



# Real Scale Test Rotor를 이용한 3점지지 밸런싱에 관한 연구

## Study on Three-point Support Balancing using Real Scale Test Rotor

박성훈\* · 손민아\* · 박동희\* · 최병근†

Seong-Hun Park\*, Min-Ah Son\*, Dong-Hee Park\* and Beyong-Keun Choi†

(Received December 27, 2018 ; Revised January 18, 2019 ; Accepted January 24, 2019)

**Key Words :** Secondary High-pressure LNG Pump(LNG 2차 고압펌프), Two-plane Balancing(양면 밸런싱), Unbalance(불평형), Three Points Support(3점지지), Influence Coefficient Method(영향계수법)

### ABSTRACT

This study uses a secondary liquified natural gas (LNG) high-pressure pump with a large mass motor and thin, long pump units as the experimental model. There are certain limitations in controlling the amplitude of the pump unit with two-plane balancing considering the vibration response due to the imbalance in the conventional motor unit. Balancing techniques are required to effectively reduce the vibration response due to an imbalance in the motor unit and mode of the pump unit. Therefore, in this study, four sensors were added to the pump unit to consider their effects on the motor unit and mode to determine dedicated balancing techniques using the impact coefficient method after data acquisition.

### 기 호 설 명

- $a$  : 영향계수
- $T_w$  : 시험 질량
- $U$  : 보정 질량
- $W$  : 각 베어링에서 측정된 진동 값

### 1. 서 론

산업 설비에서 회전 기계는 대부분의 설비에 있어 빠저서는 안 될 핵심설비이며 성능향상과 생산성 증대를 위해서 더욱 빠르고 경량화된 로터를 요구하고 있다.

일반적인 모터-펌프 구조를 가진 회전체는 전동기부와 임펠러부가 나누어진 구조이다. 이 경우 모터부와

펌프부를 각각 2점지지 상태로 밸런싱<sup>(1)</sup>을 수행하게 된다. 그러나 산업 발달과 함께 고속화가 요구되어 속도에 비례하여 커지는 진동은 모터부와 펌프부의 정렬을 뒤트리게 하고 효율성이 저하되게 된다. 따라서 이를 보완하여 모터부와 펌프부가 합쳐진 일체형 구조로 설계되어진다<sup>(2)</sup>. 정렬 불량과 효율성저하의 문제를 보완한 일체형 구조는 가늘고 긴 형태의 축으로 2점지지 시 펌프부에 정적 치짐 문제가 생기고 운전 시 큰 휘둘림이 발생된다. 이에 기존에 사용하던 2점지지 밸런싱 방식은 한계를 가지게 된다<sup>(3)</sup>.

이 논문의 실험 모델인 LNG 2차 고압 펌프는 353 kg의 모터부와 가늘고 긴 펌프부가 일체형이다. 때문에 기존의 모터부의 불평형에 의한 진동응답만 고려하는 양면 밸런싱으로는 펌프부의 진폭을 제어하는데 있어 한계가 있다. 모터부의 불평형과 펌프부의 모드에 의

† Corresponding Author ; Member, Department of Energy Mechanical Engineering Institute of Marine Industry, Gyeongsang National University  
E-mail : bgchoi@gnu.ac.kr

\* Member, Department of Energy Mechanical Engineering, Gyeongsang University

# A part of this paper was presented at the KSNVE 2018 Annual Spring Conference.

‡ Recommended by Editor Jong Kwan Ryu

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

한 진동응답을 보다 효과적으로 감소시킬 밸런싱 기법이 필요하다. 따라서 모터부에 4개의 센서와 펌프부의 모드에 의한 영향을 고려하기 위해 펌프부에 4개의 센서를 추가하여 데이터를 취득 후 영향계수법을 이용한 전용 밸런싱 기법에 대한 연구이다. 선행 연구로 lab scale의 1차 고유치와 고유모드 등 동특성과 형태를 유사하게 제작한 pilot rotor를 이용하여 모터와 펌프부의 진폭과 고속 rpm에서 모드에 의한 진동응답이 보다 크게 줄어드는 것을 확인하였다<sup>(4)</sup>. 그리고 실제 적용을 위하여 real scale test rotor 장치를 사용하여 영향계수법<sup>(5,6)</sup>을 이용한 전용 밸런싱 기법을 통해 모터부의 불평형과 펌프부의 모드에 의한 진동응답을 감소시킬 수 있는지 확인하였다.

### 2. 전용 밸런싱

Fig. 1은 이 연구대상인 LNG 2차 펌프의 회전축계의 밸런싱을 위한 펌프부를 고려한 전용 밸런싱 기법(exclusive balancing)의 영향계수를 구하는 과정이다.

3개의 베어링부의 신호와 펌프부의 신호를 취득하여 진동을 측정하였을 때, 초기 진동신호 취득을 위해 회전체 운전 시 각 센서 #1, 2, 3, 4에서 측정된 진동 값은  $W_0^{-1}, W_0^{-2}, W_0^{-3}, W_0^{-4}$ 이며 영향계수는 plan 1의  $\alpha_{11}, \alpha_{21}, \alpha_{31}, \alpha_{41}$ , plan 2의  $\alpha_{12}, \alpha_{22}, \alpha_{32}, \alpha_{42}$ 라고 하면, 각 센서에서 측정된 축계의 진동 응답은 식(1)과 같다. 이 식을 행렬식으로 표현하면 식(2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 W_0^1 &= \alpha_{11} \cdot U_1 + \alpha_{12} \cdot U_2 \\
 W_0^2 &= \alpha_{21} \cdot U_1 + \alpha_{22} \cdot U_2 \\
 W_0^3 &= \alpha_{31} \cdot U_1 + \alpha_{32} \cdot U_2 \\
 W_0^4 &= \alpha_{41} \cdot U_1 + \alpha_{42} \cdot U_2
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

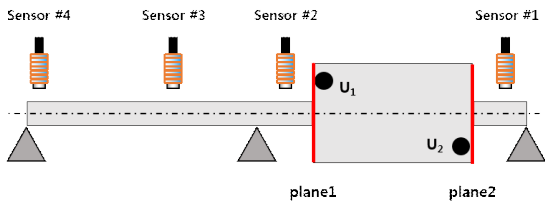


Fig. 1 Influence coefficient technique of the study model

$$\begin{Bmatrix} W_0^1 \\ W_0^2 \\ W_0^3 \\ W_0^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix}
 \tag{2}$$

수정면 1과 2에 시험 질량  $T_w$ 를 부착하고 회전하였을 때 각 진동응답은 식(3), (4)와 같다.

$$\begin{Bmatrix} W_1^1 \\ W_1^2 \\ W_1^3 \\ W_1^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 + T_w \\ U_2 \end{Bmatrix}
 \tag{3}$$

$$\begin{Bmatrix} W_2^1 \\ W_2^2 \\ W_2^3 \\ W_2^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 + T_w \end{Bmatrix}
 \tag{4}$$

식(3), (4)에서 식(2)를 빼면 각 수정면에 부가한 시험 질량에 대한 영향계수는 식(5), (6)으로 정리할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} W_1^1 - W_0^1 \\ W_1^2 - W_0^2 \\ W_1^3 - W_0^3 \\ W_1^4 - W_0^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_w \\ 0 \end{Bmatrix}
 \tag{5}$$

$$\begin{Bmatrix} W_2^1 - W_0^1 \\ W_2^2 - W_0^2 \\ W_2^3 - W_0^3 \\ W_2^4 - W_0^4 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ T_w \end{Bmatrix}
 \tag{6}$$

이를 정리하면 식(7), (8)로 나타낼 수 있다. 이를 통해 각 영향계수를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 W_1^1 - W_0^1 &= \alpha_{11} \cdot T_w + \alpha_{12} \cdot 0 \\
 \therefore \alpha_{11} &= \frac{W_1^1 - W_0^1}{T_w} \\
 W_1^2 - W_0^2 &= \alpha_{21} \cdot T_w + \alpha_{22} \cdot 0 \\
 \therefore \alpha_{21} &= \frac{W_1^2 - W_0^2}{T_w} \\
 W_1^3 - W_0^3 &= \alpha_{31} \cdot T_w + \alpha_{32} \cdot 0 \\
 \therefore \alpha_{31} &= \frac{W_1^3 - W_0^3}{T_w} \\
 W_1^4 - W_0^4 &= \alpha_{41} \cdot T_w + \alpha_{42} \cdot 0 \\
 \therefore \alpha_{41} &= \frac{W_1^4 - W_0^4}{T_w}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

$$\begin{aligned}
 W_2^1 - W_0^1 &= \alpha_{11} \cdot 0 + \alpha_{12} \cdot T_w \\
 \therefore \alpha_{12} &= \frac{W_2^1 - W_0^1}{T_w} \\
 W_2^2 - W_0^2 &= \alpha_{21} \cdot 0 + \alpha_{22} \cdot T_w \\
 \therefore \alpha_{22} &= \frac{W_2^2 - W_0^2}{T_w} \\
 W_2^3 - W_0^3 &= \alpha_{31} \cdot 0 + \alpha_{32} \cdot T_w \\
 \therefore \alpha_{32} &= \frac{W_2^3 - W_0^3}{T_w} \\
 W_2^4 - W_0^4 &= \alpha_{41} \cdot 0 + \alpha_{42} \cdot T_w \\
 \therefore \alpha_{42} &= \frac{W_2^4 - W_0^4}{T_w}
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

식 (7), (8)의 영향계수를 식 (2)의 양변에 곱하여 정리하면 식 (9)와 같이 불평형의 위치와 크기를 계산할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \alpha_{31} & \alpha_{32} \\ \alpha_{41} & \alpha_{42} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} W_0^1 \\ W_0^2 \\ W_0^3 \\ W_0^4 \end{Bmatrix}
 \tag{9}$$

전용 밸런싱은 기존의 두 개의 수정면만을 고려한 양면 밸런싱에 펌프부의 영향계수를 고려하기 위하여 추가적으로 펌프부와 펌프부의 끝단에 센서를 설치하였다. 측정된 진동 값에 해당하는 영향계수로 각 센서에서 측정된 축계의 진동 응답이 계산된다. 양면 밸런싱과 동일하게 수정질량의 크기를 통해 수정면 1과 2의 축계의 질량에 따른 응답 벡터의 비, 즉 불평형 감도를 파악할 수 있다. 이를 통해 초기 진동응답을 파악하면 모터부의 불평형에 따른 보정질량이 계산된다. 펌프부의 모드의 영향으로 증폭이 되고 위상이 변하는 신호를 취득하여 불평형과 불평형 모멘트를 고려하여 펌프부의 진폭을 상쇄시키는 보정질량을 구하며 이를 통해 펌프부의 진폭이 저감된다.

양면 밸런싱은 모터부의 불평형에 의한 힘을 저감하여 진동응답 크기가 감소한다. 이 때 불평형 모멘트는 두 수정면이 평형을 이루게 불평형이 계산된다. 그러나 전용 밸런싱의 경우 펌프부의 모드의 영향이 영향계수에 포함되며 펌프부의 진동을 저감시키고 모터부의 불평형과 펌프부의 불평형의 모멘트가 평형을 이루게 된다. 따라서 3점지지 형태의 LNG 2차 펌프의 밸런싱 기법을 제안하기 위해 영향계수법을 이용하여 축계의 특성을 고려한 전용 밸런싱 기법을 사용한다.

## 2. Real Scale Test Rotor 제작 검증

Real scale test rotor의 설계 기준은 실제모델의 동특성과 모드형상이 동일하게 되도록 축의 길이와 베어링부의 간격을 조절하여 설계하였다. 제작된 로터의 동특성 검증을 위해 임팩트 테스트와 runout 테스트를 수행하였다. 실제 로터의 경우 1차 고유진동수가 33 Hz이며, real scale test rotor의 1차 고유진동수는 35 Hz로 오차율이 6%로 10%이내이므로 설계 조건을 만족한다. 로터의 공차를 확인하기 위해 runout 테스트 수행결과 5/100 mm로 만족하여 오차에 의한 영향은 없는 것을 확인하였다.

## 3. 실험모델 및 방법

### 3.1 실험모델

LNG 2차 고압 펌프를 실제 사이즈와 동특성을 모사한 실험모델은 Fig. 3과 같이 모터부와 펌프부가 일체형이며 3개의 베어링 페테스탈로 지지된 구조의 real scale test rotor를 사용하였다. 로터의 무게는 353 kg이고 펌프부 임펠러 체결로 인해 모터부에 2개의 수정면을 가공하였고 Fig. 4와 같이 2점지지 시 정적 처짐으로 휘돌림이 발생하기 때문에 지지점을 추가한 3점 지지 구조이다.

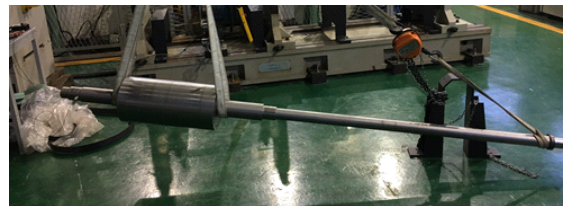


Fig. 2 Shape of the real scale test rotor

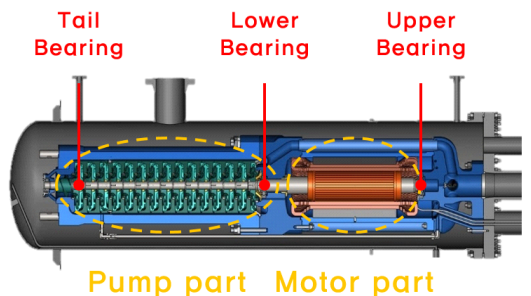


Fig. 3 LNG secondary high pressure pump

### 3.2 실험방법

Fig. 5와 같이 각 베어링부(#1~#4, #7~#8) 및 pump 부(#5, #6)에 수직/수평으로 변위센서를 설치하여 신호를 취득한다. 실험현장의 안전 여건상 rotor의 최대 속도는 1500 r/min으로 선정하고 양면 밸런싱과 전용 밸런싱의 결과를 비교하여 실험 모델에 알맞은 밸런싱 기법을 확인한다. 그리고 balancing rpm을 불평형의 영향이 작은 700 r/min 아래의 영역을 회피하여 750 r/min, 900 r/min, 1500 r/min에서 balancing을 수행하여 각 rpm의 밸런싱 결과를 비교한다. 전용 밸런싱은 펌프부 모드의 영향을 고려하기 위하여 3개의 베어링 부에 변위센서를 설치하여 펌프부의 신호를 추가로 취득하여 2개의 수정면에 불평형을 부가하여 초기불평형 진폭

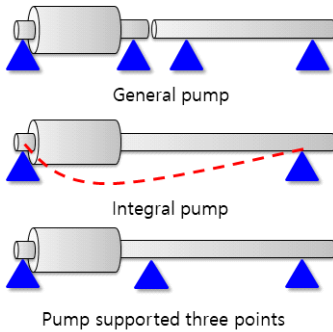


Fig. 4 Model supported three points

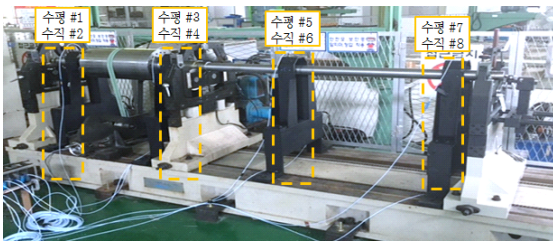


Fig. 5 Real scale test rotor

Table 1 Acquisition equipment

Equipment	Information	
ADRE208 (Bently-Nevada) analyzer	Sampling freq.	1.7 Hz to 1000 Hz
	Input ch.	8
	Input type	Scale factor options for supported 3 KPH conditioning
Displacement sensor	Freq. range	0 kHz to 10 kHz
	Sensitivity	7.87 V/mm(200 mV/mil) + 12.5 % / -20 %

을 확인한 후 영향계수법으로 계산된 보정질량을 조정하여 수행한다. 그리고 신호를 측정하기 위하여 Table 1과 같이 변위센서와 ADRE(Bently-Nevada) analyzer를 이용하여 데이터를 취득 및 분석하였다.

### 4. 실험결과

실험결과 벨트구동으로 수직 방향으로 누르는 힘이 강하기 때문에 수직방향의 센서에서 정확한 데이터를 얻는데 한계가 있었다. 따라서 수평 방향의 센서를 토대로 실험 결과를 확인하였다.

Figs. 6, 7은 1500 r/min에서의 양면 밸런싱과 전용 밸런싱의 결과이다. Table 2와 같이 모터부인 #1, #3 센서의 진폭은 10  $\mu$ m 내외로 감소하였다. 양면 밸런싱을 하였을 때 펌프부인 #5 센서에서 24.2  $\mu$ m 이하로 진폭 감소하지 않았다. 그러나 전용 밸런싱의 경우 펌프부 또한

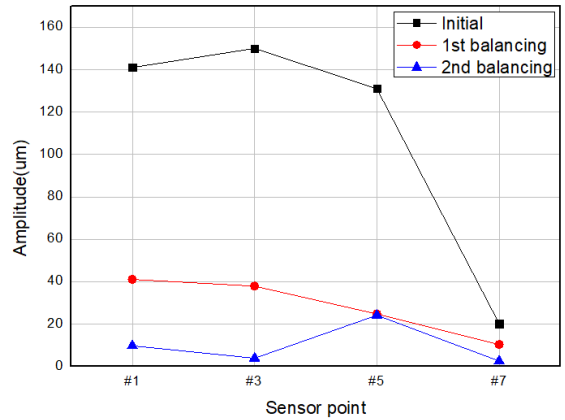


Fig. 6 Two-plan balancing (1500 r/min)

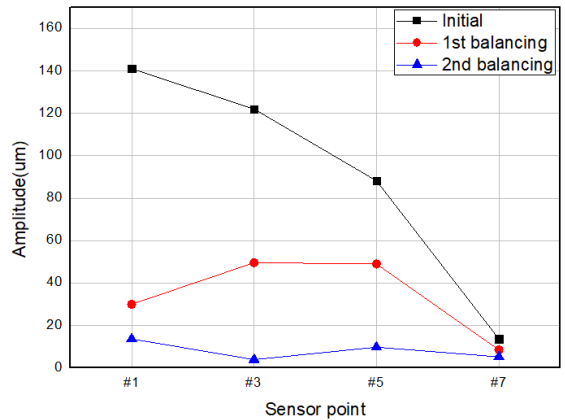
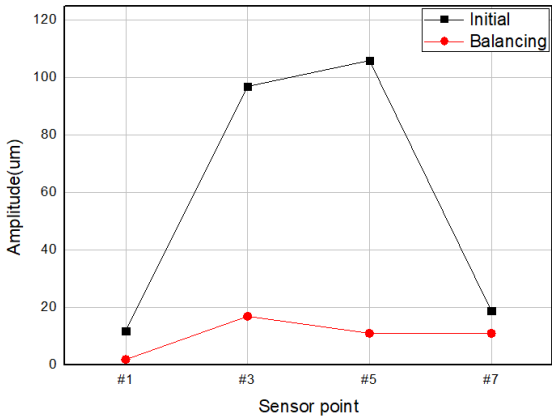


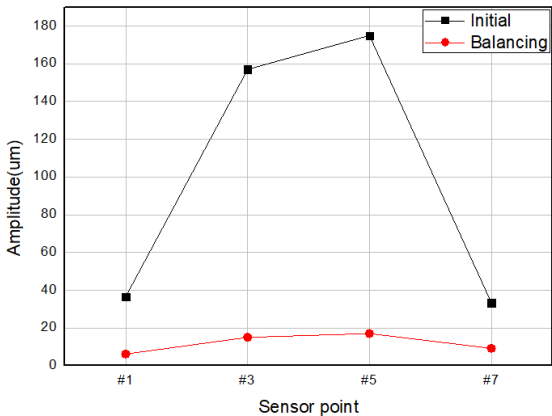
Fig. 7 Exclusive balancing (1500 r/min)

**Table 2** Comparison of double-sided balancing and exclusive balancing

Two-plan balancing	#1	#3	#5	#7
Initial	141	150	131	20.2
1st balancing	41.1	37.9	24.8	10.4
2nd balancing	9.8	3.92	24.2	2.61
Exclusive balancing	#1	#3	#5	#7
Initial	141	122	88.2	13.7
1st balancing	30	49.6	49	8.5
2nd balancing	13.7	3.92	9.8	5.22



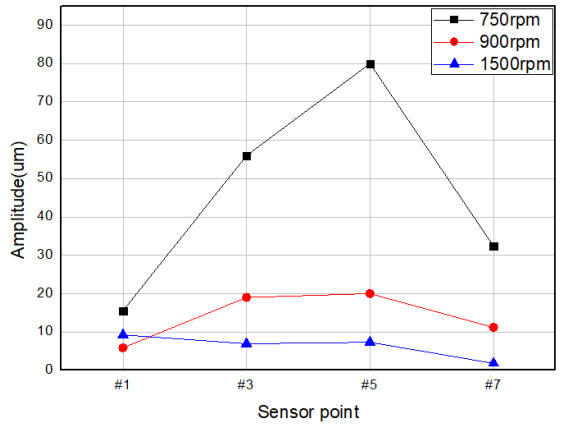
**Fig. 8** 750 r/min balancing result



**Fig. 9** 900 r/min balancing result

9.8  $\mu\text{m}$  이하로 감소하였다.

Figs. 8, 9는 각각 750 r/min, 900 r/min에서 전용 밸런싱의 결과이다. 초기 진폭과 대비하여 750 r/min, 900 r/min 모두 모터부 뿐만 아니라 펌프부의 진폭 또한 크게 감소하였다.



**Fig. 10** Comparison of 750 r/min, 900 r/min, 1500 r/min balancing result

Fig. 10에서 750 r/min과 900 r/min, 1500 r/min에서의 감소된 진폭을 비교하였다. 750 r/min보다 고속인 900 r/min에서 모터, 펌프부의 진폭이 더 감소하였다. 그리고 900 r/min보다 고속인 1500 r/min에서도 마찬가지로 모터, 펌프부의 진폭이 더욱 감소하였다. #1에서 900 r/min보다 1500 r/min에서 진폭이 더 큰 것은 10  $\mu\text{m}$  이하로 두 진폭의 크기 비교는 어려운 것으로 판단된다.

### 5. 결론

이 연구의 실험모델은 353 kg의 큰 질량인 모터와 가늘고 긴 펌프부가 일체형으로써 구조상 기존의 모터부의 불평형만 고려한 양면 밸런싱을 하면 펌프부의 모드에 의한 영향이 고려되지 않았기 때문에 펌프부의 진폭이 일정크기 이하로 줄어들지 않았다. 그러나 수정면에 가까운 두 개의 진동신호와 추가적으로 펌프부의 진동신호를 통해 영향계수를 계산하여 모터부의 불평형에 의한 진동응답과 펌프부의 모드에 의한 진동응답을 함께 고려한 전용 밸런싱을 하였을 때에는 모터부와 펌프부의 진폭이 모두 10  $\mu\text{m}$ 내외로 줄어드는 것을 확인하였다. 또한 750, 900, 1500 각 rpm에서 전용 밸런싱을 하였을 때 750 r/min보다 고속인 900 r/min, 1500 r/min 고속에서 펌프부의 진폭이 보다 효과적으로 줄어드는 것을 확인하였다. 이는 고속 rpm일수록 펌프부의 모드가 커지기 때문에 전용 밸런싱에서 고려되어지는 펌프부의 영향계수가 커져 펌프부의 진폭이 더욱 효과적으로 감소되는 것으로 판단된다.

## 후 기

이 연구는 “고압 LNG펌프 Rotor 동적해석 및 Multi-Plane Balancing 프로그램 개발(한국가스기술 공사)”의 지원으로 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

## References

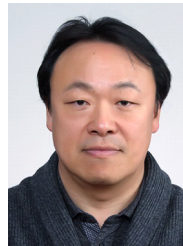
- (1) API 684, 1996, Tutorial on the API Standard Paragraphs Covering Rotor Dynamics and Balancing: 3.3.6 'HIGH SPEED BALANCING, p. 121.
- (2) Rush, D. and Hall, L., 2001, Tutorial on Cryogenic Submerged Electric Motor Pumps, Proceedings of the 18th International Pump Users Symposium, pp. 101~107.
- (3) Jeong, D. H. and Park, N. G., 2000, Two Plane Balancing Method Based on the Equations of Motion of Rotor Dynamic System, Proceedings of the Korean Society of Mechanical Engineers Annual Autumn Conference, pp. 623~628.
- (4) Jang, Y. H. and Choi, B. G., 2015, Experimental Test for Shaft Balancing for High Pressure LNG Pump Using the RK4, Proceedings of the Korean Society of Mechanical Engineers Annual Spring Conference, pp. 87~88.
- (5) Thearle, E. L., 1934, Dynamic Balancing of Rotating Machinery in the Field, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics, Vol. 56, pp. 745~753.
- (6) Yang, B. S. and Iwatsbu, T., 1988, New Balancing Method of a Flexible Rotor without Trial Weights, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 12, No. 3, pp. 409~418.



**Min-Ah Son** is unified Bachelor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



**Dong-Hee Park** is unified Bachelor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.



**Byeong-Keun Choi** is a Professor at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. He received his Ph.D. degrees in Mechanical Engineering from Pukyong National University, Korea, in 1999. Dr. Choi worked at Arizona State University as an Academic Professional from 1999 to 2002. Dr. Choi's research interests include vibration analysis and optimum design of rotating machinery, machine diagnosis and prognosis and acoustic emission. He is listed in Who's Who in the World, among others.



**Seong-Hun Park** is unified Bachelor's course degrees at the Department of Energy and Mechanical Engineering at Gyeongsang National University in Korea. Areas of research are dynamic analysis of the shaft through FEM analysis and measurement for diagnosis.