기존 재료 시험기나 소재용 피로 시험기로서는 수행할 수 없는, 기계부품의 설계 불량, 소재불량, 열처리불량, 용접 및 조립불량에 의한 조기파손을 사전에 실험으로 예방 또는 규명할 수 있게 되어, 현재 다양하게 활용하고 있는 바 이에 대해 소개하고자 한다.

2. 대형 피로시험기의 구성 및 설계

일반적으로 피로시험에는 하중 작용방식에 따라 전기기계식과 유압식으로 대별할 수 있는데 전기기계식은 측정할 시험편의 크기에 따라 용량의 제한을 받고 있으므로 대형구조물의 시험에 있어서는 유압식이 적당하다. 따라서 본 시험기는 전체적으로 시험 측정부인 프레임(frame)과 하중 공급부인 유압시스템과 모든 작동을 조

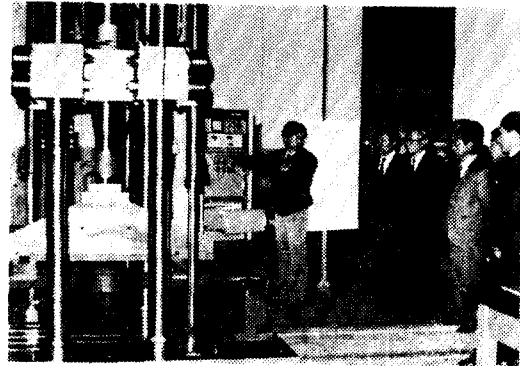


그림 1 액슬하우징의 피로시험을 수행하고 있는 대형피로시험기의 소개

■ 解 說

정할 수 있는 조정부로 되어 있다. 전체적인 시스템은 그림 1과 같으며 이에 대한 상세한 내용은 다음에 설명코저 한다.

2.1. 프레임(Frame)의 설계

개념적인 설계과정에서 여러가지 형상의 프레임을 고려하여 다양한 용도에 적합한 컬럼형(column type)프레임을 선택하였다. 프레임의 구성품으로는 크로스 헤드(crosshead), 컬럼(column), 테스트 베드(test bed)들이며, 구조물을 고정하는 지그(jig)는 실험 대상물에 따라 각각 설계 제작하려 한다. 각 구성품의 설계에 대하여 간략히 기술하면 다음과 같다.

(1) 크로스 헤드

크로스 헤드 설계의 제한 조건들은 강성도가 충분할 것, 컬럼에 고정할때 주위의 응력이 허용한도 내에 있으면서 충분한 체결력이 있을 것, 전체형상이 다른 프레임 구성품과 기하학적으로 적합할 것 등이다. 강성도를 만족시키기 위한 최대 변형량을 0.05mm로 설정하였고, 크로스 헤드의 두께와 변형량과의 관계를 500KN과 1000KN 하중에서 계산하였고 그림 2는 그 결과를 나타내고 있다.

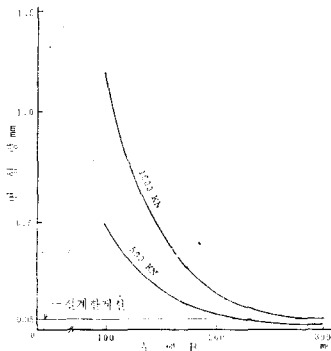


그림 2 크로스 헤드 두께와 변형량 관계

크로스 헤드를 컬럼에 조이는데 사용한 클램핑 실린더(clamping cylinder)는 그 조임력이 아래 조건에 만족하여야 한다.

$$2\mu B \int_0^{\pi} P_0 R d\theta \geq (F+W)/n \quad (1)$$

여기서 μ 는 마찰계수, B 는 크로스 헤드의 두께, P_0 는 조여지는 표면에의 압력분포, R 은 컬럼의

반지름, F 는 작동기(actuator)가 가할 수 있는 최대하중, W 는 크로스 헤드와 부착물의 무게, n 는 컬럼의 수이다. 조임력과 주위의 응력 분포 관계를 계산하여 최적화 할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하여 큰 조임력과 낮은 응력을 갖도록 조임부분 두께를 최적화 하였다. 유한요소법(FEM)을 활용하여 설계결과를 점검하였으며¹⁾, 그림 3은 크로스 헤드의 1/4에 해당하는 부분의 유한 요소 모델을 나타낸다. 또한 광탄성 실험을 통하여 응력분포를 조사하였고 그림 4는 광탄성 무늬 모양을 나타낸다. 재료는 SC 46 주강을 사용하였다.

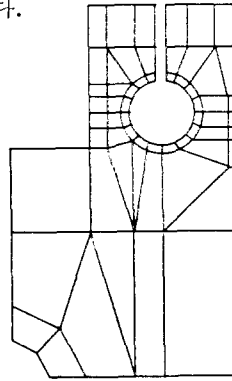


그림 3 크로스 헤드의 FEM 모델

(2) 컬럼

컬럼은 크로스 헤드와 테스트 베드를 연결하는 부위로서 크로스 헤드의 상하이동을 통하여 구조물의 크기에 따른 위치조절에 중요한 역할을 하므로 안전성에 대해 특별히 고려하였다. 우선 전체적인 시험기의 정격용량이 크므로 그림 1에

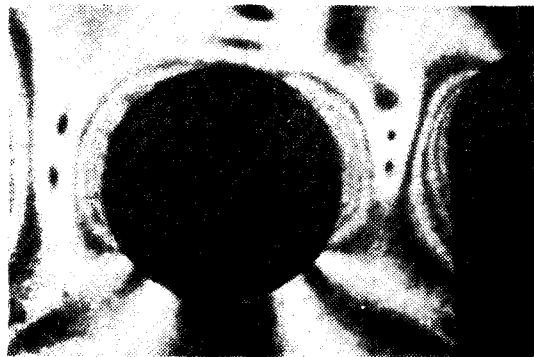


그림 4 크로스 헤드 클램핑 부위의 광탄성 무늬

서 보는 것처럼 4 개로 구성하여 아래의 조건을 만족시키도록 설계하였다. 컬럼은 시험기의 최대하중하에 항복이 일어나서는 안된다. 이때 컬럼의 변형량은 실험정밀도와 관련되므로 낮아야 하고, 또한 좌굴(buckling)에 대해 안전하여야 한다. 컬럼의 직경 D 가 다음의 조건 (2)를 만족하면 항복을 막을 수 있다.

$$D \geq \sqrt{\frac{4PS}{\pi nY}} \quad (2)$$

여기서 P 는 최대하중, S 는 안전계수, Y 는 항복응력, n 는 컬럼수이다. 컬럼의 허용 스프링 상수는 $30 \times 10^8 \text{ N/m}$ 로서 설계상에 있어 0.15mm의 변형량에 해당하고 있다. 또한 변형량 δ 는 아래의 식 (3)으로 주어진다.

$$\delta = \frac{4F \cdot L}{\pi D^2 n E} \quad (3)$$

여기서 F 는 최대피로하중, L 은 크로스 헤드와 테스트 베드 사이의 컬럼 길이, E 는 컬럼 재료의 영률(Young's modulus)를 뜻한다. 그림 5는 컬럼 직경과 변형량의 관계를 나타낸 것으로서 빗금친 부분은 본 피로시험기의 전체적인 용량과 관련하여 가능한 설계 영역을 도시하고 있다.

컬럼의 설계시 고려된 변형량의 한계는 0.1 mm, 최대하중 P 는 980kN 항복응력 Y 는 275 MPa 영률 E 는 $2.15 \times 10^5 \text{ MPa}$, 최대피로하중 F 는 490kN, 크로스 헤드와 테스트 베드 사이의 길이 L 은 1,900mm로 정하였으며 컬럼의 재료는 SF 55 A 재료로 하였다. 이런 과정을 거쳐 설계된 대형피로시험기의 컬럼제원은 직경이 132 mm이고 높이는 2,500mm이며 컬럼 사이 거리는

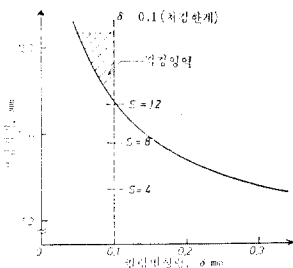


그림 5 컬럼직경의 가능 설계영역

는 1,100mm×600mm이다.

(3) 테스트 베드

테스트 베드는 시험기 부품중 컬럼을 고정하는 부분으로서 구조물의 피로시험시에 조정기(controller)나 유압시스템(hydraulic system)에 영향을 미치지 않게끔 설계되어야 한다. 특히 기타 다른 외부 환경요인에 의한 진동이 시험기 자체에 영향을 주지 않도록 설계에 배려를 하여야 한다. 이러한 점을 고려하여 액셀하우징(axle housing)등 구조물의 피로 시험에 요구되는 최소한의 폭을 1m로 하여 무게가 작으면서도 단면 2차 모우멘트가 큰 리브(rib)형으로 선정하였다.

이때 테스트베드는 주물로 그 형상을 제작하였으며 인장/압축, 굽힘 시험용 고정물(fixture) 등이 테스트 베드위에 설치하여 고정할 수 있도록 하였다. 최대 허용 응력을 50MPa로 하고 변형량 한계를 0.4mm로 하였는데 변형량 함수 $\delta(x)$ 는 아래의 식 (4)로 가정할 수 있다.

$$\delta(x) = a \cdot \delta_1(x) + b \cdot \delta_2(x) + c \cdot \delta_3(x) \quad (4)$$

여기서 a, b, c 는 상수이며, $\delta_1(x)$ 는 단순보(simple beam)일 때의 변형량 함수, $\delta_2(x)$ 는 양쪽 끝이 고정된 보일 경우의 변형량 함수 $\delta_3(x)$ 는 무게에 의한 변형량 함수이다.

위에서 정의된 변형량의 식을 기초로 하여 임의의 보에 대한 구조물 해석에 필요한 컴퓨터 프로그램을 개발하여 테스트 베드의 최적 제원을 구하는데 이용하였다. 테스트베드의 최종 모양은 주조공정이 용이한 형상을 취하여 이미 개발된 테스트 베드의 설계프로그램으로 최종 제원을 계산하였다. 그 결과는 길이 2,300mm, 폭 1,400mm, 두께는 300mm이다. 한편 길이가 긴 샤프트류를 본 시험기로 피로실험할 수 있도록 테스트 베드 길이를 연장하는 역할을 하는 레일을 설치하여 길이가 7,500mm까지 실험가능토록 시험기의 실험영역을 확대하였다.

(4) 부속지그

앞에서 서술된 프레임의 주요한 구성품의에 실험하고자 하는 구조물이나 시험편들에 따라 설계제작해야 하는 부속지그들이 있다.

그중 액슬하우징 등 4점굽힘(four point bending) 피로시험에 사용하는 지그설계를 예로 들면, 컴퓨터를 이용하여 최적 형상을 설계하였는데 그림 1에 보인 바와 같다.

기타 소형 재료의 압축 실험에 필요한 지그(compression jig)와 leaf스프링의 내구성 시험용 지그도 제작되어서 대형 피로시험기의 응용 범위를 넓히고 있다.

이상에서 설명된 본 대형 피로시험기 프레임 구성품의 상세한 설명이나 개발된 컴퓨터 프로그램들은 참고문헌 (2)에 수록되어 있다.

2.2. 유압 시스템

유압은 대형 피로시험기의 동력원(power supply)으로부터 제공되어서 3개의 유압회로로 이어진다. 이 회로는 크로스 헤드를 클램핑 하는 클램핑 회로(clamping circuit), 크로스 헤드의 상하이동을 유도하는 리프팅회로(lifting circuit) 및 실험상 필요한 주파수로 행정거리, 하중, 변형률의 3가지 모우드로 조절할 수 있는 작동기 회로(acuator circuit)이다. 클램핑 회로를 구성하는 8개의 클램핑 실린더는 크로스헤드를 4개의 컬럼에 조이고 있으므로 실험시에 미끄럼 등으로 인해 유동하지 않도록 충분한 조임력을 갖도록 설계하였다. 2개의 리프팅 실린더로 구성된 리프팅회로는 크로스 헤드 조절을 통해 실험 전후의 준비작업이 쉽도록 도우며 실험 대상물에 따른 시험 공간 조절에 이용되고 있다. 그림 6은 전체적인 유압 시스템을 나타내고 있는데 이때 유압원은 210kg/cm²이고 용량은 20gpm이다.

2.3. 제어기(Controller)

대형 피로시험기의 기능을 다양하게 조절하는 부분으로서 기능면에서는 하중, 행정거리, 변형을 제어 등으로 크게 나눌 수 있다. 또한 원하는 파형의 실험을 유도할 수 있는 function generator가 있어 다양한 파(sinusoidal, square triangle, haversine, havertriangle 등)를 나타낼 수 있으며, 주파수 범위는 10⁻⁴에서 10³Hz이

므로 저 순환피로(low cycle fatigue), 크리이프(creep), 응력이완(stress relaxation)과 파괴역학 등의 응용실험에도 적합하다.

그림 7은 전체적인 제어 시스템을 나타낸다.

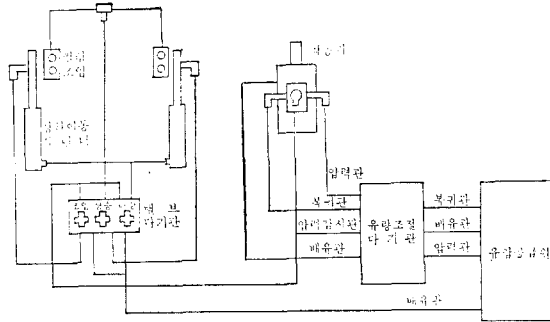


그림 6 유압시스템

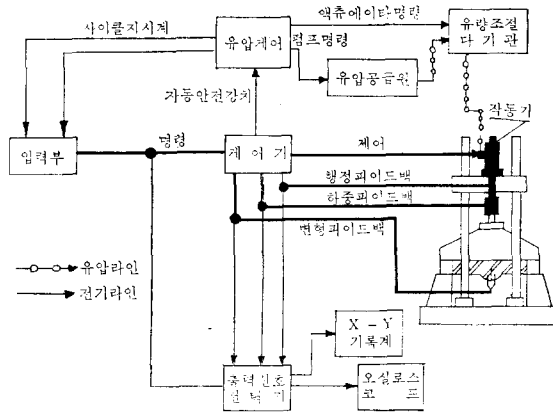


그림 7 제어시스템

3. 대형 피로시험기의 평가 및 규격

피로 시험기의 프레임에 2MHz, $\phi 24$ 인 탐촉자로 초음파 탐상실험을 하여 발견한 결함들이 ASTM 609 및 A 388에 따르면 모두 허용한도 내에 있음을 알았다. 실험 정밀도와 관련된 가공 공차 및 컬럼의 진원도, 수직도 등을 측정할 결과 만족스러웠다. 또한 피로시험기 평가 전문가로 독일의 Otto박사를 초빙하여 3개월에 걸쳐 평가 실험을 실시하였는데 그중 중요한 것은 강성도와 고유진동수로 다음과 같다.

3.1. 프레임의 강성도

유압으로 가해진 하중은 하중전달장치 및 지그를 통해 시험구조물에 가해지나 반발력으로 인해 크로스 헤드와 컬럼도 미세하나 변형을 받는다. 프레임의 강성도(spring rate)는 최대피로하중을 프레임의 전체변형량으로 나눈 값으로 강성도가 클수록 실험치의 상대오차가 적으며 정확한 데이터를 얻을 수 있다. 크로스 헤드의 높이를 1,520mm로 하고 300KN의 하중을 가한 후 변형량을 측정하여 최대 0.075mm를 얻었다.

같은 조건에서 계산한 결과 0.06mm가 나왔는데 이것은 계산과정에서 2차원으로 가정하는데서 온 오차로 본다.

측정한 강성도는 40×10^8 N/m로서 충분한 강성을 가진 것으로 평가된다.

3.2. 프레임의 고유 진동수

시험기의 고유 진동수 측정은 바이브로메타(vibrometer), 액세로메타(accelerometer), 벨로메타(velometer) 및 기타 진동측정 장비에 의해 가능하나, 소리를 기록 분석함으로써 고유진동수 측정이 가능하다³⁾. 본 측정에서는 시편의 인장시험을 파괴가 일어날 때까지 실시하여 파괴시의 소리를 녹음하여 저장형 오실로스코프와 FFT해석기로 분석하였다. 이때 고유진동수는 318Hz로 나온다.

공진효과를 피하기 위한 최대 허용 실험진동수는 고유진동수의 1/4 정도이므로 최대허용 실험 진동수는 약 80Hz가 되는데, 이것은 구조물 피로 시험에 충분한 주파수가 된다.

3.3. 시험기의 전체적 명세

표 1 대형 피로시험기의 시험명세

최대용량	±490KN
최대변위	150mm
시편의 최대크기	7,500×1,500×950mm
실험주파수	10 ⁻⁴ ~80Hz
제어모드	하중, 변위, 변형
파형	정현파, 삼각파, 사각파

구조물용 피로시험기로 설계 제작된 본 대형 피로시험기는 전체적으로 표 1과 같은 용량 및 명세를 갖는다.

4. 대형 피로시험기의 활용

대형 피로시험기를 개발하여 평가 실험 및 시운전을 거쳐서 액슬하우징의 굽힘 피로시험, 방진고무의 압축 피로 시험을 실시하였고, 리프스프링(leaf spring)의 피로 성능 시험은 수행중에 있다. 이들 구조물이나 부품들의 내구성 실험을 간략히 소개 하고자 한다.

4.1. 액슬 하우징의 굽힘 피로 시험

10톤용 트럭의 후륜 액슬하우징의 4점 굽힘 피로 시험을 실시하였다. 이 액슬하우징에 가해지는 최대 하중이 3,850kg으로 예상되어 동하중변화를 5~200%의 범위에서 반복실험을 하였고, 10만, 20만, 30만 순환 후의 변위와 변형량을 측정하였다. 30만 순환후의 변위, 변형량이 10만과 20만 때와 다르게 나왔고 비파괴 검사결과 중심 부위에서 균열을 발견하였다. 그림 1에 보인 것이 실험한 액슬하우징이다. 본 실험결과 반복하중에 의한 취약 부위를 찾을 수 있게 됐고 액슬하우징의 허용하중과 수명에 대한 자료를 얻게 되었다.

4.2. 방진고무의 압축피로 성능 시험

초기 변위 4mm, 진폭 2mm로 반복 압축피로 시험을 정현파로 100만 순환까지 실시하였다. 피로시험 전 후의 두께를 측정하여 영구 변형량을 측정하여 방진고무의 피로 성능에 대한 평가를 하였다.

4.3. 리프 스프링(Leaf Spring)의 피로 성능 시험

리프 스프링을 표 2와 같은 조건으로 시험을 하여 파손여부를 파악하는 것으로 현재 수행중이다. 그림 8은 리프 스프링과 지그를 보이고 있다.

표 2 시험 조건

시험방식	3점 굽힘 피로 하중
초기 하중	0.9톤
최대 하중	19.4톤
주파수	0.2Hz
순환수	50,000

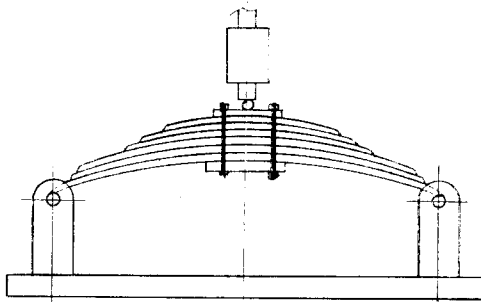


그림 8 리프 스프링 피로 시험 지그

이상 소개한 피로시험 이외에 자동차 부품인 크랭크 로드(crank rod)의 고무 부싱과 핀의 내구 성능시험과 소형차축의 비틀림 피로시험을 수행할 준비를 하고 있다.

5. 맺음 말

이번에 개발된 피로시험기의 구성품중에서 실험정밀도상의 문제로, 기술적으로 국내 제작이 어려운 작동기 유압공급 장치 및 제어장치를 제외한 나머지 부분품들은 최적설계를 위한 전산프로그램을 개발하여 활용하였다, 광탄성과

FEM을 이용한 응력해석을 통하여 자체설계로 개발하였다. 이 시험기의 개발로 액슬하우징 등 자동차 부품의 내구성을 평가할 수 있게 되어 자동차의 안전성을 꾀함은 물론 다원화 되어 있는 부품 생산업체마다 대당 \$200,000-\$300,000 이나 되는 관련 시험장비를 수입할 때 드는 막대한 외화를 절약할 수 있게 되었고, 대부분 영세하고 관련 기술이 부족한 부품생산 중소기업체들을 지원할 수 있게 되었다.

이 시험기는 자동차 부품 이외에도 다양한 기계 구조물의 피로시험을 할 수 있으므로 국산 기계류의 내구성 향상에 기여하고, 신제품 개발시 피로 성능 평가를 통하여 품질향상을 유도할 수 있으므로 기계부품 기술 고도화를 이룩하여 우리나라가 부품 수출국으로 도약하는데 조금이나마 기여할 수 있기를 바라며 대형 피로시험기의 소개를 마친다.

참 고 문 헌

- (1) Fenner, R.T., "Finite Element Methods for Engineer", 1975
- (2) Lee, S.B. et al., "Development of a Large Structural Fatigue Testing Machine(I)" KIMM Research Report CRN 119-297, C. March, 1983
- (3) Tse, F. S., Morse, I. E., Hinkle, R.T., "Mechanical Vibrations Theory and Application", 2nd ed., pp.253-280, 1978

