

유한요소법을 이용한 수평형 다단원심펌프의 내진해석

조진래[†] · 이홍우^{**} · 김민정^{**} · 하세윤^{**}

(원고접수일 : 2003년 4월 21일, 심사완료일 : 2003년 7월 21일)

Seismic Analysis of Horizontal-Type Multi-Stage Centrifugal Pump using Finite Element Method

Jin-Rae Cho[†] · Hong-Woo Lee^{**} · Min-Jeong Kim^{**} · Se-Yoon Ha^{**}

Key words : Multi-stage centrifugal pump(다단원심펌프), Finite element method(유한요소법), Eigen behavior(고유거동), Seismic analysis(내진해석)

Abstract

As a fluid machinery for piping liquid in the reactor cooling system, multi-stage centrifugal pump requires the structural dynamic stability against external dynamic excitation. This paper is concerned with the finite element analysis of its eigen behavior and seismic response to RRS(Required Response Spectrum) curves in the case of SSE(Safe Shutdown Earthquake). Through the finite element analysis, the major vibration characteristics of multi-stage centrifugal pump(MSCP) are investigated and seismic qualification based on the IEEE codes is executed. The numerical results show that the MSCP used in this study has enough seismic strength.

1. 서 론

다단원심펌프(multi-stage centrifugal pump)는 고압의 유체를 공급하는 유체기계로서 원전 등의 발전설비 냉각계통 기기로 널리 사용되고 있다. 이러한 다단원심펌프는 고압의 유체를 공급하기 위하여 일반적으로 18단 설계를 기본으로 하고 있으나, 안정성을 중요시할 경우 14단을 기준으로 한다. 이는 단수 감소에 따른 효율저하보다 기기의 안정성 및 신뢰성에 목적을 두고 있기 때문이다.

한편, 안정성을 중요시하는 원심펌프의 경우 범용에 비해 매우 까다로운 요구조건을 가지고 있다. 특히, 항상 일정한 압력의 유량을 지속적으로 공급하여하며, 외부 가진에 대해 유량공급기로서의 기능이 정상적으로 유지되어야 한다. 이러한 다단원심펌프의 가동중단은 장치된 설비의 정상작동에 영향을 끼칠 수 있으며, 이로 인한 피해는 재산적 손실뿐만 아니라 환경 및 인명 피해로 직결되는 엄청난 손실을 유발시킬 수 있다.^(1,2)

Fig. 1에 도시된 14단 원심펌프는 150~160℃

[†] 책임저자(부산대학교 기계공학부) E-mail : jrcho@pusan.ac.kr, T : 051)510-2467

^{**} 부산대학교 대학원 기계설계공학과

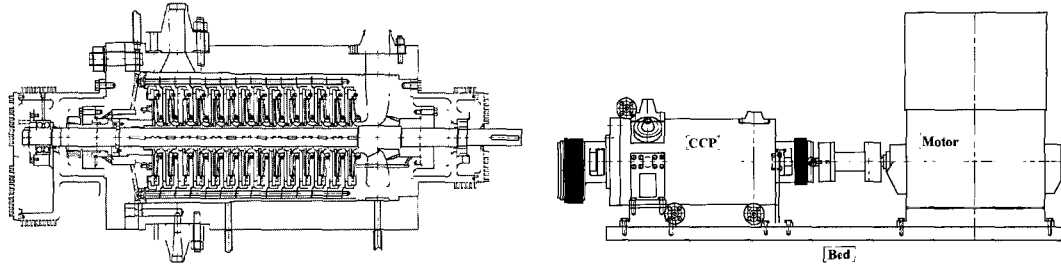


Fig. 1 Multi-stage centrifugal pump system (a) sectional view (b) installed pump system

의 고온과 200 bar의 고압상태에서 3600rpm으로 정속 운전되는 유량 공급용 고압 유체기계이다. 이러한 다단원심펌프는 유량의 지속적인 공급을 필요로하는 주요설비의 정상적인 작동을 위해 지속적인 성능을 유지해야 하며, 외부충격에 대해 구조손상 및 파괴가 일어나지 않도록 그 강도면에서도 충분히 안정적이어야 한다. 이러한 조건에 대한 검증이 이루어지지 않을 경우, 기기에 대한 안정성 및 신뢰성을 확보할 수 없으며 나아가 기기의 사용자체가 불가능해질 수 있다. 따라서, 다단원심펌프의 공진영역을 파악하여 공진 및 구조손상 가능성을 충분히 검토하는 절차가 필요하다.

본 논문에서는 유한요소법을 이용하여 다단원심펌프의 고유저동특성을 파악하고, IEEE(Institute of Electrical and Electronic Engineers : 전기전자공학회)-STD-344^[3]에서 제시하는 절차를 따라 내진 안정성 검증을 목적으로 한다. 먼저, 고유저동 해석을 통하여 저차 고유주파수 및 모드형상을 고찰한다. 다음으로 RRS(Required Response Spectrum) 곡선의 지진가속도 값을 적용한 펌프 시스템의 내진해석을 통하여 펌프 시스템의 내진 안정성을 검토한다.

2. 유한요소 내진해석

내진해석은 다단원심펌프가 설치된 위치에서 발생가능한 최대 지진이 가해졌을 경우 펌프에서 발생하는 최대 응력이 펌프에 적용된 재료의 허용응력을 초과하지 않음 입증하는 해석이다. 해석수행 방법은 해석대상이 강체기기가냐 유연기기가냐에 따라 정적해석과 동적해석으로 구분되며, 본문에서

는 단순동적해석 방법을 적용하였다. 내진해석을 위한 지진가속도를 적용하기 위해 펌프의 고유주파수가 지진 절단주파수(cut-off)내에 있는지를 먼저 판단하여야 한다. 즉, 펌프의 고유주파수가 지진 절단주파수 내에 존재하면 RRS 곡선의 값에 동적가중치 1.5를 곱하여 사용하며, 고유주파수가 지진 절단주파수보다 높으면 곡선 테이터를 그대로 적용하게 된다. 이러한 해석 절차는 IEEE-STD-344에서 제시하는 방법이다. 해석에 사용하는 RRS 곡선은 3%의 댐핑이 적용된 SSE(Safe Shutdown Earthquake)인 경우의 울진 원자력 발전소 5, 6호기용 지진 가속도 곡선이다.^[3,4] Fig. 2에 내진해석에 사용된 지진가속도 곡선을 나타내었다.

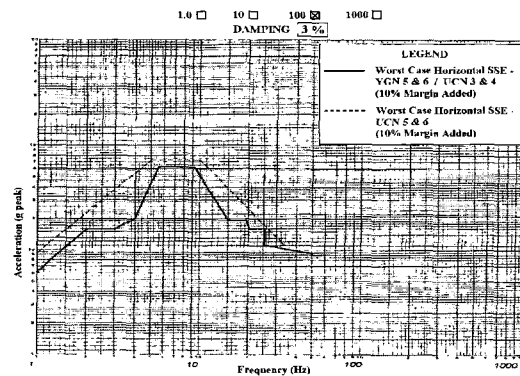


Fig. 2 Worst Case Horizontal SSE RRS Curves^[4]

Fig. 1(a)에 나타난 다단원심펌프의 내진해석을 수행하였다. 주 해석대상은 펌프 케이스, 지지대와 임펠러를 포함한 축으로 설정하였다. 해석의 간소화를 위해 펌프와 모터가 장착되는 저판은 펌프에

Table 1 Material properties and FE elements taken for numerical simulation

	Properties				ANSYS Element (Solid 45)
	Young's Modulus	Possion Ratio	Density	Allowable Stress	
Shaft	193 GPa	0.27	7850 kg/m ³	137.9 MPa	# of nodes : 12,683 개 # of elements : 59,294 개
Case & Support	193 GPa	0.27	8000 kg/m ³	137.9 MPa	# of nodes : 22,531 개 # of elements : 99,186 개
Impeller	200 GPa	0.3	7825 kg/m ³	137.9 MPa	# of nodes : 38,921 개 # of elements : 116,764 개
Effect of Weight	9kg (Balance drum), 25.2 kg (Coupling mass), 0.38 kg (Fluid mass on a impeller)				

비해 충분히 큰 강성이 예상되므로 강체(rigid body)로 가정하여 모델링에서 제외하도록 한다. 고유거동과 내진해석에 대한 방법 및 절차는 본 저자의 선행연구⁽⁵⁻⁶⁾에서 자세히 언급되어 있으며, 본 논문에서는 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS⁽⁷⁾를 이용한 해석결과와 검토에 중점을 두었다. 주 해석대상인 펌프 케이스, 축, 임펠러, 펌프 지지대 및 노즐 결합부는 3차원 요소인 solid 45를 이용하여 모델링하였다. 펌프와 지지대 사이의 볼트결합은 무시하고 결합부위의 두 절점을 공유하였으며, 밸런스 드럼(balance drum)은 장착되는 축 위치에 드럼 중량을 분산시켜 중량효과를 부가하였다. 또한, 축과 모터와의 결합부에 존재하는 결합중량(coupling weight)도 밸런스 드럼과 동일한 처리를 하였다. 한편, 임펠러 내부의 작동 유체(물)의 부피를 계산하여 임펠러 각각에 중량을 분산함으로써 유체 질량의 영향을 고려하였다. 해석대상에 적용된 각 부분의 기계적 물성 및 ANSYS 요소를 Table 1에 나타내었다.

해석은 고유거동해석과 내진해석의 두 가지를 수행하였다. 고유거동해석을 통해 펌프 시스템의 공진영역을 파악하고 내진해석을 위한 입력 선정의 기준을 마련하였다. 내진해석은 IEEE-STD-344에서 제시한 방법을 적용하였으며, 해석결과를 바탕으로 펌프 시스템의 내진 안정성을 검토하였다.

3. 고유거동 해석결과

먼저, 축과 임펠러 결합체의 고유거동 해석을 수행하였다. Fig. 3(a)에 축의 유한요소 모델과 변위 경계조건을 도시하였다. 변위 경계조건으로 베어링 장착부위의 표면 변위를 구속하였다. Fig. 3(b)에 축과 임펠러 결합체의 고유거동 해석 결과 중 저차 2개의 고유모드 및 고유주파수(Hz)를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 모드 형상은 축의 처짐 형상에 따라 분류되어진다. 즉, 고차 모드로 갈수록 축의 처짐 형상은 복잡해지지만, 임펠러의 변형은 거의 발생하지 않음을 알 수 있다. 축-임펠러 결합체의 저차 5개의 고유주파수를 Table 2에 정리하였다. 축-임펠러 결합체의 대칭성으로 인해 각 모드는 퇴화 모드(degenerated mode)⁽⁸⁾를 가진다. 즉, 동일주파수에 변형 모드가 서로 직교인 두 개의 모드가 존재하게 된다. Table 2에서 (D)는 퇴화 모드를 의미한다. Table 2와 Fig. 3(b)에서 알 수 있듯이, 최저차 주파수는 56.56 Hz로 지진의 절단주파수인 33 Hz보다 높게 나타난다.

다음으로 Fig 4(a)와 같이 펌프 케이스-지지대 결합체의 고유거동 해석을 수행하였다. 변위 경계조건은 저판에 결합되는 지지대 바닥의 자유도가 모두 구속된 것으로 처리하였다. 해석 결과로 Fig. 4(b)-(c)에 최저차 2개의 모드 형상과 고유주파수

를 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 최저차 모드는 축 방향(longitudinal direction)으로 진동을 하며, 두 번째 모드는 횡 방향(transverse direction)으로 진동을 한다. 최저차 모드의 경우는 배출(dis-charge) 노즐 쪽 펌프 케이스 일부의 수직 진동이 관찰된다. 최저차 두 모드의 고유주파수는 첫 번째 모드가 270.58 Hz, 두 번째 모드가 272.97 Hz로 두 모드 간의 주파수 차는 매우 작으며, 이는 각 운동방향으로의 구조강성이 거의 동일함을 의미한다. 한편, 펌프 케이스-지지대 결합체는 축-임펠러 결합체보다 고유주파수 영역이 매우 높게 구성되어 있음을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 축-임펠러 결합체의 구조강성이 펌프 케이스-지지대 결합체의 구조강성에 비해 취약하다고 생각할 수 있으며, 외부 하중에 의해 축-임펠러 결합체의 변형이 더 심각할 것으로 판단된다.

Table 3에 펌프 케이스-지지대 결합체의 저차 5개의 고유주파수를 정리하였다. Table 3과 Fig 4(b-c)에서 알 수 있듯이 펌프 케이스-지지대 결합체 역시 지진의 절단주파수보다 훨씬 높은 주파수 영역을 형성하게 된다.

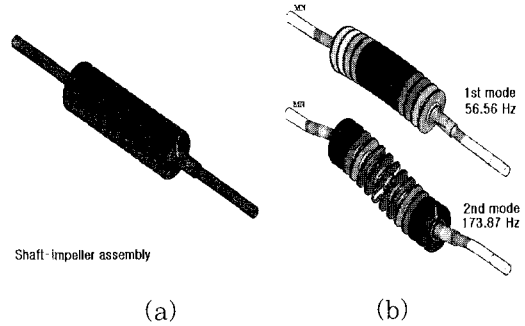


Fig. 3 FE model and results of shaft : (a) model (b) lowest two mode shapes

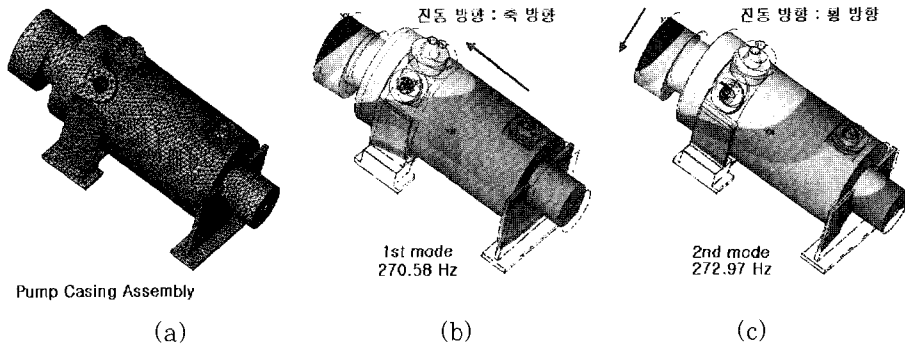


Fig. 4 FE model and results of pump case : (a) model (b) 1st mode (c) 2nd mode

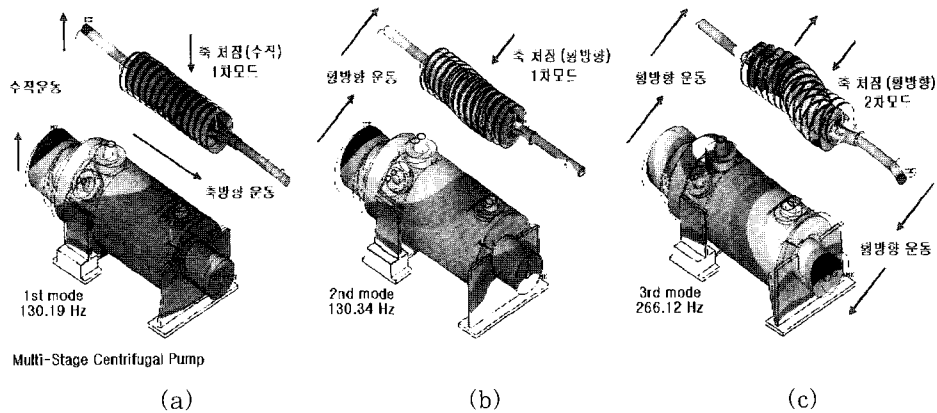


Fig. 5 FE results of pump system : (a) 1st mode shape (b) 2nd mode shape (c) 3rd mode shape

Table 2 The lowest five natural frequencies of the shaft-impeller assembly

Mode number	1st mode	2nd mode	3rd mode	4th mode	5th mode
Frequency (Hz)	56.56 (D)	173.87 (D)	273.44 (D)	358.41 (D)	431.77 (D)

Table 3 The lowest five natural frequencies of the pump case-support assembly

Mode number	1st mode	2nd mode	3rd mode	4th mode	5th mode
Frequency (Hz)	270.58	272.97	367.27	382.20	566.07

Table 4 The lowest five natural frequencies of the multi-stage centrifugal pump

Mode number	1st mode	2nd mode	3rd mode	4th mode	5th mode
Frequency (Hz)	130.19	130.34	266.12	281.07	346.62

마지막으로 전체 펌프 시스템의 고유진동해석을 수행하였다. 축-임펠러 결합체와 펌프 케이스-지지대 결합체의 연계를 위해 베어링 장착부위의 절점을 공유하도록 설정하였다. 이는 실제 펌프 시스템의 베어링이 축의 회전에 대해 자유로운 것과는 달리 축과 펌프 케이스를 완전히 하나의 구조로 가정함을 의미한다. 변위 경계조건은 펌프 케이스-지지대 결합체의 해석에서와 동일하게 설정하였다. Fig. 5에 저차 3개의 모드 형상과 고유주파수를 나타내었다. 그림에서 펌프 시스템의 진동은 축-임펠러 결합체와 펌프 케이스-지지대 결합체의 운동이 복합적으로 발생함을 알 수 있다. 최저차 모드는 축-임펠러 1차 모드와 펌프 케이스-지지대 1차 모드의 결합으로 나타난다. 두 번째 모드는 축-임펠러 1차 모드와 펌프 케이스-지지대 2차 모드의 결합이며, 세 번째 모드는 축-임펠러 2차 모드와 펌프 케이스-지지대 2차 모드의 결합으로 나타난다. Table 4에 전체 펌프 시스템의 최저차 5개의 고유주파수를 정리하였다. Fig. 5와 Table 4에서 알 수 있듯이 펌프 시스템은 축-임펠러 결합체의 영향으로 인해 펌프 케이스-지지대 결합체의 고유주파수보다 현저히 낮은 주파수 영역을 형성하고 있다. 그러나, 이러한 주파수 영역은 지진의 절단주파수보다 4배 가량 높음을 알 수 있다.

4. 내진해석 결과

Table 4의 고유진동해석결과로부터 펌프 시스템의 고유주파수는 지진 절단주파수보다 충분히 높다는 것을 알 수 있다. 따라서, 내진해석을 위한 지진가속도 값은 Fig. 1의 RRS 곡선으로부터 얻은 1.1g를 그대로 적용할 수 있으며, 해석에서는 축 방향(x축 방향)으로 1.1g, 횡 방향(z축 방향)으로 1.1g, 수직 방향(y축 방향)으로 2.1g를 사용하였다. 수직 방향 가속도는 중력가속도 1g를 포함한 값이다. 지진 가속도 외에 펌프 케이스에 결합된 흡입(suction) 노즐과 배출 노즐의 장력을 입력하중으로 사용하였다. Table 5에 내진해석을 위한 하중조건을 정리하였다. Fig. 6에 해석 결과를 나타내었으며, 결과 관찰의 용이성을 위해 펌프 케이스-지지대 부분[Fig. 6(a-b)]과 축-임펠러 부분[Fig. 6(c-d)]을 나누어서 가시화하였다. 최대응가응력은 축에서 발생하지만, 그 크기는 9.05 MPa로 허용응력인 137.9 MPa에 비해 매우 미소한 값이다. 또한, 최대변위는 축에 결합된 임펠러에서 발생하며, 그 크기는 0.0439 mm로 역시 매우 미소한 값이다. 펌프 케이스-지지대 부분의 등가응력 및 변위는 축-임펠러 부분보다 낮게 나타난다. 이러한 결과로부터 울진 원자력발전소 5, 6호

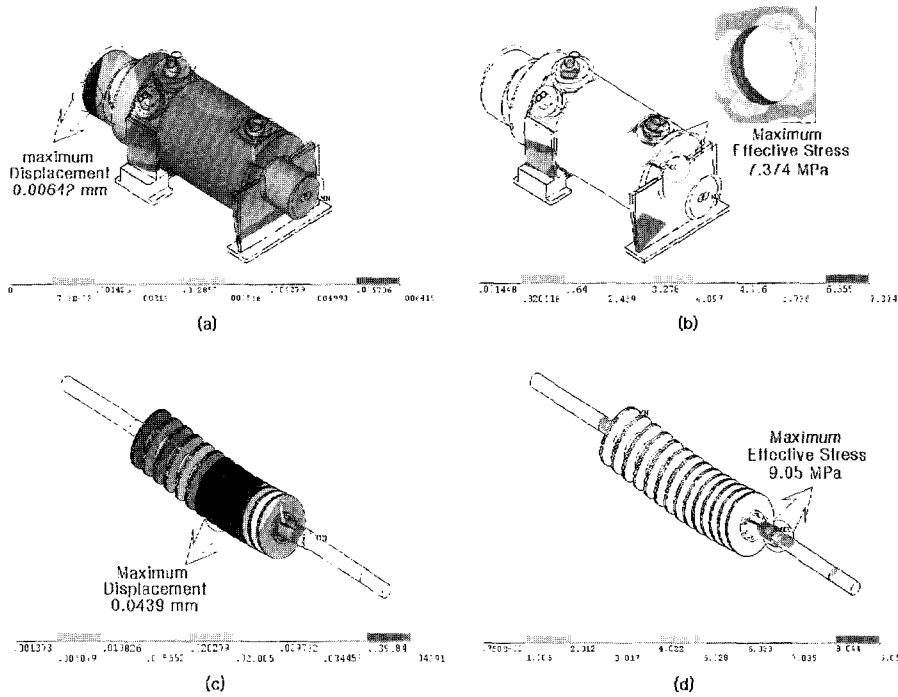


Fig. 6 FE results of pump system : (a) displacement; pump case-support (b) effective stress; pump case-support (c) displacement; shaft-impeller (d) effective stress; shaft-impeller

기용 지진 가속도 곡선을 적용한 펌프 시스템의 내진강도는 충분하다고 볼 수 있으며, 임펠러의 최대 변위도 허용공차 정도로 미소한 값을 가지므로 임펠러와 중간 케이싱 등의 다른 부품사이의 간섭 혹은 충돌도 발생하지 않을 것으로 판단된다. Table 6에 해석결과를 정리하여 나타내었다.

5. 결 론

본 논문에서는 14단 원심펌프의 상세 유한요소 모델을 이용하여 고유거동 및 내진해석을 수행하였다. 고유거동해석은 축-임펠러, 펌프 케이스-지지대 및 펌프 시스템의 3가지 경우에 대하여 해석하

Table 5 Load conditions for seismic analysis

	Acceleration (g)			Suction nozzle (N)			Discharge nozzle (N)		
	Ax	Ay	Az	Fx	Fy	Fz	Fx	Fy	Fz
Magnitude	1.1g	1.1g	2.1g	13,240	13,240	13,240	7,520	7,520	7,520

Table 6 Results of seismic analysis

Part	Maximum displacement (mm)		Maximum effective stress (MPa)	
	case-support	shaft-impeller	case-support	shaft-impeller
Magnitude	6.42E-3	4.39E-2	7.374	9.050

였으며, 각 경우의 고유주파수 및 모드 형상을 분석하여 진동특성을 파악하고, 내진 해석을 위한 입력선정의 기준으로 사용하였다. 고유주파수 결과를 바탕으로 IEEE-STD-344에서 제시하는 방법에 따라 다단펌프의 내진해석을 수행하였으며, 울진 원자력발전소 5, 6호기용 지진 가속도 곡선을 적용하였을 경우 다단펌프는 충분한 내진강도를 확보하고 있음을 확인하였다. 본 논문에서는 임펠러 내부의 작동 유체에 의한 압력을 적용하지 않았으며, 이로 인해 축-임펠러 결합체의 변위 및 등가응력이 낮게 예측되었을 수 있다. 하지만, 다단펌프의 안전율이 15이상임을 감안할 때 압력을 적용하였을 경우에도 충분한 안전율을 보일 것으로 판단된다.

본 연구는 산학협동재단과 산자부 지역전략산업 석·박사 연구인력 양성사업(2003.6~2006.4) 지원으로 수행되었으며, 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 오하시 히데오, 유체기계, 회중당, 1989.
- [2] 권양구, 원심펌프 설계를 위한 소프트웨어 개발, 성균관대학교 석사학위논문, 1990.
- [3] IEEE-STD-344, Recommended Practice for Seismic Qualification of Class 1E Equipment for Nuclear Power Generating Stations, 1987
- [4] 고우식, 김진, 허익구, 최병원, "원자력발전소 안전등급 대형유도전동기의 기기검증," 대한기계학회 추계학술대회 논문집 A, pp.498-503, 2000.
- [5] J. R. Cho, J. M. Song and J. K. Lee, "Finite element techniques for the free-vibration and seismic analysis of liquid-storage tanks," Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 37, pp.467-483, 2001.
- [6] J. R. Cho, H. W. Lee and K. W. Kim, "Free vibration analysis of baffled liquid-storage tanks by the structural-acoustic finite element formulation," Journal of Sound and Vibration, Vol. 258, No. 5, pp. 847-866, 2002.
- [7] Ansys Theory User's Manual, Ansys, Inc., 1994.
- [8] H. J.-P. Morand and R. Ohayon, Fluid Structure Interaction, John Willey & Sons, Inc., 1995.

저 자 소 개



조진래 (趙珍來)

1961년 8월 5일생. 1983년 2월 서울대학교 항공우주공학과 졸업. 1993년 8월 University of Texas at Austin, ASE/EM(석사). 1995년 12월 University of Texas at Austin, ASE/EM(박사). 현재 부산대학교 기계설계공학과 부교수.



이홍우 (李洪雨)

1974년 9월 14일생. 2000년 2월 부산대학교 기계공학부 졸업. 현재 부산대학교 대학원 기계설계공학과 박사과정.



김민정 (金民靜)

1975년 10월 28일생. 2001년 2월 부산대학교 기계공학부 졸업. 2003년 2월 부산대학교 대학원 기계설계공학과 졸업(석사). 현재 (주)대우정밀 모터개발팀 근무.



하세윤 (河世琬)

1973년 4월 22일생. 2001년 2월 동아대학교 기계공학과 졸업. 2003년 2월 부산대학교 대학원 기계설계공학과 졸업(석사). 현재 (주)코디마 CAE 성형해석팀 근무.