

소실모형주조용 진동장치의 동특성 분석 및 설계

Analysis of Dynamics Characteristics and Design of Vibrating Table for Expendable Pattern Casting Process

°이은경*, 설진수*, 임경화**, 이경환***

Eun-Kyung Lee, Jin-Soo Seol, Kyung-Hwa Rim, Kyung-Whoan Lee

Key Words : Vibration Table(진동테이블), Dynamic Characteristics(동특성), Expendable Pattern Casting Process(소실모형주조법), Stiffener(보강재)

ABSTRACT

Vibration table is required to obtain high packing density in expendable pattern casting process. Packing density, which is an important manufacture factor, depends on the vibration pattern induced by vibration table. Modal test is utilized to identify the dynamic characteristics of vibration table. And finite element method is used to modify flask by fixing the stiffener. The positions of stiffener to modify are found and the natural frequency could be easily shifted to the objective value by using sensitivity analysis.

1. 서론

소실모형주조법(expendable pattern casting process)은 발포 폴리스티렌(expanded poly-styrene)으로 주물형상으로 성형한 후, 이를 점결제가 들어있지 않은 건조된 주물사 속에 매설한 후, 모형에 직접 용탕을 주입하여, 그 소실된 공간에 용탕이 충전되어 응고됨으로써 주물을 얻는 신주조공법이다.^(1,2) 그러나 이 공법은 공정 원리는 단순함에 비해 장치개발 관점에서 극복하기 어려운 문제점들을 안고 있다 그 중의 하나가 주물사 충전 시 모형의 변형 문제이다. 주조시에 발생하는 탄소결함이나 가스결함을 줄이기 위해서는 모형은 발포 배율을 높여야 하는데 고발포 배율의 모형은 강성이 부족해서 주물사의 자중이나 충전 시 가해지는 진동에 의해 쉽게 변형된다.⁽³⁾

소실모형주조법에서는 주물사의 충전이 잘 되어야 하며, 또한 강도가 약한 모형의 변형을 막기 위해 주물사를 최대한 유통화 하여 충전시킬 필요가 있다. 그래서 무리한 힘을 가하지 않으면서 주물사의 양호한 충전을 위해서 진동테이블을 이용하여 충전시킨다.

본 연구에서는 소실모형주조용 진동장치의 동특성을 파악하고 차후에 개발 예정인 진동장치의 설계방안을 제시하고자 한다.

2. 시스템 분석

2.1 동역학적 모델링

산업계에서 사용되고 있는 소실모형주조용 진동장치는 Fig. 1 과 같이 진동테이블 위에 주물모형과 주물사를 담은 1100×1140×1000mm 의 플라스크(flask)가 설치되어 있다. 진동테이블은 4 개의 공기 스프링으로 지지되어 있고, 좌우에는 가진원(vibration source)으로 사용되는 2 개의 편심회전모터가 장착되어 있다. 좌우 편심회전모터를 상호 역방향으로 회전시킬 경우는 상하 방향으로 수직 일축 선진동(linear vibration)으로 가진할 수 있고, 동일 방향으로 회전시키면 진동테이블을 원진동(circular vibration)으로 가진할 수 있다.⁽⁴⁾

시스템 성능 검증에 앞서 간이 모드실험을 통해 소실모형주조용 진동장치의 충격 응답 스펙트럼을 가속도 센서를 이용하여 측정하였다. Fig. 2 에서도 알 수 있듯이 1.5 Hz 근처에 수직방향 강제모드가 존재한다. 소실모형주조용 진동장치의 운전속도가 1200~3600 rpm 영역임을 감안하면 강제모드 주파수보다 훨씬 높은 고주파수 영역에서 운전되고 있음을 알 수 있다. 그러므로 본 시스템에서는 공기스프링의 강성과 감쇠 특성에 상관없이 편심회전모터의 가진력과 플라스크의 동특성에 따라 시스템 응답이 결정됨을 알 수 있다.

* 한국기술교육대학교 대학원 기계공학과

E-mail : lek002@bcline.com
Tel : (041) 560-1143

** 한국기술교육대학교 제어시스템공학과

*** 한국생산기술연구원

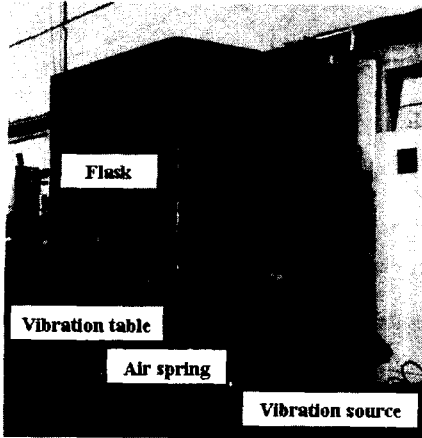


Fig. 1 Vibrating table for EPC process

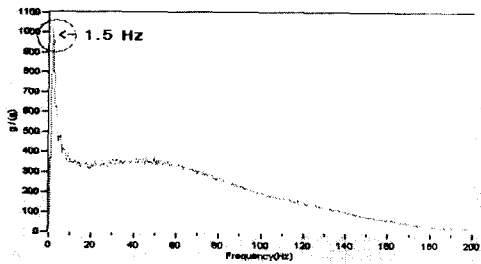


Fig. 2 Measured auto-spectrum

2.2 플라스크의 동특성 측정 및 해석

2.2.1 실험장치 및 방법

소실모형주조용 진동장치의 플라스크 동특성을 파악하기 위해 Fig. 3 과 같이 실험장치를 구성하였다. 충격해머를 이용한 모드시험(modal test)을 사용하여, 플라스크의 고유진동수 및 모드형상을 측정하였다.⁽⁵⁾

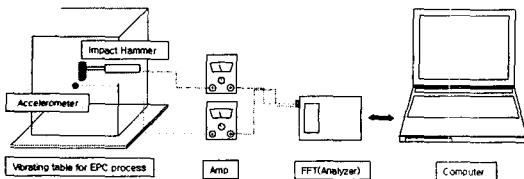


Fig. 3 Schematic diagram of experimental setup

2.2.2 플라스크의 동특성 해석

플라스크의 동특성의 실험결과를 검증하고 차후 설계 개선을 위하여, 유한요소법(finite element method)으로 동특성 해석을 하였다. 상용 유한요소법 프로그램인 MSC/NASTRAN 을 이용하여 해석 하였다. 해석에 사용한 재료 물성치는 Table 1 과 같다.

Table 1 Physical parameters of flask

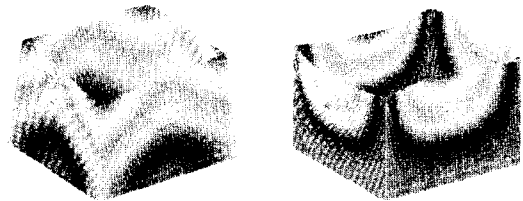
Density (kg/m ³)	Elastic modulus (Gpa)	Poisson's ratio
7800	210	0.32

2.2.3 실험결과와 해석 결과의 비교

Table 2 는 모드시험에서 구한 고유진동수와 수치해석으로 구한 고유진동수를 비교한 것이다. 모드형상이 동일한 모드 간의 고유진동수는 대체적으로 비슷함을 알 수 있다. 다만 Fig. 4 에서 볼 수 있듯이, 첫 번째 모드가 국부적 모드(local mode)임에 따라 모드시험에서 측정되지 못하였다. 1200~3600 rpm 의 운전 회전 속도를 고려하였을 때, 상대적으로 구조물의 고유진동수가 낮음을 알 수 있다.

Table 2 Natural frequencies from modal Test and modal analysis

Mode	1	2	3	4	5	6
Modal Analysis (Hz)	29	34	52	54	60	106
Experiment (Hz)	-	37	-	56	64	109



(a) Mode 1 (29 Hz) (b) Mode 2 (34 Hz)

Fig. 4 Mode shapes of flask

2.2.4 문제점 : 주물사의 외향 이동현상

플라스크에 주물사 충전 시, 주물사가 단지 상하방향으로 충전되는 것이 바람직하다. 그러나 본 시스템의 경우 상단에 있는 주물사들이 플라스크 중심에서 외곽으로 수평 이동되는 현상이 발견되었다. 이것은 플라스크 내에 주물사의 압력분포에 변화를 주어 모형의 변형을 초래하게 된다.

Fig. 4 와 Table 2 에서 알 수 있듯이 플라스크의 저차 고유진동수가 소실모형주조용 진동장치 운전 속도 내에 존재함으로써 플라스크가 진동한다. 이로 인해 플라스크의 변형에 따라 주물사 외향 이동현상이 발생한 것이다.

3. 플라스크의 최적구조 변경

3.1 민감도 분석

일반적으로 진동특성을 개선하기 위한 구조변경에서는 여러 가지 형태의 구조형상이나 치수등에 대해 검토가 이루어져야 하고 이에 따른 수많은 반복적인 진동해석이 요구되므로 계산시간이 많이 걸리게 된다. 이러한 문제를 해결하는데 민감도 분석이 적절하다. 민감도 분석을 이용하면 구조물의 어떤 설계변수의 변화가 동특성 개선에 가장 효과적인지를 알 수 있다.^(6,7)

소실모형주조용 진동장치의 동특성 개선을 위해 진동장치의 운전속도 내에 존재하는 플라스크의 고유진동수를 운전속도 밖으로 이동시켜야 한다.

본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 플라스크에 보강재(stiffener)를 부가함으로써 29 Hz 의 1 차 고유진동수를 90 Hz 이상으로 증가시키는 구조변경을 수행하였다. 특히 보강재의 위치 및 형상 변화에 대한 고유진동수의 변화를 확인하였다. 보강재는 일반적으로 구조물 제작 시 사용한 재료를 이용하고 있으므로 보강재의 물성치는 플라스크와 동일하다고 가정하였다.

3.2 플라스크 형상에 따른 고유진동수 변화

보강재의 변화에 대한 고유진동수 민감도 분석에 앞서 플라스크 형상과 두께 변화에 따른 고유진동수의 변화를 확인하였다. 동일 부피와 높이를 갖는 삼각형, 사각형, 육각형, 팔각형, 원형 플라스크에 대해 해석한 결과는 Fig. 5 와 같다. Fig. 5 와 Table 3 에서 알 수 있듯이 플라스크 형상 변화에 따른 1 차 고유진동수의 변화는 거의 없다. 그러나 각 모드에서 원형 플라스크가 다른 형태의 플라스크보다 고유진동수가 높았다. 또한 두께 변화의 경우 Fig. 6 에서 알 수 있듯이 두께가 증가할수록 고유진동수는 전반적으로 증가하지만 1 차 고유진동수가 운전속도 내에 존재하고, Fig.7 과 같이 두께 증가에 따른 질량 증가로 편심회전모터의 가진력을 증가시킬 필요가 생긴다.

Table 3 Change of the natural frequency with shape

Shape Mode	tri	quad (present)	hex	oct	circle
1 st modal frequency (Hz)	27	29	31	32	32

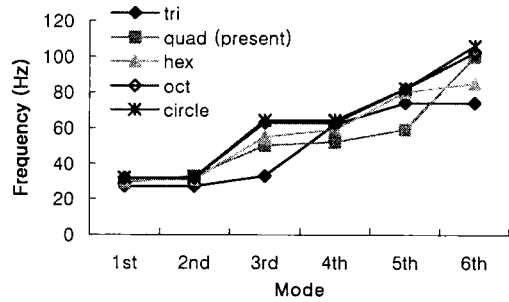


Fig. 5 Change of the natural frequency with shape of flask

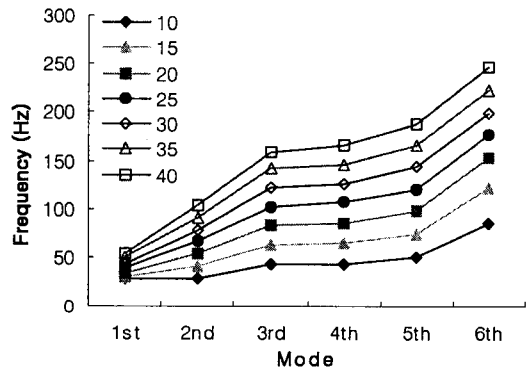


Fig. 6 Change of the natural frequency with thickness(mm) of flask

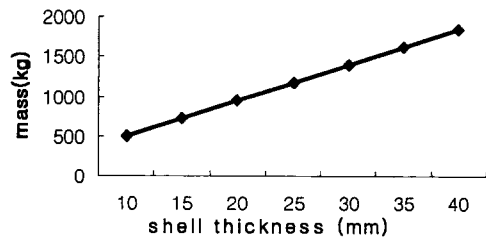


Fig. 7 Change of mass with thickness of flask

3.3 보강재를 이용한 고유진동수 민감도 분석

3.3.1 보강재 유무에 따른 고유진동수 변화

소실모형주조용 플라스크는 Fig. 8 과 같은 형태의 보강재가 하단(lower part) 내부에 설치되어 있다. 설치된 보강재의 보강효과를 확인하기 위해 보강재 유무에 따른 고유진동수의 변화를 확인하였다. Fig. 9 에서 볼 수 있듯이 보강재를 부가함으로써 1 차 고유진동수가 13 Hz 에서 29 Hz 로 변경되었다.

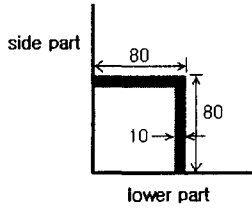


Fig. 8 Dimension of stiffener at lower part flask (mm)

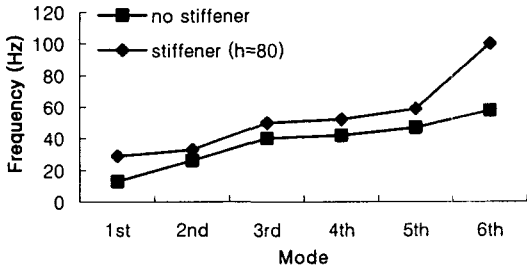


Fig. 9 Change of the natural frequency with stiffener at lower part of flask

또한 플라스크 하단에 설치되어 있는 보강재와 동일한 ‘ㄱ형’ 보강재의 크기에 따른 고유진동수의 변화를 확인하였다. Fig. 10 과 Table 4 에서 볼 수 있듯이 보강재의 사이즈가 증가함에 따라 1 차 고유진동수는 증가하나 어느 이상이 되면 일정한 값으로 접근하였다.

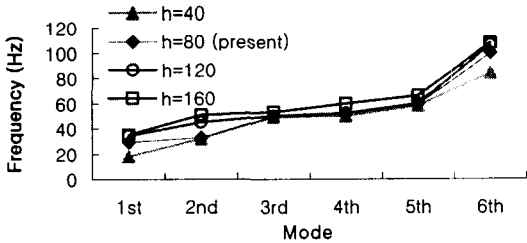


Fig. 10 Change of the natural frequency with size of stiffener at lower part of flask (mm, $d = h$)

Table 4 Change of the natural frequency with size

Mode \ Size(mm)	40	80	120	160
1 st modal frequency (Hz)	18	29	34	35

3.3.2 보강재의 위치에 따른 고유진동수 변화

보강재를 설치할 최적의 위치를 선정하기 위해 하단에 보강재가 설치되지 않은 플라스크의 보강재 설치 방향에 따른 1 차 고유진동수의 변화를 확인하였다. Fig. 11 과 같이 보강재를 플라스크 중

양에 각각 수평과 수직방향으로 설치하였다. 설치한 보강재는 플라스크 하단에 설치된 보강재와 동일크기의 ‘ㄱ형’ 보강재를 이용하였다.

결과는 Fig. 12 와 같으며 수평방향으로 설치할 경우가 수직방향으로 설치할 경우 보다 고유진동수가 증가하였다. 이것은 1 차 고유진동수의 모드 형상이 수직방향 진동 변위 보다 수평방향 진동 변위가 크므로, 진동 변위가 큰 수평방향에 보강재를 설치할 경우 보강 효과가 나타나는 것이다.

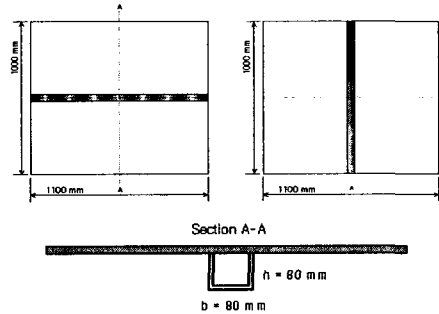


Fig. 11 Stiffener location in horizontal and vertical directions

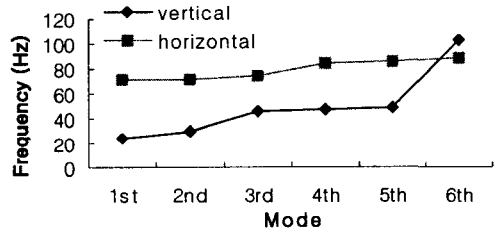


Fig. 12 Change of the natural frequency with stiffener of horizontal and vertical directions

보강 효과가 있는 수평방향에 최적위치를 선정하기 위해 Fig. 13 과 같이 플라스크의 수평방향 위치에 따른 1 차 고유진동수 변화를 확인하였다. 결과는 Fig. 14,15 와 Table 5 에서 볼 수 있듯이 진동 변위가 큰 상단(upper part) 즉 Case 4,5 에 보강재를 설치할 경우 1 차 고유진동수가 크게 증가하였다.

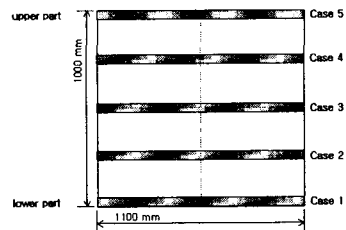


Fig. 13 Position of stiffener in horizontal direction

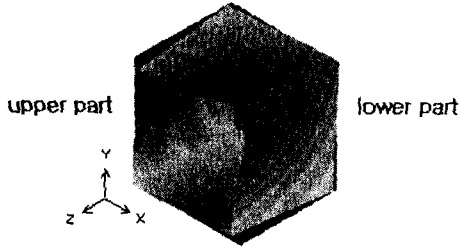


Fig. 14 Mode shape of flask

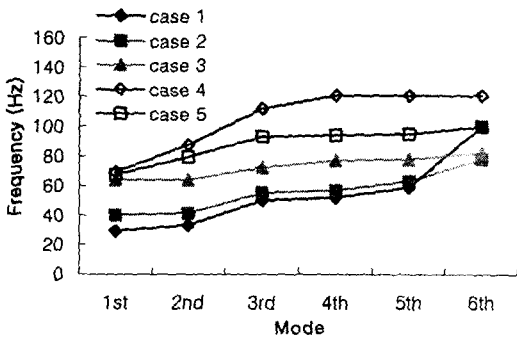


Fig. 15 Change of the natural frequency with position of stiffener (horizontal)

Table 5 Change of the natural frequency with Position

Case \ Mode	1	2	3	4	5
1 st modal frequency (Hz)	29	40	64	69	67

3.4 최적 구조 변경

보강재의 위치 및 크기 변화에 대한 고유진동수 민감도 분석 결과 진동 변화가 큰 상단에 수평 방향으로 보강재를 설치하면 1 차 고유진동수를 변경시킬 수 있는 것을 확인하였다. 따라서 소실 모형주조용 플라스크의 상단에 보강재를 설치함으로써 1 차 고유진동수를 증가시킬 수 있다.

Fig. 16 과 Table 6 은 하단에 보강재가 설치된 플라스크 상단에 보강재를 설치했을 경우의 고유진동수 변화를 보여 준다. 상단 뿐만 아니라 중심에 보강재를 설치 할 경우(Case 1+3+5) 1 차 고유진동수가 가장 증가했다. 그러나 이 경우는 중앙에 설치된 보강재가 주물사의 유동화에 영향을 줄 수 있다. 그러므로 Case 5 와 같이 상단 끝에 보강재를 설치하면 목표했던 1 차 고유진동수로 변경이 가능하다. 이 경우 하단만 보강된 플라스크의 1 차 고유진동수 29 Hz 에 비해 228 %의 진동수 향상이 되었고 질량의 증가율은 13 %가 되었다.

Fig. 17 의 모드형상을 통해 보강이 효과적으로 된 것을 확인 하였다.

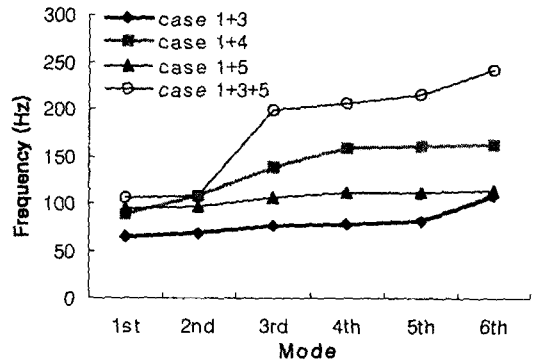


Fig. 16 Change of the natural frequency with multi-position of stiffener (horizontal)

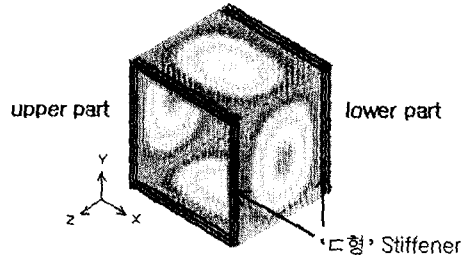


Fig. 17 Mode shape of stiffened flask

Table 6 Change of the natural frequency with multi-position of stiffener

Case \ Mode	1+3	1+4	1+5	1+3+5
1 st modal frequency (Hz)	64	89	95	106

또한 선정된 최적 위치에서 보강재의 형상에 따른 고유진동수의 변화를 확인하였다. 보강재의 형상은 Fig. 18 과 같다. Fig. 19 에서 볼 수 있듯이 'C형' 보강재가 다른 형태의 보강재보다 보강 효과가 뛰어난 것을 확인하였다.

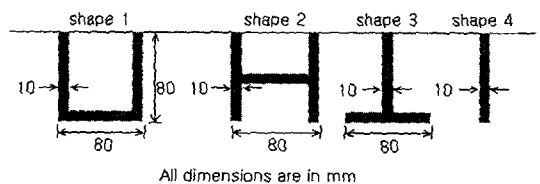


Fig. 18 Stiffener shape

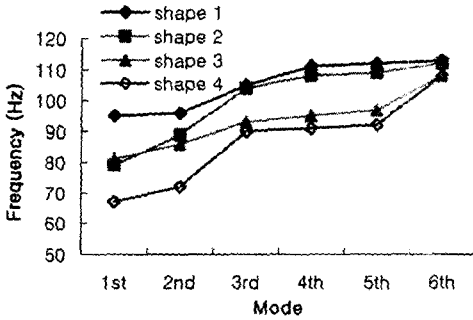


Fig. 19 Change of the natural frequency with shape of stiffener

4. 결론

본 연구에서는 모드시험을 통해 소실모형구조용 진동장치의 동특성을 파악하여 주물사 외향 현상을 방지할 수 있는 방법을 제시하였다. 민감도 분석을 통하여 보강재의 설치 위치와 보강재 형상에 대한 최적 설계조건을 도출하였다. 이번 연구에서는 플라스크에 보강재를 설치하여 고유진동수만을 변경하는 구조변경을 하였으나 차후에 고유진동수와 모드형상을 변경하는 방법을 병행하면 더욱 효과적인 구조변경이 가능할 것이다.

참고문헌

- (1) 최현진 등, 1998, "소실모형구조법에 의한 중공크랭크축 개발," 한국구조공학회지 제 18 권 제 4 호, pp. 325~333.
- (2) 김기영 등, 2002, "알루미늄 합금 소실모형구조 시의 주형 충전재에 따른 특성변화," 한국구조공학회지 제 22 권 제 3 호, pp. 137~143.
- (3) 이경환 등, 2002, "소실모형구조법에서 진동 모드에 따른 모래압력 분포와 무형 변형과의 관계," *Metals & Materials International*.
- (4) 이경환 등, 2001, "최근의 소실모형구조용 진동장치," 한국구조공학회 제 21 권 제 2 호, pp 104~110.
- (5) 장현탁 등, 1999, "칩 마운트 시스템의 진동경감," 추계학술발표회 논문집, 한국소음진동공학회, pp 462~467.
- (6) 박석주 등, 1996, "보강재를 이용한 열린 상자형 구조물의 구조변경법에 관한 연구," 한국소음진동공학회지 제 6 권 제 1 호, pp. 57~66.
- (7) 이영신 등, 1996, "보강 박스 구조물의 진동 및 응력해석," 한국소음진동공학회지 제 6 권 제 2 호, pp. 147~162.