초임계 보일러 재열기 급수 공급배관의 과도 음향진동 진단 및 회피설계

Mechanism Diagnosis and Avoidance Design on Transient Acoustic Vibration of Reheater Water Supply Piping in Supercritical Boiler

김 연 환[†] · 배 용 채^{*} · 김 재 원^{**} · 이 두 영^{*} · 허 해 용^{**}

Yeon-Whan Kim, Yong-Chae Bae, Jae-Won Kim, Doo-Young Lee and Hae-Yong Heo

(Received September 21, 2012 ; Revised May 7, 2013 ; Accepted May 7, 2013)

Key Words : Boiler Reheater Water-supply Piping(보일러 재열기 급수 공급 배관), Temperature Control Valve(온도조절 제어밸브), Transient Acoustic Vibration(과도 음향진동), Impeller Passing Pulsation(임펠러 압력맥동), Pressure Pulsation Wave(압력 맥동파), Avoidance Design(회피설계)

ABSTRACT

In this paper, the mechanism identification and the avoidance measures on the phenomena of transient acoustic vibration amplified at the water-supply piping system to regulate the steam temperature of the boiler reheater in 500MW class supercritical power plant are presented. The pressure pulsation waves induced by the impeller passing of two feed-water pumps with five blades are coincident with the local acoustic modes of boiler reheater water-supply piping system. There are the phenomena amplified at the peaks of 5X, 10X, 15X and 20X in spectrums of piping vibration, sound pressure, and the feed-water's pressure pulsation waves. The shut-off device is installed in the piping system for the interception of pressure pulsation waves transmitted from two feed-water pumps and the modified design change of the piping layout is applied for the acoustic resonance avoidance. The acoustic natural frequencies are separated from the harmonics of pressure pulsation waves induced by the pump impellers passing through the design change of the span length. The acoustic vibration is gone by resonance avoidance measures. As a result, more than 20 dBA reduction is achieved from 100 dBA to 80 dBA.

기 호 설 명

X : 펌프의 회전 주파수
 c_i : 내부 유체의 압력과 전파속도

1. 서 론

2000년대 중반이후의 가파른 전력수요 증가는 예상치 못한 현상으로써 국내 전력 공급 계통의 운영

[†] Corresponding Author ; Member, Green Energy Laboratory KEPKO Research Institute

E-mail : ywkim@kepri.re.kr

Tel : +82-42-865-7556, Fax : +82-42-865-5627

^{*} KEPKO Research Institute

^{**} KOREA WESTERN POWER Co., Ltd

[‡] Recommended by Editor Moon Kyu Kwak

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

을 어렵게 하였다. 500MW급 초임계압 발전소는 국내 전력계통의 기저 부하를 담당하는 발전소이나 하절기 뿐 아니라 동절기도 중·저 부하대까지 운전범위가 확대되고 있다. 특히, 초임계압 유연탄 보일러의 표준 설계탄은 역청탄종이나 세계적인 과잉 수요가 계속되면서 보일러 노내 열부하를 역청탄종 대신 아역청탄종이 담당하게 되었다.

이 연구는 500MW급 초임계압 보일러 재열기의 과열도를 조정하는 목적으로 운영하는 온도조절 급수배관계의 이상 음향진동 메커니즘과 회피 대책에 관하여 기술한다. 보일러 재열기에서의 높은 증기 과열도는 열교환 튜브의 열화 손상 가능성을 높이는 주요 변수이다. 따라서 급수펌프 중간단으로부터 고압의 급수를 공급하며 재열기 증기 온도를 조절하여 과열도를 설계치 이내로 운전한다. 대형 급수펌프의 출구 배관계를 유동하는 급수는 임펠러에 의한 강한 압력 맥동파를 포함하고 있다. 펌프에서 발생한 과도한 압력 맥동파는 배관계의 음향모드 또는 구조적인 고유진동 모드 등과 연성되면서 엘보, 분기배관, 공동 및 밸브 등에서 음향소음 또는 과도진동으로 나타날 수 있고 심한 경우 피로 손상문제로 진전된다⁽¹⁻³⁾. 역청탄종 연소조건의 경우 보일러 재열기의 과열도가 허용치를 초과하는 발전소 출력은 중부하 영역이었으나 아역청탄종을 사용하면서 100 % 발전소 출력에서도 재열기에 급수가 공급되고 이상 음향진동이 함께 나타났다. 따라서 발전소 보일러 재열기의 급수 공급배관에서 발생하는 음향진동의 증폭 메커니즘을 규명하고 그 회피대책과 효과를 검증한다.

2. 재열증기 온도조절 급수배관의 과도 음향 현상

2.1 배관계의 구조 및 운전 분석

Fig. 1은 초임계압 보일러의 재열증기 온도조절 급수공급배관계의 레이아웃으로써 급수펌프(feed-water pump)의 중간 단에서 재열증기 온도조절 급수 제어밸브(TCV, boiler reheated-steam temperature control valve) 배관을 통해서 급수를 보일러 재열기(reheater)의 과열저감기로 공급한다.

Fig. 1에서 DN100, DN80 및 DN65는 배관계를 구성하는 주요지점의 배관 규격을 나타낸다. Fig. 2(a)는 Fig. 1에서 보일러 재열기 온도조절 밸브의

Fig. 1 Layout of boiler reheater water-supply piping system

(a) Photograph

(b) Layout of TCV piping

Fig. 2 Front side views of TCV piping

전단 배관(TCV piping)에 대한 현장사진이며 해당 지점의 레이아웃은 Fig. 2(b)와 같다.

재열증기 온도조절 밸브는 글로브 밸브이며 재열기로 급수를 공급하는 조건에서 스템 개도가 열려 재열기로 공급되며 재열증기 온도조절 밸브의 전·후단에 있는 수동 정지밸브(V501, V503, V504, V505)는 상시 열려 있다. Table 1은 Fig. 2(b)의 DN80 및 DN65 배관에 대한 치수명세이고 배관의 재질은 ASTM A106 GR C이다. Fig. 2(b)에서 P1~P5는 주요 진동측정 지점이다. 특히 음압은 P3 또는 P4지점에서 측정하였으며 맥동압은 P4와 P5사이의 분기라인에서 분석하였다.

2.2 이상 과도 음향 특성 분석

Fig. 3은 초임계압발전소의 출력이 360~528 MW에서 재열증기 온도조절 밸브의 스템 개도가 10~30% 열린 유동조건에 관하여 Fig. 2(b)의 P3지점에 대하여 B&K 마이크로폰 Type 4189 및 B&K의 PULSE 3560-B 분석기를 적용하여 음압을 측정한 것이다. Fig. 3에서 첫 번째의 짧은 점선은 528 MW의 결과이고, 두 번째의 긴 점선은 505 MW 그리고 마지막의 굵은 실선은 360 MW에 대한 결과이다.

Table 1 Specification of TCV piping

Item	Outside diameter [mm]	Piping thickness [mm]	Inside diameter [mm]	SCH
DN80	88.9	11.125	66.65	160
DN65	73.025	9.525	53.975	160

Fig. 3 Sound pressure spectrums at front side piping of TCV

Fig. 3의 음압 스펙트럼에서 5X, 10X, 15X, 20X 등의 음압 피크들이 증폭되고 5X 성분이 기본주파수로 분석된다. 5X 성분은 발전소의 540 MW 출력(Fig. 3의 짧은 점선 참조)에서 451 Hz 및 455 Hz로 분석되고 505 MW 출력(Fig. 3의 긴 점선 참조)에서 448 Hz 및 451 Hz와 같이 2개 성분이 함께 발생한다. 또한 그 성분들을 기본파로 하는 1~5배 배수성분들의 그룹이 나타나는 조건에서 총음압이 최대 100 dBA를 초과하는 현상이 발생하나 350 MW 출력(Fig. 3의 굵은 실선 참조)에서는 5X의 배수파들이 발생하지 않았으며 소음도 77 dBA로 최대 증폭시보다 20 dB 이상 작았다.

3. 급수펌프 배관계의 압력맥동 및 진동 분석

3.1 급수펌프의 압력 맥동

초임계압화력발전소 보일러 급수펌프 배관계는 임펠러 통과 압력 맥동과의 영향을 받는다. Fig. 1에서 발전소는 3대의 보일러 급수펌프를 설치하여 운영하며 부하운전은 No. 1 및 No. 2 펌프 2대가 담당한다. 급수펌프의 회전수는 최대 5820 rpm이나 540 MW의 정격 회전수는 5410~5455 rpm이고 460 MW에서는 4990~5030 rpm로 발전소의 출력에 따라 회전수를 변경하여 운전한다. 보일러 급수 펌프 임펠러의 통과 압력맥동과 및 그 배수파 성분들은 식 (1)과 같다.

$$f = \frac{n \times \text{rpm} \times z}{60} = n \times X \quad (1)$$

여기서, rpm : 펌프 회전수, Z : 펌프 임펠러 날개수(=5개), n : 1,2,3,4....(정수), X : 로터의 1차 회전주파수(=rpm/60)

초임계압발전소의 보일러 급수펌프(Fig. 1의 No. 1 및 No. 2)는 강한 변동압을 발생하며 펌프 출구 배관은 5X 성분의 1~5배(Fig. 4의 5X, 10X, 15X, 20X, 25X 참조) 등에 해당하는 변동 맥동압 배수파들에 의하여 영향을 받는다.

Fig. 4는 540 MW의 발전소 출력에서 운전되는 경우의 맥동압스펙트럼으로써 두 대 펌프의 회전주파수(=1X)는 각각 90 Hz, 91 Hz이며 식 (1)에 적용하면 임펠러 통과 주파수는 임펠러 날개수 5개를

Fig. 4 Spectrums of induced pressure pulsations at boiler feed- water pump outlet piping

(a) Vibration velocity spectrum at P1

(b) Vibration velocity spectrum at P4

Fig. 5 Typical vibration spectrums at front side piping of TCV

고려한 경우와 동일하게 5X는 450 Hz와 455 Hz이고 2배인 10X는 900 Hz와 910 Hz이며 3배인 15X는 1350 Hz와 1365 Hz,..... 등이 분석된다.

3.2 재열증기 온도조절 급수배관의 진동분석

Fig. 5(a)는 Fig. 2(b)의 밸브군이 위치한 P1지점의 3개 방향에 대하여 B&K 4382 가속도센서로 측정한 진동 속도 스펙트럼이며 Fig. 5(b)는 Fig. 2(b) P4지점의 진동속도 스펙트럼이다. Fig. 5(a)의 진동의 성분들은 밸브군이 위치한 지점에서 Fig. 3의 음압 스펙트럼의 5X, 10X, 15X 등의 주요 피크들과 일치하는 5X의 배수파가 주 피크 진동으로 나타나는 반면, Fig. 5(b)는 P4지점의 3개 방향에 대한 배관진동속도 스펙트럼으로써 급수펌프에서 전달된 Fig. 4의 압력 맥동파들의 영향이 Fig. 5(b)의 스펙트럼과 같이 주요 피크들 사이에 1X의 배수에 해당하는 피크성분이 함께 포함하는 스펙트럼을 보인다. 즉 5X의 배수파에 해당하는 음향소음은 밸브군이 위치한 배관계에서 발생하는 현상으로 분석된다.

4. 음향진동의 증폭 메커니즘 규명

4.1 재열증기 온도조절 급수배관의 변동 압력파

Fig. 6은 초임계압발전소의 출력 490~540 MW에 대한 재열증기 온도조절 밸브 전단배관의 입구측의 압력맥동파이다. Fig. 6에서 첫 번째의 짧은 점선은 528 MW의 맥동파의 응답이고, 두 번째의 긴 점선은 505 MW의 응답이고 그리고 세 번째의 굵은 실선은 500 MW에 대한 결과이다. Fig. 6(a)는 급수펌프를 두 대를 운전함에 따라 5X에 해당하는 두 개의 기본파에 의하여 0.3~0.35 sec의 주기로 진폭이 변동하는 형태를 보이며 Fig. 6(a)와 같이 기본파가 445 Hz와 448 Hz로 나타나는 발전소 출력에서 맥동파의 피크가 19.3 bar로 다른 출력 운전조건에 비하여 증폭하는 현상이 나타난다. Fig. 4의 스펙트럼에서 분석되는 1X, 2X, 5X, 10X, 15X의 진동응답 주파수중 5X, 10X, 15X 성분의 맥동 피크는 타 성분들에 비하여 큰 피크를 나타낸다. Fig. 6(b)에서 압력 변동압의 주 성분들은 펌프 임펠러 통과 주파수 5X에 해당하는 442~451 Hz 기본파의 피크 응답들, 기본파들의 2배인 10X에 해당하는 884~902 Hz의 피크응답들과 15X에 해당하는 1318~1360 Hz의 피크응답들이 분석된다.

(a) Pressure pulsation wave patterns

(b) Pressure pulsation spectrums

Fig. 6 Plots of pressure pulsation reponses at front side piping of TCV

4.2 변동 압력파의 증폭에 대한 해석

배관내 급수압력은 530~545 MW에서 141~146 kg/cm²이고 수온은 173℃로서 밀도는 902~903 kg/m³이고 순수물의 압력과 속도는 1449~1451 m/s 이나 배관을 고려한 유체 압력파의 전파속도는 식 (2)^(2,7)와 같다.

$$C_i = \frac{1}{\sqrt{\left\{ \frac{\alpha_1}{p_o} + \frac{1-\alpha_1}{K} + \frac{d}{Eh} \right\} \{ \alpha_1 \rho_g + (1-\alpha_1) \rho \}}} \quad (2)$$

여기서, K : 유체의 체적탄성계수(=1.90×10⁹ Pa), E : 배관의 영율(=2.1×10¹¹ Pa), d : 배관직경, h : 배관두께, c_i : 배관내부 유체의 압력과 전파속도, α_1, p_o, ρ_g : 각각 용존산소 및 가스 함유율(≅4.5×10⁻³ %), 유체의 평균압력, 그리고 증기밀도, ρ : 급수의 밀도

Table 2 Acoustic feature spans of boiler reheater steam temperature control valve piping in Fig. 7

Item	Case of span(m)	
	I = V503~V506	II= TCV51A~TCV51B
Span	2.881	2.952

Fig. 7 View on TCV piping

물의 압력과 전파속도는 Table 1의 배관 두께를 고려하면 DN80 및 DN65의 배관내 전파속도는 1400 m/s가 되고 보일러 급수계통에서는 보일러 튜브 등의 보호 목적으로 용존 기체 등이 잔존하므로 식 (2)에 의하여 압력파의 전파속도는 1325 m/s로 분석된다. Fig. 2(b)의 재열증기 온도조절 급수 제어 밸브 및 각종 정지밸브 배관계는 DN65배관으로서 정상운전조건에서 V503 및 V506이 서로 음향학적으로 단혀 있으며 각 TCV51A 및 TCV51B는 유량을 제어하는 글로브형 밸브로서 음향학적으로는 단혀있는 구조이고 두개의 특성 스펀이 네트워크 적으로 연결된 구조이며 Table 2는 각각의 특성 스펀 길이이다. Fig. 7에서 재열증기 급수공급 정지밸브(RH MV01)하류의 분기점을 중심으로 상시 닫힌 우회용 정지밸브인 V503 및 V506 사이의 DN65 배관의 양단은 2.881 m 길이의 헤더(원통형의 일정 체적을 갖는 혼합 및 정제 구간)이고 헤더에서 재열증기 온도조절 밸브(TCV51A 및 TCV51B)로 분기된 배관양단의 거리는 2.952 m이다.

식 (3)⁽²⁾은 대상 급수 배관계 내부의 음향 고유 모드 주파수 분석에 적용한 해당 식이다.

$$f_n = \frac{c_i}{2\pi} \sqrt{\{k_{+}^2 - (q\pi/l)^2\} \text{ mm}} \quad (3)$$

Table 3 Theoretical acoustic natural frequencies of boiler reheater steam temperature control valve piping in Fig. 7

Span's case	Acoustic natural frequency(Hz)					
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
I	229	458	687	916	1145	1374
II	224	447	670	894	1118	1341

여기서, k_{mn} : 원통 단면방향의 고차음향모드 파수, l : 배관의 특성 스펠 길이, q : 1, 2, 3, 4.....

Table 3은 식 (3)에 Table 2의 특성 스펠을 적용한 결과이다. 특히, 배관의 재열증기 온도조절 밸브 (TCV51A 및 TCV 51B) 양단의 배관 거리인 2.952 m는 그 스펠의 2번째 모드주파수 447 Hz가 임펠러 통과 맥동 주파수인 5X 기본파의 근처에 위치하는 특징을 나타내며 그것의 4번째 모드인 894 Hz는 임펠러의 통과 맥동 기본파의 2배인 10X와 접근하고 6번째 모드는 1341 Hz로써 기본파의 3배인 15X와 접근하는 공명 가능 구조로 분석된다.

Fig. 7의 배관 레이아웃은 급수펌프로부터 전달되는 강한 임펠러 통과 변동 압력 맥동파가 배관계의 공명모드에 접근하여 발전소의 부하대가 Table 3의 2차, 4차 및 6차 모드에 접근할 때 쉽게 증폭되는 것으로 분석된다.

5. 급수펌프 임펠러 압력맥동파의 증폭 저감 대책

5.1 급수펌프의 임펠러 변동 압력파의 차단대책

Fig. 8은 급수펌프로부터 전달되는 변동 압력파를 차단하는 형태와 대표적인 차단성능에 대한 그림이다. Fig. 8(a)의 외형구조를 갖는 차단장치는 내부의 구조에 따라 차단성능이 결정된다. Fig. 8(b)에서 “Type I”은 펌프 임펠러 통과 주파수의 1/4파장에 해당하는 확장관만을 고려한 경우이고 “Type II”는 동일한 확장관 내부에 입구 또는 출구의 배관과 동일하거나 치수가 작은 배관을 내부에 삽입하고 임펠러 통과 주파수와 같은 공명주파수가 되도록 내부 삽입배관에 구멍을 만든 형태의 저감장치이다. 그리고 “Type III”는 동일 확장관내의 입구 및 출구측에 각각 다른 정해진 길이의 연장배관으로 구성된 저감

(a) Feature of shut-off devices

(b) Graphs of typical attenuation characteristics

Fig. 8 Design for shut-off device on fluctuation waves induced by feed-water pump impeller

장치로 설계한 특별한 경우이다. Fig. 8의 “Type III”과 같은 차단성능을 갖는 연장관형 압력 맥동 차단장치를 Fig. 7의 재열증기 급수공급 정지밸브 전단부에 설치함으로써 5X, 10X, 15X, 20X 등과 일치하는 급수펌프의 유인 압력 맥동파인 Fig. 6(b)의 피크파들이 Fig. 7의 배관계로 전달물이 최소가 되도록 설계한다. Fig. 8에서 “Type II”는 공명형 차단장치이고 “Type I”은 확장관형 차단장치로써 관심영역 전체를 차단하기에 충분치 못하나 “Type III”은 관심영역에서 이론적으로 90~99 % 차단이 가능하다.

5.2 음향 증폭 메커니즘 회피 대책

Table 2의 특성을 갖는 Fig. 7의 재열증기 온도조절 급수 제어밸브 전단배관부에서 발생하는 Table 3과 같은 식 (3)에 의한 음향 증폭 메커니즘을 고려하여 Table 2의 기존 특성 스펠길이를 조정함으로써 음향 고유주파수를 변경한다. Fig. 4의 배관계를 ANSYS 상용코드를 적용하여 Fig. 9와 같이 음향유체를 고려하는 형태로 배관계를 모델링한다. 변동압력파의 전파는 Kinsler⁽⁴⁾의 가정에 근거하며 단순화시킨 유한요소 모델을 사용한다. 배관 단면에서 내부

Fig. 9 View of cross section for acoustical finite element fluid - structure model of pipe system

Fig. 10 Analytical acoustic natural responses of boiler reheater steam temperature control valve piping for Fig. 7

유체를 위하여 “FLUID 30”⁽⁵⁾을 적용하고 유체 외부의 구조요소는 “SHELL 63”⁽⁵⁾을 사용하여 원형단면을 Fig. 9와 같이 형상을 단순화하여 나타낸다. “FLUID 30”요소는 유체를 표현하고 유체는 등방성 특성(isotropic material properties)을 만족하는 것으로 가정한다. 유체는 물이며 물의 밀도는 902~903 kg/m³이고 배관내 급수의 압력과 속도는 1,325 m/s이다. 해석결과 Fig. 10과 같은 특성곡선을 얻었다. Fig. 10은 Table 2의 스펙특성을 갖는 Fig. 7의 배관계의 급수에 관한 고유모드 해석 응답곡선으로써 다양한 음향 특성들이 분석된다. 펌프 임펠러 통과 변동 압력맥동과 일치하는 Table 3의 2번째 고유응답 주파수와 일치하는 447 Hz의 응답 특성이 위치하는 것을 보여준다. 따라서 Table 5는 Fig. 7의 배관계의 밸브 위치를 조정함으로써 변경된 스펙으로 펌프 임펠러에 의한 압력 맥동과의 영향을 회피하는 특성길이이다.

Table 5 Acoustic feature spans of modified TCV piping for reduction measures

Item	Case of span(m)	
	I = V503~V506	II= TCV 51A ~ 51B
Span	3.810	2.680

Table 6 Theoretical acoustic natural frequencies changed by modified TCV piping design for reduction measures

Span's case	Acoustic natural frequency(Hz)					
	1st	2nd	3rd	4th	5th	6th
I	173	346	520	692	866	1039
II	247	494	742	989	1236	1483

Fig. 11 Analytical acoustic natural responses changed by modified TCV piping design for reduction measures

Table 6은 2.881 m의 헤더길이 “I”를 3.810 m로, 2.952 m의 특성길이 “II”를 2.680 m로 변경하고 식 (3)을 적용한 결과이다.

Table 5와 같이 스펙길이를 변경한 조건에 대한 계산결과로써 펌프 임펠러 변동압력과의 기본파인 415~455 Hz에 대하여 447 Hz 및 458 Hz가 346 Hz 및 494 Hz로 830~910 Hz에 대한 894 Hz 및 916 Hz가 692 Hz 및 989 Hz로 1245~1365 Hz에 대하여 1342 Hz 및 1374 Hz가 1039 Hz 및 1483 Hz의 회피하는 결과를 얻었다. Fig. 11은 Table 5를 적용하여 유한요소 기법으로 구한 응답선도로써 펌프 임펠러 변동 압력과의 기본파인 5X에 접근하고 있는 Fig. 10의 447 Hz를 494 Hz으로 옮겨 5X로부터 충분히 떨어져 있다.

6. 음향 진동 저감 대책의 검증

6.1 음향 맥동 저감 효과 분석

Fig. 12는 저감대책 적용 전·후의 보일러 재열기

Fig. 12 Comparing pressure pulsation spectrum plots on effects of reduction measures at water supply piping of boiler reheater

Table 7 Effects of acoustic noise reduction measures

Item	OA, dBA	Unit	Main peak & amplitude		
			5X	10X	15X
Before measures	100	Hz	451	902	1,353
		dBA	86	84	94
	99	Hz	445	890	1,347
		dBA	92	83	83
After measures	78	Hz	451	902	1,353
		dBA	68	51	53
	80	Hz	449.5	899	1,351
		dBA	73	54	54

Fig. 13 Comparing acoustic noise spectrum plots on effects of reduction measures at water supply piping of boiler reheater

급수 공급배관의 압력맥동 스펙트럼을 비교한 것이다. 대책전의 스펙트럼은 긴 점선과 짧은 점선의 스펙트럼이고 대책후의 맥동스펙트럼은 임펄서 압력맥동 주파수(=5X)가 450.5 Hz인 굵은 실선의 스펙트럼이다.

이상 증폭 회피대책을 적용한 결과 전체 영역에서는 88 % 그리고 임펄서 압력맥동 피크의 경우는 5X성분이 3.35-6.89 bar,rms에서 0.34 bar,rms로 저감되어 맥동의 저감률은 90-93 %이고 최대 95 %가 분석된다. 10X성분은 96% 저감되어 고주파 영역에서는 차단율이 높은 반면 5X이내의 영역은 대부분 그대로 통과되는 것을 보여준다.

6.2 이상 음향 진동의 회피 검증

Table 7 및 Fig. 13은 음향진동 회피 대책 전·후의 보일러 재열기 온도조절밸브 배관의 소음을 비교한 것이다.

Fig. 13은 음향진동의 저감대책 전·후의 보일러 재열기 급수 공급배관의 압력맥동 스펙트럼을 비교한 것이다. Fig. 13의 (a)와 (b)는 대책전 소음스펙트럼인 Fig. 3의 (a)와 (b)와 동일하고 대책 후의 스펙트럼은 Fig. 13의 (c)와 (d)이다. 소음은 대책 전 최대 10 dBA에서 대책 후 78 dBA 수준으로 20 dBA이상 저감된 결과를 나타내었다.

7. 결 론

500MW급 초임계압 보일러 재열기 온도조절 급수 제어밸브 급수 공급 배관에서 발생하는 과도 음향진동에 대한 발생 메커니즘을 실험적으로 규명하고 회피대책을 검증하였다.

(1) 발전소 정상운전 조건에서 급수펌프로부터 전달되는 강한 임펄서 통과 변동 압력맥동과 배관계의 음향 공명모드에 접근하여 5X의 기본파와 그 배수파들이 그룹으로 나타나는 증폭현상을 규명하였다.

(2) 보일러 급수펌프 중간단의 출구배관을 통하여 전달되는 임펄서 통과 기본 변동 압력파를 비롯한 기본 변동압력파의 2배, 3배... 등의 전달을 최소화하고 재열증기 온도조절 밸브군 및 배관의 레이아웃을 변경하여 증폭 메커니즘을 제거하였다.

(3) 따라서, 대책 적용 후 보일러 재열기 급수공급배관의 과도 음향소음은 100 dBA에서 80 dBA이

내로 20 dBA 이상 저감되었다.

참 고 문 헌

- (1) Von Nimitz, W. W., 1975, Low Frequency Vibrations at Centrifugal Plants, Proceedings of the Fourth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A & M University, College Station, Texas, pp. 47~54.
- (2) Kim, Y.-W., 2011, Examination on High Vibration of Recirculation System for Feed Water Piping in Combined Cycle Power Plant, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 648~654.
- (3) Kim, Y.-W., 2005, Countermeasure on High Vibration of Branch Pipe with Pressure Pulsation Transmitted from Main Steam Header, Transactions of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 8, pp. 988~995.
- (4) Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B. and Sanders, J. V., 2000, Fundamentals of Acoustics, Fourth Edition, John Wiley & Sons, Inc., pp. 249~250.
- (5) ANSYS, Inc, 2011, Release 13.0 Documentation for ANSYS, Theory Reference Chapter 8, Acoustics.
- (6) Howe, M. S., 1998, Acoustic of Fluid-structure Interactions, Cambridge University Press.
- (7) Edward, G. and John, M., 1997, The Application of Computer Simulation and Real Time Monitoring to Minimize the Pressure Pulsation in Complex Pumping Systems, Proceedings of the Fourteenth International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A & M University, College Station, Texas, pp. 61~68.

Yeon-Whan Kim received his BS and MS degree in Mechanical Engineering from Ajou University in 1987 and 1990, PhD degrees in Mechanical Design Engineering from Chungnam National University in 2008, Korea, respectively. He

is a Principal Researcher at Green Energy Laboratory in KEPCO Research Institute, Korea. His research interests are structural vibration, noise, mechanism identification on flow induced vibration, health condition monitoring and diagnostics in power plants.

Yong-Chae Bae received his BS, MS and PhD degree in Mechanical Engineering from Chonnam National University, Korea, respectively. He is a Program Manager at Green Energy Laboratory in KEPCO Research Institute, Korea.

His research interests are vibration analysis, health monitoring and diagnostics in power plants.

Jae-Won Kim received his BS degree in Mechanical Engineering from Myongji University, Korea. He is a senior Engineering Specialist in Korea Western Power, Korea. His research interests are steam turbine,

pumps and fans in power plants.

Doo-Young Lee received his BS and MS degree in Mechanical Engineering from Konkuk University, Korea, respectively. He is a senior Researcher at Green Energy Laboratory in KEPCO Research Institute,

Korea. His research interest is structural vibration on high-temperature components in power plants.

Hae-Yong Heo received his BS degree in Mechanical Engineering from Konkuk University Korea. He is a senior Engineering Specialist in Korea Western Power, Korea. His research interest is performance in

power plants.