◎ 논 문
◎ Original Paper

DOI: https://doi.org/10.5293/kfma.2020.23.3.048
ISSN (Print): 2287-9706

50MW급 프란시스 수차발전기 운영시 발생되는 진동 특성에 관한 연구

조용*† · 오윤령* · 조태영* · 김대근* · 이계복**

Vibration Characteristics of a 50MW Francis Type Hydro Power Plant

Yong Cho*†, Yunryeong Oh*, Taiyoung Cho*, Daegeun Kim*, Kyebock Lee**

Key Words : Hydropower plant(수력플랜트), Vibration characteristic(진동 특성), Field test(현장시험), Shaft displacement(축 변위), Relative vibration(상대진동), Absolute vibration(절대진동)

ABSTRACT

Vibration characteristics of the rotating machinery has been usually managed to facilitate the deterioration of the equipment and to prevent accident in advance. In a hydropower turbine, pressure pulsation characteristics to induce vibration is investigated during the model testing with a small scale model turbine for various operating conditions, and a prototype turbine is constructed to operate stably on the site. However, the model test has limitation that can't be considered together with the vibration characteristics of a generator itself and of civil engineering structures for the building that support a turbine and a generator. Therefore, field tests of vibration for a hydroelectric power plant are carried out periodically, thereby maintaining reliability for safe operation of power generation facilities. In the study, the vibration of a Francis type hydroelectric power plant operated over 30 years and overhauled a year and a half ago was measured and its characteristics has been investigated. Displacement and velocity sensors were installed at appropriate positions to measure the vibration of the rotating shaft and bearing support of a turbine and a generator, and the vibration characteristics of a typical hydroelectric power plant have confirmed by analyzing the measurement results. The vibration characteristics of rotating shaft and non-rotating parts of the hydroelectric turbine have been analyzed to confirm the degree of aging of the plant. Vibration in the power plant building depending on the operating conditions was also measured to be large enough to sense, and its frequency characteristics were analyzed.

1. 서 론

회전기계에서 발생하는 진동은 기기의 손상과 사고를 사전에 방지하기 위해 기준치 이하로 관리되어야 한다. 수력발전소의 수차 터빈의 경우 실물 크기로 제작하기 전, 실물 크기를 일정한 비율로 작게 축소하여 와류(Vortex rope), 공동(Cavitation), 박리(Separation) 현상 등 다양한 유동구조에 의해 발생되는 진동을 측정하는 모델시험을 수행한다. 그러나 모델 수차의 진동시험은 실제 현장에 설치되는 발전기와 수차 및 발전기를 지지하고 있는 토목 구조물에 대한 진동 특성이 함께 고려되지 못하는 한계가 있다. 따라서 수력플랜트에서 발생되는 진동시험은 안정적인 운영 신뢰성을 확보하기 위해 현장에서 주기적으로 수행되어야 한다.

최근에는 일부 유체기계의 경우 진동 측정이 가능한 센서가 부착되어 운영시 발생되는 진동신호가 모니터링됨으로써 실시간으로 이상여부를 확인할 수 있다. 수력플랜트에 설치되어 있는 기계, 전기적 설비에 대한 진동 상태 모니터링에 대한 많은 연구를 Mohanta et al.[(1)]이 리뷰한 바 있다. 고낙차의 수력에서 발생되는 진동을 측정하고 발전기 주파수에 해당하는 50 Hz 진동원인에 대한 분석이 되고[(2)], 발전기의 자

* 한국수자원공사 (Korea Water Resources Corporation, K-water)
** 충북대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Chungbuk National University)
† 교신저자, E-mail : ycho@kwater.or.kr

기력과 공극(Air gap)에 의해 발생되는 진동에 대한 연구도 수행되었다.[3,4] 또한, 양수플랜트에 대한 현장시험과 시뮬레이션을 통해 수력학적 과도현상을 분석하여 발전플랜트의 안정성을 파악하기도 하였다.[5,6]

본 연구에서는 30년 이상 운영된 50MW급 국내 프란시스 타입의 수력발전소에서 장기간 운영에 따른 안정성을 확인하기 위해 국제 규격[7-9]에 따라 운영시 발생하는 진동을 측정하였다. 또한 시간에 따른 상대 및 절대 진동 측정신호와 FFT 결과를 통해 진동특성을 분석하였다.

2. 현장 진동시험

본 연구에서 진동시험을 수행한 수력발전소는 약 30년 전에 건설되었으며, 2대의 입축 프란시스 수차발전기가 설치되어 있다. 수차발전기는 정기적으로 점검되고 있으며. 시험 대상 호기는 1년 6개월 전에 분해점검이 수행되었다. 터빈에 대한 상세사양은 Table 1과 같다. 러너 직경은 2,546 mm, 블레이드의 개수는 13개, 회전속도는 257 rpm이며, 유량에 따라 24개의 가이드베인의 각도가 조정된다. 발전기 극수는 24개이며, 축은 8조각으로 이루어진 발전기측 베어링과 2조각으로 이루어진 터빈측 베어링에 의해 지지되고 있다.

시험을 위해서 Fig. 1과 같이 가이드베어링(Guide bearing), 발전기 고정자(Stator), 스러스트베어링(Thrust bearing)에 변위 및 진동 속도센서를 설치하였다. 축 변위는 터빈 가이드베어링 근처에 와전류 센서를 설치하여 측정하였다. 센서들은 물이 흐르는 방향 (x방향.)과 그것의 수직 방향 (y방향)으로 설치되었다.

Table 1 Specifications of the turbine

Turbine type	Vertical Francis
Runner diameter	2,546 mm
Max. head	110.5 m
Min. head	74.1 m
Rated head	95.0 m
Discharge	59.4 m^3/s
Rated power	51.6 MW
Nominal speed	257 rpm
Max. runaway speed	505 rpm
Turbine axis level	50 m a.s.l
No. of runner blades	13
No. of guide vanes	24
No. of stay vanes	23
No. of generator poles	28
No. of axial thrust segments	10
No. of generator bearing segments	8
No. of turbine bearing segments	2
Rotational direction	clockwise

Table 2에는 Fig. 1에서 표시된 기호들의 측정 항목을 나타내었다. 베어링하우징의 절대 진동은 전기역학적 속도 센서를 터빈측 가이드베어링과 발전기측 상부 및 하부 가이드베어링의 하우징, 발전기 고정자, 스러스트베어링의 수평 및 수직 측에서 설치하여 측정하였다.

스파이럴케이싱(Spiral casing)과 드래프트튜브(Draft tube)에서 발생되는 압력은 절대압력 변환기에 의해 측정되었다. 압력 측정 전에 대기로 압력 입력을 개방하여 영점 조정을 수행하였다.

Table 2 Measuring position and symbol of sensors

S_{rx1}	mm	Shaft displacement near turbine guide bearing (x-direction)
S_{ry1}	mm	Shaft displacement near turbine guide bearing (y-direction)
S_{rx2}	mm	Shaft displacement near lower generator guide bearing (x-direction)
S_{ry2}	mm	Shaft displacement near lower generator guide bearing (y-direction)
S_{ax1}	$mm.s^{-1}$	Absolute vibrations velocity of turbine bearing (x-direction)
S_{ax2}	$mm.s^{-1}$	Absolute vibrations velocity of lower generator guide bearing (x-direction)
S_{ax3}	$mm.s^{-1}$	Absolute vibrations velocity of upper generator guide bearing (x-direction)
S_{ax4}	$mm.s^{-1}$	Absolute vibrations velocity of generator stator (x-direction)
S_{az}	$mm.s^{-1}$	Absolute vibrations velocity of thrust bearing (z-direction)

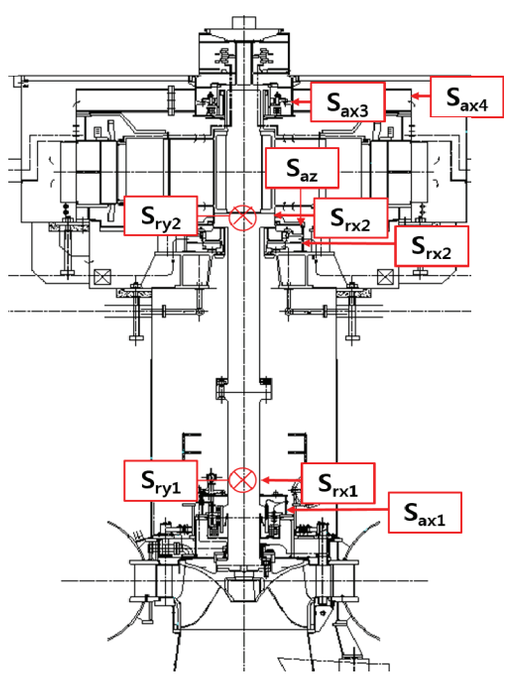

Fig. 1 Scheme of sensors positions for machine vibrations

가이드베인의 열림과 닫힘, 회전 속도, 유효전력은 수차발전기의 컨트롤 판넬 내부의 PLC로부터 비례신호를 받아 측정하였으며, 도수로와 방수로의 수위는 제어실에서 취득하였다.

중력가속도는 IEC 60041에 따라 식(1)과 같이 계산된다.

$$g = 9.7803 \times (1 + 0.0053 \sin^2 f) - 3 \times 10^{-6} Z_r \qquad (1)$$

여기서, g는 중력가속도(m/s^2), f는 수력발전소의 지리 위도(°), Z_r은 터빈 축의 고도(m)를 의미한다.

측정 대상인 수력발전소의 지리학적 위도는 34.545°, 터빈 축의 고도는 50 m a.s.l.이다. 계산된 중력가속도 9.79769 m/s^2, 물의 밀도 999.0 kg/m^{3}가 측정에 사용되었다.

3. 시험결과

수차발전기의 출력을 변화시키며 터빈 가이드베어링과 발전기 가이드베어링에서 발생하는 축 변위에 의한 상대진동을 측정하였다. 첫 번째 시험은 터빈은 회전하고 있으나, 동기화되지 않은 상태로 유효전력이 0 MW일 때 시험을 수행하였다. 이후 10 MW부터 50 MW까지 5 MW씩 상승시키며 진동 측정을 수행하였으며 그 결과는 Table 3에 나타내었다.

시험을 수행할 때 도수로 수위는 163.3 m a.s.l를 유지하였으나, 유효전력이 증가함에 따라 방수로 수위는 55.5 m a.s.l.에서 55.9m a.s.l.로 증가하였다. 축 변위에 대한 피크 투 피크(Peak to peak)를 측정하였으며, 터빈 및 발전기 가이드베어링 부근에서 측정된 값은 각각 Fig. 2와 3에 나타내었다.

터빈의 회전속도가 60 rpm에서 1,800 rpm 사이의 수력발전소에서는 일반적으로 국제규격인 ISO 7919-5[8]에 따라 회전하는 축에서 발생되는 진동을 평가한다. 국제규격에 따르면 진동의 크기에 따라 A, B, C, D 구역으로 나뉘며, 일반적으로 A구역은 신규로 공급된 회전기기의 축에서 발생하는 상대 진동 크기에 해당된다.

Table 3 Shaft p-p displacements at various active power

P_a [MW]	y_{GV} [%]	S_{rx1} [mm]	S_{ry1} [mm]	S_{rx2} [mm]	S_{ry2} [mm]
0.0	9.0	0.079	0.051	0.198	0.166
10.1	23.0	0.080	0.054	0.183	0.155
15.0	28.6	0.103	0.064	0.188	0.173
20.0	34.5	0.143	0.067	0.196	0.179
24.9	39.3	0.133	0.060	0.192	0.155
30.1	45.0	0.148	0.070	0.185	0.145
34.9	50.6	0.106	0.064	0.183	0.141
39.7	56.2	0.088	0.060	0.180	0.135
45.7	63.1	0.075	0.052	0.179	0.134
50.1	71.2	0.079	0.053	0.178	0.131

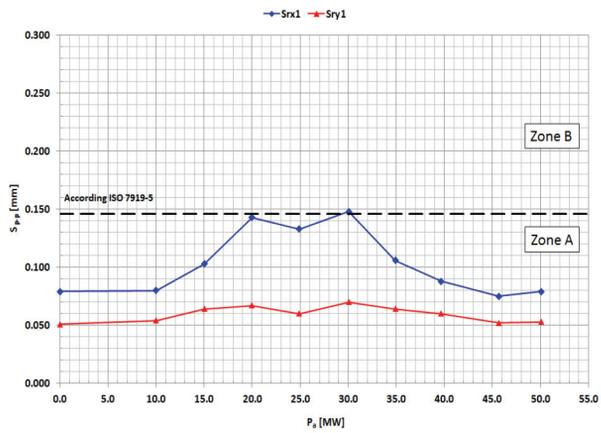

Fig. 2 Turbine shaft displacement for active power

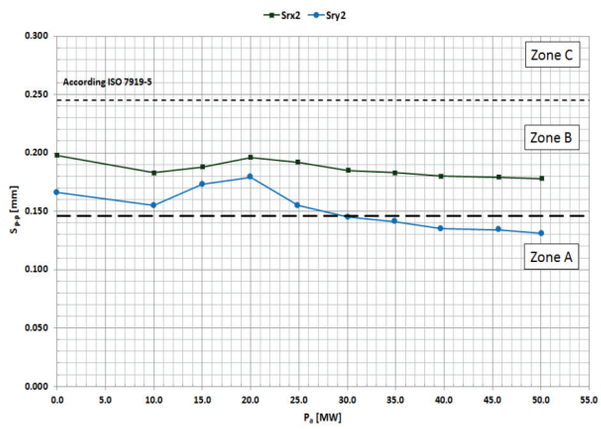

Fig. 3 Generator shaft displacement for active power

수차발전기는 부분부하로 운전될 때 드래프트튜브 내에서 와류와 같은 유동현상이 발생되기 때문에 부분부하로 운영할 때 진동이 상승한다. Fig. 2는 정격출력이 51.6 MW인 수차발전기가 15 MW에서 35MW의 부분부하로 운전될 때, 터빈 축에서 발생하는 상대 변위가 증가하는 것을 보여준다.

Fig. 3은 하부 발전기 베어링에서 측정된 발전기의 축 변위로 발전기에서 발생하는 진동이 터빈축 진동보다 크며, ISO 7919-5에 따라 B구역에 해당된다. 진동의 크기가 B구역에 해당되면 일반적으로 장기간 사용이 가능한 것으로 간주된다. 진동의 피크 투 피크 변위가 0.245 mm를 초과하여 C구역에 해당될 경우, 장시간 지속적으로 운전되기 어려운 것으로 간주된다. 따라서 주기적으로 회전기계에서 발생되는 진동을 측정하여 장시간 운영이 가능한지에 대하여 확인해야 한다.

Fig. 4는 시험대상 수차발전기의 최대 출력인 50.1 MW일 때 시간에 따른 터빈 및 발전기 축 변위를 나타낸다. 터빈 축에 설치한 두 변위센서의 결과는 정현파로 나타나고 있으며, x방향과 y방향에 설치한 센서가 90도 차이가 나타나고 있어 변위 파형의 위상도 90도 차이가 나타나고 있다. 발전기 축에

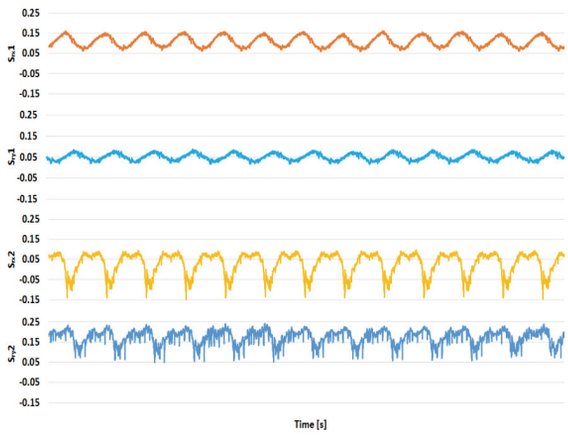

Fig. 4 Time histories of shaft displacement for 50.1 MW

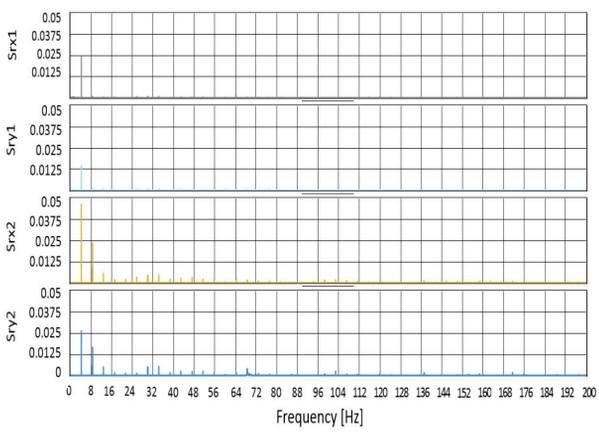

Fig. 5 Frequency spectrums of shaft displacement for 50.1 MW

서 발생하는 상대진동 진폭의 크기는 터빈 축보다 더 크며, x방향의 진폭이 y방향 보다 약간 크게 측정되었다.

FFT(FastFourier Transformation) 분석을 통한 주파수 스펙트럼은 Fig. 5에 나타내었다. 4.3 Hz에서 발생되는 진동은 터빈 축의 회전속도에 해당하는 257 rpm과 일치한다. 발전기 축(S_{rx2}, S_{ry2})에서 발생하는 진동은 첫 번째와 두 번째 고조파가 지배적이며, 이는 커플링 내에서 발전기의 밸런싱과 축 정렬에 의해 발생하는 진동이다.

축 변위 측정과 함께 진동 속도를 측정하는 절대진동 시험도 수행하였다. Fig. 1과 같이 진동 속도의 측정은 터빈 가이드 베어링 하우징, 발전기 상부 및 하부 가이드 베어링 하우징, 발전기 고정자에서 수행하였다. 진동속도에 대한 실효값(Root means square)을 Table 4에 나타내었다.

수차발전기에서 비회전부의 기계진동은 국제규격 ISO 10816-5[9]에 따라 평가된다. Fig. 6과 7은 수차발전기 출력에 따른 터빈과 발전기 베어링에서 발생하는 진동속도의 실효값을 나타낸다. 모든 값은 A구역을 만족하며, 이는 수차발전기가 초기 운영되었을 때 발생했던 진동과 유사하게 안정

Table 4 RMS of shaft vibrations at various active power

P_a [MW]	S_{ax1} [mm/s]	S_{ay1} [mm/s]	S_{ax2} [mm/s]	S_{ay2} [mm/s]	S_{az} [mm/s]
0.0	1.2	0.5	0.5	0.4	0.7
10.1	0.6	0.4	0.5	0.5	0.5
15.0	0.9	0.4	0.7	0.6	0.6
20.0	1.0	0.5	0.7	0.6	0.6
24.9	0.5	0.4	0.5	0.6	0.3
30.1	0.6	0.4	0.4	0.6	0.4
34.9	0.7	0.4	0.5	0.7	0.4
39.7	0.8	0.5	0.5	0.7	0.5
45.7	0.9	0.5	0.4	0.8	0.5
50.1	0.9	0.4	0.4	0.9	0.4

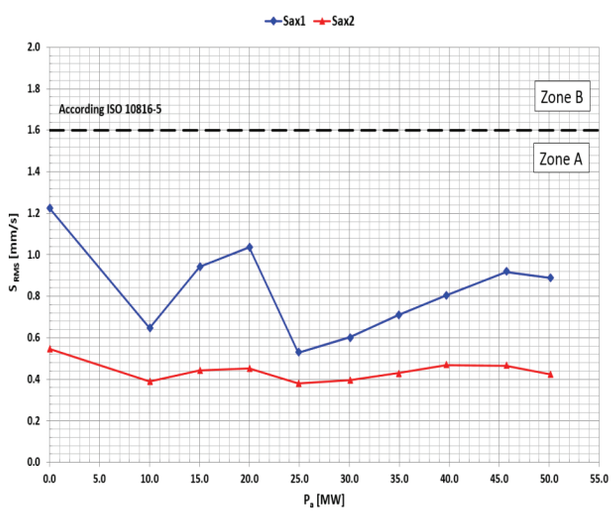

Fig. 6 Absolute vibrations of S_{ax1} and S_{ax2} for power output

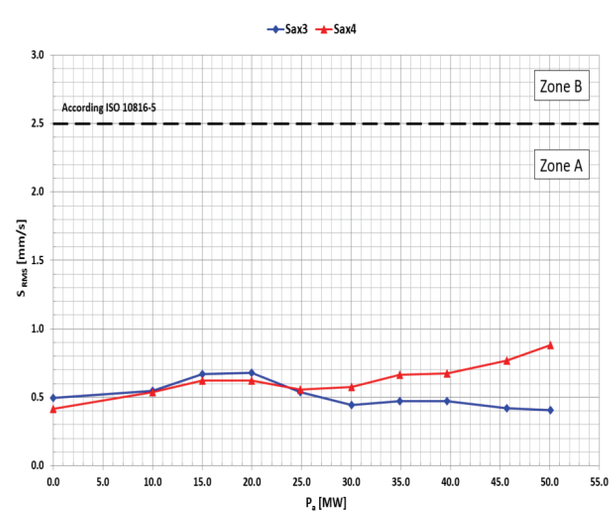

Fig. 7 Absolute vibrations of S_{ax3} and S_{ax4} for power output

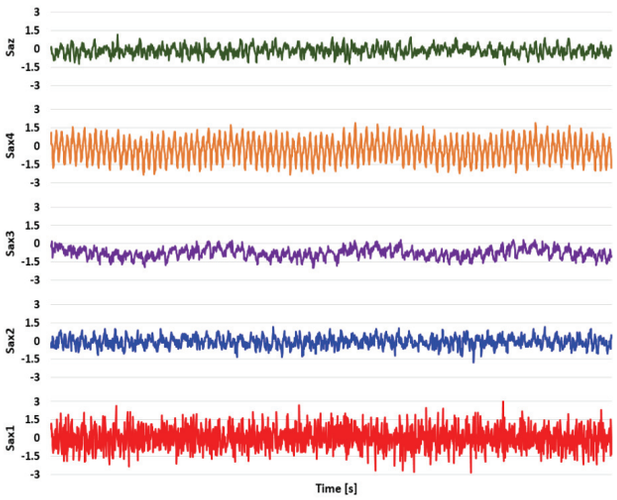

Fig. 8 Time histories of absolute vibration of bearing housing for 50.1 MW

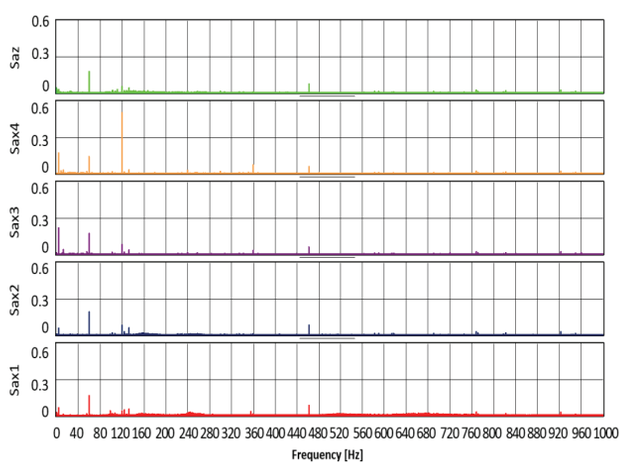

Fig. 9 Frequency analysis of absolute vibrations of bearings

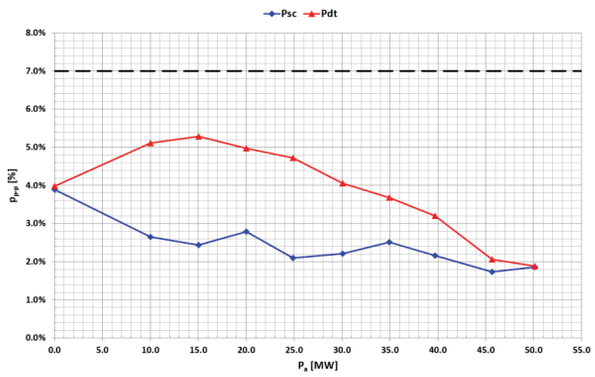

Fig. 10 Pressure vibrations in different levels of active power

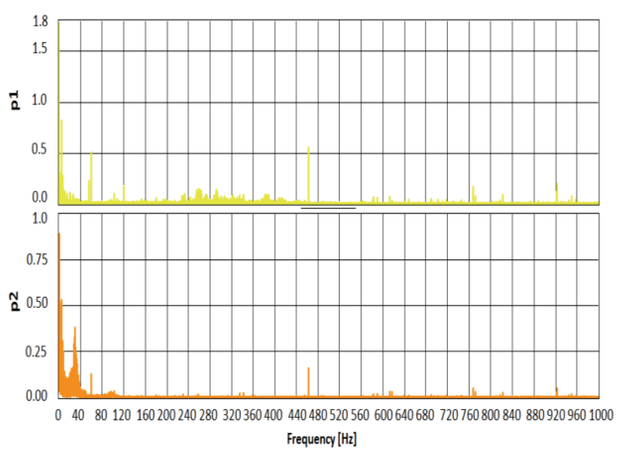

Fig. 11 Frequency analysis of pressure pulsations (Pa=50.1MW)

된 상태임을 의미한다.

Fig. 8은 최대 출력인 50.1 MW일 때 시간에 따른 베어링 하우징에서 발생하는 절대진동의 크기이며, Fig. 9는 주파수 스펙트럼을 나타낸다.

발전기 하부 베어링에서 측정된 신호(S_{ax2})는 주기적이면서 날카로운 진동을 나타내며, 그 주파수는 발전기 극 통과 주파수인 120 Hz(= 257rpm / 60 sec x 28 number of poles)와 일치한다. 발전기의 극 수가 28이므로 28개의 작은 진동의 주기는 발전기 1회전을 의미하며, 발전기 상부 베어링 진동(S_{ax3})과 하부 베어링 진동(S_{ax2})에서 조금이나마 발전기 1회전에 대한 진동이 나타나고 있다.

주파수 스펙트럼에서 60 Hz에 대한 첫 번째, 두 번째 고조파는 전기적 노이즈이며, 일반적으로 첫 번째 고조파의 크기가 두 번째보다 크다. 그러나 발전기 고정자에서 측정된 S_{ax4} 신호는 60 Hz보다 120 Hz에서 더 크게 발생되며, 이는 노이즈가 아닌 발전기에 의해 발생되는 주파수임을 알 수 있다. 이러한 이중 주파수는 발전기 고정자의 편심에 의해 발생할 수 있으며, 이러한 편심은 불균일한 자기장을 발생시키기 때문에 동기화된 발전기의 경우 회전부와 고정부 사이의 간극(Air gap)은 10%를 초과하지 않아야 한다.

120 Hz에서 발생하는 고조파의 원인은 발전기 회전부와 고정부 사이의 간극이 19±1.9 mm 이내로 설치되었음에도 불구하고 원주방향으로 간극이 일정하지 않음에 따라 발생된 것으로 판단된다.

Fig. 10은 수차발전기 출력이 증가함에 따라 스파이럴 케이싱과 드래프트 튜브에서 발생하는 압력맥동의 피크 투 피크를 낙차의 퍼센트 비율로 나타낸 것이다. 모든 출력범위에서 압력맥동의 피크 투 피크가 낙차의 7% 이내를 만족한다.

60, 120, 461.7 Hz에서 발생되는 피크는 전기적인 노이즈이며, 스파이럴 케이싱에서는 55.7 Hz에서 작은 피크가 발생하는데 이는 물이 블레이드를 통과하면서 발생되는 압력 맥동이다. 드래프트 튜브에서는 29 Hz에서 지배적인 진동이 발생하였으며, 이는 드래프트 튜브의 고유진동수이다.

4. 결 론

본 연구에서는 50 MW 프란시스 수차발전기에서 발생되는 상대 및 절대 진동 특성을 분석하기 위해 터빈 및 발전기에서 발생하는 진동을 측정하였다.

시험은 수차발전기 출력을 0 MW부터 50 MW까지 5 MW씩 증가시키며 발생되는 진동을 측정하였다. 그 결과 터빈 축에서 발생하는 상대 진동의 크기는 국제규격 ISO 7919-5에 따라 A구역의 범위 내에서 발생되며, 발전기 축은 B구역의 범위 내에서 발생됨을 확인하였다.

수차 및 발전기에서 발생하는 절대 진동의 크기는 국제규격 ISO 10816-5에 따라 모두 A구역의 범위 내에서 발생되었다.

진동 특성을 파악하기 위해 FFT 분석을 수행한 결과, 발전기가 여자되며 부하가 발생하면 발전기 고정자에서 발전기극 통과 주파수인 120 Hz의 진동이 발생하였으며, 이는 발전기 고정자와 회전자 사이의 공극에서 발생되는 편심에 의해 불균일한 자기장이 생성되었기 때문으로 추측된다.

수차발전기의 스파이럴 케이싱과 드래프트 튜브에서 발생하는 압력맥동은 수력학적 현상으로, 주기적 또는 불연속적으로 발생할 수 있다. 수차발전기의 전 출력범위에서 스파이럴 케이싱과 드래프트 튜브에서 발생하는 압력맥동의 피크투 피크의 크기는 낙차의 7% 이내를 만족하였다.

후 기

본 연구는 국토해양부 건설기술혁신사업의 연구비 지원(과제번호 19IFIP-B128598-03)과 산업통상자원부 에너지기술개발사업의 연구비 지원(과제번호 20153010060310)에 의해 수행되었습니다.

References

(1) Mohanta, R. K., Chelliah, T. R., Allamsetty, S., Akula, A., Ghosh, R., 2017, "Sources of Vibration and Their Treatment in Hydro Power Statations – A Review," Engineering Science and Technology, an International Journal, Vol. 20, pp. 637-648.

(2) Dunca, G., Bucur, D. M., Isabasoiu, E. C., Calinoiu, C., Ghergu, C. M., 2012, "Vibrations Level Analysis During the Operation of A High Head Hydropower Plant," UPB Scientific Bulletin, Series D, Vol. 74, Issue 1.

(3) Griscenko, M., 2015, "Air Gap Monitoring of Hydropower Unit Generator to Advance Vibration Diagnostic Procedure," Ph.D. Thesis of Riga Technical University.

(4) Pascal, J., 2016, "Vibrations from Magnetic Forces in Hydro-power Generators,", M.S. Thesis of Norwegian University of Science and Technology.

(5) Lee, Y., Kim, K. Y., 2019, "A Study on Hydraulic Transient Phenomenon of a Pumped Storage Power Plant(Ⅰ)," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 22, No. 5, pp. 35~43.

(6) Lee, Y., Kim, K. Y., 2019, "A Study on Hydraulic Transient Phenomenon of a Pumped Storage Power Plant(Ⅱ)," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 22, No. 5, pp. 44~53.

(7) International standard IEC 60041, "Field Acceptance Tests to Determine the Hydraulic Performance of Hydraulic Turbines, Storage Pumps and Pump-Turbines," Third edition, 1991-11.

(8) International standard ISO 7919-5, "Mechanical Vibration – Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Rotating Shafts – Part 5: Machine Sets in Hydraulic Power Generating and Pumping Plants," Second edition, 2005.

(9) International standard ISO 10816-5, "Mechanical Vibration – Evaluation of Machine Vibration by Measurements of Non-Rotating Parts – Part 5: Machine Sets in Hydraulic Power Generating and Pumping Plants," First edition, 2000.