

석유화학 플랜트의 대형 압력용기에 대한 동흡진기의 최적설계

Optimal Design of a Dynamic Absorber for the Large-size Pressure Vessel of the Petrochemical Plant

김민철* · 이부윤** · 김원진†

Min Chul Kim, Boo Youn Lee and Won Jin Kim

(2005년 3월 15일 접수 : 2005년 4월 14일 심사완료)

Key Words : Dynamic Absorber(동흡진기), Pressure Vessel(압력용기), Optimum Design(최적설계), Resonance(공진), Finite Element Method(유한요소법)

ABSTRACT

In this work, two dynamic absorbers are introduced and designed to reduce the vibration of the large-size pressure vessel of a reactor for a petrochemical plant. The vibration modes and harmonic responses of the vessel are firstly analyzed by the finite element method. On the basis of the analyzed results, two dynamic absorbers are designed by a simple design theory. Furthermore, an optimization process is executed and an optimal design of the dynamic absorber is obtained to improve performance and structural safety of the vessel. As a result, the maximum displacement and stress of the vessel is decreased about 85 % and 65 % respectively, the design criteria being satisfied.

1. 서론

일반적으로 구조물 또는 기계요소가 외력에 의해 가진될 경우에 공진의 발생은 구조물에 치명적인 영향을 미치므로 그 방지 및 예방에 관한 많은 연구가 수행되어 왔다. 이러한 계의 공진 제어는 주로 감쇠재료(damping material)의 사용이 일반화되어 왔다. 그러나 감쇠재료를 사용한 제어에 있어서는 계의 특성이나 규모 등에 따라 많은 제한 요소가 따르는데, 특히 구조물의 규모가 커지거나 복잡해지면 제어 위치 선정에도 어려움이 따르며 그 효과도 기대하기 어렵다. 다른 방법으로는 기계 구조물의 설계를 변경하는 것이나, 이미 설치된 구조물에 대한 설계변경은

많은 비용이 든다. 이러한 경우에 동흡진기(dynamic absorber)를 사용하여 공진에서의 진동을 제어하면 매우 효과적이다.^(1~6)

특히 대형 구조물은 설계에 있어서 구조물의 주요 고유진동수를 특정 주파수 이하로 제한하는 경우가 있다. 이러한 경우에 동흡진기를 사용하면 구조물의 고유진동수에 큰 변화가 없이 효과적으로 진동을 저감할 수 있다.

이 연구에서는 합성수지의 일종인 선형저밀도 폴리에틸렌(LLDPE : linear low density polyethylene)을 생산하기 위하여 석유화학 플랜트에서 사용되는 화학반응기용 대형 압력용기를 대상으로 유한요소법(FEM)을 사용하여 동흡진기를 설계한다. 즉 유한요소법을 사용하여 구조물의 동특성을 분석하고, 제한된 공간내에서 최적인 동흡진기의 설계방법을 제시하고자 한다. 우선 압력용기의 동특성을 분석하기 위하여 모드해석(modal analysis)과 조화응답해석(harmonic response analysis)을 수행하고 1차에서 4차 모드까지의 변형거동 및 응력분포를 분석하였다. 구조물의 동

† 책임저자 : 정희원, 계명대학교 기계자동차공학부

E-mail : wjkim@kmu.ac.kr

Tel : (053) 580-5265, Fax : (053) 580-5165

* 계명대학교 대학원 기계공학과

** 계명대학교 기계자동차공학부

특성 해석결과를 바탕으로 취약부를 분석하고, 기존의 구조물에 이론식에서 도출된 동흡진기를 장착한 후 구조물의 거동 및 응력 저감의 효과를 분석하였다. 그리고 설계응력을 만족하는 보다 효과적인 진동저감을 위하여 이론식에 의해 계산된 초기 설계치를 바탕으로 최적화모듈(optimization module)을 이용하여 설계변수의 최적화된 값을 구하였다. 이론식에 의해 도출된 동흡진기와 최적화된 동흡진기의 설계변수와 성능을 비교하여 최적설계된 동흡진기의 진동저감 및 취약부 응력 저감효과를 확인하였다.

상단부와 하단부의 주요 변형 모드인 1차와 4차 모드를 동시에 제어하기 위해 두 개의 동흡진기를 설치하였고, 그 결과 최대변위는 기준모델에 비해 약 85%, 취약부 최대응력은 약 65%가 저감하였으며, 압력용기의 최대응력은 기준치를 만족하였다.

2. 유한요소해석 모델

해석대상인 화학 반응기용 대형 압력용기의 높이는 32036 mm, 무게는 약 224 ton이며, 기둥(column) 형태의 구조물이다. 해석모델의 개략도인 Fig. 1(a)에서와 같이 압력용기를 지지하는 부위는 중앙부에 있는 지지돌출부(support lug) 부분이다.

모델링 및 해석코드는 상용해석 코드인 ANSYS⁽⁷⁾를 사용하였다. 압력용기의 유한요소 모델은 Fig. 1(b)

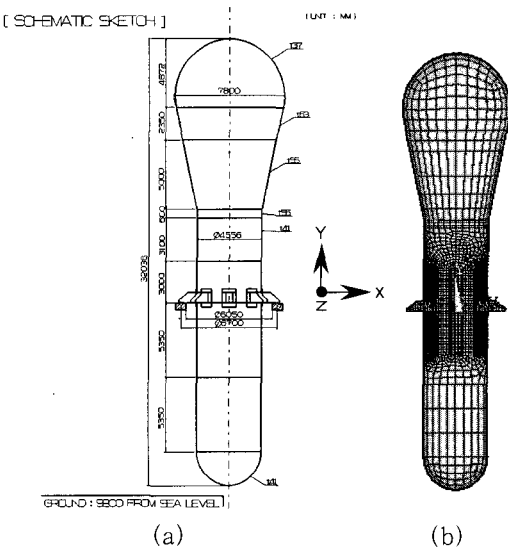


Fig. 1 (a) Schematic of the pressure vessel (b) Finite element model

와 같으며, 7315개의 선형 셸요소(shell element)로 구성되어 있다. 지지돌출부의 요소크기는 나머지 부분에 비해 조밀하게 구성하였다.

압력용기용 재료의 물성치는 ASME에서 규정한 SA516-70강의 물성치를 사용하였다.

해석모델의 구속조건은 실제 설치조건을 고려하여 지지돌출부에서 지면부와 볼트로 체결되는 위치는 모든 자유도를 구속하였고, 바닥 철판에 얹혀지는 위치는 수직변위만을 구속하였다.

3. 유한요소 해석

3.1 기존 모델의 해석

(1) 모드해석

모드해석의 방법은 ANSYS에서 block Lanczos method⁽⁷⁾를 사용하고, 1차에서 4차 모드까지를 추출하였다.

화학 반응기용 압력용기의 구조는 전체적으로 축대칭 구조이다. 이러한 축대칭 구조에서 두 개의 같은 진동모드가 나타나는데, 이를 축퇴모드(degenerate mode)라 한다. 그러므로 같은 모드형상의 모드는 하나로 고려하여 평가하였다. Fig. 2는 해석된 1차에서 4차 모드까지의 모드형상이며, 결과를 Table 1에 나타내었다.

(2) 조화응답해석

모드해석에서 나온 결과를 바탕으로 주요 공진주파수를 포함하는 범위에서의 압력용기의 응답특성을 파악하기 위해서 압력용기의 조화응답해석을 수행하였

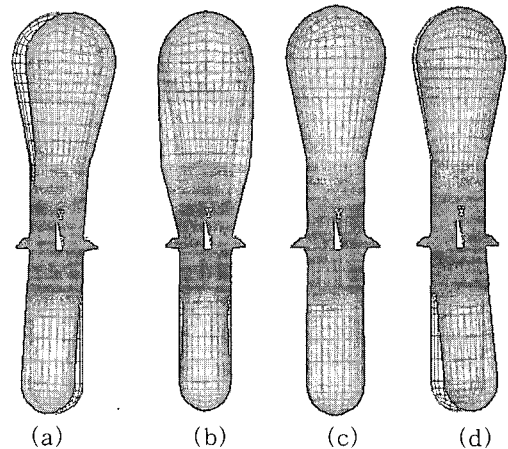


Fig. 2 (a) 1st (b) 2nd (c) 3rd (d) 4th mode shapes of the original model

다. 조화응답해석은 1차와 4차 모드를 포함하는 영역 대인 3~15 Hz범위에서 수행하였고, 주파수 해상도는 0.2 Hz로 설정하였다.

반응기가 작동될 때 내부에서 발생하는 거품(bubble)의 터짐으로 인하여 용기의 내벽에 100 kN의 수직하중이 작용하며, 그 위치는 압력용기 최상단부에서 14 m 떨어진 지점이다. 내부에서 전달되는 힘을 표현하기 위해 거품 발생위치의 절점으로 전체 힘을 나누어 각각의 절점에 집중하중으로 부여하였다.

조화응답해석에서는 변위와 응력을 평가하였다. 변위는 압력용기의 상단부와 하단부의 x방향과 z방향의 횡방향 변위인 u_x 와 u_z 를 분석하였다. Fig. 3에서 알

수 있듯이 상단부와 하단부의 주요 변형모드인 1차와 4차 모드에서 최대 변위가 발생하였다. 응력평가는 ASME Boiler & Pressure Vessel Design Code Section VIII Division 2⁽⁸⁾에 제시된 기준을 적용하였으며, 막응력강도(membrane stress intensity)와 막+굽힘응력강도(membrane plus bending stress intensity) 그리고 좌굴(buckling)의 세 가지 항목을 평가하였다. 좌굴은 최대압축응력(maximum compressive stress)으로 평가하였다. 각 응력은 설계기준의 허용치를 기준으로 평가하며, 해석결과가 허용치 이하여야 한다. 기존 모델의 응력해석 결과는 Table 2에 나타내었다.

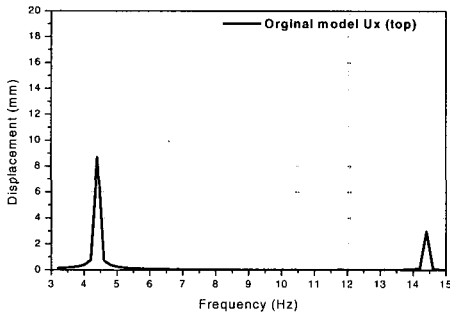
Table 1 Modal analysis results of the original model

Mode number	1 st	2 nd	3 rd	4 th
Natural frequency (Hz)	4.42	11.3	12.0	14.4
Mode shape	Rotating mode	Upper expansion mode	Torsional mode	Bending mode

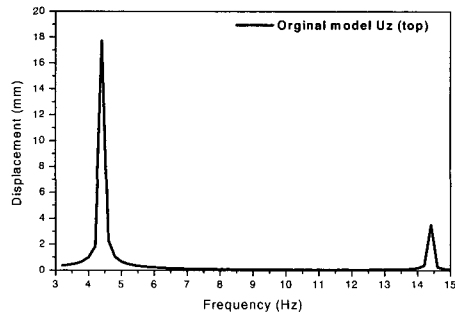
Table 2 Stress analysis results of the original model (Unit : MPa)

Category		Original model
Membrane SI	Maximum SI	437.9
	Allowable	187.7
Membrane plus bending SI	Maximum SI	409.9
	Allowable	281.6
Buckling	Maximum compressive stress	308.3
	Allowable	127.3

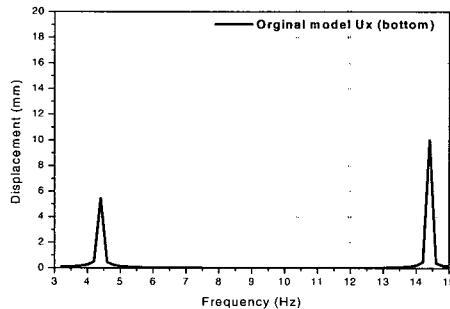
Note) SI : Stress intensity



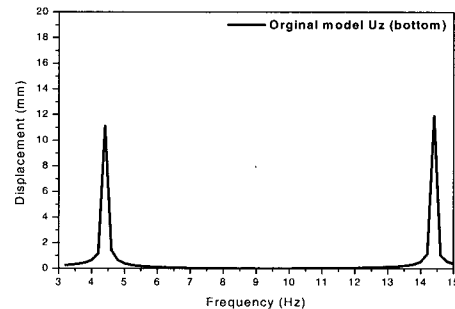
(a) Top(u_x)



(b) Top(u_z)



(c) Bottom(u_x)



(d) Bottom(u_z)

Fig. 3 Displacement of the original model (without dynamic absorber)

응력해석 결과는 주파수 해상도에 따르는 각응력의 최대값으로 평가 하였으며, 그 위치는 돌출 지지부에서 발생하였다. Table 2에서 볼 수 있듯이 최대 막응력강도는 437.9 MPa로 허용치(187.7 MPa) 이상의 값을 나타내어 설계기준을 만족하지 못하고, 막+굽힘응력강도와 최대 압축응력 또한 허용치를 만족하지 못한다. 조화응답해석에서 구해진 주파수에 따른 응력 변화는 수록하지 않았지만, 분석을 통하여 막응력강도와 막+굽힘응력강도의 최대값은 1차 모드에서 발생하고, 압축응력의 최대값은 4차 모드에서 발생함을 알 수 있었다. 이상의 조화응답해석 결과로부터 압력용기의 상단부와 하단부의 주요 변형모드에 의해 최대응력이 발생하고, 1차와 4차 모드의 제어가 필요함을 알 수 있다.

3.2 동흡진기 설계

1차적으로 본 절에서는 동흡진기 이론식에 따라 주 시스템의 고유진동수와 일치하는 동흡진기를 설계하였다. 앞 절에서 제시된 모드해석과 조화응답해석의 결과를 바탕으로 구조물에 가장 큰 영향을 미치는 1차와 4차 모드를 제어하기 위한 동흡진기를 설계하였다. 동흡진기는 원형 단면 보(beam)를 사용하고, Fig. 4에서와 같이 1차 모드를 제어하기 위한 상부 동흡진기는 압력용기의 최상단부(①), 4차 모드를 제어하기 위한 하부 동흡진기는 압력용기의 최하단부(②)에 설치하였다. 또한 1차 모드에서의 최대변위 위치(③)인 상단부와 4차 모드에서의 최대변위 위치(④)인 하단부를 설정하여 분석하였다.

동흡진기가 주 시스템에 부착되는 형태는 외팔보(cantilever beam) 형태이다. 따라서 동흡진기의 초기 설계로서 주 시스템의 고유진동수와 일치하는 외팔보의 길이(L)와 반지름(r)을 다음의 이론식 (1)을 이용하여 구할 수 있다.

$$f_n = \frac{3.52}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho AL^4}} \quad (1)$$

여기서,

- f_n : 외팔보의 기본고유진동수(Hz)
- E : 탄성계수(N/mm²)
- I : 외팔보의 단면 관성모멘트 ($\pi r^4/4$)
- ρ : 밀도(ton/mm³)
- A : 외팔보의 원형 단면적 (πr^2)
- L : 외팔보의 길이(mm)

길이 L은 전체 구조물의 크기 및 설치 환경을 고려해서 상부 동흡진기는 4000 mm, 하부 동흡진기는 2000 mm로 미리 설정하고, 식 (1)을 이용하여 원형 단면의 반지름을 계산하였다. 여기서 계산된 상부와 하부의 동흡진기의 반지름 r은 각각 49 mm와 40 mm이다.

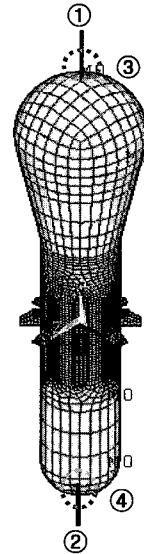


Fig. 4 Positions of the pressure vessel

Table 3 Modal analysis results of the modified model

Mode number	1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th	6 th
Natural frequency (Hz)	4.06	4.46	11.8	12.0	13.5	14.5
Mode shape	Bending mode of upper dynamic absorber	Bending mode of upper dynamic absorber	Upper expansion mode	Torsional mode	Bending mode of lower dynamic absorber	Bending mode of lower dynamic absorber

3.3 동흡진기 장착 모델의 해석

(1) 모드해석

기존 모델과 같은 방법으로 모드해석을 수행하여, 그 결과를 Table 3에 나타내었다. Fig.5(a), (b), (e), (f)에서와 같이 동흡진기의 설치에 의해 압력용기의 1차와 4차 모드가 동흡진기의 진동모드로 대체되므로 진동제어에 효과가 있음을 알 수 있다.

Table 4에 동흡진기 설치 모델의 모드해석 결과를 기존 모델의 결과와 비교하였다. Table 4를 살펴보면 기존 모델의 1차와 4차 모드가 동흡진기를 설치함으로써 각각 2개로 나뉘어져서 나타남을 알 수 있다. 그러나 진동제어에서 제외된 2차와 3차 모드에서는

기존 모델과 동일한 결과를 보였다.

(2) 조화응답해석

수정 모델에 대하여 앞서와 동일한 방법으로 조화응답해석을 수행하였으며, 해석결과는 기존 모델과 동흡진기 설치 모델의 결과를 비교하여 나타내었다. Fig.6에서와 같이 변위결과는 기존 모델에 비해 약 70%의 저감효과를 보였다. 그리고 기존 모델과 동흡진기 설치 모델의 응력해석 결과를 요약하여 Table 5에 나타내었으며, 동흡진기 자체에서 발생하는 응력의 최대값은 53.9 MPa로 안전하다고 판단되어 비교대상에서 제외하였다. 기존 모델에서는 세 가지 응력평가에서 모두 설계기준을 초과하였으나, 동흡진기 부착시 막+굽힘응력강도와 최대 압축응력은 설계범위를 만족하는 결과를 얻었다. 그러나 막응력강도는 여전히 설계범위를 조금 초과하는 것을 알 수 있다.

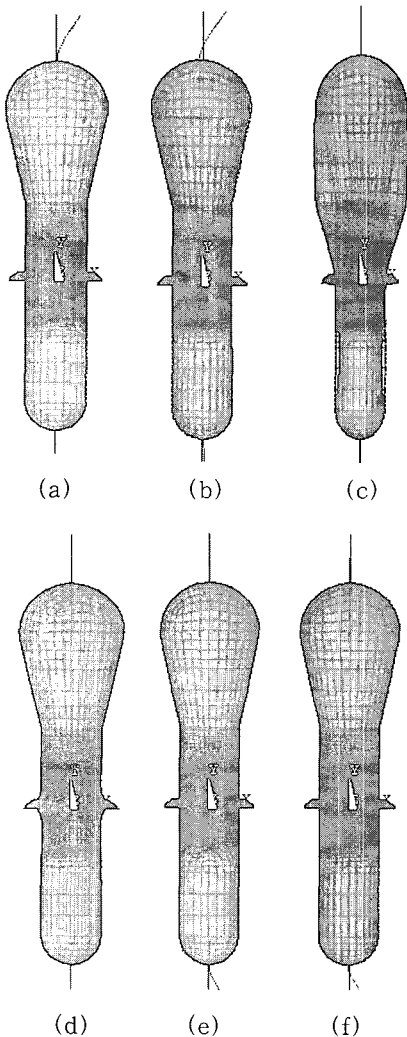


Fig.5 (a) 1st (b) 2nd (c) 3rd (d) 4th (e) 5th (f) 6th mode shapes of the modified model

Table 4 Natural frequency of the original and modified models

Mode number	Natural frequency of the original model(Hz)	Mode number	Natural frequency of the modified model(Hz)
1 st	4.42	1 st	4.06
		2 nd	4.46
2 nd	11.8	3 rd	11.8
3 rd	12.0	4 th	12.0
4 th	14.4	5 th	13.5
		6 th	14.5

Table 5 Stress analysis results of the original and modified models (Unit : MPa)

Category		Original model	Modified model
Membrane SI	Maximum SI	437.9	191.2
	Allowable	187.7	
Membrane plus bending SI	Maximum SI	490.9	210.5
	Allowable	281.6	
Buckling	Maximum compressive stress	308.3	91.4
	Allowable	127.3	

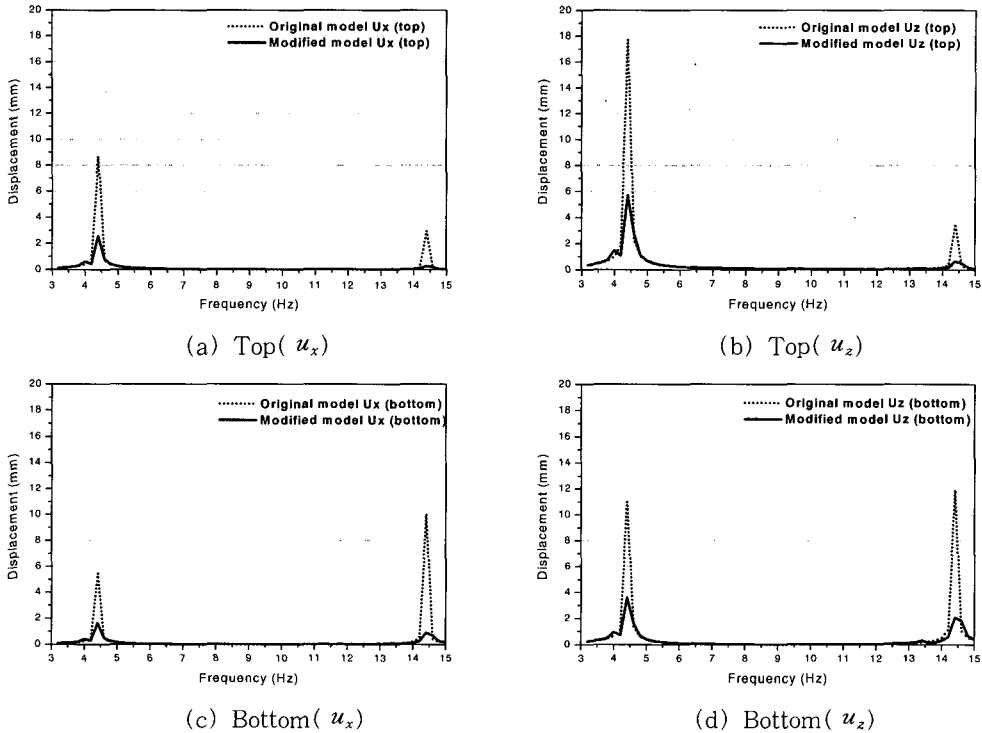


Fig. 6 Displacement of the original and modified models(with dynamic absorber)

4. 동흡진기의 최적설계

변위가 가장 크고, 최대 막응력강도를 발생시키는 압력용기 1차 모드에서 진동을 최소화하기 위하여 상단부 동흡진기를 대상으로 최적화 기법을 적용하였다. 최적화 문제의 목적함수, 설계변수 및 제약조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Find } L \text{ and } r \\
 & \text{to minimize } u_{\text{sum}} \\
 & \text{subject to } 3900 \leq L \leq 4100 \\
 & 40 \leq r \leq 70 \\
 & P_m \leq 1.2S_m \\
 & P_m + P_b \leq 1.2 \times 1.5S_m \\
 & \sigma_{cmax} \leq S_c
 \end{aligned} \tag{2}$$

여기서,

- L = 상부 동흡진기의 길이
- r = 상부 동흡진기의 단면 반지름

$$u_{\text{sum}} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2}$$

$$S_m = \text{허용 응력강도}(156.4 \text{ MPa})$$

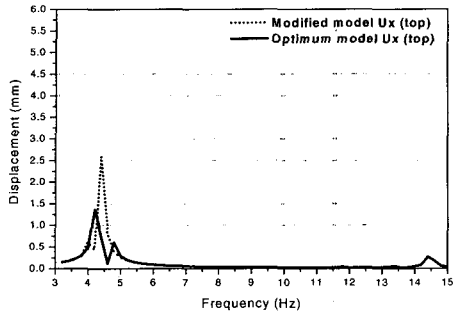
$$S_c = \text{허용 압축응력}(127.3 \text{ MPa})$$

$$P_m = \text{막응력강도}$$

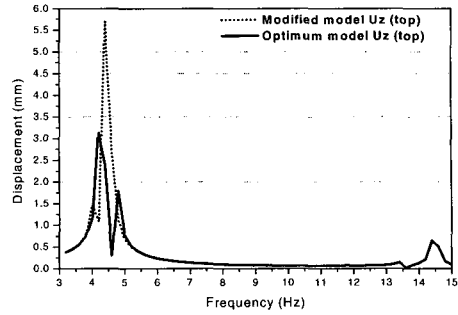
$$P_b = \text{굽힘응력강도}$$

$$\sigma_{cmax} = \text{최대 압축응력}$$

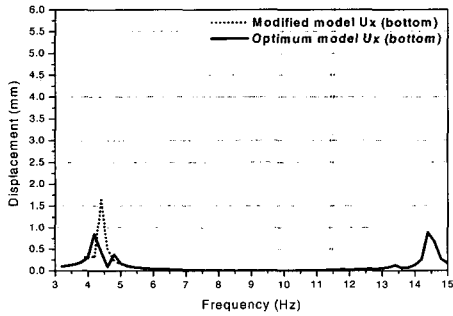
여기서 목적함수인 u_{sum} 은 상단부(Fig. 4의 위치 ③)의 변위의 크기를 나타낸다. 수치계산을 위한 설계변수의 초기치는 앞 절에서 동흡진기 이론식을 이용하여 구한 보의 길이와 반지름을 사용하였다. 최적화 방법으로는 0계 방법(zero-order method)의 일종으로 종속변수의 값만을 이용하는 subproblem approximation method⁽⁷⁾를 사용하였다. 최적화 과정에 따라 목적함수인 상단부의 변위는 4.24 mm로 초기값에 비해 약 47% 저감하였으며, 최적설계변수인 상단부 동흡진기의 길이(L)는 4099.28 mm이고, 반지름(r)은 64.62 mm이다. 최적화모델의 변위 해석결과는 Fig. 7에 나타내었고, 응력 해석결과는 동흡진기 설치 모델과 비교하여 Table 6에 나타내었다.



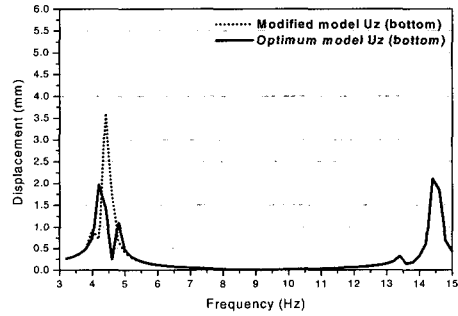
(a) Top(u_x)



(b) Top(u_z)



(c) Bottom(u_x)



(d) Bottom(u_z)

Fig. 7 Displacement of the modified and optimal models

Table 6 Stress analysis results of the modified and optimal models (Unit : MPa)

Category		Modified model	Optimal model
Membrane SI	Maximum SI	191.2	152.8
	Allowable	187.7	
Membrane plus bending SI	Maximum SI	210.5	152.6
	Allowable	281.6	
Buckling	Maximum compressive stress	91.4	82.9
	Allowable	127.3	

Table 6에서 알 수 있듯이 막응력강도가 설계기준을 만족하는 것을 알 수 있다.

이와같이 최적화를 통해 도출한 L 과 r 로 조율 (tuning)된 동흡진기를 설치함으로써 초기 동흡진기 설치 모델에서 나타난 막응력강도의 설계범위를 초과하는 문제를 해결할 수 있었으며, 최대변위도 초기 동흡진기 설치 모델에 비해 약 47%의 저감효과를 보였다.

5. 결론

화학 반응기용 대형 압력용기에 동흡진기를 적용하여 진동을 제어하는 본 연구를 통하여 얻어진 결론을 정리하면 다음과 같다.

- (1) 압력용기의 모드해석을 통하여 구조물의 취약부와 적합한 동흡진기 장착위치를 알 수 있었다.
- (2) 조화응답해석을 통해 공진상태에서 구조물의 응력 및 변위 값을 분석하였으며, 기존 모델의 취약성을 확인할 수 있었다.
- (3) 최적설계 기법을 통하여 변위 저감 및 구조물의 설계기준을 만족시키는 동흡진기의 최적화된 값을 얻을 수 있었다.
- (4) 동흡진기 장착을 통하여 얻은 최대변위는 기존모델에 비해 약 85%의 저감 효과를 얻을 수 있었으며, 최대응력은 약 69%의 저감 효과를 얻었다.

참 고 문 헌

- (1) Harris, C. M., 1961, Shock and Vibration Handbook, 4th Ed., McGraw-Hill, New York.
- (2) Avitabile, P. and Hodgkins, J., 2004, "Modally Enhanced Dynamic Absorber," IMAC-XXII a Conference on Structural Dynamics, pp.55~64.
- (3) 배춘희, 박영필, 조철환, 원중범, 1999, "동흡진기 설치에 따른 구조물의 동특성 개선," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp.498~503.
- (4) 이행수, 2000, "HDD Actuator의 충격성능향상을 위한 동흡진기의 설계," 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp.468~471.
- (5) 안찬우, 김동영, 최석창, 1997, "감쇠진동계에 부착된 복합동흡진기의 효과에 관한 연구," 한국소음진동공학회논문집, 제7권, 제6호, pp.1039~1048.
- (6) 박준민, 정진태, 서영선, 이영원, 허진욱, 2001, "동흡진기를 이용한 광디스크 드라이브의 진동저감," 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp.706~711.
- (7) ANSYS User's Manual, 2004, ANSYS Inc.
- (8) ASME Boiler & Pressure Vessel Code, An International Code. Section VIII Division 2, 1998, Subsections AD and Appendix 4.
- (9) Arora, J. S., 1989, Introduction to Optimum Design, McGraw-Hill, New York.