Bull. Korean Fish. Tech. Soc. 25(1), 1989 漁業技術 25(1), 1989

충격식 동흡진기의 개발 및 응용에 관한 연구
(제 I 보, 기초실험)

양보석 · 김종완 · 김원철*
부산수산대학, *통영수산전문대학
(1989년 1월 10일 접수)

Development and Applications of Impact Vibration Absorbers
(1st Report, Fundamental Experiments)

Bo-Suk YANG, Joung-Wan KIM, and Won-Chul KIM
Nationl Fisheries University of Pusan, Tong-Yeong Fisheries College
(Received January 10, 1989)

This paper describes a fundamental method to suppress vibration of a structure under excitation by attaching a impact absorber. The influence of the shape of impact absorber, such as weight of add mass, impact clearance, contacting area and the exciting frequency on suppressing vibrations of the structure is investigated.The effectiveness of the proposed vibration absorber is demonstrated experimentally.

서 론

기계구조물의 진동은 기계 성능 및 수명에 악영향을 끼치며 나아가 파괴까지 일으키게 하는 치명적인 원인이 되므로 그 방지대책은 오래 전부터 중요한 과제로 되어 각종 방법이 고려되어 왔다. 특히 최근 기계의 고속화, 대형화 및 경량화의 추세에 따라 더욱 그 대책이 시급한 실정이다. 또 기계가 공진영역 부근에서 부득이 운전될 경우나 공진영역을 통과하여 운전될 경우, 과도한 진동을 피하기 위해서는 이미 제작된 기계의 구조변경이 필요로 하지만 실제로는 경제적 이유나 구조상 변경이 불가능한 경우가 많다. 동흡진기는 비교적 크기가 작고, 질량과 강성을 적절히 조정하여 주진동계에 미치는 외력의 고유진동수와 같게 설계하므로써 주진동계가 과도한 진동을 일으키는 공진영역에서 동흡진기와 주진동계는 역위상이 되어 진동을 서로 상쇄시키는 효과를 갖게 된다. 따라서 이 동흡진기를 적절히 사용하므로써 과대한 진동을 효과적으로 억제할 수 있다. 이러한 동흡진기에 관해서 1909년 Frahm에 의해 동흡진 장치가 고안된 이래로 Den Hartog[1] 등에 의해 기초이론이 확립되었고, Hunt와 Nissen[2]이 비선형 동흡진기에 관한 연구를 수행하는 등 여러 학자들에 의해 일련의 연구가 수행되어 왔다[3]. 종래의 연구는 동흡진기의 질량, 강성 및 감쇠기의 진동진폭에 대한 영향을 주로 고려하여 수행되었으나, 본 연구에서는 이전의 동흡진기 효과와 더불어 부가질량과 주진동계의 상대운동에 의해 발생하는 충격시의 에너지 흡수기구를 이용하는 충격형의 동흡진기(impact dynamic absorber) 를 제안하기 위해 기초적 실험으로 부가질량의 충격에 의한 진동감소 특성을 실험적으로 고찰한다. 즉 주진동계에 직접 부가 질량체를

설치, 충격을 발생하게 하고 진동특성을 명확히 알 수 있는 위험속도 부근에서 주진동계와 부가질량의 충격틈새, 부가질량 및 접촉면적의 크기를 변화시켜 이에 따른 주진동계의 진동특성을 실험적으로 고찰하고 진동억제 효과를 명확히 하였다.

실험장치 및 실험방법

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 Fig. 1

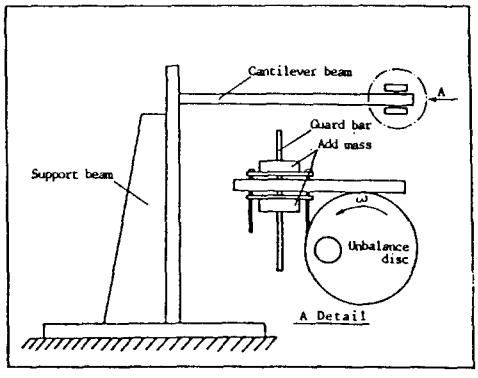


Fig. 1 Experimental apparatus.

에 나타내었다. 주진동계인 외팔보의 자유단에 편심거리 0.1*mm*의 원판이 부착된 가변 전동기(0~3600*rpm*)를 설치하고 전동기 회전시 발생하는 불평형력에 의한 원심식 가진력을 이용한다. 그리고 진동 발생시 상하방향으로 충격이 발생할 수 있도록 부가질량(충격감쇠기)을 외팔보의 자유단에 설치하였다. 여기서 부가질량이 연직운동만을 하도록 구속하기 위해 자유단에 안내봉(guard bar)을 설치하였다. 측정을 위해 외팔보의 자유단에서 보와 부가질량의 위치에 와전류형 비접촉식 변위계를 설치하고, 변위계의 출력신호를 2 채널 주파수 분석기(FFT)에서 분석하여 진동진폭 특성과 진동의 시간응답 파형을 분석, 검토하고 X-Y 기록기에 의해 기록하였다.

본 실험에서는 모드질량비(modal mass ratio) Mr을 0.035에서 0.098 까지 변화하고, 그리고 주진동계인 보와 부가질량과의 충격 틈새를 0 *mm*에서 3*mm*까지 각각 1*mm*씩 변화시키고, 또 충격마찰 면적을 달리하여 실험을 수행하였다.

실험결과 및 고찰

본 실험에서 충격틈새, 부가질량의 모드질량비 및 마찰면적의 변화에 따라 진동억제 효과는 다음 결과와 같이 비교·고찰되었다.

Fig. 2는 외팔보 자유단에 충격감쇠기(부가질량)를 부착하지 않고 전동기로 10*Hz*에서 1.5*Hz*씩 증가하면서 50*Hz*까지 가진 하였을 경우 계의 진동진폭 곡선으로 계의 고유진동수(30.5*Hz*)에서 변위계의 계측범위 이상의 과도한 진동이 발생함을 알 수 있다.

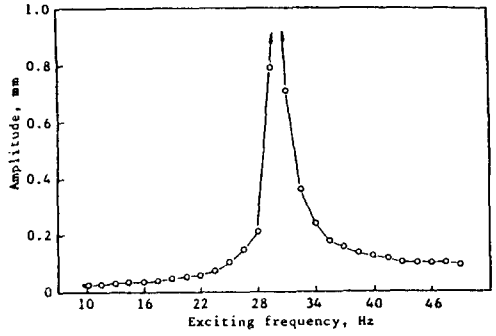
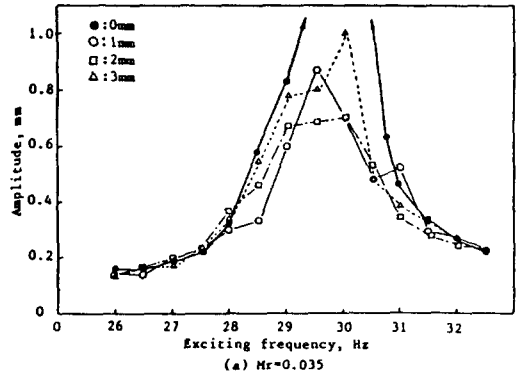
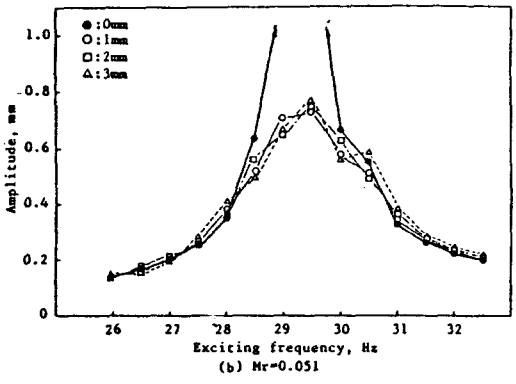


Fig. 2 Vibration amplitude of vibrating system without impact damper.

Fig. 3은 모드질량비가 일정한 경우, 각각의 충격 틈새를 변화시켰을 때의 진폭특성을 비교한 곡선들이다. 부가질량의 첨가로 인해 고유진동수가 30.5*Hz*에서 약간 감소하였다. (a)는 모드질량비가 0.035일 때, 고유진동수(29.75*Hz*) 부근에서의 진폭특성 곡선으로 충격 틈새가 0*mm*일 때 즉 주진동계에 부가질량이 고정되였을 경우에는 단지 주진동계의 질량이 부가질량 만큼 증가한 경우로서 계의 충격감쇠기로써 작용하지 않으므로 계측이 불가능할 정도로 과도한 진폭 성장을 보였으나, 1*mm* 이상이 될 때는 진폭이 충분히 감소함을 보였고, 2*mm*일 때가 가장 진폭감소 현상이 뚜렷하였다. 또 3*mm*일때는 2*mm*일때보다 오히려 진폭이 증가함을 알 수 있다. (b)는 모드질량비가 0.051일 때, 고유진동수(29.5*Hz*) 부근에서의 특성들로 충격 틈새가 0*mm*을 제외한 1, 2 및 3*mm*에서 거의 같은 크기의 진폭감소 효과를 보이고 있다. (c)는 모드질량비가 0.069일 때, 고유진동수(29.0*Hz*) 부근에서의 특성들로





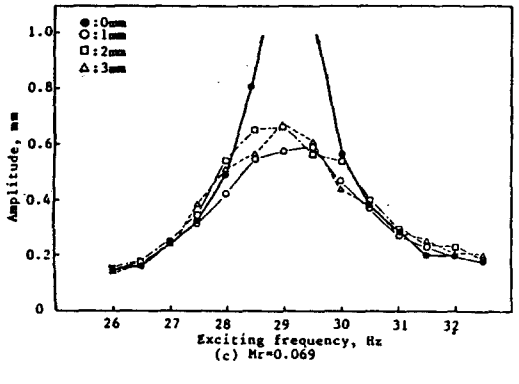
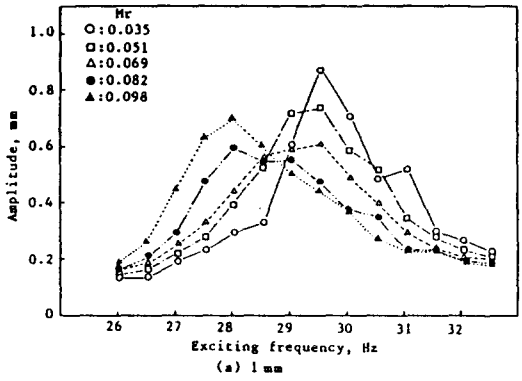
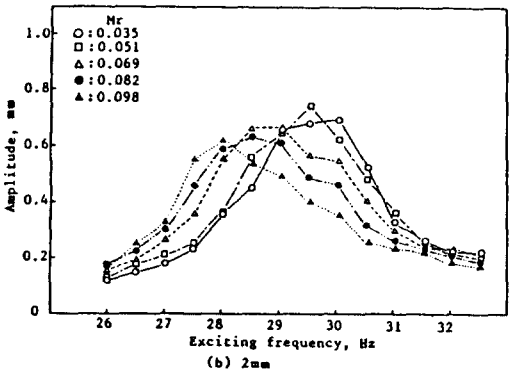


Fig. 3 Effect of impact clearance on vibration amplitude, A=19.35cm^2





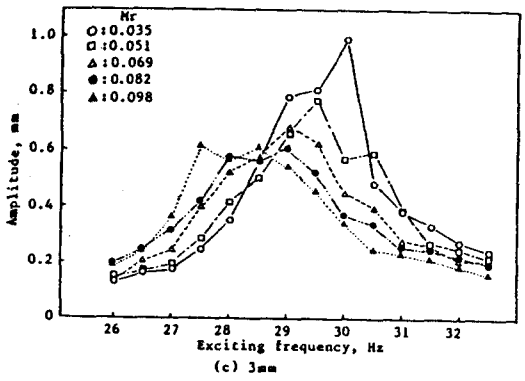


Fig. 4 Effect of add mass on vibration amplitude, A=19.35cm^2.

충격틈새가 0mm일 때의 과도한 진동은 틈새가 1mm에서 충분히 감소하였고, 그 외의 틈새 변화에서는 거의 같은 진동진폭 감소효과를 보였다.

Fig. 4는 충격 틈새가 일정할 경우, 모드질량비를 0.035에서 0.098까지 변화시켜 각의 고유진동수 부근에서 진폭특성을 비교검토한 곡선들이다. (a)는 충격 틈새가 1mm일 때, 각 부가질량의

변화에 따른 진폭특성 곡선으로 부가질량이 증가할수록 진동진폭이 감소하다가 모드질량비가 0.082에서 0.098으로 될때는 오히려 진폭은 증가함을 보인다. 즉 부가질량이 증가함에 따라 진폭은 감소하다가 증가함을 알 수 있다. (b)는 충격 틈새가 2*mm*로써 (a)와 같이 부가질량의 증가에 따른 진폭 감소효과도 있지만, 질량증가의 영향보다는 충격 틈새의 영향이 진동진폭 감소효과에 더 큰 영향을 주어 질량의 변화에 따른 진폭의 감소는 미소하게 나타났다. (c)는 충격틈새가 3 *mm*일 때, 각 부가질량의 변화에 따른 진폭특성 곡선으로 부가질량이 증가할수록 진동진폭이 급격히 감소하다가 0.082일 때 최소로 되었다가 0.098일 때는 오히려 증가하였다.

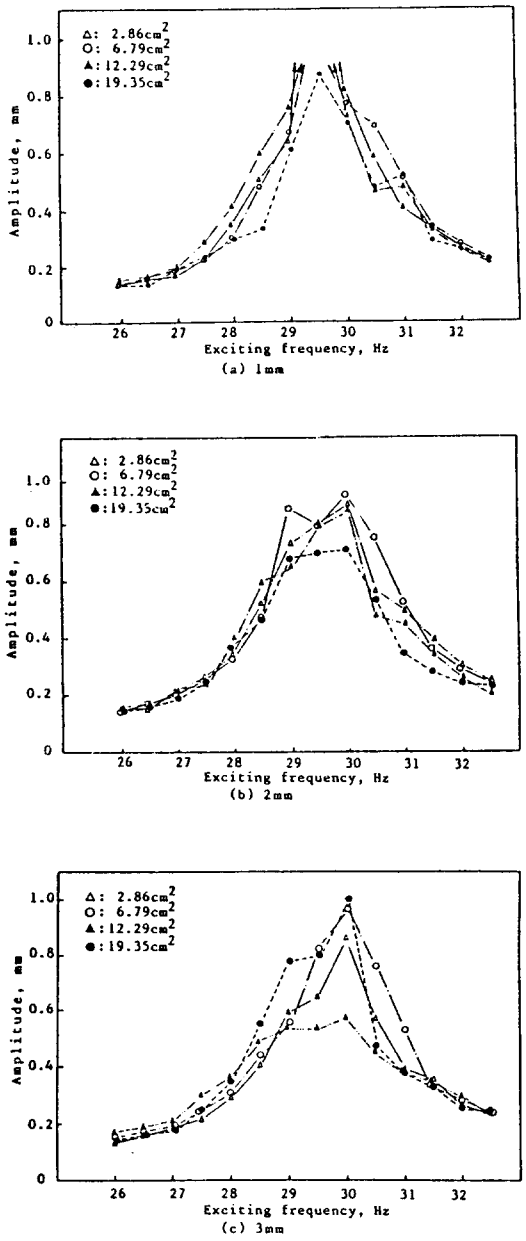


Fig. 5 Effect of contacting area on vibration amplitude, Mr=0.035

Fig. 5는 모드질량비가 0.035으로 일정할 경우 접촉마찰 면적을 달리 하였을 때의 진폭특성을 나타낸다. (a)는 충격틈새가 1*mm*일 때이며, 마찰면적을 12.29cm^2 까지 증가하여도 과도한 진동진폭은 계측범위 안에 들어오지 않았으나 19.35cm^2로 증가하였을 때는 진폭이 감소되어 그 진 폭 크기가 0.87*mm*로 나타났다. (b)는 충격틈새가 2*mm* 경우로써, 마찰면적이 클수록 점차적으로 진폭이 감소하다가 가장 큰 19.35cm^2 에서 진폭감소가 탁월하였다. (c)는 충격틈새가 3 *mm*일 때이며, 마찰면적이 증가함에 따라 진동폭은 급격히 감소해서 12.29cm^2에서 진폭크기는 최소로 되었다.

Fig. 6 은 Fig. 4의 (b)에서 본 바와 같이 부가질량이 적으면서 상대적으로 진동진폭을 감소시키는 효과가 좋은 경우인 모드질량비가 0.035, 충격 틈새가 2*mm*일때의 주진동계와 부진동계인 부가질량의 상관 운동을 시간응답 파형으로 계측한 자료이다. 이를 이용하며 상대운동 위상차를 구하였다.

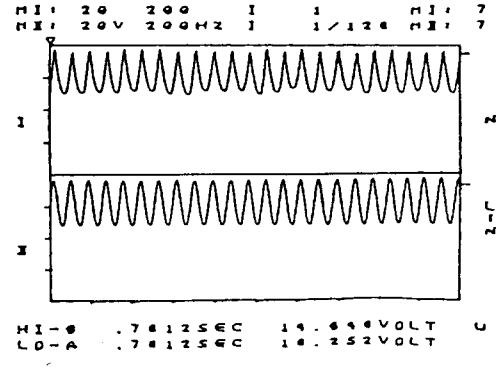


Fig. 6 Timewise traces for add mass (I) and beam (II).

Fig. 7 은 부가질량과 충격 틈새의 변화에 따른 주진동계인 보와 부가질량 사이의 진동진폭의 위상차를 도시한 것이다.

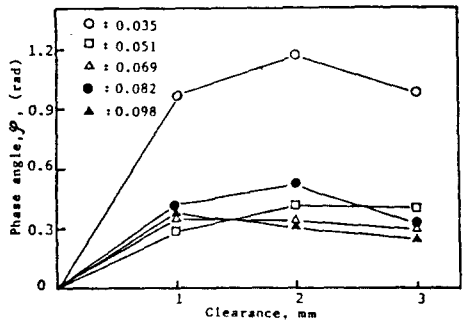


Fig. 7 Phase difference between beam and add mass, A = 19.35cm^2.

결 론

주진동계인 외팔보의 자유단에 부진동계인 부가질량을 설치하여 부가질량의 크기와 충격 틈새 및 접촉면적을 변화시켜 그때의 진동진폭 특성을 실험하므로써 밝혀진 결과들을 요약하면 다음과 같다.

1)부가질량의 상하 충격작용이 계의 진동진폭 감소에 상당히 큰 효과가 있으며 일종의 충격감쇠기로써 사용할 수 있음이 실험적으로 확인되었다.

2)부가질량이 같을 때 충격틈새를 적절히 조정하므로써 진동진폭을 감소시킬 수 있다.

3)충격 틈새가 일정할 때, 부가질량이 클수록 진동진폭은 감소하지만, 특정 조건에서는 부가질량이 작아도 진폭 감소효과가 크다.

4)부가질량과 충격틈새가 일정한 조건에서 그 틈새가 작을때 ($1mm, 2mm$) 부가질량의 접촉마찰면적이 클수록 진동진폭은 감소한다.

5)계의 진동진폭 감소가 클 때, 주진동계와 부가질량의 진동진폭에는 위상차가 발생하며 충격감쇠 효과가 가장 클 때 위상차도 최대로 된다.

6)일반적으로 부가질량이 클수록 진폭은 감소한다.

향후의 연구과제로서 충격시의 소음을 감소시키며 감쇠작용을 증가시키기 위해 접촉면에 적절한 방진고무를 설치하여 그때의 진동 감소 특성을 구명할 것이 요구된다. 이러한 일련의 기초연구를 통하여 목적으로 하고 있는 충격식 동흡진기의 설계 및 이에 대한 실험을 수행할 것이다.

참고문헌

1. Den Hartog,J.P.(1928):Trans. ASME, 50.
2. Hunt,J.B. and Nissen J.C.(1982):The broadband Dynamic Vibration Absorber 83(4), 573-578.
3. Harris,C.M. and Crede C.E.(1961):Shock and Vibration Handbook 6, Mcgraw-Hill.
4. Felgar, Jr. and Young D.(1949):Tables of Characteristic Functions Representing Normal Modes Vibration of a Beam, 4913.
5. Roy, R. and Craig, Jr.(1981):Structural Dynamics 4, Wiley.