

수치적 시뮬레이션과 충격 시험을 통한 수직방향 진동절연 완충기 설계 및 성능 평가

Design and Performance Evaluation of the Vibration Absorber of Vertical Direction Using Numerical Simulation and Shock Test

박상길* · 방승우** · 권오철* · 이정윤*** · 오재응†

Sang-Gil Park, Seung-Woo Bang, O-Cheol Kwon, Jung-Youn Lee and Jae-Eung Oh

(2008년 3월 10일 접수 ; 2008년 4월 1일 심사완료)

Key Words : Disk Spring(접시 스프링), MIL-S-901D/810F(미국군사규격), Runge-Kutta Method(룬지-쿠타), Double-half Sine(더블 하프 사인)

ABSTRACT

Vibration/shock affects biggest taking a train subtraction of vehicle and durability decline. Therefore, absorber is used for vibration/shock isolation and various qualities of the material and design are applied to isolation. This paper proposes vibration/shock absorber that applies 'Disc' spring. Through comparison with 'Disc' spring that has nonlinearity and coil spring that is having linearity, see effect that nonlinearity of isolation gets in vibration/shock isolation. Coil spring and 'Disc' spring are non-linear numerical analysis and simulation through theory for this, get and investigate comparison result through an experiment finally. Expressed and formulated shock through 'Runge-Kutta' method/impact response to nonlinear-vibration-equation of 1 degree of freedom for numerical analysis. Double half sine pulse of excitation used and analyzed result through spectrum response analysis here. Response of disc spring is compared to response of coil spring by changing h_0/t ratio with computer simulation and the usage of disc spring is increased through analysis of effect of design factors. The purpose of this paper is that the shock response of disc spring is calculated through numerical simulation and to design the optimal absorber under the limited condition. And then, the isolation effect was analyzed through the shock test.

기 호 설 명

D_e : 외경 지름
 D_i : 내경 지름

l_0 : 스프링 높이
 F_c : 평면형상일 때 하중
 t : 두께
 z : 상대변위
 E : 영 계수

† 교신저자 ; 정희원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : jeoh@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2294-8294, Fax : (02)2299-3153

* 한양대학교 대학원 기계공학과

** (주)Jatco Korea

*** 정희원, 경기대학교 기계시스템·디자인공학부

1. 서 론

기계 시스템의 진동/충격 절연은 절연 대상과 목적에 의해 여러 가지 방법이 있다. 즉, 절연 대상의

하중에 따라 요구되는 강성과 감쇠가 다르며 기계 시스템이 지상에 위치되어 있는가, 동적인 상태를 유지하는가 등의 조건에 의해 요구되는 절연 방식이 다르게 된다. 목적이 정해지면 그에 따른 설계 공간, 즉 절연이 되는 공간에 대한 허용치와 응답 허용치에 맞게 설계를 수행한다. 일반적으로 절연을 위해 사용되는 코일 스프링-댐퍼의 경우 수치적으로 선형적인 계산이 가능하여 널리 쓰여지고 있다. 하지만, 현재 다양한 절연 방법과 재료가 생겨나면서 절연 효과가 커지고 있고, 그 만큼 비선형화되어 수치적인 해석이 어려워지고 있다.

스프링에 대한 시편 시험의 경우 많은 회사들이 충격 시험 조건인 MIL-STD를 기준으로 하고 있다. MIL-STD 규격은 미국군사규격으로 충격에 의한 시험이며 대상의 하중과 사용 목적에 따라 시험을 선택하고 시험결과에 대한 성능을 평가 받는다.

이 연구에서는 기계 시스템의 진동/충격 절연 설계를 목적으로 한정된 하중과 설계 공간의 제약 조건에 따라, 장시간 충격에 대한 절연이 이루어져야 하기 때문에 접시 스프링을 이용한 절연 설계를 하였다. 접시 스프링은 코일 스프링과는 달리 2, 3차 강성이 포함되는 비선형 특성이 있다. 따라서 비선형 수치해석이 가능하도록 프로그램을 개발하여 절연 설계를 하였다. 접시 스프링의 경우 적층 방식에 따른 힘-처짐 특성이 달리 나타나므로 그에 따른 설계 인자가 포함되도록 선행 연구⁽¹⁾를 통해 수치해석을 수행하였다. 수치해석을 위해 사용된 입력은 BV-043에 의거한 double-half sine파를 사용했으며⁽²⁾ 응답 허용치의 경우 변위는 특정 수준으로 정하였다. 응답인 충격 가속도는 MIL-S-810F 수준에 맞도록 설계하였다⁽³⁾. 비선형 수치 해석을 통한 기계 시스템 설계에 알맞은 완충기를 설계하여 제작하고, 중간중량시험기를 이용한 충격 시험을 통하여 수치해석과 비교 및 검증하였다. 그리고 충격 시험을 통하여 완충기에 의한 기계 시스템의 진동/충격 절연 효과를 분석하였다.

2. 이 론

2.1 접시 스프링 설계

접시 스프링 설계는 바닥 가진에 의한 1자유도 진동 방정식을 기초 이론으로 한다. 하지만 접시 스프

링은 비선형성을 지니게 되므로⁽⁴⁾ Fig. 1에서 보는 바와 같이 정적 처짐 또한 비선형성을 나타나게 된다. 따라서 정적 처짐을 고려한 1자유도 진동 방정식은 식 (1)과 같이 정형화 할 수 있으며, 이때 δ_s 는 정적 처짐이고, z 는 $x(t) - y(t)$ 의 값으로 정의한다.

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + \left[F_c \cdot \left(\frac{h_0}{t^2} + \frac{1}{h_0} - \frac{1.5}{t^2} \times 2\delta_s + 3\delta_s^2 \right) \cdot z - \left(\frac{1.5}{t^2} - 3\delta_s \right) \cdot z^2 + \left(\frac{1}{2h_0t^2} \right) \cdot z^3 \right] = m\ddot{y} \quad (1)$$

완성된 식 (1)에 대해 Runge-Kutta method를 이용하여 수치적 시뮬레이션을 수행한다. 설계 한도에 따라 적용된 접시 스프링의 제원을 Fig. 2와 Table 1에 나타내었으며, 시뮬레이션에 적용한 외부 입력은 NATO충격 조건인 BV043을 기준으로 하였다. 설계 한도에 따른 접시 스프링의 적층 개수 및 방식 선정은 다음 절에서 설명하도록 한다.

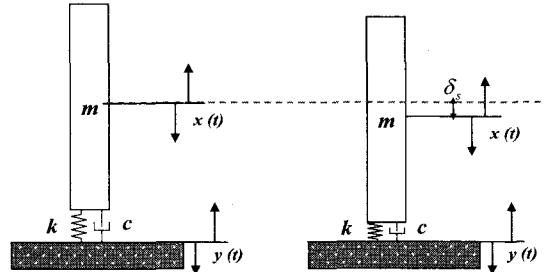


Fig. 1 Free body diagram of consideration of static deflection

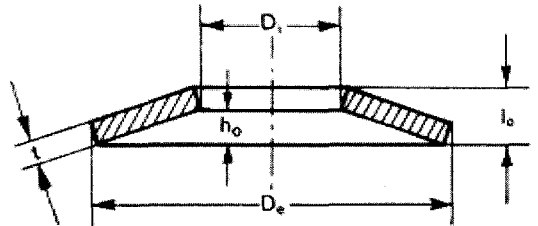


Fig. 2 Conventional shape of a disc spring

Table 1 Specification of disc spring

Spec.	h_o (mm)	F_c (N)	t (mm)	D_i (mm)	D_o (mm)	E (PSI)	μ
Value	1.75	8904	2.50	31	63	30×10^6	0.30

2.2 접시 스프링의 적층 방법 정의

(1) 적층 방법 정의

접시 스프링은 적층 개수 및 방식에 따라 응답 특성이 다르게 나타나게 된다. 접시 스프링의 적층 방식에 따른 힘-처짐 특성은 Fig. 3에 나타난 것과 같다. 이를 바탕으로 Table 2에 적층 방식을 정의하고 그에 따른 등가강성을 수식으로 예시하였다. 병렬로 적층 할수록 접시 스프링의 등가강성은 커지는 특징을 나타낸다. 접시 스프링의 적층 방법 이외에도 연결 방법이 있는데, 적층된 스프링 뭉치를 여러 개 연결하는 경우로 병렬, 직렬 연결이라고 정의한다.

(2) 설계 허용 한도

이 연구에서는 기계 시스템의 수직 방향에 대한 진동/충격 절연 설계를 목적으로 한정된 하중과 설계 공간의 제약에 따라 접시 스프링의 설계가 이루어져야 한다. 완충기 단품은 높이 500 mm, 폭 70 mm

하우징 내에 접시 스프링이 설치되어야 하며, 기계 시스템의 진동/충격 절연을 위해서는 660 kg의 하중이 상대변위 37 mm이하, 가속도 20 g(196 m/s²) 이하의 응답 특성을 만족하여야 한다.

(3) 완충기 설계 방안

허용 조건에 맞게 접시 스프링을 설계하기 위해서는 실제 완충기를 제작하기 전에 수치적 해석을 통한 모델링으로 접시 스프링의 적층 가능 개수를 결정해야 한다.

설계 가능 공간중 폭에 의해 접시 스프링의 외경이 결정되었고, 높이 500 mm에 의해 직렬 적층 개수를 결정 할 수 있다. 단, 접시 스프링의 경우 압축만이 가능하게 되므로 상방향과 하방향으로 압축이 모두 가능하도록 설계해야 한다. 따라서 설계 공간을 1/2등분(250 mm)하고 한 방향의 압축만을 고려하여 적층 개수를 결정한다.

직렬 적층은 접시 스프링 단품에 대한 특성 분석으로 적층 개수에 대한 처짐량만 틀려지게 된다. 따라서 Fig. 2의 접시 스프링 설계 인자 중 변위 특성을 나타내는 중요 설계 인자로 두께(t)와 병렬 적층 개수 및 처짐 높이(h_0)를 고려한다. 그 중 접시 스프링에 대한 두께와 처짐 높이는 Table 1과 같이 정해져 있는 고정 인자들이다. 그러므로 목적하는 응답 특성을 얻기 위한 설계 방법으로 적층 방식의 변경 즉, 병렬 적층 개수도 변경해야 한다.

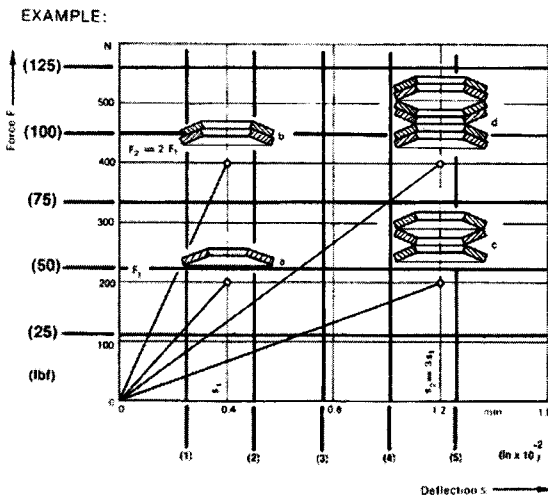


Fig. 3 Characteristics of disk springs according to lamination

Table 2 Definition of the lamination method and equivalent stiffness

Symbol	Lamination method	Equivalent stiffness
(a)	Single disk spring	k_1
(b)	Parallel lamination	$k_e = k_1 + k_1$
(c)	Series lamination	$1/k_e = 1/k_1 + 1/k_1 + 1/k_1$
(d)	Series + parallel	$k_e = (1/k_1 + 1/k_1 + 1/k_1) + (1/k_1 + 1/k_1 + 1/k_1)$

3. 수치적 시뮬레이션

접시 스프링의 병렬 적층 가능 개수와 직렬 적층 가능 개수에 대한 시뮬레이션을 수행하여 상대변위와 충격 가속도가 출력값으로 계산되며, 이 결과를 통해 다음과 같은 순서로 접시 스프링의 적층 개수를 수정할 수 있다.

- ① 병렬 적층 개수 선정
- ② 직렬/병렬 적층 가능 개수
 \leq 설계 허용 공간 \div ($h_0 + t \times$ 병렬 적층 개수)
- ③ 직렬/병렬 적층 가능 개수를 적용한 시뮬레이션
- ④ 최소 직렬/병렬 적층 개수
 \geq 시뮬레이션 최대 변위 $\div h_0$
- ⑤ 최소 직렬/병렬 적층 개수를 적용한 시뮬레이션
- ⑥ 최소 설계 가능 변위 = 최소 직렬 적층 개수 $\times h_0$
 \geq 시뮬레이션 최대 변위 검증

Table 3 The response characteristics of disk springs according to parallel lamination

The number of parallel lamination	1	2	3
Relation displacement(mm)	44.3	42.6	41.6
Shock acceleration(m/s ²)	13.5	23.7	38.0

3.1 적층 가능 개수 결정

(1) 직렬 적층 가능 개수 결정

병렬 적층 개수가 1개라고 가정하면, 1/2 등분된 설계 허용 공간 250mm에 만족하는 직렬 적층 가능 개수는 58개가 된다. 이에 대해 수치적 시뮬레이션을 수행하면 상대 변위는 44.3mm, 충격 가속도는 6.2m/s²으로 가속도는 응답 특성에 만족하지만 변위는 그렇지 않다. 따라서 충격 가속도를 높이고 변위를 감소시키는 설계 변경이 필요하다. 시뮬레이션 최대 변위 44.3mm에 처짐 높이 1.75mm를 나누면 최소 직렬 적층 개수는 25.3개 즉, 25개의 최소 적층 개수가 결정 되었다.

(2) 병렬 적층 가능 개수 결정

허용 공간에 만족하도록 최소 직렬 적층 개수가 결정됨에 따라 접시 스프링의 설계 인자 중 병렬 적층 개수를 변경하여 응답 특성을 시뮬레이션 하였다. 병렬 적층 개수는 허용 공간의 제약으로 3개까지 수치적 시뮬레이션을 수행하였고, Table 3에 응답 특성을 정리하였다.

병렬 적층 개수가 증가할수록 변위 감소와 가속도 증가가 동시에 나타났다. 가속도는 응답 특성 조건에 만족하지만, 변위는 여전히 그렇지 않다. 설계 허용 공간 내에서 최대 병렬 적층 가능 개수는 3개이며 더 이상의 강성 증가는 불가능 하다. 그러므로 완충기끼리의 연결인 병렬 연결을 통하여 변위를 줄이는 설계가 필요하다.

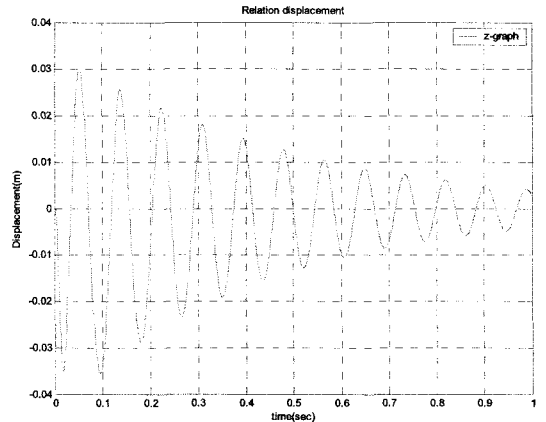
3.2 병렬 연결 가능 개수 결정

직렬 적층 25개, 병렬 적층 3개를 완충기 단품으로 정의하고 여러 단품을 병렬 연결한 완충기를 이용하여 수치적 시뮬레이션을 수행하였다. Table 4는 3개, 4개의 병렬 연결 완충기에 대한 응답 특성을 나타낸다.

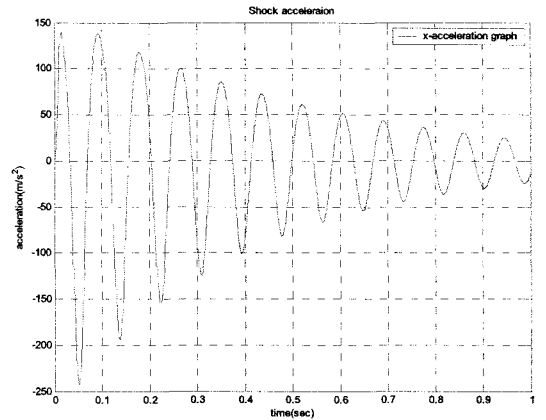
3개 병렬 연결의 경우 변위와 가속도 모두 만족하는 응답 특성을 나타내었지만, 4개 병렬의 경우 변위는 만족하나 가속도의 경우 242.8m/s²으로 만족

Table 4 The response characteristics of disk springs according to parallel connection

The number of parallel connection	3	4
Relation displacement(mm)	36.9	35.2
Shock acceleration(m/s ²)	177.0	242.8



(a) Relation-displacement



(b) Shock-acceleration

Fig. 4 The simulation graph of four parallel connections

하지 못한다. 그렇지만, 완충기의 충격 실험은 설계 입력 충격 하중에 제시한 것보다 크고 충격 시험의 안전성을 고려하여 4개 병렬 연결로 제작하여 수행하였다. Fig. 4는 4개 병렬 연결 시 변위와 가속도의 시뮬레이션 결과를 그래프로 나타낸 것이다.

4. 충격 시험

충격 시험은 MIL-S-901D에 규정된 방법에 따라 수행하였다. 단진자식 충격 해머로 직접 충격을 가한 다음 탑재 장비의 정상 작동 성능과 손상 여부를 평가하는 방법이다.

수치 모델링을 통해 제작된 완충기를 실제 660 kg 하중조건에서 충격 시험을 수행하여 수치적인 해석과 실제 완충기와의 유사성을 확보함이 이 시험의 목적이다. Fig. 5는 완충기와 기계 시스템과 같은 하중 및 anvil을 체결하여 제작한 Jig의 형태이다. Jig의 두께는 30 mm이며 상부 Jig는 74 kg으로 완충기 위에 올려지는 하중을 고려하여 제작하였다. 위/아래 Jig에 가속도계를 부착하여 입력과 출력의 진동량을 취득하였다.

시험 대상의 총무게는 660 kg(하중+ Jig)와 75 kg(anvil 연결 구조물)을 더하면 735 kg으로 약 1617 lb가 되며 Table 5에 의하면 두 번째 시험에 해당된다. 이때 anvil table의 간격은 3 inch이지만, 이 시험의 목적은 성능평가가 아닌, 데이터 취득에 의한 수치 모델링의 비교 및 검증에 있으므로 이를

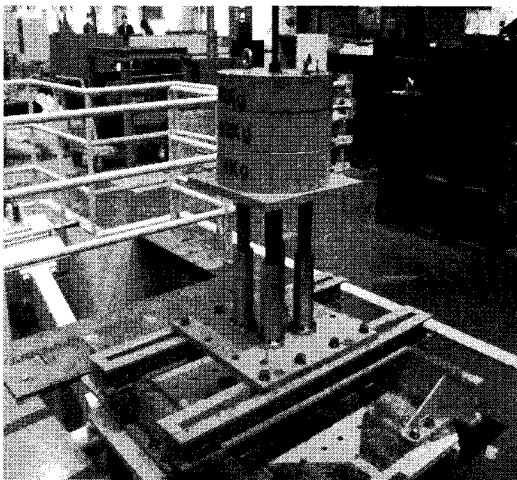


Fig. 5 The experimental set up to measure the shock-isolation using disc springs

Table 5 The height of hammer drop

Total weight on anvil table(pounds)	Height(feet)
Under - 1000	0.75
1000 - 2000	1.0
⋮	⋮
6800 - 7400	4.5

위해 해머의 높이를 0.5 ft ~ 2.25 ft까지 시험하였다.

5. 결과 및 고찰

하중과 anvil의 계측 충격 가속도 값에 대한 절연률을 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6을 보면 입력값은 증가하는 경향을 보이나 출력값은 약 36 m/s²에서 더 이상 증가하지 않는다. 이는 anvil table의 간격이 3 inch이므로 바닥의 충격 가속도가 충분히 전달되기 전에 충격 시험기의 중간 stopper에 의해 멈추는 현상이 발생되기 때문으로 판단된다. 또한 1 ft 이상의 해머 낙하 높이에서는 충격 후 수직 방향과 더불어 수평 방향의 움직임도 포착되어 정확한 가속도 측정이 불가능 하였다. 따라서 1 ft 높이까지 결과를 수치 시뮬레이션에 적용 가능한 데이터로 선정하여 시뮬레이션을 수행하여 그 결과를 Table 6에 비교하였다. 여기서 알 수 있듯이 시험 결과보다 시뮬레이션 결과가 더 크게 나타났다. 시험의 결과가 작게 나온 이유는 anvil이 마운트 특성을 보였기 때문이다.

Fig. 7의 (a)는 0.5 ft에서의 충격 시험 결과와 수치적 시뮬레이션 결과를 동시에 나타난 것이다. 시험 결과의 충격 입력 가속도 값이 수치적인 충격 하중 입력값과 유사한 결과를 보여주고 있다. 시험 결과를 Fig. 7의 (b)와 같이 첫 번째 충격 입력 구간을 선정하여 그것을 근사화하여 적용하였다. 시험 결과와 시뮬레이션이 차이를 보인 이유는 시뮬레이션에 적용된 충격 입력값이 전체적으로 실제 계측된 가속도 보다 크기 때문이다.

실험이 시뮬레이션보다 안정적인 결과가 나왔으며, 해머 낙하 높이가 0.5 ft에 맞게 설계된 완충기

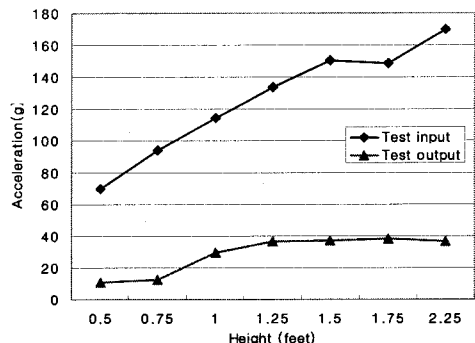
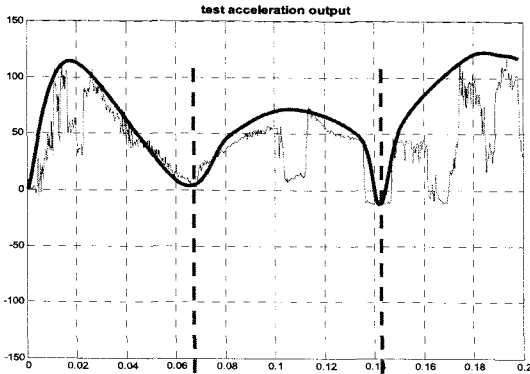


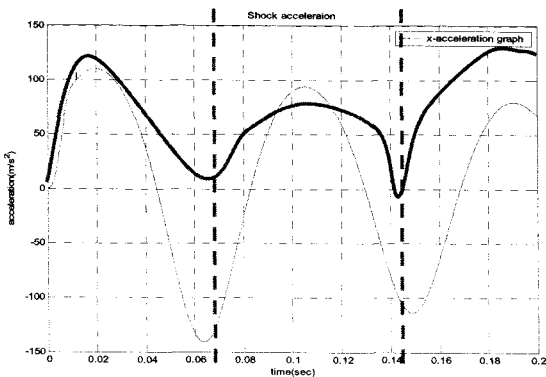
Fig. 6 Maximum acceleration of the test result

Table 6 The height of hammer drop

Hammer drop height	Test output (g)	Simulation output (g)	Error (%)
0.5 ft	11.0	13.3	21
0.75 ft	12.4	34.0	174
1 ft	29.9	75.2	251



(a) The results of test and simulation



(b) The approximate value

Fig. 7 The result comparisons between test and simulation at 0.5 feet hammer drop

가 2.25 ft까지의 높이까지 파손 없이 시험을 마칠 수 있었다.

6. 결론

이 연구에서는 기계 시스템에 대한 진동/충격 절연을 위해 접시 스프링을 사용하여 완충기를 설계하였다. 이에 따른 다양한 적층 개수 및 적층 방식을 통하여 시뮬레이션을 수행하고 완충기를 제작한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 접시 스프링 식이 적용된 1자유도 바닥 가진 진동 방정식을 정형화 하였으며 이에 대한 수치 프로그래밍을 개발하여 이 연구에 적용하였다.

(2) 수치적 시뮬레이션을 통해 설계 허용 공간에 알맞은 접시 스프링의 개수 및 적층 방식을 도출하였다. 직렬 적층 개수가 증가할수록 변위는 증가하게 되고, 병렬 적층 개수는 증가할수록 변위는 감소하게 된다.

(3) 충격 시험 수행 결과 0.5 ft에서가 오차가 -21%로 가장 작았으며 Fig. 7에서 볼 수 있듯이 주기의 성향도 유사하게 나온 것을 알 수 있어 제작된 완충기의 절연 효과를 판단할 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Bang, S. W., Lee, H. J., Sim, H. J., Park, S. G., Lee, J. Y. and Oh, J. E., 2008, "Non-linearity Characteristics Consideration of the Disc Spring under Shock Using Numerical Analysis", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.18, No.2, pp.153~159.
- (2) BV043, 1973, "Shock Resistance Experimental and Mathematical Proof".
- (3) MIL-S-901D(NAVY), 1989, "Shock Tests, H.I.(High Impact) Shipboard Machinery, Equipment and Systems, Requirements for".
- (4) Monica Carfagni, 2002, "A CAD Program for the Automated Checkout and Design of Belleville Spring", ASME, Vol. 124, pp. 393~369.
- (5) Samuel Doughty, 2001, "Response of Single Degree of Freedom Mechanisms to Base Excitation", Mechanism and Machine Theory, 36, pp. 833~842.
- (6) "Engineering Handbook," Key Bellevilles. INC
- (7) Hunt, J. B., 1979, "Dynamic Vibration Absorbers", Mechanical Engineering Publications LTD London.
- (8) Singiresu, S. RAO, 1984, "Mechanical Vibrations", Addison-Wesley Publishing Company.
- (9) Chandra, S. N., Hatwal, H. and Mallik, A. K., 1999, "Performance of Non-linear Isolations and Absorbers to Shock Excitations", Journal of Sound and Vibration, Vol. 227, No. 2, pp. 293~307.