

점탄성재 삽입시 볼트랩 조인트의 동특성 해석

박명균*, 박세만*, 최영식**, 박상규***

An Analysis of Dynamic Characteristics of Bolted Lap Joints with Viscoelastic Layers

Myung Kyun Park*, Sae Mahn Bahk*, Young Sik Choi** and Sang Kyu Park***

ABSTRACT

Two types of bolted lap joints, one with a viscoelastic layer and the other without the viscoelastic layer were chosen to analyze the dynamic characteristics of the joints with the mechanical properties of the bolts in the joints are considered as computational variables. The finite element method was used along with the modal testing to verify the FEM model.

The results in the bolted lap joints reveal that the higher the Young's modulus for the bolts we use the higher the natural frequencies we obtain for the joints. However, the natural frequency differences in the first and second mode are not substantial but become noticeable in the higher modes.

Lower natural frequencies were obtained for the bolted lap joints with the viscoelastic layer when compared with those of the bolted lap joints without the viscoelastic layer. And the differences in the natural frequencies for the two types of joints are relatively small in the first and second mode whereas in the higher mode the differences become significant. The loss factors were observed to be significant especially in the second mode for the bolted lap joints with the viscoelastic layer.

Key Words : Bolted Lap Joint(볼트체결 랩조인트), Modal Strain Energy Method(모달 변형 에너지법), Loss Factor(손실계수), Natural Frequency(고유진동수)

1. 서론

대부분의 기계 구조물들은 볼트, 용접 등의 방법으로 부분 구조물을 결합하여 전체 구조물을 형성하게 된다. 그러나 구조물의 결합부에서 발생하는 진동으로 인한 볼트의 이완과 피로 파괴는 구조물의 수명을 단축시키는 결과를 가져온다. 따라

서 볼트 결합부를 포함한 전체 구조물에 대한 역학적 해석이 중요시 된다. 또한 볼트로 체결 시 다양한 볼트를 사용할 수 있으므로 진동하는 구조물의 여러 동특성 값들이 다양한 볼트에 따라 어떻게 변화 하는가에 대한 연구가 필요하게 되었다. 볼트 결합부의 역학적 거동을 연구하기 위해서 실험에 의해 결합부 주위의 변형을 직접 측정하는

☞ 2002년 5월 27일 접수
* 명지대학교 기계공학과
** 명지대학교 기계공학과 대학원
*** 연세대학교 환경공학과 소음진동연구실

방법과 결합부를 포함한 구조물의 진동신호로부터 결합부 파라미터를 찾는 방법이 많이 사용되고 있으며, 해석적인 방법으로는 유한요소 방법이 사용되고 있다.

최근 들어 결합된 부분의 방진문제를 해결하기 위해서 구조물을 복합화하는 연구가 계속해서 이루어져 왔다. 그 중 주로 사용되는 것이 점탄성 재질을 흡진재로 사용하여 보강재에 접촉 적층하여 구조물의 방진 또는 흡진 특성을 극대화하는 것이다. 이는 특히 동적 하중을 받아 진동하는 구조물에 공진이 발생할 때 고유진동수를 변화시켜 진동 진폭을 크게 감소시킬 수 있으므로 구조물 설계를 위해 매우 중요하다고 볼 수 있다.

따라서, 본 연구는 진동실험과 유한요소법을 통하여 볼트를 체결한 랩 조인트 보에 점탄성층을 삽입한 경우 여러 파라미터 변화에 따른 동특성값, 즉, 고유진동수 및 손실 계수 변화를 해석하였다.

2. 이론

2.1 모달 변형 에너지법(Modal strain in energy method)

모달 변형 에너지법⁽¹⁾은 댐핑이 없는 경우의 모달 해석을 통해 구한 각 모드형상과 각 부위의 재료에 대한 손실계수를 이용하여 전체 계의 손실 계수를 평가하는 방법으로 구조물의 복잡한 형상에 대해서도 적용할 수가 있다.

$$\frac{\eta_s^{(r)}}{\eta_d^{(r)}} = \frac{(\phi^{*(r)})[K_{vR}](\phi^{*(r)})}{(\phi^{*(r)})[K_R](\phi^{*(r)})} = \frac{U_{visco}}{U_{total}} \quad (1)$$

여기서 U_{total} 와 $\eta_s^{(r)}$ 은 각 모드에서 각각의 전체 변형에너지와 계의 손실계수이며, U_{total} 와 $\eta_d^{(r)}$ 는 r 번째 모드에서 점탄성 층의 변형에너지와 재료 손실계수이다. $\phi^{*(r)}$ 은 r 번째 모드의 계의 모달벡터, $[K_R]$ 은 계의 실수부 강성 매트릭스, $[K_{vR}]$ 은 점탄성층의 실수부 강성 매트릭스이다.

3. 유한요소 해석

본 유한요소 해석에 2 가지 해석 모델이 사용되었다. 그중 하나는 두 개의 알루미늄 보를 볼트

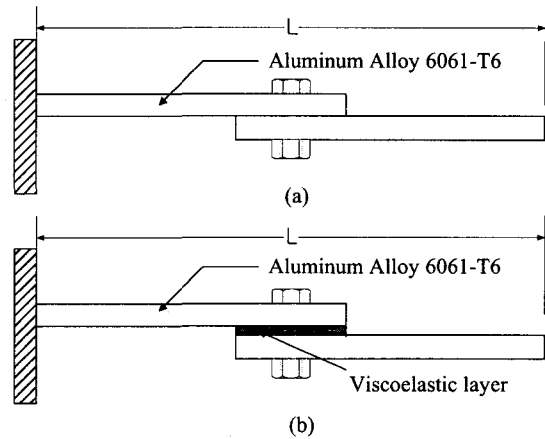


Fig. 1 (a) The structure with a bolted joint (b) Fully inserted viscoelastic layer

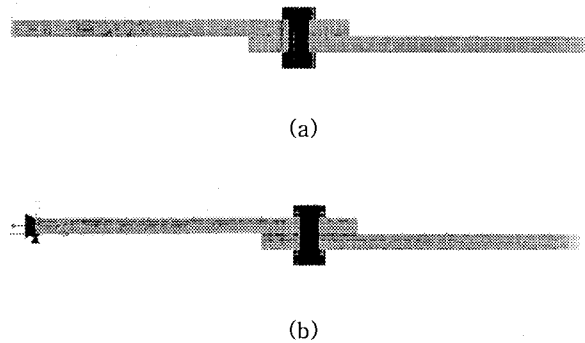


Fig. 2 (a) Finite element model without viscoelastic layer (b) Finite element model with inserted viscoelastic layer

로 결합한 랩조인트 구조물이고 다른 하나는 전자와 동일 하지만 두 개의 보 사이에 점탄성층이 접촉·삽입된 랩 조인트 구조물이다. 두 구조물 모두 한쪽 끝 단이 완전 고정된 2 차원 모델로 가정하였다. 두 모델의 형상은 Fig. 1 에 나타내었다. 이때 사용된 기본적 볼트는 M12 볼트와 너트이다. Fig. 1 (b)는 두 개의 보의 접촉면에 점탄성층이 삽입되고 M12 볼트와 너트로 결합된 경우이다. 전체 길이 L 은 340 mm 이고 각각의 보의 길이는 200 mm, 결합된 부분의 길이는 60 mm 이다. 점탄성층의 두께는 500μ m 이다.

본 해석 시 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS 5.5 를 사용하였으며 이때 사용된 유한요소

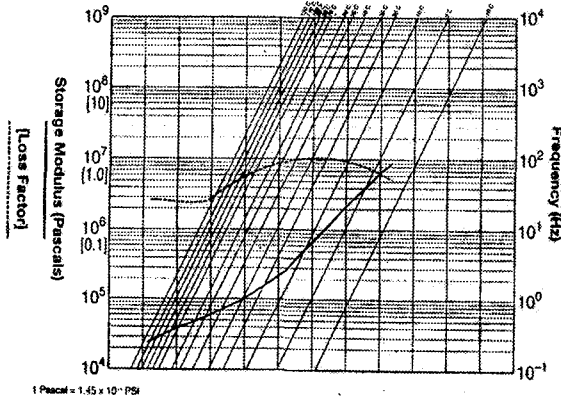


Fig. 3 Storage modulus and loss factor of viscoelastic layer

매쉬는 Fig. 2 와 같고 각 절점에서 2 자유도를 갖는 4 절점 요소인 Plane 42 를 사용하였으며 요소 수는 볼트로만 체결된 모델의 경우는 240 개, 점탄성층이 삽입된 모델의 경우는 260 의 요소를 사용하였다. 점탄성층의 탄성계수는 Fig. 3 을 이용하여 구하였다. 횡 방향의 자유진동에 대한 모달 해석을 통하여 각 고유치와 모드형상을 확인하고 각 고유치에서의 변형에너지를 구해 식(1) 의 모달 변형 에너지 법으로 손실계수를 구하였다.

볼트의 기본 물성치(M12 볼트체결시)를 적용하여 1 차 해석을 하고 실험치와 비교 모델의 타당성을 검증한 후 볼트의 기계적 성질인 탄성계수와 밀도를 변화시키면서 고유진동수 및 손실계수에 미치는 영향을 예측 하였다.

4. 실험

본 연구에서는 동적신호 해석기와 충격망치를 이용하여 실험적 모드해석을 수행하였다. Fig. 4 는 본 실험에 사용된 실험장치의 개략도이다. 방진테이블에 지그를 고정하고 지그에 시편을 고정시킨 다음 충격망치(Model HP35207A)로 시편을 가진 시킨 후 가속도계(Model PCB 353B16)를 사용하여 신호를 받았다.

충격망치를 사용하는 경우 노이즈가 없는 정확한 신호를 얻을 수 있도록 가진 시켜야 한다. 본 연구에서는 충격 시 모드변화가 큰 지점을 찾기 위해서 충격망치를 좌우로 이동할 수 있는 이

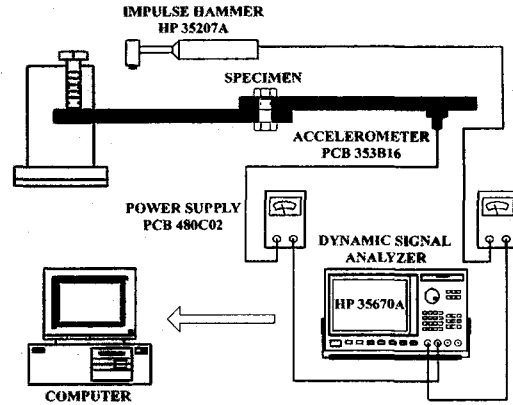


Fig. 4 General block diagram of instrumentation

송장치를 개발하여 설치하였다. 10 회 평균값을 얻기 위해 스프링에 고정, 일정한 힘으로 시편을 반복 가진 시킴으로써 손으로 가진 했을 때의 부정확함을 피할 수 있었다.

충격망치와 가속도센서에 의한 신호는 신호분석기(Model HP35670A)를 사용하여 주파수 응답 함수(Frequency Response Function)를 구하였다. Bendat 과 Piersol 은⁽⁴⁾ 주파수 응답함수 추정치의 임의의 오차(random error)는 $1/\sqrt{2n}$ 에 비례하고 있다고 설명하고 있다. 여기서 n 은 기록횟수나 평균횟수를 가리킨다. 따라서 전체적인 평균을 통하여 측정오차를 줄일 수가 있다. 본 연구에선 여러 곳에서 시편을 가진 시켜보고 신호를 측정해 본 결과 가진은 지그 근처에 가까운 곳, 그리고 1 차 모드 응답신호 측정엔 시편의 끝 단 부근에서 가장 좋은 신호를 취할 수 있었다. 또한 충격망치 신호는 다시 증폭기(Model PCB480C02)를 사용하여 신호를 증폭하여 사용함으로써 Coherence 가 보다 좋은 신호를 얻을 수 있도록 하였다.

5. 결과 및 고찰

본 실험과 유한요소법 해석 시 사용된 구조물의 알루미늄과 볼트의 각각의 탄성계수는 70 GPa 이고 200 GPa 이다. 그리고 알루미늄의 밀도 값 2710 kg/m³ 과 볼트의 밀도 값 7860 kg/m³ 을 사용하였다. 점탄성층의 두께가 500μ m 이고, 보의 두께가 10 mm 인 보를 사용하여서 점탄성층이 있는 것과 없는 볼트 체결 램조인트를 제작하여 실험을 수행하고 유한 요소법으로 해석하였다. 실험 결과

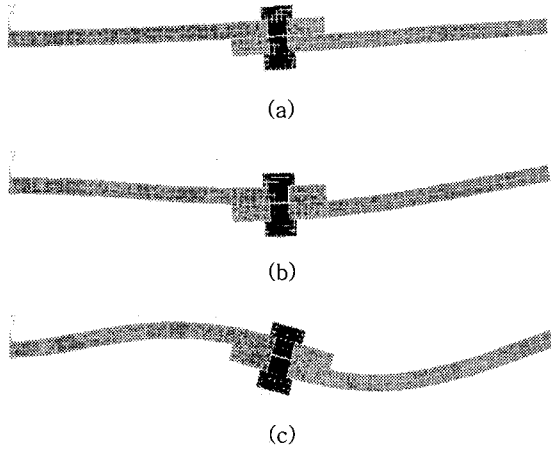


Fig. 5 (a) 1st mode shape of bolted lap joint (b) 2nd mode shape of bolted lap joint (c) 3rd mode shape of bolted lap joint

Table 1 Experimental and FEM results

	Method	1 st mode (Hz)	2 nd mode (Hz)	3 rd mode (Hz)
EXP	Bolted only	64	330	1104
	Viscoelastic layer	60	N· A	N· A
FEM	Bolted only	62	328	1103
	Viscoelastic layer	62	328	1096

볼트로만 체결한 랩 조인트와 점탄성층을 삽입 볼트 체결한 랩 조인트의 주파수 응답결과를 비교해보면 점탄성층이 삽입된 랩 조인트의 주파수 응답함수는 주파수가 증가할수록 점점 더 완만해졌는데 이는 점탄성층의 삽입 시 감쇠 효과가 나타남을 알 수 있다. 볼트로만 체결한 랩 조인트의 경우 실험값은 1 차 모드에서는 64 Hz, 3 차 모드에서

는 1104 Hz 가 나왔으며 유한요소법의 경우 1 차 모드에서는 62 Hz, 3 차 모드에서는 1103 Hz 가 나와 실험적 결과와 오차범위 1% 미만이었다. 반면 점탄성층을 삽입한 랩 조인트의 경우 실험적으로는 1 차 모드만 관찰할 수 있었는데 이는 점탄성층 삽입으로 인해서 댐핑 효과가 커져 본 실험 하에서는 관찰되지 않았다. 유한 요소해석을 통하여 2 차 모드와 3 차 모드를 구하였는데 Fig. 5 에 각 모드형상을 나타내었다. 모드 형상을 살펴보면 1 차 및 2 차 모드에서는 비대칭 모드형상을 보여주며, 3 차 모드에서는 점대칭 모드형상을 나타낸다.

유한 요소해석과 실험한 데이터를 비교한 결과는 Table 1 에 나타내었다. 유한 요소법 해석결과 점탄성층이 있는 랩 조인트 구조물의 경우에는 고차 모드로 갈수록 볼트만 체결한 구조물에 비해서 고유진동수가 낮아지는 경향을 읽을 수가 있었다. 이는 점탄성층 삽입에 의한 감쇠효과라고 생각할 수 있다. 다양한 볼트를 사용 체결시 고유진동수와 손실계수의 변화(점탄성재 삽입 랩 조인트)를 알기 위해서 알루미늄과 볼트의 상대적 탄성계수비 (E_{Bolt} / E_{Al}) 및 상대적 밀도비 (ρ_{Bolt} / ρ_{Al}) 에 따른 고유진동수 변화와 손실계수 차이를 유한 요소법을 사용 알아 보았다. 그 결과 알루미늄과 볼트의 상대적 탄성계수의 비가 커지면 Fig. 6, 7, 8 에서 보여주듯이 고유진동수는 증가되는 경향을 알 수 있다. 즉 볼트의 탄성계수가 커지면 커질수록 강하고 단단한 볼트체결의 영향으로 전체 체결 랩 조인트의 경우 고유진동수는 증가함을 알 수 있다. 이 경우 점탄성층을 삽입한 경우에도 공히 해당됨을 알 수 있다. 체결재인 볼트의 밀도가 고유진동수에 어떠한 영향을 미치는가 알기 위해 체결 모재인 알루미늄과 볼트의 상대적 밀도를 변화시켜 그 영향을 검토하였다. Fig. 9, 10, 11 에 나타난 대로 상대적 밀도 (ρ_{Bolt} / ρ_{Al}) 가 증가함에 따라 고유진동수는 감소됨을 알 수가 있다. 그 이유는 볼트의 밀도는 전체 랩 조인트의 구조물 무게 증가

Table 2 Computed natural frequencies from FEM

Mode	1	2	3	5	7	9	10
Viscoelastic layer (Hz)	62.4	328.6	1096.6	2517.9	5296.6	9293.1	9830.4
Bolted only (Hz)	62.5	328.8	1103.1	2531.1	5301.4	9312.8	9855.8

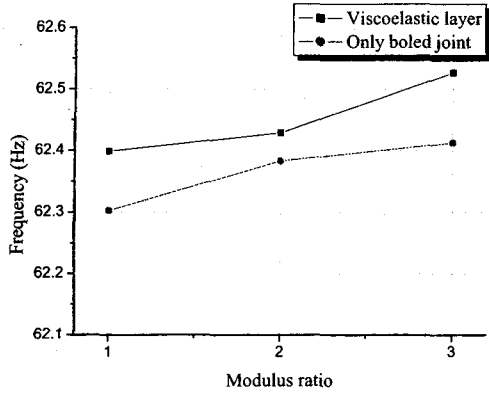


Fig. 6 Natural frequencies of first mode for different of ratios of Young's modulus

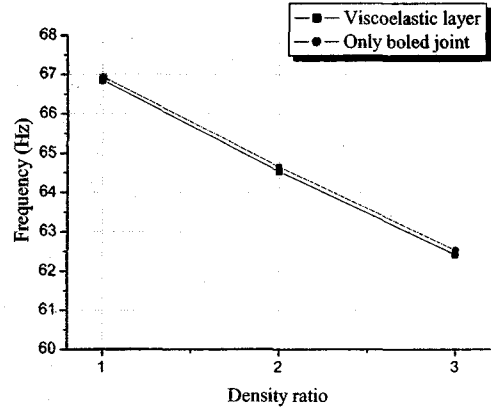


Fig. 9 Natural frequencies of first mode for different ratios of density

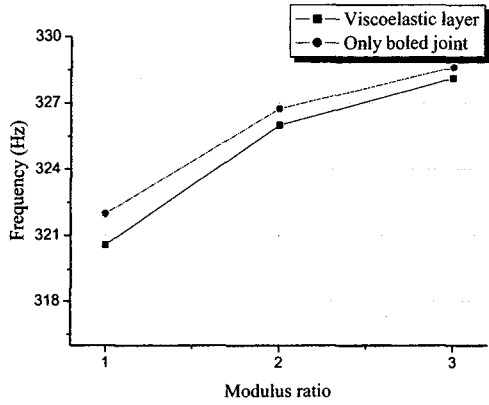


Fig. 7 Natural frequencies of second mode for different ratios of Young's modulus

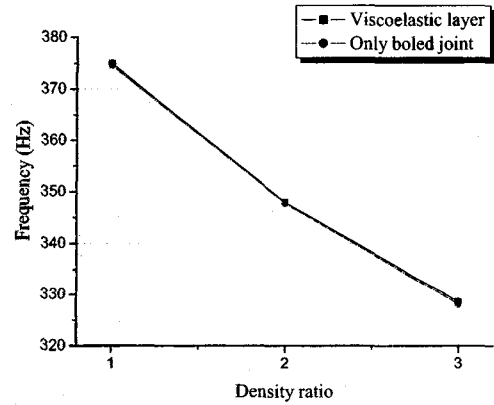


Fig. 10 Natural frequencies of second mode for different ratios of density

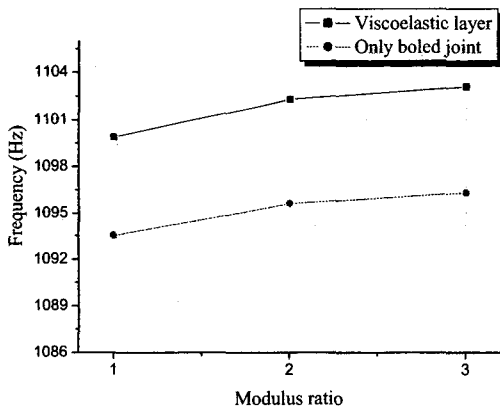


Fig. 8 Natural frequencies of third mode for different ratios of Young's modulus

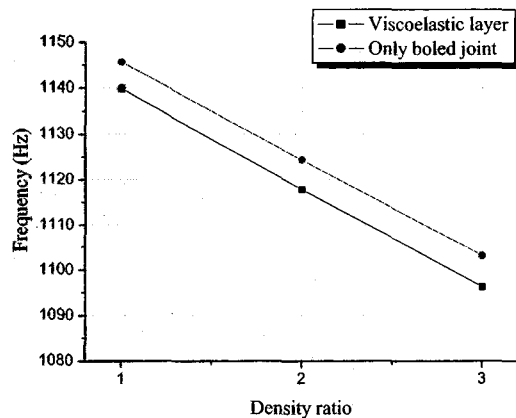


Fig. 11 Natural frequencies of third mode for different ratios of density

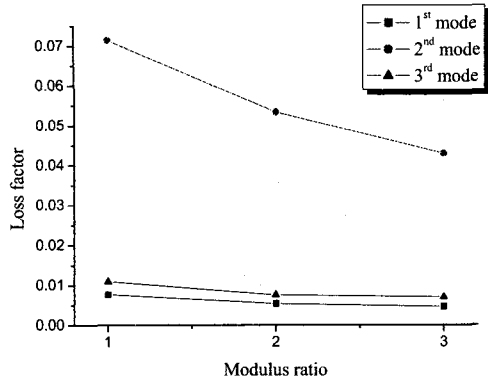


Fig. 12 System loss factor for different Young's modulus ratios

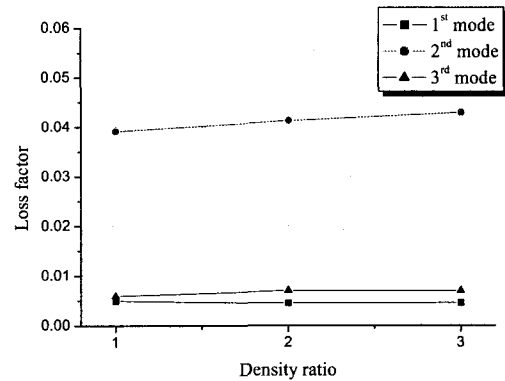


Fig. 13 System loss factor for different density ratios

에 크게 영향을 미치지 않지만 상대적 밀도의 증가는 전체시스템의 중량에 영향을 미친다. 즉 체결 모재인 알루미늄과 볼트의 상대적 밀도비가 크다는 것은 전체시스템의 무게 증가를 의미한다. 따라서 전체 랩 조인트 구조물의 무게의 증가로 인해서 계의 고유진동수가 감소했기 때문이라고 생각된다. 1 차 모드와 2 차 모드의 경우 점탄성층이 삽입된 랩 조인트 구조물과 그렇지 않은 구조물과 차이를 발견할 수 없었다. 그러나 3 차 모드부터는 점탄성층이 삽입된 볼트체결 랩 구조물의 경우 고유진동수가 감소함을 알 수가 있다. Table 2 에 나타난 대로 유한 요소법으로 10 차 모드까지 비교한 결과 점탄성층이 있는 구조물의 경우 고차 모드로 갈수록 고유진동수가 감소한다는 것을 알 수가 있었다. 즉, 고유진동수는 점탄성층이 삽입된 랩 조인트와 삽입되지 않은 랩 조인트와는 차이가 없이 진행되고 고차 모드로 갈수록 감쇠효과가 나타나 고유진동수가 상대적으로 낮은 주파수에서 발생함을 알 수 있었다. Fig. 12 와 13 은 점탄성층이 삽입된 볼트체결 랩 조인트의 경우 볼트의 상대적 탄성계수 비 및 상대적 밀도 비에 따른 손실계수를 비교한 것이다. 탄성계수 비와 밀도 비에 관계없이 1, 3 차 모드에 비해 2 차 모드에서 시스템의 손실계수가 크게 발생하는 것은 본 고유진동수 영역에서 삽입된 점탄성층 재료의 손실계수가 Fig. 3 에서 보여주듯이 주파수에 관계 없이 거의 일정하다고 고려할 때 전체계의 변형에너지에 대한 점탄성층의 변형에너지의 비(U_{visco}/U_{total})가

상대적으로 1, 3 차 모드일 경우 보다 커졌음을 의미한다. 3 차 모드의 경우 Fig. 5(c)의 모드형상에서 알 수 있듯이 삽입된 점탄성층의 변형에너지에 비하여 전체계의 변형에너지는 상대적으로 매우 크기 때문에 전체계의 손실계수는 작아 짐을 알 수 있다. 모재에 대한 체결볼트의 탄성계수비 (E_{Bolt} / E_{Al})의 영향을 살펴보면 체결볼트의 탄성계수가 증가할수록 손실계수는 다소 감소하는 경향을 확인할 수가 있다. 이는 변형에너지는 탄성계수에 반비례하기 때문에 탄성계수가 증가할수록 계의 변형에너지는 감소하게 된다. 따라서 전체 계의 변형에너지 대 삽입 점탄성층의 변형에너지의 상대 비는 감소하게 되어 전체 계의 손실계수는 감소하게 된다. 체결볼트 무게 즉 밀도 증가가 계의 손실계수에 미치는 영향을 살펴보면 볼트의 밀도 증가로 계의 공진 주파수는 낮아지지만, 전체 계의 변형에너지 대 점탄성층의 변형 에너지 비에는 거의 영향을 끼치지 못함을 알 수 있다. 따라서 전체계의 손실계수에는 거의 영향을 미치지 않는다고 판단한다.

6. 결론

본 연구 해석결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 점탄성층이 삽입된 볼트체결 랩 조인트의 경우 볼트로만 체결된 구조물 보다 1 차 모드와 2 차 모드에서는 비슷하지만 고차모드로 갈수록 고

유진동수가 저하됨을 알 수 있다.

- 2) 상대 탄성 계수 비 (E_{Bolt} / E_{Al}) 가 증가하면 할수록 고유진동수는 상승됨을 알 수 있다.
- 3) 상대밀도 비 (ρ_{Bolt} / ρ_{Al}) 가 높아질수록 고유진동수는 낮아진다는 것을 알 수 있다.
- 4) 점탄성층이 삽입 된 볼트체결 랩 조인트 구조물에서 볼트의 탄성계수가 커질수록 손실계수는 감소경향을 보이고 밀도가 커질수록 손실계수는 다소 증가 경향을 보이지만 손실계수 변화량은 매우 작다는 것을 알 수가 있다. 이는 손실계수의 경우 재료(탄성계수 및 밀도)의 성질에 따라 변화하기 보다는 모드형상에 보다 민감함을 알 수 있다.

참고문헌

1. Conor D., Johnson, David A. Kienholz, "Finite Element Prediction of Damping in structures with Constrained Viscoelastic Layers," AIAA Journal, Vol. 20, No. 9, pp. 1284~1290, 1992.
2. Rao, M.D., "Vibration Analysis of Adhesively Bonded Lap Joint, Part I :Theory," J. of Sound and Vibration, Vol. 152(3), pp. 405~416, 1992.
3. 박정일, 최낙삼, "접침이음부 및 국부적 층댐퍼를 갖는 보의 횡진동 특성," 한국소음진동공학회지, 제 9 권, 제 1 호, pp. 174~183, 1999
4. Saito, H., Tani, H., "Vibrations of Bonded Beams with a single Lap Adhesive Joint," J. of Sound and Vibration, Vol. 92(2), pp. 299~309, 1984.
5. Mario, Paz, Structural Dynamics: Theory and computation, Chapman & Hall, New York, 1997.
6. Rao, M. D., Crocker, M. J., "Analytical and Experimental Study of the Vibration of Bonded Beams with a Lap Joint," Trans. Of the ASME, J. of Vibration and Acustics, Vol. 112, pp. 444~451, 1990.
7. Rao, M. D., He, S., "Vibration Analysis of Adhesively bonded Lap Joint, Part II: Numerical Solution," J. of Sound and Vibration, Vol. 152(3), pp. 417~425, 1992.