

대형 입형펌프 운전 중 공진현상의 진동 저감을 위한 스티프너의 설계 및 성능 검증

Design of stiffeners for reducing resonant vibration of large vertical pumps and its verification

류길수*. 봉석근*. 한승우*. 노철우*. 이동민*. 이정우*. 박준홍†

Kil-su Ryu, Suk-keun Bong, Seung-woo Han, Cheol-woo Roh, Dong-min Lee, Jung-woo Lee, Junhong-Park

Key Words : Vertical pump(입형펌프), Resonance(공진), FRF(주파수응답함수)

ABSTRACT

This case study refers to resonance with vertical pumps. Vibration problem occurring after the inverter was installed for speed control. Its problem was appeared any revolution under rated speed. Vibration data was acquired during normal operation and transient state. We examined FRF on its resonance in field and also analyzed a result by finite element method. There was carried out the retrofit in field which was based on these results for solving problem.

1. 서 론

원자력 및 화력발전소에서는 증기터빈을 이용하여 발전기를 구동시켜 전력을 생산하는데, 회수된 증기는 복수시켜 다시 사이클에 이용된다. 이렇게 증기를 다시 물로 만들기 위해 많은 양의 냉각수를 필요로 하게 되고, 추가로 냉각을 필요로 하는 곳에 냉각수를 공급해야만 한다. 여기에 많은 양의 해수가 사용되는데, 대용량의 수직형 전동기와 펌프가 이 목적으로 설치되어 운전되고 있으며, 순환수펌프(circulation water pump)로 발전소 내에 냉각수를 공급하고 있고, 원자력 발전소의 경우 보다 많은 장소에 냉각 목적으로 설치대수가 많아진다. 그리고,

출력에 따른 유량제어가 필요하지만, 이 펌프는 특성 상 유량제어가 어려워 이를 용이하게 하고 구동 전력비를 절감하기 위해 최근 몇 개 발전소에서부터 전동기 운전속도를 조절할 수 있는 인버터를 설치하여 운전하고 있다.

본 논문은 이들 대형수직 전동기-펌프 중 인버터가 설치된 설비의 변속 구간에서 발생하는 예상치 못한 공진에 의한 고진동 현상을 현장에서 분석, 실험 및 해석적인 방법으로 접근하여 상대적 저비용으로 설계를 변경하여 해소시킨 연구사례이다.

2. 현장 실험데이터 분석 및 유한요소해석

2.1 현장 실험개요

(1) 설비사양

이 수직형 펌프는 20,000 m³/Hr의 유량을 송출하는 축길이가 6,299mm, 직경 1,315mm인 1단 사류형

† 교신저자; 박준홍, 한양대 기계공학부 교수
parkj@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0424, Fax : (02)2298-4634
* 한전KPS(주)

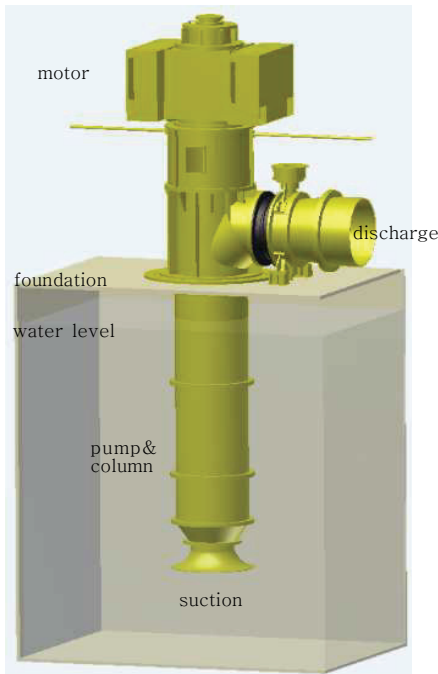


Fig 1 An outline drawing of motor and pump structure

임펠러로 구성되어 있고, 전동기는 수직형으로 높이가 2,935mm, 1,676HP의 3상 유도형이며, 설치당시 정격속도 395rpm으로만 운전되었으나, 이후 유량조절을 용이하게 하기위해 전원 공급장치에 인버터를 설치하여 220~395rpm 내에서 변속 가능하도록 변경되었다. 진동문제발생으로 인한 연구대상은 두 대이며, 치수와 재질 및 역할 등은 동일하고, 차이점은 단지 A기기의 전동기 상부는 사람이 접근할 수 있도록 철골 계단구조물이 접해져 있는 상태이었으며, B기기는 도면 외 어떠한 구조물이 접해져 있지 않았다. Fig 1에서와 같이 이 설비 구조물의 절반정도가 기초대 아래에 설치되어 있었고, 전동기와 펌프컬럼 연결부에는 'X'방향으로 양측에 기존의 스티프너가 설치되어 있었으며, 과거 정격속도에서의 공진문제로 인해 설치해 놓은 것으로 추정되었다.

(2) 현장 시험의 종류

본 설비를 기동 및 정지와 변속운전을 실시하면서 과도상태 진동응답 시험을 실시하였고, 정상운전 중 ODS(operational deflection shape)를 실시하였으며, 정지 상태에서 충격해머를 이용하여 공진시험을 실시하였다. 그리고, 설비 및 시험의 개략도는 Fig 2와 같았다.

(3) 시험장비와 방법

과도상태 진동을 측정, 분석하기위해 ADRE/Sxp (Bently Nevada)의 장비를 사용하여 전동기 상, 하부측 케이싱에 설치한 가속도 센서로 변속운전 및 정격속도 운전 중 진동을 측정하였고, 회전수는 펌프 축의 notch를 이용한 위상 측정 상시감시용 센서 중간단자에서 연결하여 동시에 측정하였다. 그리고, ODS와 실험적 모달분석을 위해 구조물을 ME'scope VES 4.0(Vibrant Technology)을 이용하여 Fig 3과 같이 실험적 모달분석을 위해 구조물을 같이 134 노드로 나누어 설비에 직접 표시하여 미리 정한 순서로 가속도 센서와 ADRE/Sxp 장비를 이용하여 측정 및 분석하였다. 또한, 정지중 Pulse(B&K) 3560C 측정장비와 12lb 가진해머를 활용하여 미리정한 순서로 FRF(frequency response function)시험을 하였고, 측정된 FRF 데이터는 ME'scope를 이용하여 실험적 모달분석을 실시한 후 고유진동수와 모드를 알아내었다. 이러한 측정과 실험적 해석은 구조변경 전, 후에도 동일하게 실시하였다.

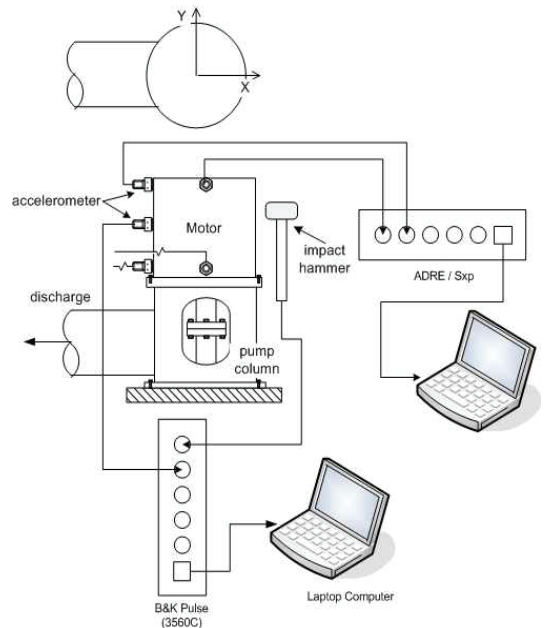


Fig 2 An outline motor-pump and skeleton diagram of tests

2.2 유한요소법에 의한 해석개요

본 연구 대상설비의 유한요소법을 통해 모달해석을 하기위하여 Autodesk inventor(ver.11)로 3차원

모델링을 하였고, 모델링은 구조변경 설계를 감안하여 단순화 시키지 않고, 모든 부품을 도면과 실제 치수를 측정하여 183,973노드와 94,094메쉬로 모델링하였고, ANSYS(ver.12)으로 결과해석을 하였다. 경계조건은 연구대상 설비의 재료특성이 전동기 구조물은 STS316L로 밀도 7,980 kg/m³, 영계수 193GPa이고, 펌프측 구조물인 컬럼은 SS400으로 밀도는 전동기와 동일하고, 영계수는 200GPa 이었다. 또, 내부 회전체는 전동기 상부에 있는 트러스트 베어링에 정하중으로 작용하고, 펌프운전 중에 작용되는 임펠러로부터 출부배관까지의 물의 무게와 임펠러 전,후 차압 역시 트러스트 베어링에 하중으로 작용하며, 운전 중 물속에 잠기는 펌프측 임펠러와 축에는 부력이 작용하여 트러스트 하중이 적어지므로 이들을 적절히 고려하여 상부에 lumped mass 조건으로 설정하였다. 그리고, 펌프측 컬럼은 바닥에 설치되어 있어 자유도를 구속조건으로, 펌프토출배관은 유연한 연결이음(flexible flange joint)장치이어서 모든 자유도를 유지하는 조건으로 해석을 실시하였다.

2.2 진동측정 및 모달분석

(1) 운전 중 진동분석

Table 1 Measured vibration value at motor case

구분	속도(mm/s rms)	변위(μ m rms)	회전수(rpm)
A기	7.0	311	340
B기	17.0	671	320

Table 1은 대상 설비를 변속운전(220~400rpm)을 실시하면서 전동기 상부 케이싱에서 과도상태의 진동응답 중 최대값일 경우이며, 회전수와 진폭을 나타내는 Fig-3은 변속과정 중 특정 회전수영역(320~340rpm)에서 높은 진동이 발생되는 것을 알 수 있었다. 여기서, 'Y'축은 진동속도(mm/s) 범위는 20, 'X'축은 회전수(rpm)이고 범위는 400이다.

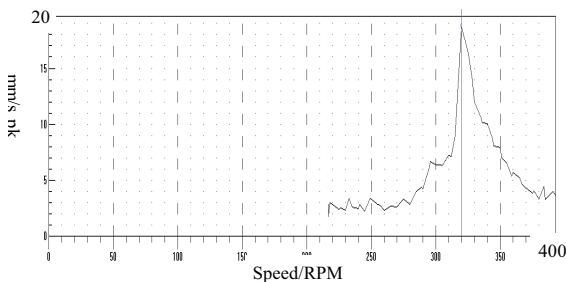


Fig 3 Bode plot of motor top casing

Fig-4는 운전 중 전동기 상부 케이싱에서 회전수 320~340rpm에서 전동기 상부에서 펌프 측으로 보았을 때 진동궤적인 orbit plot으로, 두 직각방향으로 설치된 가속도 센서로부터 측정된 것이며, 토출 배관방향('X'방향)으로 축 1회전 시 두 번의 진동 피크(2X rpm)가 발생됨을 알 수 있었다.

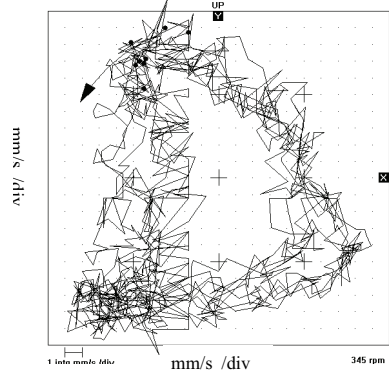


Fig 4 Orbit plot of motor top casing

또한 Fig 5는 이때의 시간파형(time waveform)으로 X방향에서는 축 1회전 당 한번(1X rpm)과 두 번(2X rpm) 성분이 있음을 알 수 있었고, 'Y'방향은 1X rpm 성분이 지배적임을 알 수 있었다. Fig 3, Fig 4에서의 파형내 점(spot)은 위상측정 trigger 신호로 1회전 당 1번의 점이 그려진 것이다.

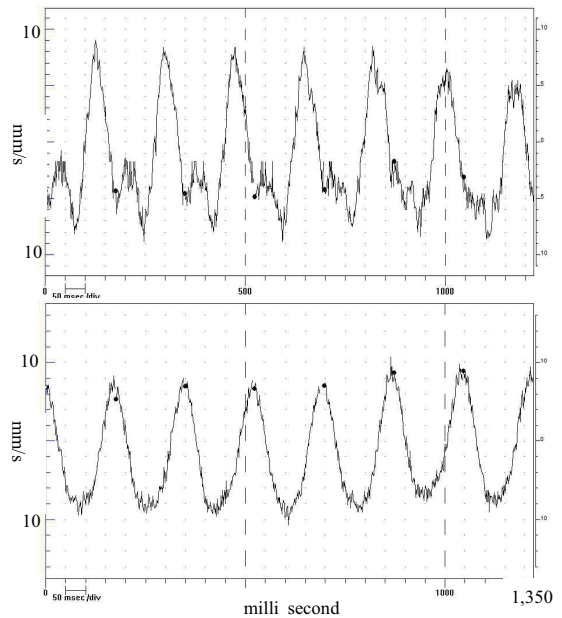


Fig 5 Time wave of motor top casing 'X'(top), 'Y'(bottom) direction

3DView: 6.53 Hz

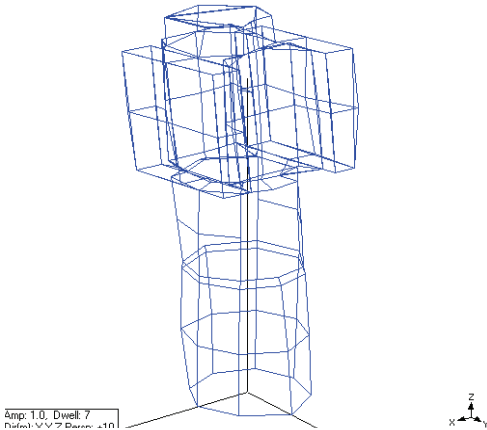


Fig 6 ODS of motor and pump column

운전 중 진동형태를 알아보기 위해 이미 정해놓은 위치에서 가속도센서를 사용하여 ODS를 실시한 결과 Fig 6과 같이 펌프토출 배관 방향인 'X'방향으로 상대적 높은 진동이 발생하는 것을 알 수 있었다.

(2) 충격 가진시험을 통한 실험적 모달시험

3DView: 11.5 Hz

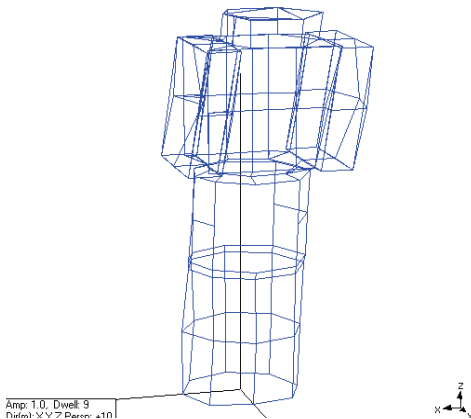


Fig 7 Mode shape of 1st natural frequency

전동기 정지상태에서 가진햄머와 다채널 분석장비를 이용하여 각 134 points의 FRF(frequency response function)를 측정하고, 모달분석 software를 사용하여 고유진동수와 모드형태 및 감쇠비를 구하였고, 분석된 1차 및 2차 모드의 고유진동수는 A는 9.8/12.2Hz('Y/X'방향), B는 9.7/11.8Hz('Y/X') 이었다. 상대적으로 큰 진폭을 X방향의 고유진동모드는 Fig 7과 같았으며, ODS 결과와 유사하였다. 또한, 이러한 고유진동수는 토출배관 방향의 320~340rpm으로 운전 될 당시 2×rpm(10.7~11.4Hz) 근처에 해

당하는 진동수이기도 하였다.

(3) 유한요소법을 이용한 모달해석

유한요소법의 해석결과와 1차,2차 고유진동수는 설비를 실험적으로 구한 고유진동수 결과와 유사하였고, 고유진동 모드역시 실험값과 매우 유사하였으며, 결과 값은 8.74/12.25Hz('Y/X'방향) 이었다.

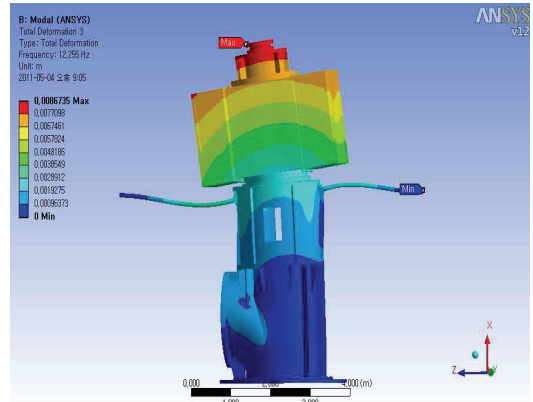


Fig 8 mode shape of X direction(12.2Hz)

3. 분석결과 및 구조변경 설계

3.1 분석결과

(1) 실험과 해석값의 비교

실험과 해석적 방법을 적용한 결과 중 가장 기여도가 크고 현장설비에서 문제가 되고 있는 고유진동수를 비교하면 아래 Table 5와 같다.

Table 2 comparing an experiment with analysis

구 분	실험값	해석값	편차(max)
'X'(토출방향)	11.8~12.2 Hz	12.25 Hz	3.8%

(2) 고진동 발생원인

본 설비의 변속운전 중 320~340rpm에서 회전수에 두배가 되는 2X rpm(12Hz근처) 진동성분과 고유진동수가 일치하는 공진에 의한 것으로 판단하였다.

3.2 개선대책

(1) 고유진동수의 변경

변속운전 영역에서 공진을 회피하기 위해 현재의

조건에서 가장 최적의 방법은 고유진동수를 상향 조정시키는 것이며, 이에 따른 구조변경이 요구되었다. 그러나, 통상적인 강성 보강은 한 방향으로만 강성 보강을 고려하면 되나 본 설비는 토출배관 방향(X) 과 그 직각방향(Y) 모두가 2X rpm 진동성분의 공진 영역에 노출되어 두 방향 모두 고려해야만 하였다.

(2) 구조변경

‘X’방향으로는 후면에 콘크리트 벽면이 있어 구조 보강 설계가 비교적 용이하였으나 ‘Y’방향은 지지할 벽면이 없어 곤란하였다. 따라서 stiffener 두개를 cross 형태로 설계하여 고유진동수를 조정하기로 하였고, 이 구조물이 인접기기에 영향을 주지 않고, 튼튼한 벽면의 효과를 가지도록 Fig 9와 같이 지지 위치를 빔구조물로 돌출시켜 설치하기로 하였다.

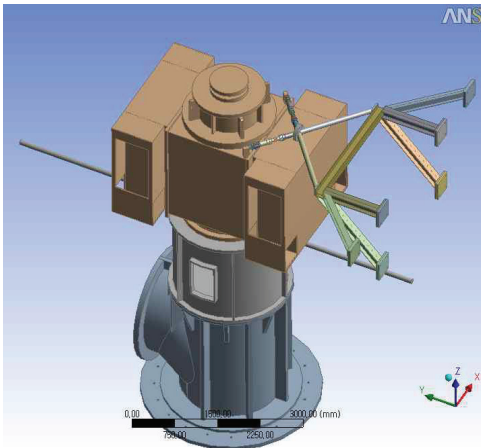


Fig 9 model after redesign with stiffener

(3) 설계변경 모델의 고유진동수 특성

유한요소모델을 이용하여 Fig 9와 같이 110° 각도를 가지는 cross type stiffener를 부착한 후 해석한 결과는 Fig 10과 같이 1차 고유진동수는 ‘Y’방향으로 12.52Hz, 2차는 ‘X’방향으로 16.33Hz의 값을 얻었다. 결과 중 ‘Y’방향은 변속구간 중 2X 범위 이내에 있지만 이 방향은 Fig 4와 5에서와 같이 2X 성분의 가진력이 거의 없어 이 모델을 설계하기로 결정하였다.

(3) Stiffener 구조물의 피로에 대한 안정성 평가

해석모델을 이용하여 최대응력 발생부위에 실제 측정된 최대진동(50 μ m)의 2.5배 이상인 200 μ m 변위

를 적용하여 발생된 응력은 20.9MPa(3.03ksi)이며, ASME Section III Division 1의 탄소, Low Alloy에 사용되는 S-N Curve를 준용한 결과 무한수명인 10⁶cycle에 해당하는 응력은 86.2Mpa(12.5ksi)이므로 예측되는 최대응력보다 낮아 구조적으로 안전하다고 평가하였다.

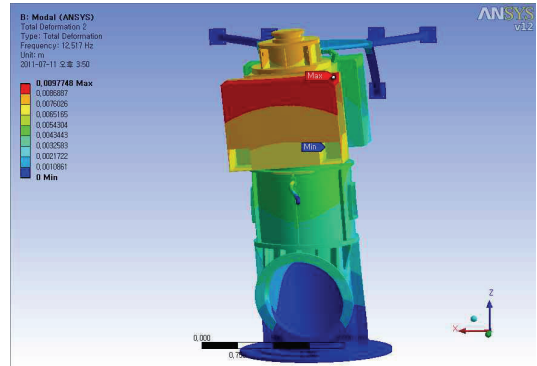


Fig 10(a) 1st mode(12.52Hz, Y-direction)

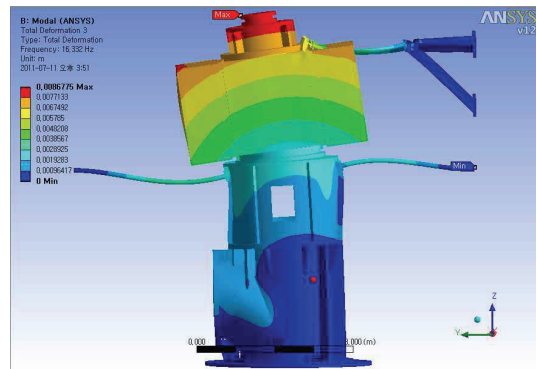


Fig 10(b) 2nd mode(16.33Hz, X-direction)

3.1 현장 설치와 실증시험

(1) 현장설치

설계한 stiffener는 Fig 11과 같이 콘크리트 벽면을 이용하여 빔 구조물로 고정시키고, 이 구조물을 cross 형태의 스티프너로 전동기 몸체와 연결하였고, 향후 전동기와 펌프의 분해점검을 할 경우 분리가 가능하도록 제작하였다.

(2) 고유진동수 실증시험

설계변경 전에서와 마찬가지로 동일한 위치에서 충격가진시험을 통해서 FRF(frequency response function)를 측정하고, 실험적 모달분석을 한 결과

‘A’는 12.5/15.5Hz(‘Y/X’), ‘B’는 13.0/16.2Hz로 변경된 것을 확인하였다.



Fig 11 a stiffener during installing

(3) 운전시험

Fig 12는 변속운전(220~400rpm) 운전 중 전동기 케이싱에서 진동값이 최고인 위치에서의 진폭(Y축) 대 회전수(X축) plot으로 전 구간에서 3.5mm/s 미만임을 확인하였다.

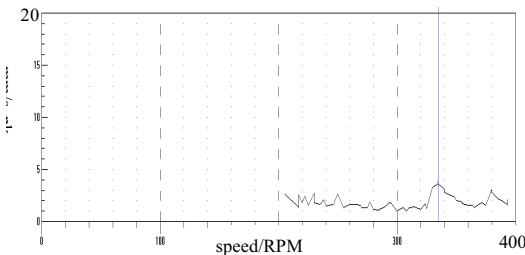


Fig 12 bode plot of motor top casing

(4) 개선 전,후 진동값 및 고유진동수 비교

Table 3은 개선 전,후 전동기 케이싱 최대 진동값과 펌프 토출배관방향(X방향)의 고유진동수를 비교한 것이다.

Table 3 result for before and after

구분	전		후		참고
	진동 속도값	진동수	진동 속도값	진동수	
A	7.0	12.2	2.5	15.5	속도:mm/s 진동수:Hz
B	17.0	11.8	3.5	16.2	

4. 결 론

본 사례는 대형수진전동기-펌프의 변속운전 중 공진으로 진동이 높게 발생하여 정상적인 변속운전

을 실시하지 못하는 설비를 대상으로 실험적인 방법과 해석적인 방법을 적절하게 조화시켜 문제를 해결한 사례로 다음과 같은 내용을 알 수 있었다.

- 수직회전설비를 대상으로 FRF 시험과 과도상태에서의 진동분석으로 시스템의 고유진동수 분석이 가능하다
- 실험값을 근거로 유한요소해석 모델의 경계조건을 조정을 통해 고유진동수 변경 모델을 설계함으로써 설치 에러를 최소화할 수 있다.
- 어떤 설비든 회전수의 1차 조화성분(1X) 뿐만 아니라, 설치조건이 아무리 까다롭더라도 최소 2차 조화 성분까지는 공진회피 설계를 고려하여야 한다는 것을 상기시켜 주었다.

참 고 문 헌

- (1) Choi, W.H., Yang, B.S., Joo, H.J., Son, H.S. and Noh, C.W., 1994, Vibration problems of large vertical pumps, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 148~153.
- (2) Choi, W.H. and Yang, B.S., 1994, Reed Resonance Problem of large vertical pumps, Transactions of the KSNVE Vol.4, No.4, pp425-433.
- (3) Song, A.H., Song, J.D., Kim, H.S. and Jung, G.C., 2012, A case study on vibration of vertical pumps according to changing water, KSNVE Annual Spring Conference, pp. 274~278.
- (4) Bong, S.K., Yoo, M.S., Han, S.W., Gim, H.Y., Kim, Y.S., Roh, C.W. and Ryu, K.S., 2007, Machinery condition monitoring and diagnosis, KEPCO KPS.
- (5) Lee, J.M., 1998, Theory and application of modal, Seoul National University
- (6) Donald, E.Bently with Charles T. Hatch, Edited by Bob Grissom, 2002, Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics, Bently Pressurized Bearing Press, pp. 209~272.
- (7) Ryu, K.S., Roh, C.W. and Han, S.W., 2011, Maintenance Engineering Report, KEPCO KPS.