

차량루프의 진동저감을 위한 수동구속감쇠처리의 위치 최적화

An Optimal Placement of Passive Constrained Layer Damping Treatment for Vibration Suppression of Automotive Roof

이기화*·김찬목**·강영규***

Ki-Hwa Lee, Chan-Mook Kim, Young Kyu Kang

Key Words : Damping (감쇠), Viscoelastic material (점탄성 재료), Equivalent Properties (등가물성치), Finite Element Analysis(FEA) (유한요소 해석)

ABSTRACT

A study on optimal placement of constrained layer damping treatment for vibration control of automotive panels is presented. The effectiveness of damping treatment depends upon design parameters such as choice of damping materials, locations and size of the treatment. This paper proposes a CAE (Computer Aided Engineering) methodology based on finite element analysis to optimize damping treatment. From the equivalent modeling technique, it is found that the best damping performance occurs as the viscoelastic patch is placed by means of the modal strain energy method of bare structural panels to identify flexible regions, which in turn facilitates optimizations of damping treatment with respect to location and size. Different configurations of partially applied damping layer treatment have been analyzed for their effectiveness in realizing maximum system damping with minimum mass of the applied damping material. Moreover, simulated frequency response function of the automotive roof with and without damping treatments are compared, which show the benefits of applying damping treatment. Finally, the optimized damping treatment configuration is validated by comparing the locations and the size of the treatment with that of an experimental modal test conducted on roof compartment.

1. 서 론

동적 시스템에서 발생하는 진동은 여러 가지 방법에 의하여 저감시킬 수 있다. 진동 제어 방법은 외부로부터 추가로 에너지가 공급되는지의 여부에 따라 크게 능동 제어(active control)와 수동 제어(passive control), 그리고 반능동 제어(semi-active)로 구분된다. 능동 제어는 외부에서 에너지를 가하여 응답을 제어하는 방법인데, 일반적으로 구조물의 응답특성을 측정하고, 이것을 피드백(feedback)하여 구조물의 안정성을 추구하는 방법이다. 외부에서 추가의 에너지가 공급되지 않는 수동 제어는 구조물의 질량, 감쇠, 강성 등 구조물 자체의 특성을 변화 시켜 진동을 제어하는 방법이다. 션트(shunt)된 압전 세라믹을 사용하거나 점탄성 재료를 이용하는 경우 등이 수동 제어라 할 수 있다. 반능동 제어는 수동제어 소자의 특성을 변화시켜 안정성을 유지하면서 제어성능을 높이는 방법이다. 그 중에서 기존 구조물에 쉽게 적용이 가능하고, 넓은 온도 범위와 주파수 대역에서 높은 감쇠성능을 가지는 수동구속감쇠 처리기법은 판넬 진동으로 인한 차실내 소음문제를 해결

하기 위해서 많이 사용된다.⁽¹⁾

2. 점탄성 등가물성치의 정의 및 산출

2.1 점탄성 재료의 동특성

점탄성 재료는 변형률 및 응력과 시간과의 관계가 시간에 따라서 0° 와 90° 의 범위 내에 있는 δ 만큼의 위상차를 보인다. 또한 Fig. 1에서 보는 바와 같이 일정한 응력이 가해지면 변형은 시간에 따라서 증가한다.⁽²⁾

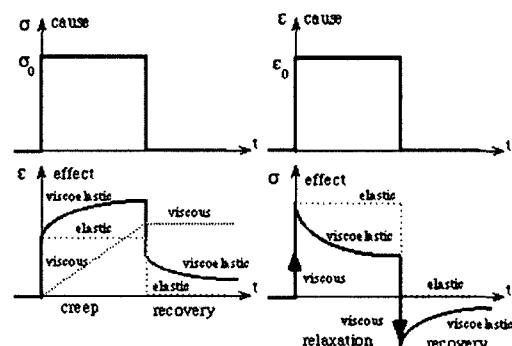


Fig. 1 Stress and strain vs. time

이와 같은 관계는 다음 식과 같이 나타내어진다.

$$\gamma(t) = \gamma_0 \cos \omega t \quad (1)$$

* 국민대학교 자동차공학전문대학원

E-mail : sharinglife@hanmail.net

Tel : (02) 919-0514, Fax : (02) 910-4718

** 국민대학교 기계·자동차공학부

*** 금호타이어

$$\sigma(t) = \sigma_0 \cos(\omega t + \delta) \quad (2)$$

위의 식 (2)에서 변형률의 진폭에 대한 응력의 진폭 비를 구하면 다음 식과 같다.

$$G' = G_1 + iG_2 = G_1(1 + i\tan\delta) \quad (3)$$

여기서

$$G_1 = \sigma_0 \cos\delta / \gamma_0$$

$$G_2 = \sigma_0 \sin\delta / \gamma_0$$

$$\eta = \tan\delta = G_2 / G_1$$

G' 는 복소 탄성계수, δ 는 손실각, G_1 는 저장 탄성계수, G_2 는 손실탄성계수, η 는 손실계수이며, 이들은 점탄성재료의 동특성을 나타내는 양이다.

2.2 점탄성 등가물성치 산출

본 연구에서는 비대칭형의 경계조건 즉, 실제 차체 판넬의 적용사례와 동일한 조건을 구현하여 Oberst beam test 를 하였다. 추출한 제진재의 물성치와 RKU 식을 수정된 ASTM 규정에 따라 변환하여 전체구조물의 등가물성치 경향을 예측할 수 있었다. Fig. 2 와 같은 과정에 따라 등가물성치를 산출할 때, 주파수에 따라 변하는 물성치를 얻기 위한 수많은 실험을 반복하지 않아도 되기 때문에 비용 절감 및 실험의 효율성을 향상시킬 수 있다.^(2~4, 11)

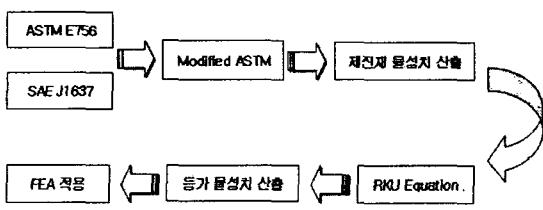


Fig. 2 Flow chart to extract the equivalent properties

MSC/ NASTRAN 의 Modal 주파수 응답해석 시, 주파수에 따라 변하는 점탄성재료의 강성과 손실계수를 표현하기 위하여 SDAMPING Card 를 사용하였다. 점탄성재료의 동적 거동은 주파수에 의존하는 특징을 가지고 있고, 정현파 가진시 이러한 물질들은 응력이 변형률에 대하여 지연되는 정상 상태의 응답을 나타낸다. 응력의 일반적인 3 축 상태는 주파수 의존 복소 전단계수(complex frequency dependent shear modulus)와 포아송비(Poisson's ratio)로 표현된다.^(6~8) 주파수 응답해석

을 위하여 강성과 손실계수는 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$[K_{dd}] = (1 + ig)[K_{dd}^1] + [K_{dd}^2] + [K_{dd}^4] \quad (4)$$

$$[B_{dd}] = [B_{dd}^1] + [B_{dd}^2] \quad (5)$$

여기서

g =overall structural damping

$[K_{dd}^1]$ = stiffness matrix for structural elements

$[K_{dd}^2]$ = stiffness term generated through direct matrix input

$[K_{dd}^4]$ = element damping matrix generated by the multiplication of individual element stiffness matrices

$[B_{dd}^1]$ = damping matrix generated through CVISC and CDAMP1

$[B_{dd}^2]$ = damping terms generated through direct matrix input

점탄성재료의 강성이 대표적인 값으로 계산이 된다면, 점탄성재료의 강성행렬(아래첨자 V로 표기)은 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다.

$$[K_{dd}(f)]_v = \left[\frac{G'(f) + iG''(f)}{G_{REF}} \right] [K_{dd}^1]_v \quad (6)$$

MSC/ NASTRAN 에서 점탄성재료의 강성과 손실계수를 정의하기 위하여 다음과 같은 방법이 사용된다.

- 모든 점탄성재료는 Material Card 에서 정의된 값들이 g_e 나 혹은 G_{REF} 을 대표값으로 한다.

$$[K_{dd}^4]_v = g_{REF} [K_{dd}^1]_v \quad (7)$$

- TABLEDi 의 table 형태의 함수 TR(f)와 TI(f)는 점탄성재료의 복소탄성계수를 정의한다. 식 (7)를 식 (4)에 대입하면 식 (8)을 얻을 수 있고, 식 (6)를 이용하여 풀면, 식 (9)과 식 (10)을 얻을 수 있다.

$$[K_{dd}]_v = (1 + ig)[K_{dd}^1]_v + \{TR(f) + iTI(f)\}[K_{dd}^4]_v = \{(1 + g_{REF}TR(f)) + i[g + g_{REF}TI(f)]\}[K_{dd}^1]_v \quad (8)$$

$$TR(f) = \frac{1}{g_{REF}} [\frac{G'(f)}{G_{REF}}] - 1 \quad (9)$$

$$TI(f) = \frac{1}{g_{REF}} [\frac{G''(f)}{G_{REF}} - g] \quad (10)$$

3. 차체판넬 적용해석

3.1 단순구조물

점탄성 패치를 알루미늄 평판의 고정단(case1)과 중심부(case2)에 부착하여 Experimental Modal Analysis (EMA)와 FEA를 수행하였다. EMA의 주파수 응답 함수와 등가 모델을 이용한 NASTRAN의 주파수 응답 해석을 비교하여 Fig. 3에서 보는 바와 같이 해석의 신뢰성을 검증하였다.^(2,5)

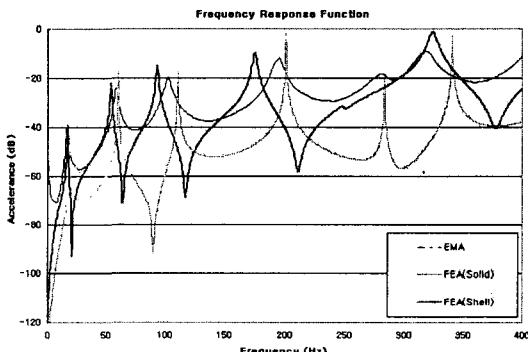


Fig. 3 Comparision of FEA with EMA (case2)

Bare 평판의 모드형상과 변형에너지 분포, 노달라인(nodal line)을 고려하여 제진재의 부착 위치를 선정하였고, 전체 평판에 대한 면적비는 폭 방향을 따라 부착한 경우에는 16.67%로, 길이방향을 따라 부착한 경우에는 25%로 동일하게 적용하였다. Fig. 4에서, 특히 case 8은 1차에서 5차까지의 전 모드 걸쳐 변형에너지가 최대인 부분만을 추출하여 제진재를 부착하였고, case 9는 평판에 제진재를 전체적으로 부착하였다.⁽⁹⁾

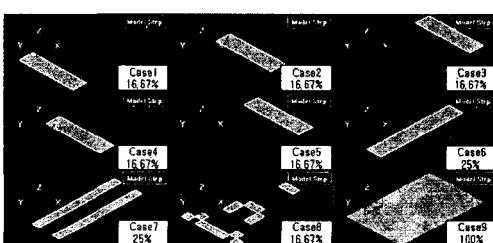


Fig. 4 Positions of the viscoelstic patches on the plate

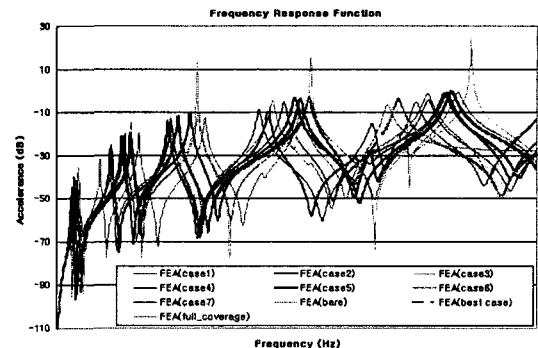


Fig. 5 Comparison of FRFs (each case)

EMA의 주파수응답함수를 기초로 하여 FEA 결과를 분석하면, case1은 bare 평판보다 진동레벨이 저감되었고, 2 차 피크에서는 case2 보다 진동레벨이 더욱 저감되었다. 공진 주파수는 5 차 피크에서만 약간 우측으로, 나머지 피크들은 거의 이동하지 않았다. case2는 bare 평판에 비해 진동레벨 저감효과가 크고, 3 차와 4 차 피크에서 감쇠성능이 우수하다. 왜냐하면 3 차의 모드형상을 고려하였을 때, case 2는 제진재를 anti nodal line에 붙였으므로 감쇠효과가 보다 증대된 것이고, 4 차피크의 경우는 case1과 case5는 nodal line 부위에 붙었지만, case 2는 상대적으로 진동변위가 큰 중앙에 붙였기 때문에 감쇠성능 보다 향상된 것이다. 공진 주파수는 case1에 비하여 제진재의 질량 증대 효과가 크므로 좌측으로 많이 이동되었다. Case5에서는 bare 평판과 case1의 진동레벨이 거의 비슷하였고, 특히, 5 차 피크에서는 모드형상을 고려 시 진동 변위에 대비하여 부착된 부위가 비슷하여서 case1, case2, case5 모두가 유사한 경향을 나타내었다. 이때, 공진 주파수는 전체적으로 약간 좌측으로 이동되었다.

3.2 차량루프구조물

단순 구조물의 적용사례를 기초로 하여, 차량루프구조물에 점탄성 패치를 Fig. 9과 같이 부착하여 Fig. 6과 같이 조건을 부여하여 EMA와 FEA를 수행하였다.

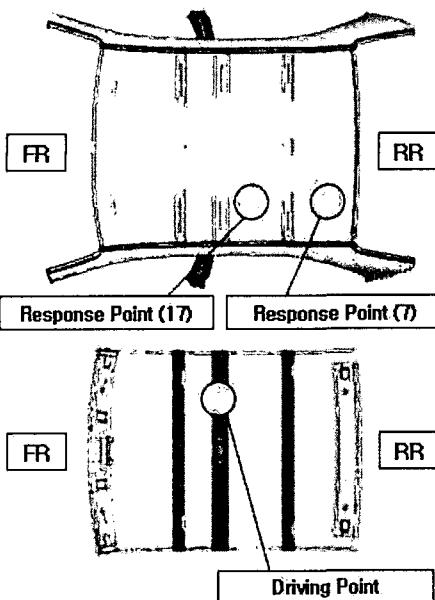


Fig. 6 Configuration of roof trim FE model

BIW 구조물에 장착된 루프는 A, B, C 필라(pillar)와 연결된 고정 경계조건 가지며, 루프 단품 구조물은 자유 경계조건을 갖는다. 감쇠성능은 고정경계조건과 자유경계조건일 때 거의 일치하나, 전단 탄성계수와 파수에 관련된 전단매개변수는 경계조건에 따라 같지 않다.⁽¹⁰⁾ 하지만 루프 단품 모델과 BIW 모델, 유리가 장착된 BIW 모델의 해석결과를 비교하였을 때, 모달매개변수와 변형에너지의 분포경향이 거의 유사하였다. 따라서 해석시간 대비 국부 민감부 해석의 효율성을 고려할 때, 루프 단품모델을 이용하여 해석을 수행하는 것이 타당하였다.

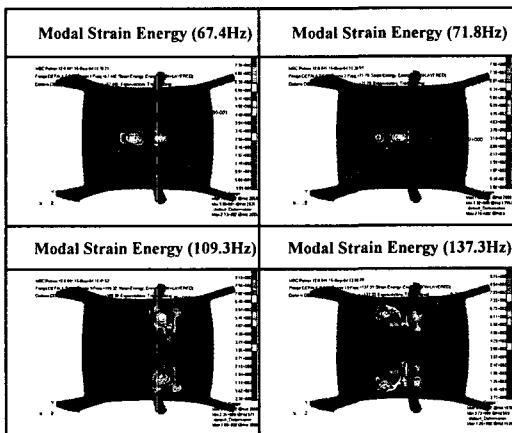


Fig. 7 Distribution Patterns of the modal element strain energy

본 연구의 루프 관련 관심주파수 대역은 200Hz 이하이며, 관심주파수 대역 내에는 44 개의 피크가 존재한다. 이와 같은 해석결과를 토대로 모드 형상대비 변형에너지 분포 패턴을 크게 Fig. 7 과 같이 4 가지로 나눠 볼 수 있다.

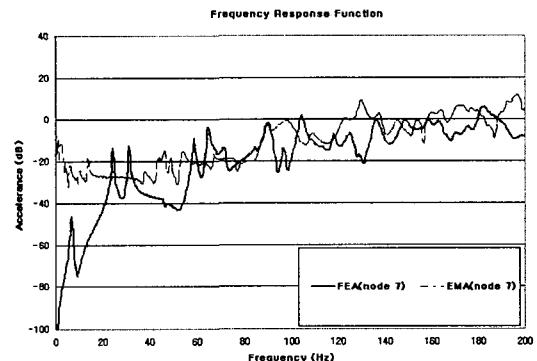


Fig. 8 Comparision of FEA with EMA (bare roof trim model)

Fig. 8에서 FEA 와 EMA 의 모달 매개변수를 비교하였을 때 2% 오차범위 내에서 실험값과 해석값의 신뢰성을 검증하였다.

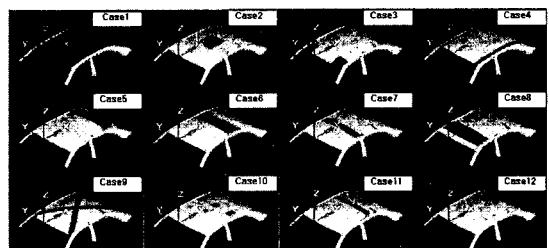


Fig. 9 Positions of the viscoelstic patches on the roof

루프에 장착된 3 개의 루프레일들로 인한 점탄성 패치 부착위치 선정의 제약과 그에 따른 변형에너지 분포 변화를 고려하여 Fig. 9 와 같이 case study 를 하였다. FEA 결과를 분석하면, Fig. 10 과 같이 case1 은 bare roof 보다 120~200Hz 대역에서, case2 는 60~200Hz 대역에서 진동레벨이 저감되었다. Case3 는 case12 와 전체적으로 비슷한 경향을 갖지만 50~200Hz 대역에 존재하는 피크가 모두 사라졌다. 반면 루프레일 2 번과 3 번 사이에 전체적으로 제진재를 부착한 case1 과 case6 는 80~120Hz 대역에서 오히려 진동레벨이 증가하였다. 또한 부착면적 대비 진동레벨 저감효율은 case5 가 case8 보다 우수하였다. 즉, 리어 루프부(rear roof part)가 프론트 루프부(front roof part)보다 민감 부위라는 사실을 알 수 있다.

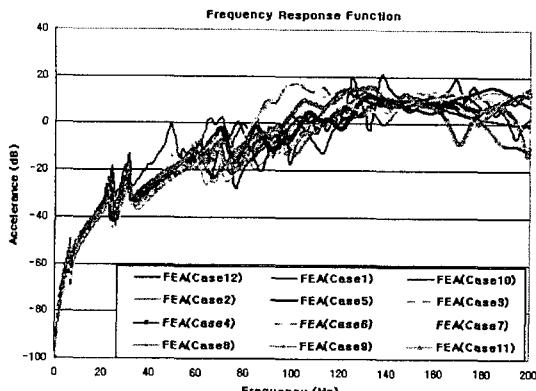


Fig. 10 Comparison of FRFs (each case)

Case 10은 점탄성 패치의 최적 위치를 선정하여 전체 루프 판넬의 4.6% 해당하는 최소 면적으로 부착하였다. 점탄성 패치의 무게를 최소화하여 차량 경량화 및 원가절감을 달성하였으며, 그와 동시에 최적의 감쇠성능을 구현하여 Fig. 11 과 같이 실험 대비 해석의 결과를 검증하였다.

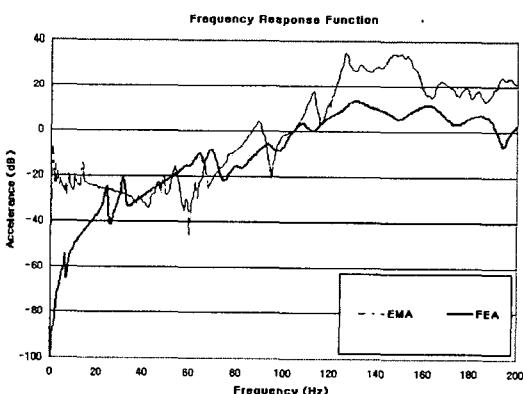


Fig. 11 Comparison of FEA with EMA. (case10)

감쇠층의 전단탄성계수 G' 과 파수(wave number)에 따라서 굽힘 진동모드 손실률과 감쇠재료 부착 후와 부착 전의 강성비가 변화하기 때문에, 구속형의 감쇠특성은 진동 모드에 따라 달라진다. 또한 매우 긴 파장영역에서는 감쇠층의 전단변형이 매우 작고 이에 따른 감쇠성능이 거의 없다.

4. 결 론

구속 감쇠 모델링 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 수치해석 방법으로 계산된 모달 매개변수들

은 실험적인 방법으로 구한 값들과 잘 일치한다.

(2) 전체적으로 감쇠처리한 평판에 비하여, 부분적으로 감쇠처리한 평판의 감쇠성능이 적용된 질량 대비 성능 측면에 보다 뛰어남을 확인하였다

(3) 평판의 주파수 응답해석 결과를 비교하였을 때, case2가 여러 경우 중 가장 효율적이다.

(4) 전체적으로 감쇠처리한 구조물과 달리, 부분적으로 감쇠처리를 한 경우에는 손실계수가 모드형상에 따라 변한다.

(5) 감쇠처리를 한 경우, 제진재의 부착으로 인한 질량효과(mass loading)와 제진재의 영률이 기저층의 영률에 비하여 상대적으로 작기 때문에 전체시스템의 모달 주파수가 떨어진다.

(6) Anti nodal 부위에 감쇠처리 면적이 넓어질수록 손실계수는 증가시키고, 모달 주파수는 떨어뜨리게 된다. 반면, nodal 부위에 적용하였을 때에는 손실계수는 상대적으로 감소되고, 모달 주파수는 거의 변하지 않는다.

(7) 루프레일들의 위치변화에 따른 변형에너지 분포 변화를 고려한 부착 위치와 형상에 대한 최적화가 수반되어야 한다.

참고문헌

- (1) Nashif, A. D., 1985, *Vibration Damping*, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (2) 이기화 등, 2004, "구속 감쇠처리된 차체판넬의 등가 물성치를 이용한 동특성 예측", 춘계학술대회 논문집, 한국자동차공학회, pp. 1183 ~ 1188.
- (3) Ross, D., Ungar, E. E. and Kerwin, E. M. Jr., 1959, "Damping of Plate Flexural Vibrations by Means of Viscoelastic Lamineae", Structural Damping, Section 3, ASME, New York.
- (4) Akanda, A. and Onsay, T., 2003, "Material Property Characterization of Foilback Damping Treatments Using Modified ASTM Equations", SAE Noise & Vibration Conference, Traverse City, MI.
- (5) Wang, S., 1999, "Simulation of beaded and curved panels with multi-layer damping treatment", 1st MSC Worldwide Automotive User Conference.
- (6) Joseph, J. A., 1974, (Ed.) *MSC/NASTRAN Applications Manual*, vol 2, MacNeal-Schwendler Corp., Los Angeles, Calif.
- (7) MSC/NASTRAN Basic Dynamic User's Guide, 1995, The MacNeal-Schwendler Corp., Los Angeles, CA.
- (8) MSC/NASTRAN Advanced Dynamic User's Guide, 1995, MacNeal-Schwendler Corp., Los Angeles, CA.
- (9) Parthasarathy, G., 1985, "Partial Coverage of Rectangular Plates by Unconstrained Layer Damping Treatments", Journal of Sound and Vibration, 102(2), 203-216.
- (10) White, R. G., 1982, *Noise and Vibration*, Ellis Horwood Ltd.
- (11) Akanda, A., 1999, "Representation of Constrained/Unconstrained Layer Damping Treatments in FEA/SEA Vehicle System Models", SAE Noise & Vibration Conference.