

<응용논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2011.35.1.047

ISSN 1226-4873

원자력발전소용 전자기기함을 위한 내진검증 해석 모델 개발연구

서 욱 환^{*†}

* 한라대학교 기계자동차공학부

Development of Model for Seismic Qualification of Electronic Enclosure for Nuclear Power Plant

Ukhwan Sur^{*†}

* School of Mechanical and Automotive Engineering, Halla Univ.

(Received July 7, 2010 ; Revised October 26, 2010 ; Accepted October 27, 2010)

Key Words: Seismic Qualification(내진검증), Safety(안전), Finite Element Analysis(유한요소해석), Stress Analysis(응력해석), Natural Frequency(자유진동수), Allowable Stress(허용응력)

초록: 이 논문은 내진검증을 수행하기 위한 유한요소 모델의 개발에 대하여 논의한다. 모델개발에 사용된 기기는 미국의 아칸사스 원자력 발전소의 전자기기 함으로써 유한요소해석 모델개발 과정을 보여준다. 증명된 모델은 진동수 50Hz 이하의 모든 주요모드에서 고유진동수가 5% 이내의 정확치를 가져온다. 유한요소모델은 질점질량과 강성도 방법을 사용한 COSMOSM 이라는 소프트웨어를 채용하여 수학적 모델의 eigenvalue 해석 및 동적해석이 수행되었다. 이 모델은 지정된 하중조건에서 AISC에서 규정한 허용응력치 이하를 나타내었다. 이모델에서 얻는 값들은 참고문헌에서 나타내는 내진 규정에 잘 부합하였다.

Abstract: In this paper, we describe the development of a finite-element model for seismic qualification. This paper presents finite-element analysis model of the electronic enclosure to be used at Arkansas nuclear power plant, USA. The verified model predicts natural frequencies within 5% error for all major modes below 50 Hz. The finite element lumped mass approach and the finite element stiffness approach using the COSMOSM finite element code is applied for static, eigenvalue, and dynamic analyses of the mathematical model of this system. The FEM model indicates that the stress levels corresponding to the specified loading conditions are below the allowable stress levels that have been specified in the AISC Code. The findings conclude that the electronic enclosure will withstand the seismic levels stated in the reference documents.

1. 서 론

원자력 안전과 관련된 시스템에서 요구되는 것 중에서 필수적인 것은 지진 발생에 대비하는 내진안전검증이 있다. 이 논문은 내진 검증을 증명하고 장치 사용될 증명된 유한요소 해석모델을 개발하는 방법이 제시되었다. 여기서 사용된 모델은 미국의 아칸사스(Arkansas) 원자력 발전소에서 사용되기 위해 미국의 Wyle 연구소에서 제작되었다.

이 전자기기함(Electronic Enclosure)은 0.711m x 1.956m x 0.762m 크기로 세 개의 힌지(hinge)와

두 개의 래치(latch)가 Enclosure beam에 연결되어 뒷문을 형성하고 있다. 여러 가지 전기부품이 내부 강판으로 지지되고 있다. 윗쪽에 두 개의 CRT unit을 지지하는 강 구조물이 있으며 중간 부분에 있는 서랍판은 Keyboard을 받치고 있다. 아래 부분에 두 개의 CPU unit, Decserver, 세 개의 Digital Electric Supplier 및 19in. 전기 Strip를 지지하는 강 구조물이 받치고 있다. 이 Enclosure의 윗 부분 안쪽에 Digital Display 가 거치되어 있다. Table 1과 같이 전자기기함에 내장되어 있는 전기부품은 각각의 중심에 위치한 집중하중에 의해서 나타나며, 모든 집중질량(lumped mass)의 중심은 각각의 도심에 나타내는 것으로 본다. 각각의 밀도는 적절한 값으로 정의되며, 비 구조적

† Corresponding Author, uhsur@halla.ac.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

요소, 즉, 케이블, 전자부품 등은 적절한 재료에 의해서 표현된다.

원자력 안전과 관련된 구조물 및 부품의 내진 검증은 유한요소해석에 의한 방법, 내진시험 및 두 가지 방법을 조합한 방법이 사용되기도 한다.^(1,2) 전기 구조물 혹은 기기는 경제적인 측면에서 유한요소해석 방법이 가장 유용한 방법으로 알려져 있다. 이 기술은 전체 구조물의 상세한 응력해석 뿐만 아니라 시험방법의 어려움과 비용 절감에 무척 도움이 된다. 그리고 유한요소 모델 및 해석은 쉽게 구조물의 재구성 등으로 소정의 요구조건을 만족하는 작업을 수행하게 된다. 덧붙여서 거대한 구조물의 구성 및 다중 힘의 부하에도 쉽고 효과적으로 적용된다. 그러므로 전자 기기시험을 위한 유한요소모델의 개발은 매우 중요하다.

일반적으로 이러한 원자력 발전소의 기계구조물 및 부품의 응력해석용의 수학적 모델은 모달시험에서 증명된 방법의 하나로 인정되었다. 이러한 목적으로 수행된 수학적 모델의 결과는 정확하여 현장시험결과와 같이 병행해서 응용되고 있다.

본 논문에서는 참고문헌⁽³⁾에서 모달 진동 시험에 대하여 자세한 결과를 보여주고 있으며 그것과 병행하여 동적해석 및 응력해석의 과정 중 전자기기시험의 일부분의 구조를 적절히 수정하여 참고문헌⁽¹⁾의 요구조건을 만족하는 유한요소 모델을 개발하여 시험을 하지 않고 기기검증을 완료하는 방법을 제시하고 있다.

2. 유한요소 해석을 위한 수학적 모델링

유한요소법을 이용한 내진검증의 이론적인 전산 모델개발, 모달 해석, 동적 해석, 응력 해석 및 평가기준 등이 다음에 설명된다.

2.1 전산 모델개발

유한요소해석법에 의한 내진검증의 정밀도는 전산모델에서 좌우된다. 구조물의 동적 특성치 및 질량분포가 요구되는 노드 및 요소에 의한 모델링은 실제 요소의 기계적인 성질 및 기하학적인 구조와 잘 일치하여야 한다. 즉 실제 기기에서 사용되는 모든 부분이 고려되어야 한다. 원자력발전소에서 사용되는 기기 및 부품은 전기적인 구조 즉, 전기기기,

구동모터, 콘트롤 밸브 등의 구조해석을 합리적으로 하기 위하여 집중질량(lumped mass) 요소가 사용된다. 이렇게 설치된 구조물은 실제 이론 해석 방법, 유사해석 및 내진시험 등의 최선의 방법으로 검증된다. 각각의 기기 및 부품으로 구성된 완성품의 연결은 Gap 요소와 같은 방법을 이용해서 정교하고 보수적인 해석을 수행하게 된다. 집중질량 요소 및 Gap 요소 등으로 간단 명료하게 된 컴포넌트(component)들은 구조적 내진검증 해석으로부터의 내진하중을 이용하여 해석된다. 또한 기기의 설치조건은 실제의 전산 경계조건을 만족하는 방법으로 이용된다. 마지막으로 유한요소해석 코드를 사용해서 요소 및 노드 구성 및 다른 영상기능으로 수행되고 검증되어야 한다.

전자기기시험의 유한 요소 모델이 Fig. 1에서 보여준다.

2.2 Modal 해석

Mode 진동 해석은 구조물의 기본 자유진동수들을 얻음으로부터 시작된다. 모델이 일정한 강성 및 질량효과, 비댐핑(no damping) 및 자유진동 상태라고 가정하면 모델의 자유진동수 해석을 위한 운동방정식^(5~7)은 다음과 같이 주어진다.

$$[M] \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} + [K] \{\mathbf{u}\} = \{0\} \quad (1)$$

Table 1 Weight summary for the electronic enclosure

Item	X (C.G.) (cm)	Y (C.G.) (cm)	Z (C.G.) (cm)	W (wt.) (kgf)	Model Description
25in. CRT	25.40	150.0	40.67	97.98	Lumped Mass
Rackmount CPU	44.45	52.83	40.67	27.22	Lumped Mass
Rackmount CPU	44.45	78.23	40.67	27.22	Lumped Mass
Keyboard	16.51	100.3	38.10	2.041	Lumped Mass
Decserver	44.45	32.51	40.67	8.165	Lumped Mass
Digital Display	5.080	76.97	38.10	8.165	Lumped Mass
Power Supply	30.48	17.27	40.67	4.082	Lumped Mass
19in. Power Strip	66.04	93.47	40.67	3.402	Lumped Mass
Cabinet Framework (Beams, Panel, Misc)	-	-	-	294.2	Distributed
Total	14.0	40.8	16.0	1025.8	

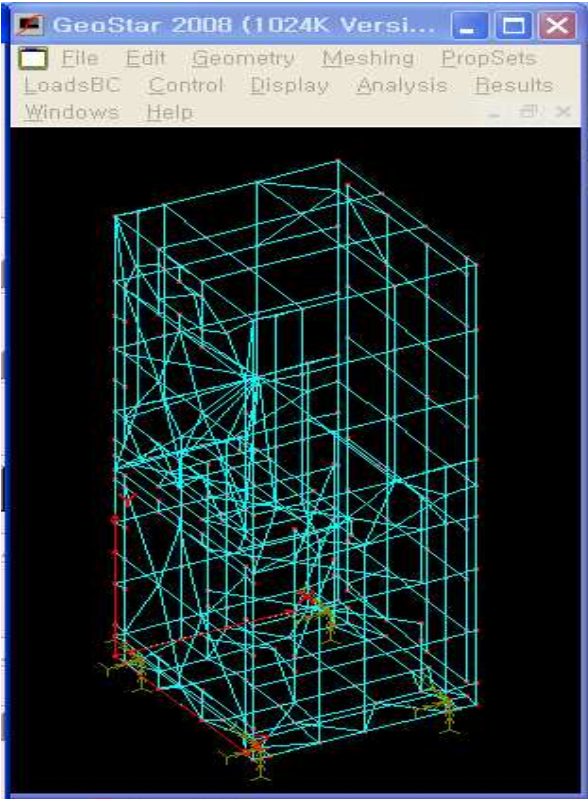


Fig. 1 Isometric view of the finite element model

여기서 $[K]$ 는 구조 강성 행렬, $[M]$ 은 질량 행렬, 그리고 $\{u\}$ 는 모델의 진동치 행렬을 나타낸다. 또 선형시스템에서 자유진동은 Harmonic 형태로 나타내어진다.

$$u = \psi_i \cos \omega_i t \tag{2}$$

여기서 ψ_i 는 i th 고유진동수의 Mode shape를 대표하는 Eigenvector, ω_i 는

i th 각진동수 및 t 는 시간을 각각 나타낸다. 식 (2)을 식 (1)에 대입하면

$$\{ -\omega_i^2 [M] + [K] \} \{ \psi_i \} = \{ 0 \} \tag{3}$$

그러므로 위 식으로부터 자유진동수는 다음과 같이 나타내어진다.

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \tag{4}$$

여기서 f_i 는 자유진동수이다.

2.3 동적해석 및 응력해석

힘을 받는 다자유도 시스템에서의 운동 방정식⁽⁵⁻⁷⁾을 행렬 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$[M] \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + [C] \frac{\partial u}{\partial t} + [K] \{u\} = \{F\} \tag{5}$$

여기서 $[F]$ 은 하중 행렬, $[C]$ 는 감쇠행렬을 나타낸다.

식 (5)는 시스템의 고유응답이나 강제응답의 해를 구하기 때문에 초기조건을 갖는 편미분 방정식이다. 이 방정식은 모드해석을 이용하여 다음과 같이 비연관화(decoupled)한다.

$$\frac{\partial^2 x_n}{\partial t^2} + 2\xi_n \omega_n \frac{\partial x_n}{\partial t} + \omega_n^2 \{x_n\} = \{r_n(t)\} \tag{6}$$

여기서 $n=1,2,\dots,nf$ 이고

$$\{u\} = [\phi] \{x\} \tag{7}$$

그리고 모달 힘 벡터는

$$\{r(t)\} = [\phi]^T \{F(t)\} \tag{8}$$

여기서 $[\phi]$ 는 Eigenvector 행렬이다.

이 연구에서 채용된 Response Spectrum은 1 자유도계에서의 고유진동수의 함수로 이루어진 특수한 기초 운동에 따라 변하는 최대 Response이다. 최대 Modal Response는 다음의 식과 같이 표현된다.

$$x_{i, \max} = \Gamma_i S_d(\omega_i, \xi_i) \tag{9}$$

여기서 Γ_i 는 Modal participation factor, S_d 는 최대 변위이다.

Random 진동해석에서 사용된 Power Spectral Density 함수는 다음과 같이 표현된다.

$$R_f(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_f(\omega) e^{-i\omega\tau} d\omega \tag{10}$$

여기서 $S_f(\omega)$ 는 확실한 평균값을 쉽게 도출하기 위한 함수이다.

평가기준을 만족하기 위한 응력해석 값은 각 요소의 질점 변위의 값으로부터 결정된다. 식 (11)는 응력해석 식⁽⁸⁾을 행렬 형태로 나타낸다.

$$\{\sigma\} = [A] \{u_e\} \tag{11}$$

2.4 평가 기준

이 논문에서 사용된 평가기준은 유한요소 모델 해석으로부터 얻은 자유진동수를 IEEE Std. 344⁽¹⁾에 부합되는지 검토 및 AISC Manual of Steel Construction에 제시된 허용응력의 범위를 비교 평가하는 것이며 여기서는 결과에 대해서 5% 이내

의 값을 채택하였다.

3. 모델개발을 위한 유한요소 예비 해석

3.1 모달 진동 해석

이 부분의 해석은 상업용 응력 및 동적 해석 전용인 COSMOSM⁽⁴⁾을 이용하였다. 예비모델에 대한 eigenvalue 해석이 그 시스템의 자유진동수(natural frequency)를 얻기 위하여 수행되었다. 여러 가지 결과를 추론하기 위해 150 개의 eigenvalue 해석을 진행하였다. Eigenvalue 해석은 Lanczos technique⁽⁴⁾을 이용하여 모드 150 Hz 까지 수행되었다. 모달해석의 결과 최저 고유진동수는 6.09 Hz로써 앞 문 부문에서 제일 굽힘모드가 생성되었다.

3.2 동적 해석

전자기기함의 최저 고유진동수가 33Hz 보다 낮으므로 "Flexible" 이라 취급되어 Floor Response Spectrum⁽²⁾ 을 적용하여 동적해석을 수행하였다. 적용된 RRS(Required Response Spectrum) curve는 Fig. 2와 같으며 COSMOSM의 Post Processing Module에서 주어진 값을 입력하였다.

150개의 모드의 결합으로 생긴 Modal participation factor는 수평의 X 및 Z 방향에 약 73 %, 수직방향(Y 방향)은 50.7 %를 기록하였다. 각 방향에 생긴 계수들은 규정된 값에 훨씬 못 미친 결과를 가져와서 수정이 불가피하였다.

3.3 응력 해석

예비해석의 결과 Table 2에서 보여 주듯이 안전계수가 작아 위험도가 많은 것으로 판명되어 모델의 수정이 요구되었다. 특히 Door Panel과

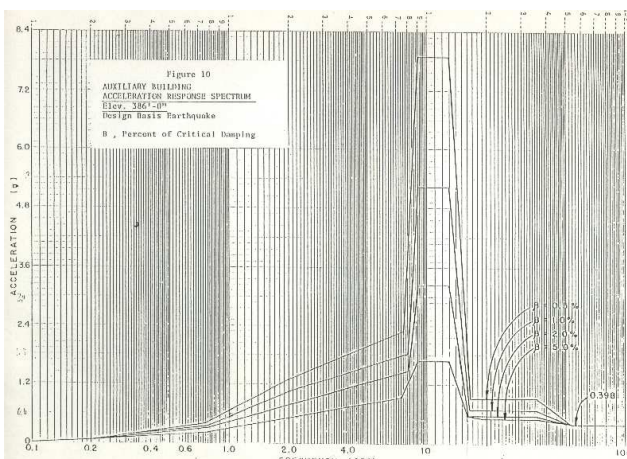


Fig. 2 Acceleration response spectrum

Frame에 견고한 보강이 요구되었다.

4. 모델 수정 및 결과 비교

4.1 해석 모델의 수정

예비해석의 결과의 검토가 다단계에 걸쳐 수행

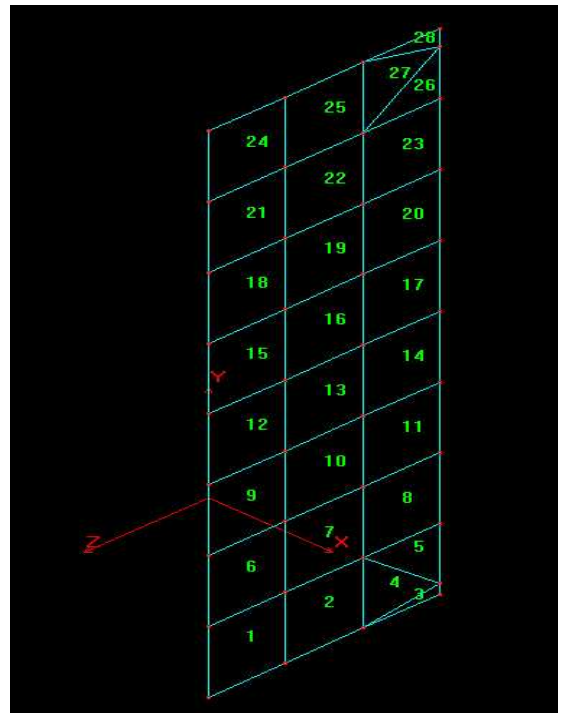


Fig. 3 The element model of the door

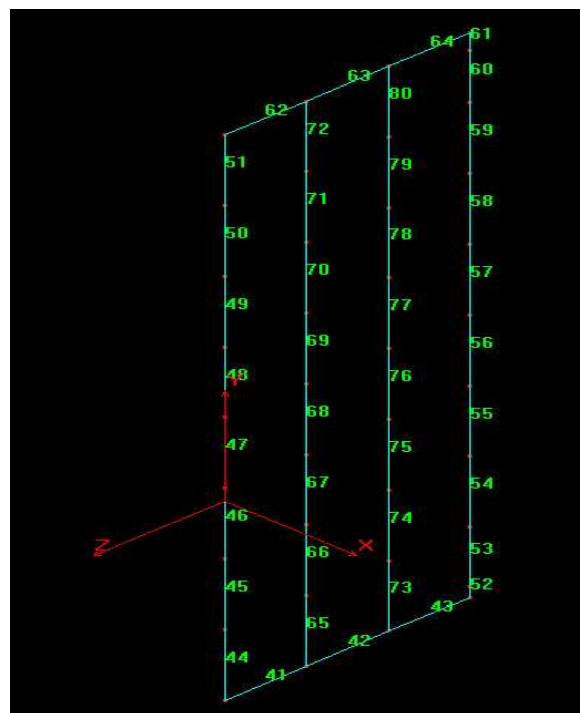


Fig. 4 The element model of the door panel

되었다. Global coordinate system에서 부적절히 계산된 모든 회전관성모멘트는 그들의 Local coordinate system에 의해서 수정되었다. 전자기기함의

Table 2 Frequency results of the final model analysis

Mode Number	Natural Frequency (Hz)	Status and Principal Direction of Mode	Mode Description
1	6.098	X	Door Panel(Lower Part)
2	11.92	X	Door Panel(All)
3	14.10	X	Door Panel(Lower Part)
4	14.10	Local	System
5	14.10	Local	System
6	15.24	X and Y	System
7	17.70	X	Front Panel(Lower Part)
8	22.26	X	System(Lower Parts of Front Panel and Door Panel)
9	27.80	X	Front Panel(Lower Part)
10	27.99	X and Z	Door Panel and Top Panel
11	29.05	X and Z	Door Panel and Top Panel
12	29.24	X and Z	Door Panel and Top Panel
13	35.50	X	Door Panel

Table 3 Summary of stresses and factors of safety for electronic enclosure

Location	Element Range	El. w/ Max. Stress	Max. Stress (MPa)	Material Yield (MPa)	Allow-able Stress*	F.S. (여비 해석)	F.S. (최종 해석)
Door Panel	1-85	48	84.12	248.2	223.4	1.8	2.66
Right Side Wall	101-175	148	18.04	248.2	20.1	4.5	7.7
Left Side Wall	201-277	267	19.44	248.2	223.4	9.0	11.5
Top Panel	301-324	2.32	15.48	248.2	66.19	3.0	4.1
Front Panel	401-479	434	22.06	248.2	35.16	2.0	1.6
Keyboard Drawer Front Beam	480-484	484	15.17	248.2	140.7	5.5	9.3
Inner Equipment Mounting Beams	701-724	713	79.29	248.2	121.0	2.4	1.5
Keyboard Self Assembly	901-941	914	4.28	248.2	223.4	30	52.2
Base	501-588	502	62.74	248.2	223.4	3.2	3.6
Base Anchor Bolts Hilti HSL MB Bolts	601-604	602	T=5.52 V=5.52	639.8	T=15.5 V=22.8		2.8 4.1

* Stress allowables are based on the AISC Specifications which include a safety factor of 1.67.

Base에서의 경계조건은 오직 Three translational 방향에 고정된 것으로 변경되었다. 또 Base에서의 rotational 방향의 고정이 해지 되었다.

Fig. 3에서와 같이 Electronic Enclosure frame 부분의 Element no. 41에서 80 에 수정을 가하였다. 또한 Fig. 4에서 보여준 것과 같이 Door Panel 부분의 Element no. 1에서 40에 지지 질량의 충분한 견고함을 위하여 각각의 보강재를 설치하였는데 이는 지지 시스템을 견고하게 만들기 위한 시도였다.

4.2 결과 비교

4.2.1 모달 진동 해석

수정된 모델에 대한 eigenvalue 해석이 수정된 시스템의 자유진동수를 얻기 위하여 수행되었다. Table 2에서와 같이 전자기기함의 도어부분에 첫 번째 굽힘 모드와 관련하여 그 계에서 가장 작은 약 6.09 Hz를 나타내었다. 또한 모든 이 연합수정은 Table 2에서 보여주듯이 채택할 수 있는 값 5 % 이내의 낮은 값을 가져왔다.

4.2.2 동적 해석

150개의 모드의 결합으로 생긴 Modal participation factor는 수평의 X 및 Z 방향에 약 83 %, 수직방향(Y 방향)은 88.7 %를 기록하였다. 규정치에 도달하여 만족한 결과를 도출하였다.

4.2.3 응력 해석

정적해석은 수직방향에 만 dead weight(1.0g)에 대하여 수행하였는데 응력 해석의 결과는 Table 3에 보여주고 있으며 모든 주요 구조부분의 안전계수는 평가기준에 도달하였다. Anchoring system에 대한 응력해석은 동적(dynamic) 응용용인 Hilti HSL M8 기초볼트를 사용하여 수행하였는데 AISC 허용 안전계수가 2.0 이상이 되었다.

5. 결론

동적 및 응력 해석의 결과는 전자기기함의 모든 부분에서 적당한 안전계수를 갖는 것을 보여주었다. Hilti HSL M8 기초볼트는 빌딩 floor에 쉽게 접합 할 수 있다는 것을 제시하였다. 그러므로 이 시스템은 여기서 개발한 모델의 해석방법에 따라 주어진 내진 조건을 구조적으로 만족

함을 보여 주었다.

이 전자기기함은 해석 결과는 0부터 50 Hz 사이의 특출하고 주요한 Mode를 나타내었다. 이 진동수 사이에서는 세 개의 직각 방향의 첫 번째 기본 진동주파수가 있으며 두 번째는 Y mode에, 40 Hz 이상에서는 3 개의 Higher system mode가 존재하였다.

0 Hz로부터 50 Hz 사이의 주파수 범위에서 새로운 해석 모델은 거의 같은 Mode를 나타내었다. 수정한 부분에서도 33 Hz 이상을 갖는 Mode 들은 내진검증해석의 결과에 아무런 영향을 주지 않았다.

원자력발전소에서 안전과 관계가 있는 시스템이나 부품은 부여된 내진 이벤트(event)에 의하여 유한요소해석에 의해 검증될 수 있었다. 표준시험이나 여기서 개발된 모델에 의해서 수행된 내진검증해석은 내진업무 수행에 아무런 중요한 차이점을 발견할 수 없었다. 결국 평가 기준에서 제시한 약 5 % 이내의 차이점을 가져왔다. 그러므로 여기에서 수행 개발된 해석 모델은 참고문헌 (1, 2)의 목적을 충분히 만족하였으며 최종 내진검증 응력모델로써 적절하였다.

참고문헌

- (1) ANSI/IEEE Std. 344-1987, 1987, "IEEE Recommend Practice for Seismic Qualification of class 1E Equipment for Nuclear Power Generating Stations," IEEE, 345 E. 47th St., N.Y, N.Y10017, U.S.A.
- (2) U.S. Nuclear Regulatory Commission, 1988, "Regulatory Guide 1.100, Seismic Qualification of Electric and Mechanical Equipment for Nuclear Power Plants," Rev.2..
- (3) KONEL/Wyle Laboratories, 1994, "Report No. RN 94002, Seismic Qualification Analysis Report".
- (4) COSMOSM User's Manual, 1990, Structural Research and Analysis Corporation, Santa Monica, California.
- (5) Clough, R. W. and Penzien, J., 1975, "Dynamics of Structures," McGraw-Hill Book Company, New York.
- (6) Meirovitch, L., 1986, "Elements of Vibration Analysis," McGraw-Hill Book Company, New York.
- (7) Humar, J. L., 1990, "Dynamics of Structures," Prentice- Hall, Inc., Englewood Cliffs.
- (8) Zienkiewicz, O.C., 1977, "The Finite Element Method," McGraw-Hill Book Company, New York.