한국동력기계공학학회지 제6권 제4호 pp.36~42 2002년 11월

강판의 용접형상과 진동에너지의 변화에 관한 연구
Relation Between Welding Shapes and the Vibration Energy Flows of Steel Plate

유영훈
Y. H. YU

Key Words : Energy Flow(에너지흐름), Vibration Intensity(진동인텐시티), Vibration Mode(진동모드), Welding Characteristics(용접특성), Steel Plate(강판), Damping layer(제진층)

Abstract : In the structures of automobiles and ships which have engines for works, the vibration energies generated by the engines are transferred to dissipation parts through the structures which is welded and bolted with beams and plates. The vibration energies generated by resonance frequencies are the reasons of the resonance phenomena. To solve these problems, up to the present, we have studied to avoid the resonance, and add the higher damping characteristics. However, we need to understand the structural energy flows, to design the structures clearly which have the characteristic of welding. The object of this study is to make differences clear in the characteristics of structures which have some welded part on an homogenous flat plate. In this investigation, we study the flows of structural vibration energy experimently, and then, some knowledge for dynamic structural design is obtained.

1. 서 론

전동기나 압축기 등을 내재하고 있는 냉장고, 세탁기와 같은 비교적 작은 동력원을 갖는 가전제품에서 자동차, 선박과 같이 중대형의 동력발생을 위한 각종 내연기관을 내재하고 있는 기계구조물에는 이것으로부터 발생한 에너지가 구조물을 따라 전파하게 된다. 따라서 이와 같은 진동에너지의 전달경로에서 과도한 진동이 발생하는 부분이 구조물을 진동시켜 소음이 발생하게 된다. 특히 선박의 경우는 디젤기관과 같은 대형의 주 기관과 발전기를 비롯한 각종 보조기계가 설치되어 있어서 이들 진동에너지의 상호 영향으로 심각한 진동 및 소음문제가 발생하게 된다.

이와 같은 문제를 해결하기 위하여 진동저감용 기구 및 제진용 재료의 개발 그리고 제진재료의 최적도포방법의 개발 등 진동을 효과적으로 저감시키기 위한 다양한 방법이 연구되어져 있다[1-3]. 그러나 이러한 현상을 보다 근본적으로 해결하기 위해서는 이들 에너지의 발생, 전달, 소멸에 이르는 과정의 조사가 매우 중요하다. 특히 구조물내부에 용접부분과 같은 특수한 조건이 존재하는 경우 이것이 에너지의 흐름을 변경 혹은 차단하는 능력으로 발전시키기 위한 조사는 매우 중요하다.

기계구조물내의 에너지의 흐름을 표현하는 방법으로 진동인텐시티법이 이용된다. 진동인텐시티는 탄성체에서 전해지는 진동 에너지의 크기와 방향을 나타내는 벡터량으로 정의한 것이다. 따라서 진동인텐시티의 흐름이 해석되거나 실험으로 구하여지게 되면, 이것의 흐름을 가시화 하는 것이 가능하게 되어 어떤 전달 경로로 이동하는 가를 알 수 있게 된다. 최근에는 계측기기, 계측기술 및 계산기술의 발달에 의해 진동인텐시티에 관한 다양한 해석방법 및 측정방법이 제안되고 있다[4-7].

Noiseux[4]는 구조물을 따라 흐르는 진동에너지를 결정하기 위해 보 및 판을 이용한 진동인텐시티의 측정법을 제안하였다. Pavic[5]는 판의 굽힘진동으로부터 기초식을 유도한 다음 유한차분법에 의해 근사해를 구하는 방법을 제안하였다. 그 후 진동에너지의 흐름을 해석하기 위해 많은 연구가

접수일 : 2002년 9월 2일
유영훈 : 목포해양대학교 기관시스템공학부

수행되었지만, 하나의 가진력과 한 점에서 감쇠기구을 부가하는 이상적인 모델로 계산을 수행하여 그것의 진동인텐시티의 대소, 진동에너지의 흐름에 관한 분포패턴을 논하는 연구결과가 대부분이다[6),7)]. 그러나 선박과 같이 거의 대부분의 구조물이 용접으로 구성되어진 구조물의 경우에는 용접에 의한 영향을 평가하지 않고는 정확한 계산결과는 기대하기 어렵다.

본 연구의 목적은 강판에 존재하는 용접부분이 진동에너지의 흐름에 미치는 영향을 실험적인 방법으로 조사하였다. 우선 정상적인 강판의 고유모드에서의 진동에너지의 흐름이 첨가된 용접부위에 의해 어떻게 변화하는가를 실험적으로 조사하여 이들이 진동에너지의 흐름에 미치는 영향에 대해 조사 및 분석하였다.

2. 진동인텐시티

진동인텐시티란 평판 구조물의 굽힘 변형에 있어서 단위 시간에 단위 단면적을 통해 흐르는 에너지의 양으로 정의된다. 따라서 판에 작용하는 힘과 평판의 굽힘 변형에 의해 발생하는 진동에너지 흐름의 해석은 다음과 같이 정식화 할 수 있다.

2.1 2차원 진동인텐시티

평판 요소의 수평면 내에 x축과 y축을 결정하고 면에 수직인 방향으로 z방향을 취한 다음 z방향 변위를 ζ라 한다. 진동에너지는 힘과 속도 또는 모멘트와 각속도의 곱으로 정의되므로 강판에 작용하는 힘과 모멘트의 관계로부터 x방향의 진동인텐시티는 다음과 같이 구하여진다[5)].

$$I_x(x,y,t) = Q_x\frac{\partial\zeta}{\partial t} + M_{xx}\frac{\partial^2\zeta}{\partial x\partial t} + M_{xy}\frac{\partial^2\zeta}{\partial y\partial t} \quad (1)$$

식 (1)에서 Q_x는 x축 방향으로 전하는 전단력, M_{xx}는 x축에 관한 굽힘 모멘트, M_{xy}는 비틀림 모멘트로서 다음 식과 같이 정의된다.

$$Q_x = B\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\zeta}{\partial y^2}\right) \quad (2)$$

$$M_{xx} = -B\left(\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2} + \nu\frac{\partial^2\zeta}{\partial y^2}\right) \quad (3)$$

$$M_{xy} = B(1-\nu)\frac{\partial^2\zeta}{\partial x\partial y} \quad (4)$$

여기에서 ν는 푸아송비, B는 판의 굽힘강성을 나타낸다. 따라서 식(2)~(4)를 식(1)에 대입하면, 평판을 통하여 x방향으로 이동하는 굽힘파에 의한 진동인텐시티는 다음 식과 같다.

$$W_x(x,y,t) = B\left[\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\zeta}{\partial y^2}\right)\frac{\partial\zeta}{\partial t} - \left(\frac{\partial\zeta^2}{\partial x^2} + \nu\frac{\partial\zeta^2}{\partial y^2}\right)\frac{\partial^2\zeta}{\partial x\partial t} - (1-\nu)\frac{\partial^2\zeta}{\partial x\partial y}\frac{\partial^2\zeta}{\partial y\partial t}\right] \quad (5)$$

여기에서 식(5)에 의해 구하여지는 것을 순간진동인텐시티(instantaneous vibration intensity)라 한다. 이것은 어떤 특정한 시간에서의 값으로 정의되지만, 통상의 진동인텐시티는 식(5)을 시간평균하여 구하여지는 것으로 정의되며 푸리에변환을 하여 주파수영역으로 바꿀 수 있다.

여기에서 $W_x(x,y,t)$, $\zeta(t)$의 푸리에변환을 각각 $W_x(x,y,\omega)$, $\zeta(\omega)$라 두면 진동인텐시티는 다음 식으로 정리된다.

$$W_x(x,y,\omega) = j\omega B\left[\zeta\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{\partial^2\zeta^*}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\zeta^*}{\partial y^2}\right) - \frac{\partial\zeta}{\partial x}\left(\frac{\partial^2\zeta^*}{\partial x^2} + \nu\frac{\partial^2\zeta^*}{\partial y^2}\right) - (1-\nu)\frac{\partial\zeta}{\partial y}\frac{\partial^2\zeta^*}{\partial x\partial y}\right] \quad (6)$$

여기서 $j = \sqrt{-1}$, ω는 각진동수, *는 공액복소수를 나타낸다. 식(6)에서 표시되는 x방향의 진동인텐시티는 고차의 편미분항이 존재하므로 유한차분근사법을 이용하여 해를 구한다. 차분근사를 하기 위해서는 기준점 주변에 배치된 최소 8개의 장소에서 차분점을 필요로 한다. Fig. 1에서 x방향의 진동인텐시티를 계산하기 위해 배치된 등 간격의 차분점을 보인다. 측정의 경우, 이들 차분점을 가속도센서로 대치할 수 있다.

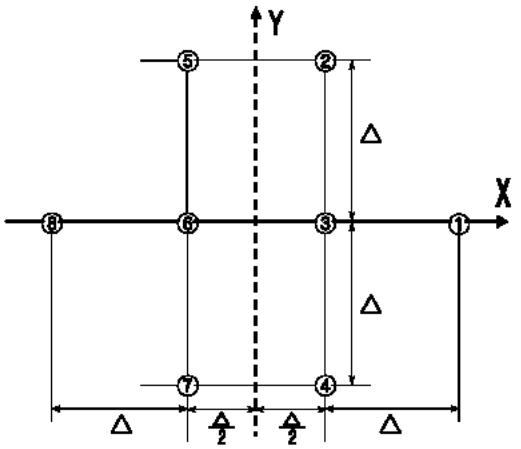


Fig. 1 Arrays of the differential points for 2-dimensional finite difference

2.2 1차원 진동인텐시티

진동 인텐시티의 1차원적인 해석은 2차원의 평판 해석결과의 식 (6)으로부터 비틀림 모멘트의 제 3항과 y축 성분을 소거하면 다음 식으로 된다.

$$W_x(x,\omega) = j\omega B\left[\zeta\frac{\partial^3\zeta^*}{\partial x^3} - \frac{\partial\zeta}{\partial x}\left(\frac{\partial^2\zeta^*}{\partial x^2}\right)\right] \quad (7)$$

식 (7)의 점 x에서 변위ζ에 대한 공간 미분항을 구하기 위해 Fig. 2에서와 같이 x방향으로 Δ의 간격으로 나열한 4개의 차분점을 이용하면 다음 식으로 정리된다[5,7].

$$\zeta = \frac{\zeta_2 + \zeta_3}{2} \quad (8)$$

$$\frac{\partial\zeta}{\partial x} = \frac{\zeta_2 - \zeta_3}{\triangle} \quad (9)$$

$$\frac{\partial^2\zeta}{\partial x^2} = \frac{\zeta_1 - \zeta_2 - \zeta_3 + \zeta_4}{2\triangle^2} \quad (10)$$

$$\frac{\partial^3\zeta}{\partial x^3} = \frac{\zeta_1 - 3\zeta_2 + 3\zeta_3 - \zeta_4}{\triangle^3} \quad (11)$$

식(8)~(11)을 식(7)에 대입하면 x방향으로 Δ의 간격으로 나열한 4개의 차분점에 대한 점 x의 진동인텐시티는 다음 식으로 정리된다[7].

$$W_x(x,\omega) = \frac{B}{\triangle^3\omega^3}\left[4Im(G_{23}) - Im(G_{24}) - Im(G_{13})\right] \quad (12)$$

여기에서 $Im(G_{ij})$는 ζ_i와 ζ_j의 상호스펙트럼(cross-spectrum)의 허수부를 의미한다. 이제 진동인텐시티 스펙트럼의 y방향성분 $W_y(y,\omega)$는 x방향의 경우와 동일하게 계측하여 구할 수 있다.

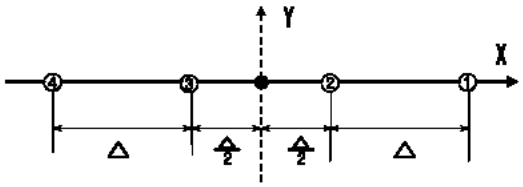


Fig. 2 Arrays of the measurement points for 1-dimensional finite difference

3. 실 험

3.1 실험장치

본 실험에서 사용한 실험 장치를 Photo. 1에 보인다. 실험용 평판은 정방형의 강판(700×600×3mm)을 대상으로 하였으며, 전단고정의 실험조건을 만족시키기 위해 한 변에 10개의 볼트로 총 40개의 볼트로 고정하였다.

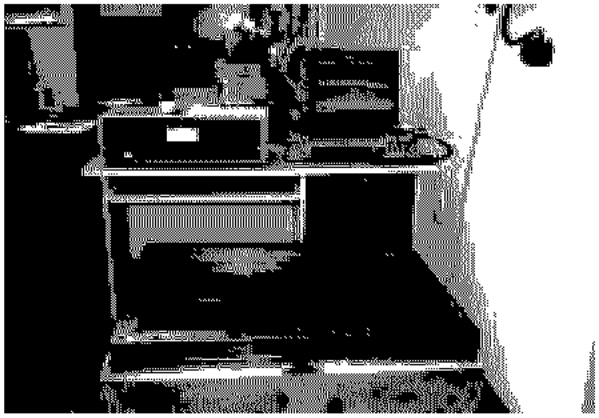


Photo. 1 Experimental apparatus

Fig. 3에 본 실험에 사용된 실험용 강판의 크기와 힘의 작용점(F) 및 감쇠기구(D)가 고정된 위치를 보인다. 감쇠는 점성감쇠기구(viscous damper)를 제작하여 결합하였다. 실험용 강판은 아크용접부를 강판에 부가하는 것으로 하였으며 용접부분의 위치와 길이에 따라 분류하였다. 즉, 용접부위를 갖지 않는 순수강판을 Specimen A, 길이 AB의 용접부를 갖는 실험용강판을 Specimen B, 길이 CB의 용접부를 갖는 실험용강판을 Specimen C로 한다.

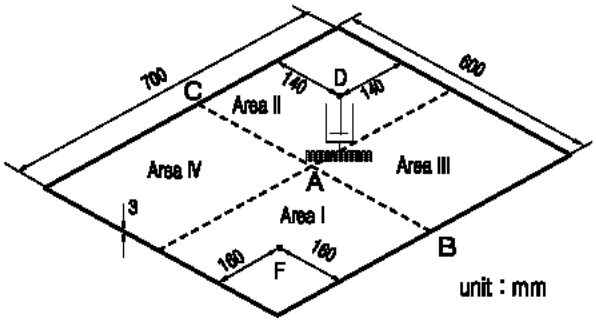


Fig. 3 Steel plate specimen

3.2 측정시스템 및 측정방법

측정시스템의 개략을 Fig. 4에 보인다. 시험편에 부가되는 입력의 크기는 시험편에 연결되는 곳에 부착한 힘 센서의 신호를 분석할 수 있다. 소형경량 가속도계(MMF, KS94)의 신호는 F.F.T. 분석의 전용장치(OR25 PC-Pack II)를 이용하여 분석하였다. 진동인텐시티를 구하기 위한 간격은 50mm로 하였다. 진동인텐시티의 측정은 한 점에 대해 5회의 실험결과를 평균하여 나타내었다. 진동인텐시티는 진행파에 의해 결정되므로 고정단에서 반사하는 반사파의 영향을 최소화 할 목적으로 4변의 고정단과 접하는 강판에 두께 4mm의 폭 2cm의 제진시트를 부착하였다.

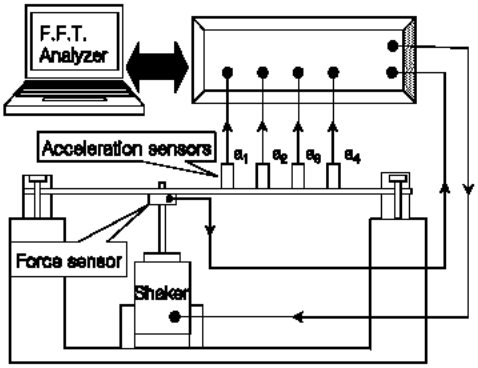


Fig. 4 Measurement system

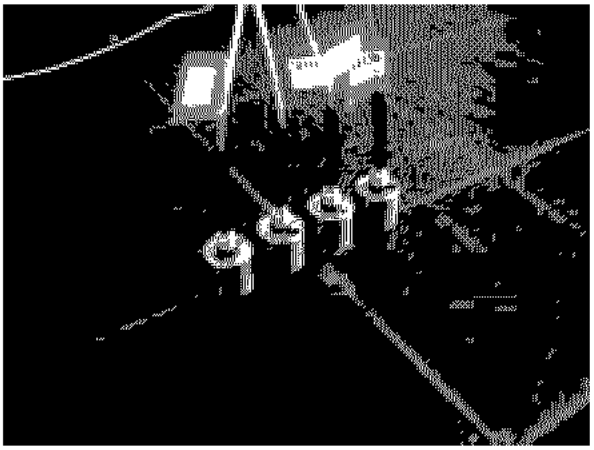


Photo. 2 Array of sensors for a direction

한 측정점에서 x 방향의 진동인텐시티를 측정하기 위해 나열된 가속도 센서의 배치를 Photo. 2에 보인다. 가속도 센서 사이의 간격을 15mm로 하였다

4. 측정결과 및 고찰

4.1 모드형상과 진동인텐시티

모드실험은 3종류의 실험용 강판을 대상으로 하였으며, 정현가진에 의해 구하여진 각각의 진동모드형상은 Fig. 5, 6, 7, 8에 보인다. 강판에 부가되어진 용접의 영향으로 각 모드의 고유진동수가 변동하고 고유모드의 형상이 변화되어진다. 이러한 현상은 용접부분이 진동모드의 배의 부분에 존재하는 모드의 경우 영향이 더 크게 나타남을 알 수 있다. 따라서 고유모드가 탁월하게 변화하는 모드 성분에서는 진동인텐시티의 비교가 어려우므로 진동 인텐시티의 흐름에 관한 측정 및 조사는 (1,1)모드 (1,2)모드, (2,2)모드성분에 대해 비교 분석하였다.

4.2 진동인텐시티의 흐름

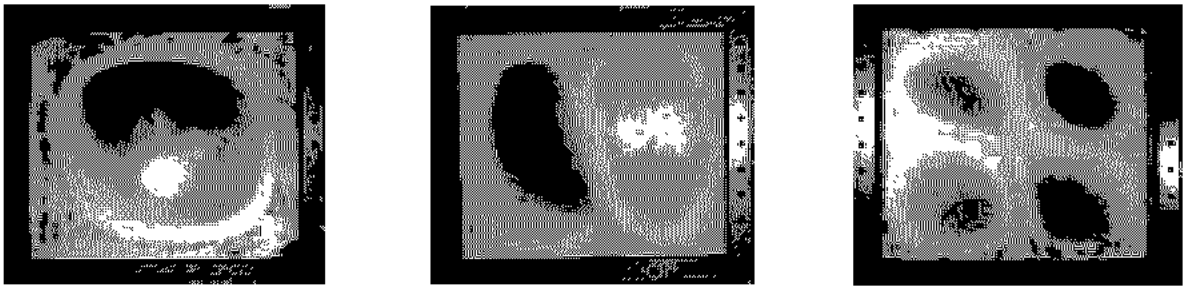
진동인텐시티는 Fig. 4에서 보였던 것처럼 가진력이 유입되는 부분을 Area I, 감쇠기가 설치되어 진동인텐시티가 유입되는 부분을 Area II, 두 부분의 중간부분을 각각 Area III, IV으로 전체를 4부분으로 분할하여 고찰한다.

4.2.1 용접부가 없는 단순한 강판의 경우

Fig. 5, 6은 용접부가 없는 실험용 강판(Specimen A)에 대해 (1,1), (1,2), (2,2)모드의 진동형상과 진동인텐시티 흐름의 결과를 보인다.

Fig. 5(AM1)는 Specimen A의 (1,1) 모드성분을 보이고, 이 때 형성되는 진동인텐시티흐름의 형상을 Fig. 6(AI1)에 보인다. 진동인텐시티의 흐름은 가진력이 부가된 부분으로부터 진동모드 형상의 최대 진폭점을 통과하여 감쇠가 존재하는 부분으로 이동하는 현상을 보인다.

Fig. 5(AM2) 및 Fig. 6(AI2)는 각 각 (1,2)모드의 진동형상과 진동인텐시티의 흐름을 보인다. 진동인텐시티의 흐름은 전체적으로 시계방향으로 휘어지는 형상을 보인다. 이 현상은 가진점에서 발생한 진동인텐시티가 가진점에서 모드진폭의 최대점으로 이동한 후 절선(node)을 수직으로 통과하여 근접하는 모드의 최대점 진폭점을 통과하여 감쇠기가 존재하는 영역으로 이동하기 때문이다.



(AM1) (1,1)mode shape (AM2) (1,2)mode shape (AM3) (2,2)mode shape

Fig. 5 Mode shapes of non-welded steel plate (Specimen A)

실험장치에서 가진점 및 감쇠점이 비대칭인 관계로 Fig. 5(AM2)에서 진동 모드형상의 절선(nodal line)이 기울어진 형상을 보이고 있다.

그 결과 Fig. 6(AI2)에서 절선을 통과하는 진동인텐시티는 절선에 수직인 방향으로 흐름을 알 수 있다.

Fig. 5(AM3)는 (2,2)모드의 진동형상을 보이고 이 때 진동인텐시티의 흐름을 Fig. 6(AI3)에 보인다.

진동인텐시티의 주된 흐름은 가진점이 진동모드의 최대점에 위치하게 되어 주위에 위치하는 두 곳의 최대 진폭점으로 나누어져 이동하는 현상을 보인다. 진동인텐시티가 (2,2)모드의 절선을 통과하고 모드의 최대 진폭점으로 흘러서 감쇠점에 다다르는 경로는 진동모드의 형상에 의존하는 경향을 보인다.

4.2.2 중앙 절단선 길이의 반 길이 부분에 용접부가 존재하는 경우

강판에 용접부분이 존재하는 경우 용접부의 영향으로 진동모드 및 진동인텐시티의 흐름형상이 변화하게 된다.

특히 진동인텐시티의 흐름가운데 용접으로 이음되어진 부분의 요소는 측정이 불가능하여 표시할 수 없다.

Fig. 7(BM1)는 용접부의 영향으로 (1,1)모드의 형상이 Area II, IV의 영역으로 치우치게 된다. 이러한 현상은 용접부에 형성된 높은 강성이 판의 처짐 변형량을 감소시키기 때문이다.

따라서 Fig. 8(BI1)에서 보이듯이 진동인텐시티의 흐름은 용접부위를 비켜가는 경향을 보이지만 용접부위를 통과하는 진동인텐시티는 용접부에 수직으로 전파하는 경향을 보인다.

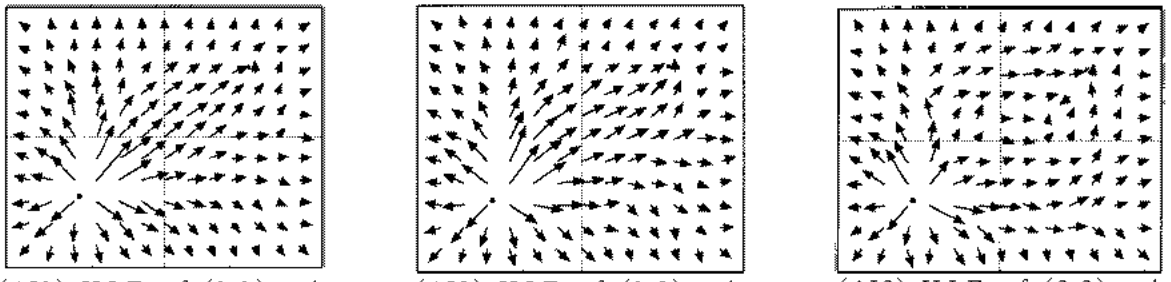
이 현상은 전술한 진동인텐시티가 최대진폭점을 통과하는 현상으로도 해석이 가능하다. Fig. 7(BM2)는 (1,2)모드의 형상은 용접부의 영향으로 경사졌던 절선(nodal line)이 반듯하게 되어짐과 동시에 모드형상이 용접선이 없는 영역으로 치우치게 된다.

따라서 모드형상의 최대진폭은 Area IV, II에 존재하게 된다.

이러한 영향으로 Fig. 8(BI2)에서 보이듯이 대부분의 진동인시티는 Area IV를 통과하여 흘러가는 현상으로 나타나게 된다.

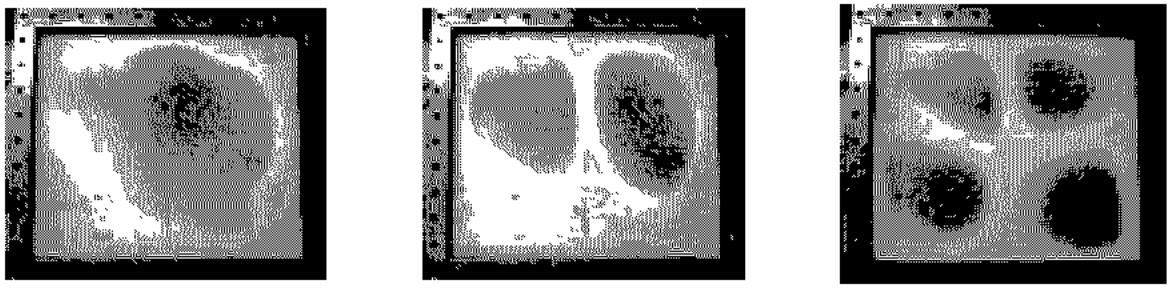
Fig. 7(BM3)는 (2,2)모드의 형상을 보인다. (2,2)모드에서 발생하는 현상은 (1,2)모드에서 발생하는 현상과 유사하다.

즉, 용접부의 영향으로 경사졌던 절선이 반듯하게 되어짐과 동시에 용접부 주위에서의 모드형상은 용접부의 영향으로 Area I, III의 진동모드는 넓게 분포하지만 진폭의 크기는 Area IV, II보다 작게 되어 대부분의 진동인텐시티는 Area IV를 통과하여 흘러가는 경향을 보인다.



(AI1) V.I.F. of (1,1)mode (AI2) V.I.F. of (1,2)mode (AI3) V.I.F. of (2,2)mode

Fig. 6 Vibration intensity flows of non-welded steel plate (Specimen A)



(BM1) (1,1) mode shape (BM2) (1,2) mode shape (BM3) (2,2) mode shape

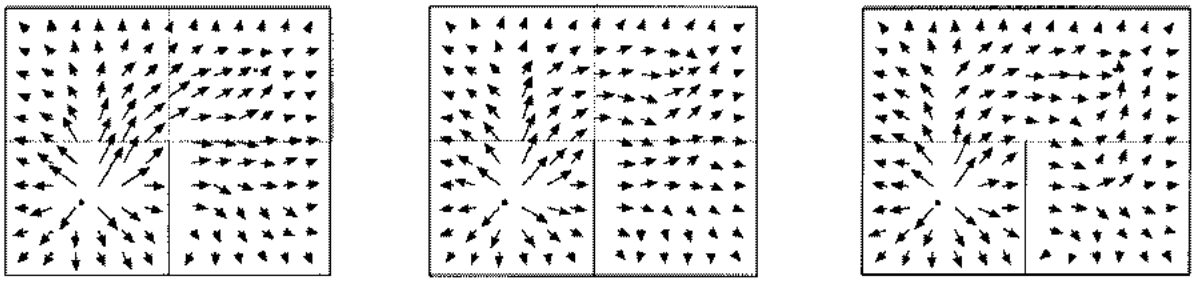
Fig. 7 Mode shapes of half-welded steel plate (Specimen B)

4.2.3 중앙 절단선 길이의 전 길이 부분에 용접부가 존재하는 경우

강판에 용접부분이 전 길이로 존재하는 경우 용접부의 영향으로 진동모드는 대칭적으로 변화하게 된다. 특히 진동인텐시티의 흐름가운데 용접으로 이음 되어진 부분의 요소는 측정이 불가능하여 표시할 수 없다.

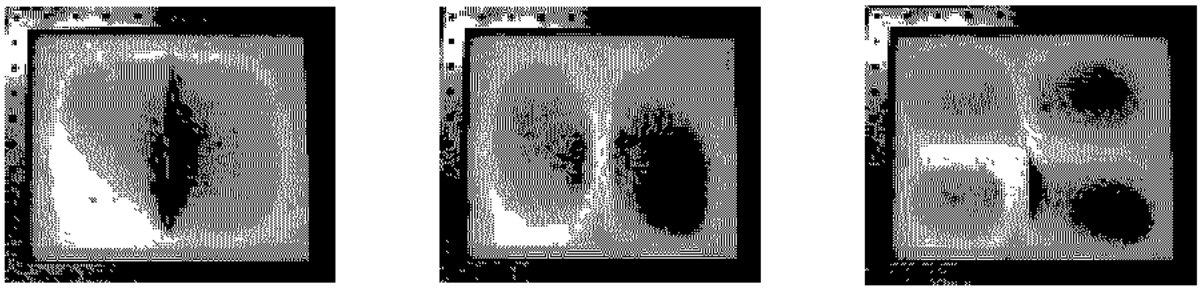
Fig. 9(CM1)는 용접부의 영향으로 (1,1)모드의 형상이 판의 전체면에 넓게 분포되고 있음을 보인다. 이와 같은 현상은 용접부에 형성된 높은 강성이 (1,1)모드의 최대진폭부의 처짐 변형량을 감소시키기 때문이다. 따라서 Fig. 10(CI1)에서 보이듯이 진동인텐시티의 흐름은 뚜렷한 진행방향을 보이지 못하고 사방으로 고루 퍼져가는 현상으로 된다. 이 가운데 판의 고정부에 향하는 진동인텐시티는 주변에 부착된 제진재료의 영향으로 소멸되지만 용접부위를 통과한 진동인텐시티는 근접한 진동모드의 최대 진폭점으로 이동한다. 그러나 이때 근접모드의 최대 진폭이 용접부의 영향으로 탁월하지 못하기 때문에 전체적으로 골고루 퍼져나아가는 형상을 보인다. 그 가운데 감쇠기 주변의 진동인텐시티는 감쇠기를 향해 나아가고 있음을 보인다. 특히 용접부위로 입사하는 진동인텐시티는 수직적이지 않지만 용접부위를 통과하는 진동인텐시티는 용접부에 수직으로 전파하는 경향을 보인다.

Fig. 9(CM2)에 보이는 (1,2)모드의 형상은 용접부의 영향으로 경사졌던 모드절선(nodal line)이 반듯하게 되어짐과 동시에 (1,2)모드의 형상이 더욱 선명하게 만들어진 형상을 보인다. Fig. 10(CI2)는 이 때 진동인텐시티를 보인다. 진동인텐시티는 가진점으로부터 최대진폭을 나타내는 위



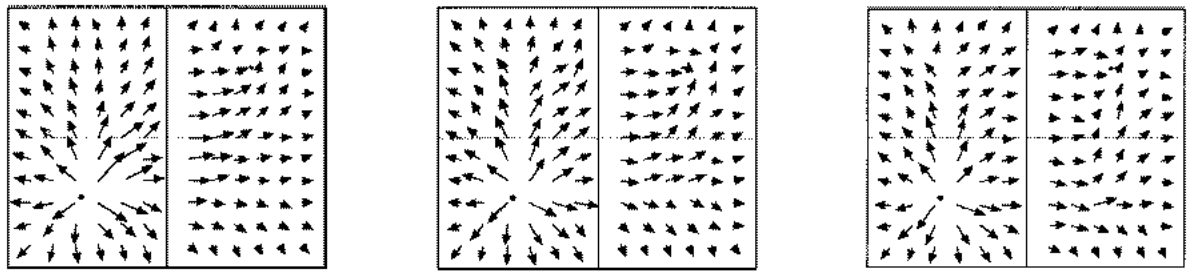
(BM1) V.I.F. of (1,1)mode (BM2) V.I.F. of (1,2)mode (BM3) V.I.F. of (2,2)mode

Fig. 8 Vibration intensity flows of half-welded steel plate (Secimen B)



(CM1) (1,1) mode shape (CM2) (1,2) mode shape (CM3) (2,2) mode shape

Fig. 9 Mode shapes of fully-welded steel plate (Specimen C)



(CI1) V.I.F. of (1,1)mode (CI2) V.I.F. of (1,2)mode (CI3) V.I.F. of (2,2)mode

Fig. 10 Vibration intensity flows of fully-welded steel plate (Specimen C)

치로 이동한 후 절선으로 이동한다. 이 때 용접부의 절선도 거의 고정부에 해당하는 정도의 미소한 진동진폭을 유지하기 때문에 진동인텐시티는 사방으로 고루 퍼지게 된다. 그 가운데 판의 고정부로 이동한 진동 인텐시티는 소멸되지만 용접부로 이동한 진동인텐시티는 근접모드의 최대 진폭점으로 이동한 후 감쇠점 혹은 고정부의 제진재로 흡수된다.

Fig. 9(CM3)는 (2,2)모드의 형상을 보인다. (2,2)모드에서 발생하는 현상은 (1,2)모드에서 발생하는 현상과 유사하다. 즉, 용접부의 영향으로 경사졌던 절선이 반듯하게 되어짐과 동시에 용접부 주위에서의 모드형상은 더욱 선명하게 된다. 이 때 진동인텐시티의 흐름을 Fig. 10(CI3)에 보인다. 진동인텐시티흐름은 가진점에서 최대진폭점으로 이동하지만 이 때 가진점이 최대 진폭점에 근접하므로 가진점에서 모드절선을 수직으로 통과한 다음 근접하는 진동모드의 최대 점으로 이동한 후 다시 모드절선을 수직으로 통과하여 감쇠기로 이동하는 현상을 보인다. 물론 이 과정에서 주변 고정부에 근접한 진동인텐시티는 고정부에 부착한 재진재료의 영향으로 소멸되어진다.

5. 결 론

본 연구에서는 진동인텐시티에 관한 응용의 하나로 강판에 부가된 용접부분이 진동인텐시티 흐름에 미치는 영향에 대해 실험적으로 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 진동인텐시티의 흐름은 진동모드의 형상에 의해 결정된다. 즉, 가진점에서 모드의 최대 진폭점으로 이동한 후, 모드의 등고선에 수직하는 방향으로 감쇠가 존재하는 영역으로 이동한다.
2. 진동인텐시의 흐름이 진동의 모드절선(nodal line)을 통해 전파하는 경우, 반드시 진동모드의 절선에 수직하는 방향으로 통과한다.
3. 강판에 부가된 용접부분은 열영향부와 용접비드에 의한 강성의 증대로 보강재료와 같은 역할을 하기 때문에 모드형상을 변화시키는 역할을 한다.

후 기

본 연구는 2001년도 목포해양대학교 학술연구지원에 의해 연구되었음.

참 고 문 헌

1. 劉永勳, 中川己壽, "多數のmodeを考慮した非拘束型粘彈性制振層の最適設計", 日本機械學會論文集(C編), Vol. 61, No. 586, pp. 2267~2273, 1995
2. 劉永勳, 中川己壽, "粘彈性制振層の要素移動による2層制振板の最適設計",日本機械學會論文(C編), Vol. 60, No. 578, pp. 3293~3299, 1994
3. Y. H. Yu, B. S. Yang and N. Nakagawa, "An Optimum Passive Vibration Control of Elastic Plate with an Unconstrained Viscoelastic Damping Layer", Machine Vibration, Vol. 5, pp. 45~51, 1996
4. D. U. Noiseux, "Measurement of Power Flow in Uniform Beams and Plates", Journal of the Acoustical society of America, Vol. 47, No. 1(part 2), pp. 238~247, 1970
5. G. Pavic, "Measurement of Structure Borne Wave Intensity, PART I : Formulation of the Theorem", Journal of Sound and Vibration, Vol. 49, No. 2, pp. 221~230, 1976
6. A. Okitsu, H. Azegami, M. Teramoto, and H. Kobatashi, "A Fundamental Study for Measurement of Vibration Intensity", JSME(part C), Vol. 56, No. 525, pp. 1131~1138, 1990 (printed in Japanese)
7. M. Kamata, K. Shimata," A Study on Structural Intensity Measurement(1st Report: Theoretical Report)" JSME(part C), Vol. 57, No. 535, pp. 700~705, 1991 (printed in Japanese)