Transactions of KSAE, Vol. 11, No. 6, pp.147-154 (2003)

Copyright © 2003 KSAE
1225-6382/2003/066-21

원판형 이중 질량 플라이휠의 비틀림 스프링 장치의 응력해석에 관한 연구

최 병 기[1] · 노 승 훈[1] · 남 욱 희[2] · 김 광 수[3] · 최 성 종[3] · 이 춘 열[*3] · 채 영 석[3]

금오공과대학 기계공학부[1] · (주)평화발레오[2] · 영남대학교 기계공학부[3]

Stress Analysis for Torsional Spring Box of Radial Dual Mass Flywheel

B. K. Choi[1] · S. H. Ro[1] · W. H. Nam[2] · K. S. Kim[3] · S. J. Choi[3] · C. Y. Lee[*3] · Y. S. Chai[3]

[1]*Department of Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, Gyeongbuk 730-701, Korea*
[2]*Valeo Pyeong Hwa, 306-70 Jang-dong, Dalseo-gu, Daegu 704-190, Korea*
[3]*Department of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Gyeongbuk 712-749, Korea*
(Received 2 May 2003 / Accepted 22 August 2003)

Abstract : Radial Dual Mass Flywheel(RDMF) is designed to reduce torsional vibration and noise occurring in automotive powertrain. In this paper, finite element method is used to evaluate stress level and critical area of the torsional spring box, a major part of RDMF system. In finite element analysis, both static and dynamic loadings are considered and it is found that the most critical spot is the welded zone of spring box. Also, fatigue test is performed and fractured surfaces are examined to find fatigue stress level by experiment.

Key words : RDMF(Radial Dual Mass Flywheel), Primary flywheel(플라이휠), TV(Torsional Vibration), TS(Torsional Spring)

1. 서 론

자동차의 운행 중에 발생하는 진동 및 소음 중에 차량 동력 전달계의 진동 및 소음이 상당히 중요한 요인으로 작용하고 있다.[1,2] 일반적으로 원판형 마찰 클러치를 사용하는 기존의 자동차의 동력 전달계에서는 엔진의 동력을 구동 축으로 전달하는 과정에서 발생되는 진동 및 소음을 줄이기 위하여, 클러치 디스크의 허브 플레이트(hub plate)에 감쇠(damper) 역할을 하는 TS(torsional spring)를 사용하여 왔다.

RDMF 시스템에서는 플라이휠 관성의 일부(2차 플라이휠)를 구동부 쪽으로 옮겨서 구동부의 회전 관성력을 증가시키고 TS를 기존의 클러치판의 허브 플레이트로부터 플라이휠 쪽으로 이동시켜 넓은 설계 공간을 확보함으로써 TS의 강성을 크게 낮추었다. 다시 말해서 구동부의 질량은 증가시키면서 강성은 낮춤으로써 엔진과 구동부 사이에서 발생하는 공진현상을 기존의 700~2000 rpm에서 엔진의 공회전 속도인 700 rpm 이하로 낮출 수 있었다.[3,4] Fig. 2에는 이 시스템에서 사용되어진 스프링 장치(spring box)의 구성요소 및 조립된 상태의 단면형상을 나타내었다.

본 논문에서는 RDMF의 핵심 부품이며, 내구시험에서 가장 많이 파손되고 있는 비틀림 스프링 장치(torsional spring box)의 응력해석과 실물 피로시험을 통하여 구조적 안정성을 평가하고 차후의 설계변경 또는 최적화 설계에 필요한 자료를 구하였다. 내구시험 및 차량주행시험에서 가장 취약한 부분은 TS가 아닌 용접부의 이음새 부분이다. 용접부

*To whom correspondence should be addressed.
cylee@yu.ac.kr

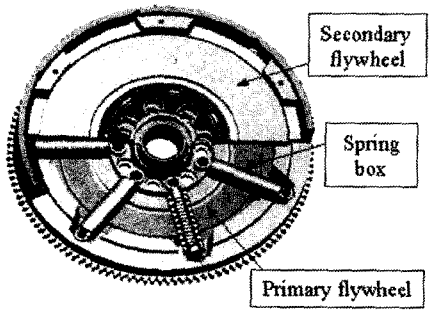
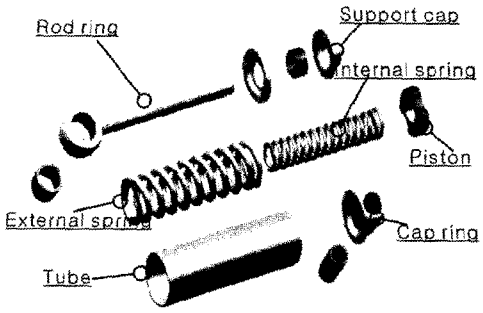
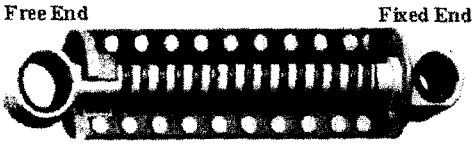


Fig. 1 Configuration of RDMF (Radial Dual Mass Flywheel)



(a) Components of a spring box



(b) Spring box assembly

Fig. 2 Configuration of a spring box

분을 제외한 나머지 부분, 특히 TS는 일반적인 안전율 계산치에 만족하면 파괴되는 현상은 없었다. 또한 각종 플라스틱부품도 마찰에 의한 일반적인 마모 현상이기에 용접이음새 부분에 대한 파괴 거동 해석을 실험과 유한요소 해석을 통한 연구를 하였다. 특히 스프링 장치는 엔진의 크랭크 샤프트와 2차 플라이휠(secondary flywheel)의 회전에 따른 동적 비틀림 현상이 발생하여 단순 2차원 모델링이 아닌 3차원 모델링을 사용하여 해석 결과의 신뢰성을 향상시키고자 하였다.

2. RDMF의 이론적 해석

2.1 정적 비틀림 모멘트(Static Torque, T_s)

차 플라이휠(primary flywheel)과 2차 플라이휠

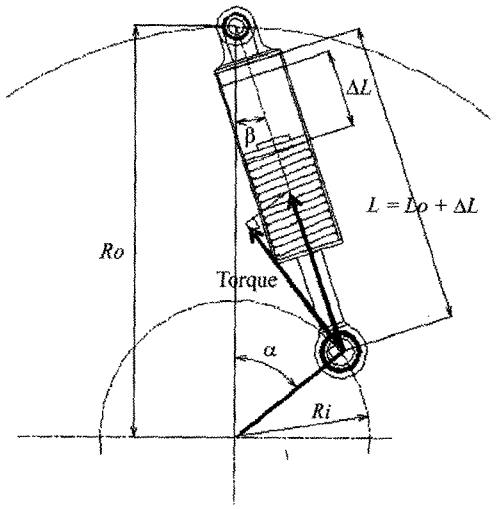


Fig. 3 Static torque principle

(secondary flywheel) 사이에 위치한 스프링 장치가 엔진과 구동부의 각속도 차이에 의해서 Fig. 3과 같이 각도 α만큼의 회전이 생길 때 스프링 장치내의 스프링 장치가 흡수하는 정적 비틀림 모멘트(static torque)의 값은 Fig. 3과 식 (1), (2), (3) 및 (4) 와 같다.

$$T_s = K \cdot \Delta L \cdot R_i \cdot \sin(\alpha+\beta) \tag{1}$$

$$\Delta L = L - L_0 \tag{2}$$

$$L = \sqrt{R_o^2 + R_i^2 - 2 \cdot R_o \cdot R_i \cdot \cos\alpha} \tag{3}$$

$$\beta = \sin^{-1}\left(\frac{R_i \cdot \sin\alpha}{L}\right) \tag{4}$$

여기서

R_i : 1차 플라이휠의 반경

R_o : 2차 플라이휠의 반경

K : 스프링 상수

ΔL : 스프링의 인장 변위

L_0 : 스프링의 초기 길이

2.2 동적 비틀림 모멘트(Dynamic Torque, T_d)

Fig. 4에 나타난 바와 같이 스프링 장치가 엔진과 구동부의 각속도 차이에 의해서 각도 α만큼의 회전 변위를 가지면서 전체 플라이휠이 각속도 ω로 회전을 할 때 스프링 장치의 각 부품은 축의 중심에

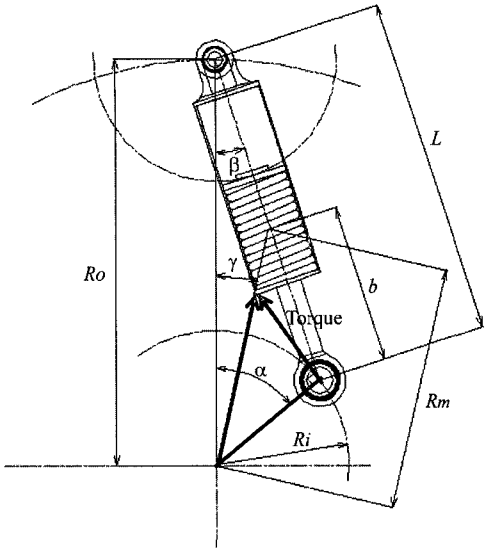


Fig. 4 Dynamic torque principle

서 바깥 방향으로 원심력이 작용한다. 이러한 원심력이 스프링 장치를 통하여 2차 플라이휠에 전달되는 성분의 중심축에 대한 모멘트를 동적 비틀림 모멘트라 정의하며 크기는 식 (5), (6) 및 (7)과 같다.

$$T_d = m \cdot R_m \cdot \omega^2 \cdot \sin(\alpha - \gamma) \tag{5}$$

$$R_m = \{ R_i^2 + b^2 + 2 \cdot R_i \cdot b \cdot \cos(\alpha + \beta) \}^{1/2} \tag{6}$$

$$\gamma = \cos^{-1}\left(\frac{R_m^2 + R_o^2 - (L-b)^2}{2 \cdot R_m \cdot R_o} \right) \tag{7}$$

여기서

m : 스프링 장치의 질량

ω : 플라이휠의 회전 각속도

b : 스프링 장치의 무게중심까지의 거리

2차 플라이휠에 대해 동적 비틀림 모멘트를 발생시키는 부품은 로드링(rod ring), 내부 및 외부 스프링과 피스톤 장치가 있으며 외곽의 튜브는 1차 플라이휠에 직접 연결되어 있으므로 스프링 장치의 해석시에는 포함되지 않는다.

2.3 전체 비틀림 모멘트(Total Torque, T_t)

스프링 장치를 통하여 전달되는 전체 비틀림 모멘트는 정적 비틀림 모멘트와 동적 비틀림 모멘트의 합이며 변형각 α와 회전속도 ω에 대하여 그 크기를 나타내면 Fig. 5와 같다.

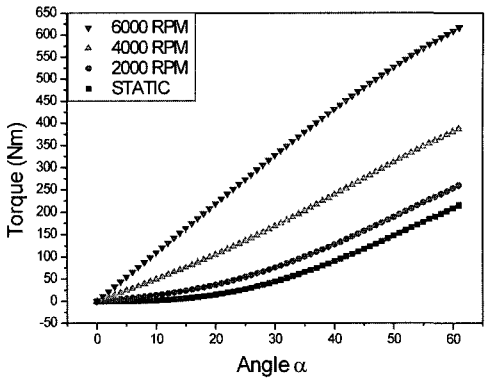


Fig. 5 Total torque characteristics of the spring box

3. 유한요소해석 - 정적하중

3.1 스프링 장치의 유한요소 모델

스프링 장치 내부의 스프링 부분은 실제로 코일 스프링의 형태이지만 해석을 용이하게 하기 위하여 실린더 형태로 단순화하고 선형탄성 응력 관계식 (8)을 사용하여 등가 탄성계수를 적용하였다. 계산된 등가 탄성계수는 Table 1에 나타나 있으며 Table 2에는 부품별 물성치가 나타나 있다.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad E = \frac{F \cdot L}{\Delta L \cdot A} = \frac{k \cdot L}{A} \tag{8}$$

경계조건으로는 Fig. 6에 나타난 바와 같이 1차 플라이휠에 부착되는 스프링 장치 고정부를 고정단으로 하고 자유단과 측에 변위를 가하였다. 2차원 축대칭 모델과 3차원 모델을 모두 작성하였으며 유

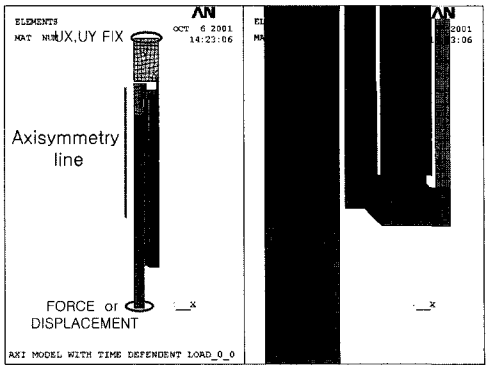


Fig. 6 Axi-symmetric finite element model of the spring box

Table 1 Spring constant and elastic modulus

	External spring	Internal spring	Other material
k[N/mm] spring constant	14.45	4.99	-
L[mm] initial length	61.4	56.4	-
A[mm2] section area	118.44	49.26	-
E[MPa] equivalent elastic modulus	7.49	5.71	210,000
ν Poisson's ratio	1.0e-5	1.0e-5	0.3

Table 2 Specifications of the spring box

Part name	Material	Mass	Tensile strength
Rod ring	DIN1654 (35b2)	37g	570 MPa
Tube	DIN1623, 2393 (ST 37.2·BK)	22g	440 MPa
Support cap	XC 18,20 MC5	5g	490-640 MPa
External spring	Oteva 70 RD 40-s	22g	E: 206,000 MPa
Internal spring	Oteva 70	8g	E: 206,000 MPa

한요소 해석에는 ANSYS[9]를 사용하였고 Fig. 7에는 축대칭 모델을 사용한 해석 결과가 나타나 있다.

3.2 하중조건

스프링 장치에 가해지는 하중은 전술한 바와 같이 RDMF의 1차 플라이휠과 2차 플라이휠 사이에

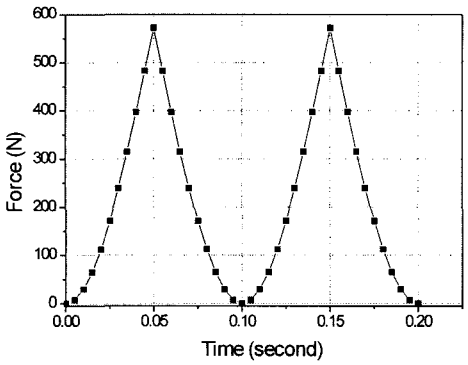


Fig. 7 Static load distribution for one cycle

Table 3 Static load for a spring box

비틀림각(α)	-60° ~ 60°
스프링의 변위(ΔL)	30.42 mm
하중(F)	590.1 N
정적 비틀림 모멘트	209.75 N · m

위치한 스프링의 압축변위(ΔL)에 의한 정적하중과 플라이휠 회전에 의해 각 부품에 유발되는 원심력에 의한 동적하중 성분이다. 그 중에서 정적하중은 Table 3 및 Fig. 7에 나타나 있는 바와 같이 스프링 압축 변위를 기준으로 0~30.42 mm, 비틀림 각 α를 기준으로 -60°~60°를 변위로 적용하였다.

3.3 해석 결과

Fig. 8에는 스프링 장치 용접부 주위에서의 유한요소 해석의 결과가 나타나 있으며 최대응력은 von Mises stress가 36MPa 정도가 되는 것을 알 수 있다. 이와 같이 용접부 주위에서 최대응력이 작용하며 용접시 발생하는 잔류응력 효과를 고려하면 이 부위에서 구조적으로 파괴가 발생할 가능성이 큰 것으로 판단된다.

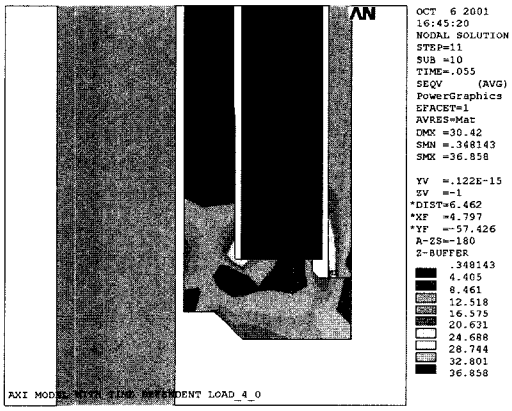


Fig. 8 Distribution of von Mises stress of welded zone(MPa)

4. 유한요소 해석 - 동적하중

4.1 유한요소 모델

플라이휠의 회전으로 인한 관성력을 고려한 동적하중해석을 위하여 Fig. 9와 같은 3차원 모델을 구성하였으며 경계조건은 정적하중시와 동일하게 적용하였다.

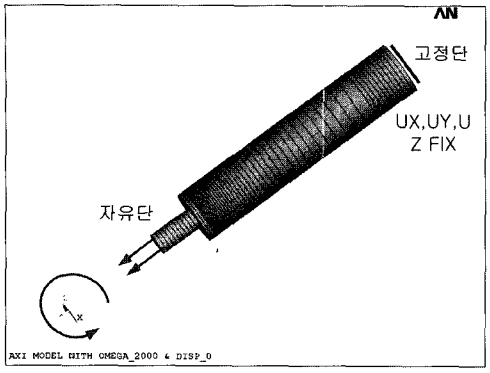


Fig. 9 FEM model for dynamic analysis

운전조건으로서 변위각 α(-60~+60)를 5Hz로 적용하였으며 플라이휠의 회전속도를 1000rpm~6000rpm 범위내에서 변화시키며 해석을 수행하였다.

실제의 운전조건하에서는 변위각 α에 따라 원심력을 발생시키는 스프링 등의 부품의 위치가 이동하게 되므로 보수적인 해석의 차원에서 관성력이 최대가 되는 위치에서의 하중을 사용하여 회전중심에 대하여 원심력에 의한 관성력을 부가하였다.

4.2 해석결과

Fig. 10에는 회전속도를 1000rpm~6000rpm까지 변화시킬 때 지지캡 (support-cap)과 튜브와의 용접부에 위치한 요소에서의 응력값이 나타나 있다.

회전력의 영향이 작은 1000 rpm에서는 정적해석시와 같이 스프링의 압축변위가 최대일 때(time=0.06) 용접부에서 최대 인장응력이 작용한다. 하지만 엔진의 회전수가 증가할수록 용접부의 인장응력은 원심력에 의한 관성력의 보상 작용에 의해서 최대응력이 발생하는 시점에 대한 위상차가 증가하며 회전속도가 6000rpm에서는 압축변위가 최대일 때 용접부에서는 오히려 최소 응력값을 보이게 된다.

Fig. 11은 스프링 장치내의 스프링이 최대 압축이 걸리는 순간 용접부에서의 응력값을 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 플라이휠의 회전속도가 증가할수록 최대 변위가 발생하는 순간에서의 구조물의 취약부위로 판단되는 스프링 장치의 용접부에 걸리는 응력이 감소하고 있음을 보여 주고 있다. 따라서 엔진회전에 의한 스프링 장치 부품의 원심력 성분은 최대 변위가 발생하는 시점에서는 용접부의 구조적 안정성에는 이로운 인자로 작용함을 확인할 수 있었다.

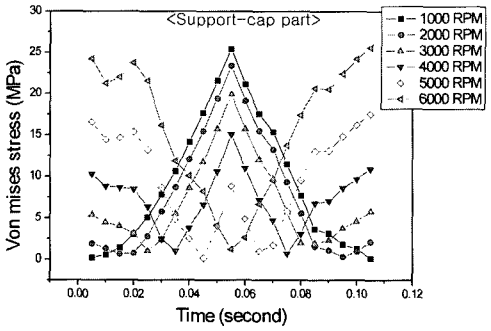


Fig. 10 Stress near the welded zone of the spring box

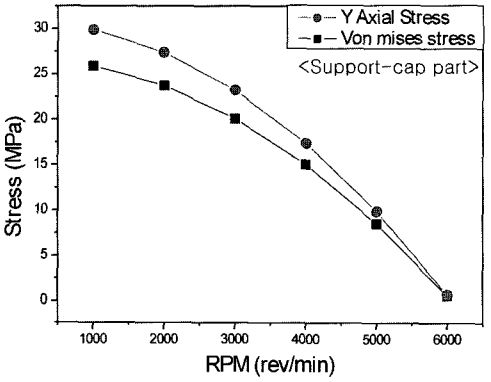


Fig. 11 Stress on the welded zone of spring-box at the maximum displacement over rpm

5. 유한요소 해석 - 과부하

이상과 같은 하중조건은 실제 운행시 발생하는 것이며 스프링장치의 피로강도 실험은 보다 가혹한 하중조건하에서 수행하게 된다. 피로강도 실험시 주어지는 하중으로서 스프링이 압착할 때까지의 과부하가 주어지며 이러한 과부하 상태를 해석하기 위하여 비선형 스프링으로 모델링하였다.

5.1 유한요소 모델

과부하 상태에서 스프링이 압착된 이후에는 일반 구조물과 같은 거동을 하게 되므로 이를 위하여 비선형 스프링을 추가하여 등가의 스프링 상수를 적용함으로써 유한요소 모델링을 하였다. 즉, 스프링

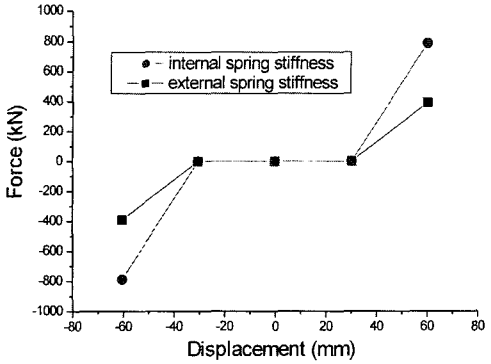


Fig. 12 Force and displacement relationship of the additional nonlinear spring

의 최대 변위 30.42mm 이전에서는 본래의 스프링 상수값을 적용하고 최대 변위 이상의 과부하 상태에서 스프링이 압착된 이후에는 압착된 상태를 반영하기 위한 비선형 스프링을 추가하였다. 추가된 비선형 스프링의 스프링 상수는 등가의 스프링 상수를 계산하여 사용하였으며 그 값은 Fig. 12에 나타나 있다. 그리고 과부하 상태에서의 동적 하중조건은 피로시험의 조건과 같이 크기 25kg~250kg의 정현함수를 가정하였다.

5.2 유한요소 해석결과

전술한 피로시험시 적용된 동적하중의 최대값은 스프링 실린더 튜브의 평균 단면적을 기준으로 할 때 평균응력이 약 26MPa이 된다. 이러한 과부하 하중을 반복속도 1 Hz으로 수행하여 3.55×106회의 반복횟수에도 손상이 발견되지 않았으므로 피로한도를 σ_a= 26 MPa로 볼 수 있다.(6절 참조) Fig. 13에는

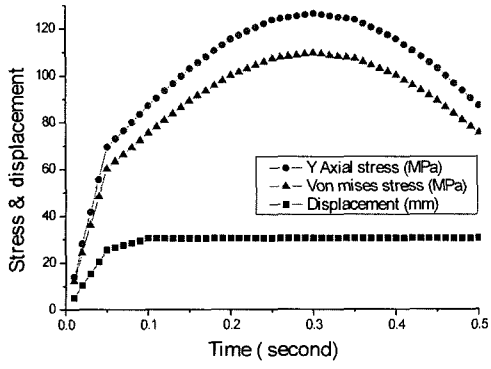


Fig. 13 Stress distribution of welded zone (MPa)

이러한 동적 하중상태에서 최대응력이 발생하는 스프링 장치 용접부에서의 작용하는 응력 상태가 나타나 있다. 그림에서와 같이 용접부에 걸리는 최대 응력은 von Mises 응력으로 최대 105MPa로서 이 응력값은 평균응력의 약 4배가 되며 용접부에서의 피로한도 응력으로 볼 수 있다.

6. 피로시험 결과 및 고찰

스프링 장치의 피로실험은 제작되어진 제품을 시험편으로 하는 실물실험을 수행하였으며, 시험편 형상에 맞게 지그(jig)를 제작하여 피로 시험기에 장착하였다. 시험조건은 응력비 R =0.1, sine 파형의 인장-인장 하중상태로 하였으며, 반복하중 속도는 스프링 장치 내부의 스프링 영향을 고려하여 각 하중상태에서 1~10Hz 내에서 적당히 조절하였다.

Fig. 14에는 스프링 장치 단면의 조직사진을 나타내었으며, 내외부의 원통 표면부에 도금 또는 표면경화에 의한 것으로 여겨지는 약 35 μm 두께의 표면층이 형성되어 있었다.

본 실험에서 얻어진 응력진폭 σ_a 와 최종 파괴시의 하중반복 횟수 N_f 의 관계를 Fig. 15에 나타내었으며, 응력진폭의 산출에 필요한 면적은 스프링 장치의 평균 단면적을 사용하였다. 이 결과에서 알 수 있듯이 응력진폭과 파괴횟수의 관계는 어느 정도의 폭을 가지는 밴드를 형성하고 있다. 이것은 시험편

Fig. 14 Cross-section morphology of the spring box

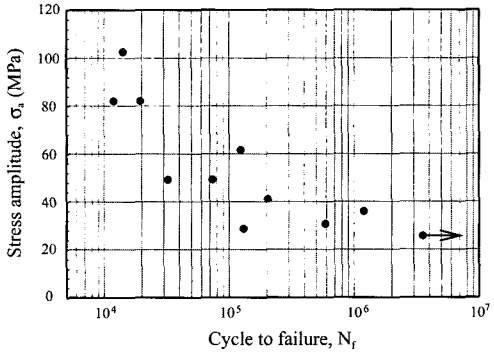


Fig. 15 Relationship between stress amplitudes and number of cycles to failure

이 용접부를 가지는 실물실험에 기인한다고 사료된다.

응력진폭 σ_a = 26 MPa, 하중 반복속도 1 Hz으로 수행한 시험편은 3.55×106회의 반복횟수에 도달하여도 손상이 없었기 때문에 시험을 중단하였다. 즉 본 실험으로부터 얻어진 피로한도는 σ_a = 26 MPa로 볼 수 있다.

Fig. 16에는 실험 후 파단된 전 시험편의 사진을 보여주고 있는데 모든 시험편의 자유단 용접부에서 파괴된 것을 알 수 있다. 이것은 앞에서 수행된 계산에서 최대응력부가 자유단의 용접부라는 결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 17에는 응력진폭 σ_a = 29 MPa의 하중으로 반복횟수 1.3×105에서 피로파괴된 시험편의 균열발생부에서 관찰되어진 SEM(Scanning Electron Microscope) 사진을 나타내었다. 스프링 장치 내면 용접부의 화살표가 지시하는 곳에서 초기 균열이 발생한 후 시험편 두께방향으로 전파하여 최종파괴 되었다고 생각되며, 균열발생 장소는 한 곳이 아니었으며 여러 곳에서 발생하여 전파하는 양상을 띠고 있었다. 이러한 경향은 모든 시험편에 있어서 동일하였다.

Fig. 16 Photograph of the fatigue fractured spring box

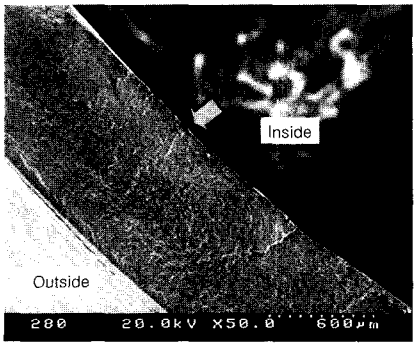


Fig. 17 SEM micrograph of fatigue fracture surface at crack initiation (σ_a = 29 MPa)

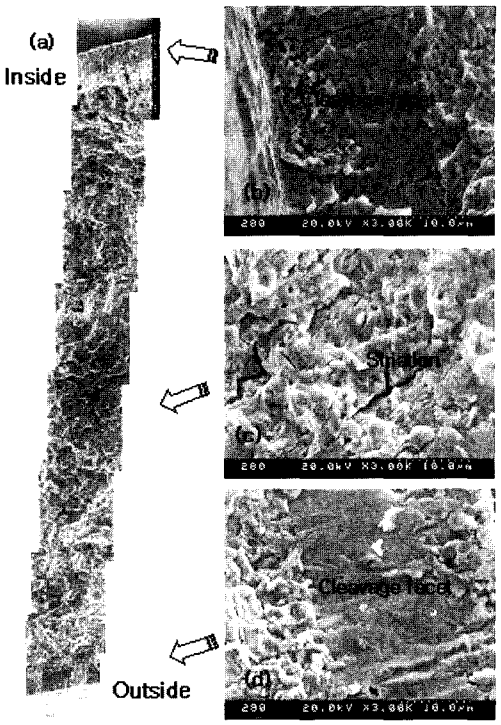


Fig. 18 SEM micrograph of fatigue fracture area (σ_a = 29 MPa)

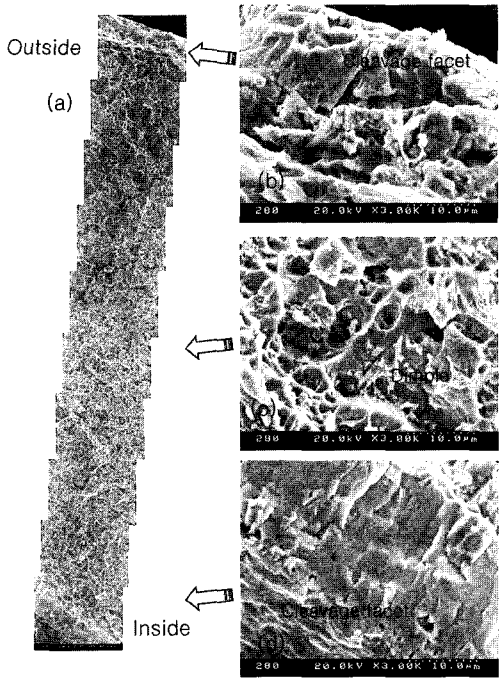


Fig. 19 SEM micrograph of final fracture area (σ_a = 29 MPa)

Fig. 18 및 19에는 피로파면부와 최종파단부의 SEM 사진을 각각 나타내었다. 피로파면부에는 면적율이 적기는 하지만 곳에 따라서는 Fig. 18(c)와 같이 하중 사이클(cycle)에 대응한다고 알려져 있는 스트라이에이션(striation)[5,6]이 형성되어 있는 곳도 관찰되었다.

또한 파면의 전 영역에 걸쳐서, 표면 경화층이라고 여겨지는 스프링 장치의 내외부 표면층에서는 취성파괴의 흔적을 알 수 있는 벽개면(cleavage facet)[7,8]이 형성되어 있었다. 표면경화의 영향이라고 간주되는 이러한 벽개면의 파면 특성과 피로파면부의 스트라이에이션 및 최종 파단부의 딤플(dimple)[8] 영역이 전 파면영역에서 확연히 구별되었다.

7. 결 론

본 연구에서는 RDMF의 기구학적 해석을 통하여 비틀림 스프링 장치의 특성을 검토하였으며, 유한요소해석과 실물을 이용한 피로시험을 통하여 RDMF 스프링 장치의 구조적 취약부위를 판단하고 시스템의 안전성을 평가하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 피로시험과 유한요소해석 결과, RDMF 스프링 장치의 구조적 취약부위는 RDMF의 비틀림각(α)이 최대로 생겼을 때 용접부임을 확인 할 수 있었다.
2) 플라이휠의 회전이 증가할수록 원심력에 의한 보상효과로 용접부의 구조적 강도에는 안전한 것으로 확인이 되었다.
3) 피로시험을 실시한 하중상태에서 스프링 장치의 응력취약부인 용접부에 작용하는 피로한도 응력은 약 105MPa로써 평균응력의 약 4배가 됨을 알 수 있었다.
4) 실물 피로실험을 통하여 스프링 장치의 피로한도 응력 σ_a = 26MPa을 구하였다. 실험으로부터 얻어진 파면을 관찰한 결과 균열이 스프링 장치 내부의 용접부에서 발생하여 바깥쪽으로 성장한 후 최종파단한 것을 확인하였다. 이것은 유한요소 해석에서도 스프링 실린더 튜브 안쪽에서 최대응력이 발생하는 것과 같은 결과임을 확인하였다.

References

1) W. S. Jang, K. S. Park, S. J. Choi, G. J. Choi, "Development of Dual Mass Flywheel for Reducing Vibration and Noise of Power Train System," KSAE Autumn Conference Proceeding, pp.643-650, 2000.
2) D. P. Hong, T. J. Chung and S. H. Tae, "A Study for a Automotive Neutral Gear Rattle and the Clutch Torsional Characteristics," Transactions of KSAE, Vol.3, No.2, pp.30-41, 1995.
3) S. J. Choi, G. J. Choi, J. S. Im, W. S. Jang and K. S. Park, "Performance Characterization Testing Methods for Dual Mass Flywheel," KSAE Autumn Conference Proceeding, pp.651-657, 2000.
4) J. A. Jung, C. K. Cho, "A Study on Dual Mass Flywheel for a Jeep Vehicle with Disel Engine," Journal of the KIIS, Vol.12, No.3, pp.17-22, 1997.
5) C. Laird, The Influence of Metallurgical Structure on the Mechanisms of Fatigue Crack Propagation, ASTM STP 415, pp.131-168, 1967.
6) J. C. McMillan, R. M. N. Pelloux, Fatigue Crack Propagation Under Random Loads, ASTM STP 415, pp.505-532, 1967.
7) D. Hull, Fractography-Observing, Measuring and Interpreting Fracture Surface Topography, Cambridge University Press, pp.157-194, 1999.
8) R. T. Kiepura, B. R. Sanders, ASM Handbook Vol.12 : Fractography, pp.12-71, 1992.
9) ANSYS User's Manual, ANSYS Inc., 2000.