

특집

국내 전력기기의 소음진동 동향

발전소 배관계의
유체유발 진동 소개

김 연 환*

(한국전력공사 전력연구원)

1. 머리말

발전소의 배관시스템은 보일러, 터빈, 복수기, 펌프, 열교환기, 탱크 등 주요기기를 연결하는 기계요소로서 증기배관, 급수배관, 복수배관, 냉각수배관, 배수배관, 압축공기배관, 연료유배관, 압유공급배관, 냉각재배관 등은 발전소에서 운영하는 대표적인 배관시스템이다. 펌프 임펠러와 같이 움직이는 물체에 의한 유인 맥동과 또는 배관내 불연속지점에서 발생하는 불안정 전단층과 관련된 유체유발 맥동과(난류, 와류, 공명) 등이 배관진동을 발생시키는 기진원이며 고질적인 진동문제는 대부분 유체에 의한 진동과 설계문제 등으로 귀결된다. 특히, 유체유발진동은 배관내부의 유동과 지지구조, 밸브, 엘보, 펌프 등이 상호영향으로 나타나는 고질적인 문제이다. 따라서 발전소 배관계에서 경험하는 대표적인 유체유발 사례를 중심으로 발전소의 배관진동을 기술하고자 한다.

2. 발전소 배관계의 진동 평가

2.1 배관 진동의 수학적 이론

그림 1은 배관 진동모델에 대한 이론적 모드 및 거동식의 유도를 위해 도입한 단순지지 형태의 빔 모델이다. 배관의 운동방정식은 일반적으로 배관의 유속이 임계 속도에 비하여 매우 낮아 무시할 수 있어 배관을 베르누이 보로 가정하고 배관의 굽힘에 의한 회전 관성 효과를 무시하면 배관의 운동방

정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$EI \frac{\partial^4 y(x,t)}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 y(x,t)}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

식 (1)에서 EI 는 배관의 굽힘 강도로서 E 는 영율, I 는 단면계수이고 m 은 단위 길이당 배관, 보온재 및 유체를 포함하는 질량이다. $y(x, t)$ 는 배관의 진동의 횡 방향 변위로서 식 (2)와 같다. 식 (3)과 같이 배관 벽에서의 교변 굽힘 응력으로 정의할 수 있다.

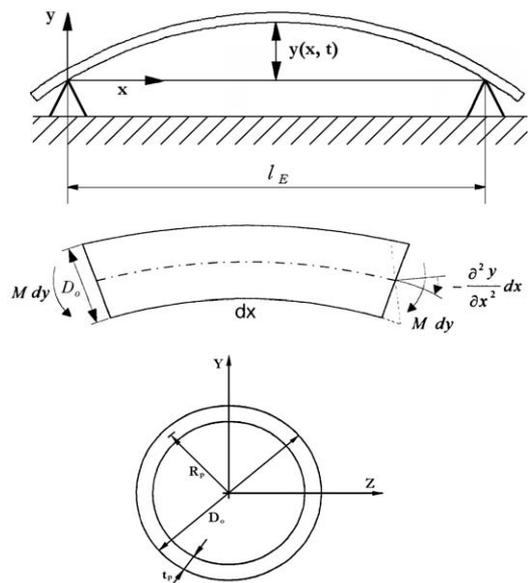


그림 1 배관시스템의 단순 진동 모델

$$y(x,t) = y_o \eta \tau \quad (2)$$

$$y(x,t) = \frac{\eta \tau}{\zeta \tau^i} \frac{1}{i} \frac{1}{\omega_i} \frac{\sqrt{I}}{R} \frac{1}{\sqrt{m}} \frac{1}{\sqrt{E}} S_{alt} \quad (3)$$

여기서, y_o : 상수, $I = \pi R^3 t$: 면적관성 모멘트,

$\eta = f\left(\lambda \frac{x}{l_E}\right)$: 변형 모드형 무차원 함수, $m =$

$$2\pi R t \rho_p \left(1 + \frac{r_E^2}{2Rt} \frac{\rho}{\rho_p} + \frac{R_{in}}{R_p} \frac{t_{in}}{t_p} \frac{\rho_{in}}{\rho_p}\right) = 2\pi R t \rho_p b, \quad \tau = f(\omega t)$$

: 시간에 대한 무차원 함수, t : 배관 두께,

$\frac{\eta \tau}{\zeta \tau^i} = \beta$: 무차원화된 인자이고, ρ_p 는 배관 재료의

밀도, ρ 는 배관 내부의 유체밀도 ρ_{in} 보온재 밀도, r_E 는 배관내부 반경, R_p 는 중립면으로부터 배관의 반경, R_{in} 는 중립면으로부터 보온재까지의 반경을 의미한다.

따라서 배관의 진동 피크변위와 교번 굽힘 응력과의 관계는 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

$$Y_{peak} = \beta \frac{1}{i} \frac{1}{2\pi\sqrt{2}} \frac{1}{f_i} \frac{1}{\sqrt{E}} \frac{1}{\sqrt{\rho_p}} \frac{1}{\sqrt{b}} S_{alt_{max}} \quad (4)$$

2.2 배관계 유체유발 진동의 특징

유체유동에 의한 정상상태 진동은 특성상 발전소 설계단계에서 정확히 예측하기가 어렵다. 발전소 운전 중 배관계통에서 심각하게 발생될 때 안전성 진단 및 저감대책을 시행한다.

광대역 난류, 와류, 2상 유동, 캐비테이션, 서징, 선회 실속, 수격 등 배관의 정상 또는 비정상 유동에 의하여 발생된 압력 맥동파는 배관계의 엘보, 분기 배관부, 굴곡부, 밸브, 헤더 등 각종 불연속 요소들에서 압력장이 강화된 유체력으로 작용하여 배관진동을 발생시킨다. 특히, 배관계는 네트워크 형태로 구성된 내부 유동장의 임피던스 특성과 전달 맥동파가 일치될 때 과도맥동으로 발전한다.

2.3 발전소 배관계의 건전성 진단 방법

(1) 배관건전성 분석 절차

그림 2와 같이 배관은 난류, 와류, 펌프유인 등의 압력 맥동파에 의하여 진동하고 배관 응력집중지

점에서 동응력 증대로 피로 절손이 발생할 수 있다. 배관계의 고유진동모드와 음향 맥동파가 일치되어 발생하는 저주파 공진 현상은 배관시스템의 안정성을 저해하고 응력집중부에서의 피로누적으로 배관 손상의 원인이 된다.

(2) 교변응력의 허용한도

배관계의 건전성은 재료의 피로수명기준으로 평가된다. 정상상태 배관진동의 허용기준은 10 Hz의 반복회수로 발전소 수명을 40년 동안 발생한다고 하면 10E+11에서 내구한도를 정한다. ASME Sec. III 및 ASME OM, part 3에 의하여 일반적으로 스테인리스강은 93.8 Mpa이고, 탄소강은 53.0 Mpa이다.

(3) 배관응력 해석 코드에 의한 정응력 검토

진동평가전 정적 응력 및 거동을 분석한다.

- 일차응력: 압력, 자중 등 지속적인 하중 등에 의하여 발생한 길이방향의 응력 합이 최대 온도의 배관재 허용응력보다 작아야 한다. 일시적 하중을 고려할 경우는 배관재 허용응력에 최대 10~20 %까지 허용한다.

- 이차응력: 열팽창 하중에 의하여 발생하는 응력은 재료의 상온조건의 1.25배 응력과 최대온도의 0.25배 응력의 합에 응력 감소계수가 고려된 응력을 초과하지 않아야 한다.

(4) 배관진동의 진단

진동 검증 절차에서 가장 먼저 할 일은 운전모드에 따라 심각한 진동을 일으키는 배관계를 파악하는 것이다. 일반적으로 가장 심각한 정상상태진동은 최대유량 또는 최소유량 조건하에서 발생한다. 배관계가 진동이 심각하다고 판정되면 진동을 측정하고 동시에 진동원인과 영향을 평가한다. 배관

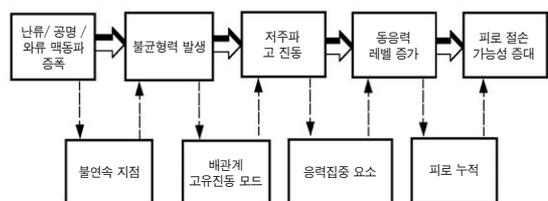


그림 2 배관시스템의 진동 건전성 평가 절차

지지물의 이완 여부, 배관 클램프의 회전, 이탈 등을 조사하여 지지장치의 이상 유무를 시운전조건 대비 조사하며 유체기계의 캐비테이션, 정렬불량, 베어링 손상, 축의 불균형, 밸브의 와류 맥동에 기인하는 고주파수 진동, 분기관을 헤더 공명진동 등을 분석하여 원인을 규명하고 대책을 수립한다.

3. 대표적인 기진현상과 발생 사례

3.1 난류 요동

배관 내부를 흐르는 난류 요동은 내부의 벽 근처에서 압력장의 형태로 배관에서 진동과 소음을 발생케 하는 가진원으로써 배관 내에서의 유체의 흐름은 대부분 난류성 흐름이다. 유동난류는 보통 0에서 30 Hz에 이르는 저주파수영역에서 광대역 특성을 가지고 있다. 특히, 강한 난류에서는 배관의 저주파 고유진동수가 쉽게 가진된다. 난류로 인한 과도한 배관진동은 설계를 변경하거나 지지장치를

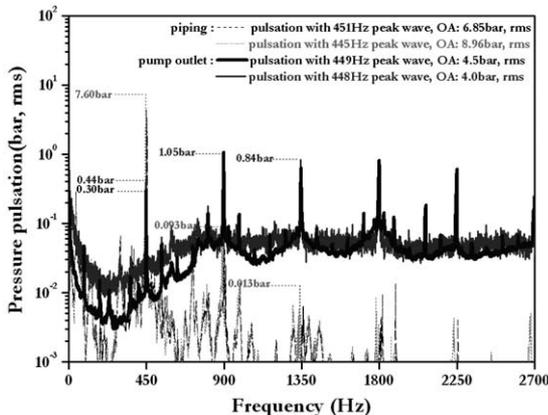


그림 3 급수펌프의 유인맥동 스펙트럼 예

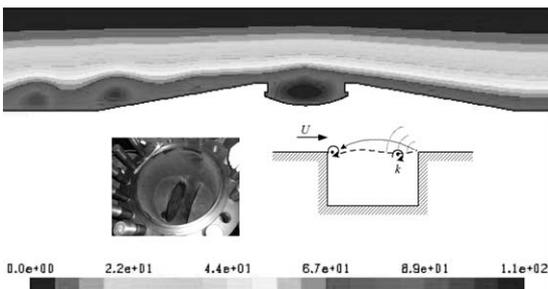


그림 4 차단밸브 직각 스템부의 와류맥동 예

추가하여 해결하며 후자의 경우 열응력해석으로 추가 지지물의 위치가 합당한가를 확인할 필요가 있다. 냉각재배관, 주증기배관, 주급수계통의 저주파 진동문제는 난류와 연관이 많다.

3.2 유체기계에 의한 유인 맥동

흐름이 비정상인 경우 불연속요소에서 유체력이 변화하여 진동을 발생한다. 고압 유체 기계에서는 강한 유인맥동이 그림 3과 같이 발생되며 출구배관계의 내부를 유동하면서 가진력으로 작용하여 배관 진동이 발생한다. 대표적인 발전소의 유인 압력 변동은 펌프 임펠러에서 발생하며 출구 배관계를 따라 가진력으로 작용한다.

3.3 얇은 공동의 와류 맥동

발전소의 각종 차단밸브의 스템부 또는 오리피스와 같이 불연속지점을 지나면서 그림 4와 같이 유동에 소용돌이가 발생하는 현상으로써 얇은 공동(shallow cavity)에서는 유체 흐름 방향으로의 되먹임 현상에 의하여 와류의 세기가 증가되는 강한 자려 유체유발 맥동과를 발생한다.

공동 전단에서 전단흐름에 따라 발생한 와류가 주기적으로 이탈되면서 공동 후단의 모서리에 부딪치고 이 부위에서 발생한 강한 압력 변동이 다시 공동 전단에 작용하여 와류의 세기를 강화시키게 되면 유체공명 현상이 발생되며, 발생 주파수는 유속 마하수와 공동 입구 폭의 함수이다. 얇은 공동의 와류 저감 대책은 유동 바리의 최소화이다.

3.4 깊은 공동의 공명 맥동

발전소 보일러 주증기배관에 설치된 안전밸브(그림 5 참조) 또는 헤더의 분기배관(그림 7 참조)은 대표적인 깊은 공동이다. 공동에 따른 배관 내의 음

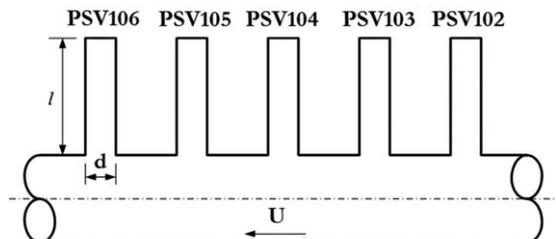


그림 5 보일러 안전 밸브의 분기 배관 구조 예

향 공진이 예상되며, 이때 한쪽은 주배관쪽으로 열려있고, 다른 한 쪽은 밸브에 의하여 막혀 있는 조건이다. 안전밸브의 분기배관의 경우는 길이가 짧아 고주파가 발생하는 반면 헤더의 분기배관의 경우는 저주파의 음향공진 맥동파가 나타난다.

깊은 공동(deep cavity)에 의한 파이프 오르간의 공명 현상을 발생한다. 깊은 공동의 공명주파수는 유속의 함수가 아닌 음속과 공동 깊이의 함수이다.

3.5 유량제어밸브의 캐비테이션 맥동

캐비테이션과 플래싱은 배관계에 광대역의 충격

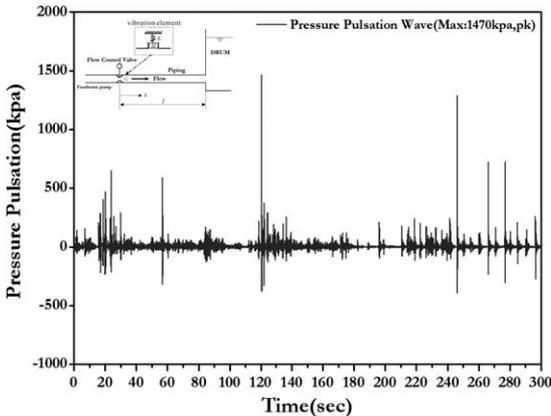


그림 6 유량제어밸브의 충격성 압력 맥동파 예

성 압력맥동에 의하여 배관진동을 일으킨다. 대표적인 것은 급수펌프 고압의 토출측 재순환 배관의 유량제어 밸브의 개도 변경시 캐비테이션에 의한 충격성 펄스파가 나타난다. 유량제어밸브의 교축점까지는 유속은 급격히 증속되어 증기압 아래로 떨어지고 교축점 통과 후 유속이 감소하면서 압력이 회복된다. 이때 유체압력이 유체의 포화증기압보다 더 떨어지는 밸브에서 최저 압력 저하 지점이 유체의 포화증기압보다 높은 곳에 있고 밸브에서 생기는 최저 압력 저하 지점이 유체의 포화 증기압보다 낮게 형성되어 액체와 증기의 이상유동(two phase flow)이 형성된다. 일단 유체의 포화증기압 이하로 떨어졌다가, 다시금 유체의 포화증기압 이상으로 압력이 회복된다. 이러한 캐비테이션 과정에서 강한 충격성 압력과(그림 6 참조)가 밸브 및 배관시스템을 가진하여 비주기적인 고진동이 유발하며 밸브 내의 트림(trim)부를 손상시킬 뿐아니라 배관계에 전달된 충격성 압력파가 배관계를 가진한다. 캐비테이션이나 플래싱의 현상에 대한 대책은 배관 내의 압력을 제어하거나 캐비테이션 방지밸브 또는 일련의 오리피스를 적용 한다.

4. 헤더 분기배관의 공명 진동 사례

4.1 헤더 분기 배관계의 레이아웃

그림 7은 보일러에서 터빈에 이르는 발전소 주증

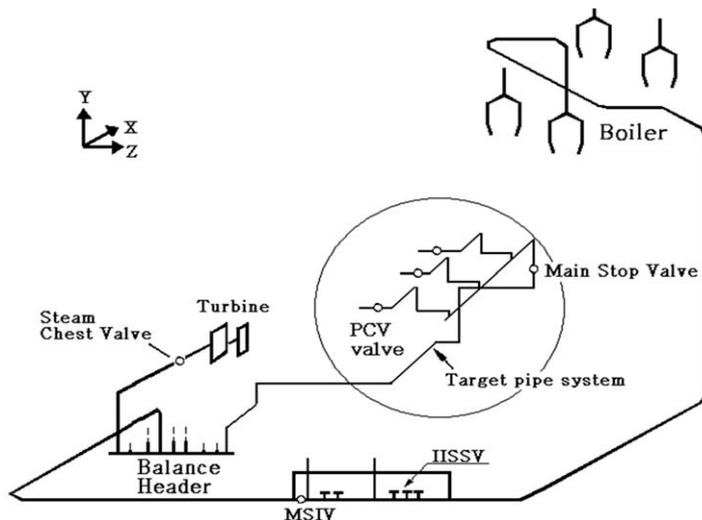


그림 7 발전소 주증기배관과 헤더 분기배관의 레이아웃

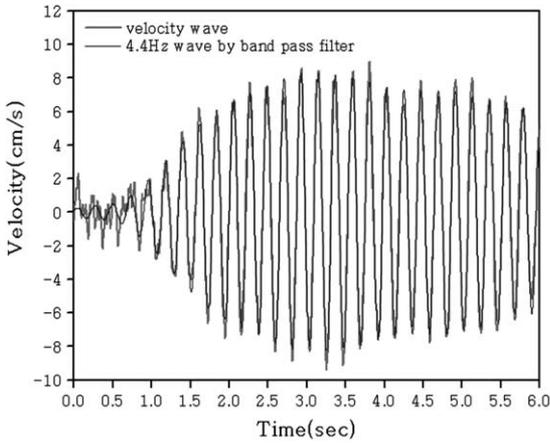


그림 8 분기배관의 과도진동 파형

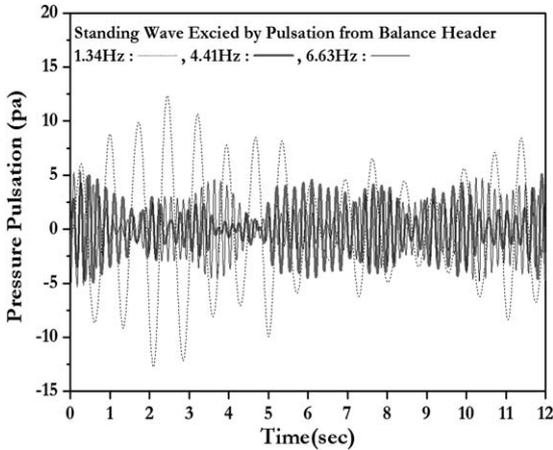


그림 9 주증기 헤더 분기배관의 공명 맥동파

기 배관계($\varnothing 26"$, $t=0.767"$)의 전체적인 레이아웃이다.

45.1 bar, 257.6 $^{\circ}\text{C}$, 건도 0.998의 주증기 음속은 502.6 m/s이고 유속은 35.2 m/s로서 주증기 배관에서는 증류를 유지하나 엘보, 밸브 및 주증기 헤더의 전단층에서 난류유동 및 와류의 영향을 예상할 수 있다. 42"의 주증기 헤더(balance header)는 보일러에서 발생된 고온 고압의 주증기가 각각 헤더로 유입되고 터빈으로 공급하는 구조이며 헤더의 끝단에 대상 분기배관이 연결되어 있다. 정상운전시 압력제어밸브(PCV valve)는 닫혀있어 분기배관은 헤더에서 매우 깊숙한 공동이 된다.

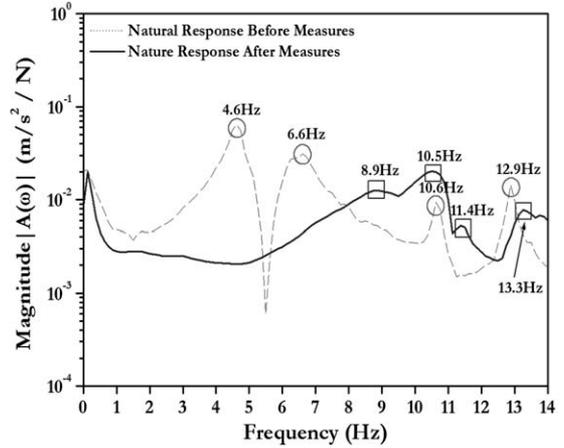


그림 10 회피대책 전·후의 고유응답 스펙트럼 비교

4.2 분기 배관계의 고진동 현상

발전소 상업운전이후 과도한 진동이 나타나 ASME OM Part 3에서 제시하는 보수적인 진동 허용치 1.27 cm/s.pk 및 배관계의 밸브 집중질량 지점의 진동허용치를 그림 8에서와 같이 4배이상 초과하고 4.4 Hz 진동이 주로 나타났다.

4.3 주증기 헤더 분기배관의 공명 맥동 현상

헤더, 밸브, 엘보 등의 불연속 지점에서는 전단층이 불안정하여 맥동이 증폭되기 쉽다. 그림 7에서 발전소 주증기 배관계의 헤더의 분기 배관은 발전소 기동시에만 열려있고 정상운전시에는 닫혀있어 75~85 m의 "open-close" 조건을 갖는 깊은 공동에 의한 "quarter-wave resonance"의 공명 맥동이 그림 9와 같이 발생하였다. 보일러에서 헤더에 이르는 주증기 배관은 분기배관(그림 7 참조)의 약 2배에 길이로서 각각 "open-open" 조건을 가져 "half-wave resonance" 특성의 음향맥동과 후자의 깊은 공동에서 공명 맥동을 발생하였다. 따라서 음향 공명 주파수들이 일치하여 헤더 분기 배관계 맥동과의 관심주파수는 4.4 Hz이다. 배관계에 고진동을 발생시켰으며 주 기진원 중 4.4 Hz의 맥동과가 분기배관계의 고유진동수인 4.6 Hz(그림 10 참조)와 공진하였다.

4.4 공진 모드 회피 대책

주증기 헤더 분기 배관계에서 발생한 공명 맥동

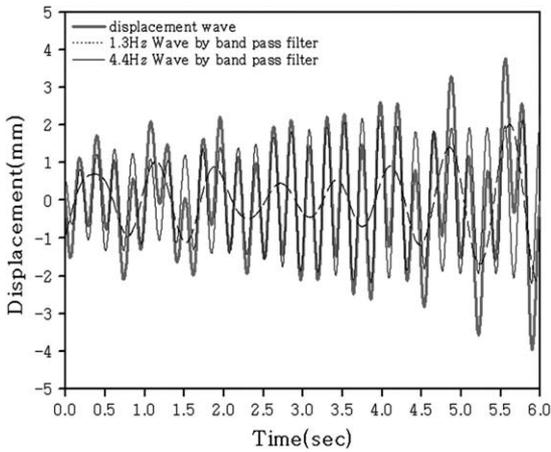


그림 11 회피대책 전 진동변위 응답파형

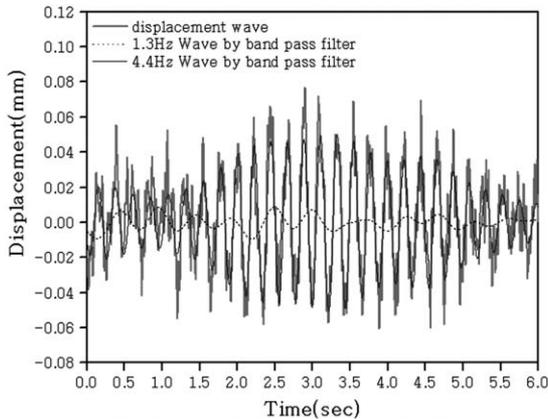


그림 12 회피대책 후 진동변위 응답파형

파와 배관계의 공진으로 절손사고에 이를 수 있는 상태로 진단되었다.

이 배관계의 진동 대책은 현장의 맥동파를 변경할 수 있는 여지가 없으므로 지지장치의 변경 또는 부가함으로써 기계적인 고유진동 모드를 변경하는 방법이 최적의 방안이다. 그림 10은 강성과 댐핑특성을 동시에 가지는 지지장치를 적용 전후 배관계의 고유진동수 응답 스펙트럼을 비교한 것이다. 주중기 헤더의 분기 배관계에 발생된 고진동 문제에 공진모드의 회피 대책결과 대책전의 4.6 Hz(그림 10의 점선)의 고유진동 성분이 대책 후 사라지거나 8 Hz(그림 10의 실선) 이후로 변경된 것을 보여 준다. 그 결과 그림 11과 같이 대책 전 6.3 mm, peak-to-peak에서 그림 12의 대책 후 0.13 mm, peak-to-peak으로 저감되었다.

5. 맺음말

전력연구원은 개원 이후 화력발전소 및 원자력발전소 배관계에 대한 고질적인 현안문제들에서 다양한 유체유발 진동현상을 경험해 왔다. 특히, 시운전 중에 발생하는 각종 이상 고진동에 대한 원인 및 건전성을 평가하고 대책을 제시하여 국가의 중요 기반 설비인 발전소를 안정적으로 운영할 수 있도록 연구를 수행하여 왔다. 특히, 영광원자력 3~6호기, 월성 2~4호기, 울진 3~5호기 등 대용량발전소 배관계에 대한 시운전을 지원하였다. 향후에도 UAE와 같은 신규발전소들에 대한 지원 뿐 아니라 노후화된 국내발전소의 안정적인 운전을 지원하는 운영기술로써 배관진동진단연구에 대한 지원이 지속적으로 필요하다. [KSNVE](#)