

〈論 文〉

발전소의 대형 주증기배관의 진동 특성

The Vibration Characteristic of Large Main Steam Pipelines in Power Plant

김 연 환* · 이 현*

Yeon-Whan Kim, Hyun Lee

(1996년 5월 10일 접수 ; 1996년 9월 6일 심사완료)

Key Words : Fluid-elastic vibration(유체탄성진동), Modal test(모달테스트), FEM analysis(유한요소해석), Pressure fluctuation(압력 변동), dynamic head(동수두), Vibration Reduction Method(진동감쇠방안)

ABSTRACT

In recent years, the piping vibration in many Power Plants is being increased by the aged generating facilities due to a long time use. Generally, the pressure fluctuations associated with the flow-induced excitations in this case are broadband in nature. Mainly, the dominant sources of vibration are a vortex-shedding, plane waves and boundary layer turbulence. The peak level of the spectrum is proportional to the dynamic head. A severe disturbance in pipeline results in the generation of intense broadband internal sound waves which can propagate through the piping system. The characteristic frequencies of operating loads of 20%, 57%, 70%, 100% are 4~6Hz and coincide with the results from impact hammering test and FEM analysis. We chose the wire energy absorbing rope restraint as a vibration reduction method after reviewing the various conditions such as site, installing space and economic cost etc. After installation, the vibration level was reduced about 54% in velocity.

1. 서 론

발전소의 대형 주증기관은 보일러와 터빈을 연결하는 주요 계통으로서 여기서 발생하는 배관진동은 주요 기기의 연결부, 밸브, 배관지지물과 건물 등에 복합적인 반복하중을 가하여 관련 지지물 및 구조물에 열화현상을 발생시켜 발전소의 안전운전에 심각한 영향을 초래할 가능성을 항상 내포하고 있다. 그러나, 배관진동의 측정 및 평가와 감쇠방안에 대한 기술개발 및 연구가 미비한 실정이다. 내부의 유체 유동에 의해 유발되는 배관계의 굽힘진동에 관한 측정 및 평가와 관련된 국내외 연구를 살펴보면 이론적 연구의 경우, 내부유체와 배관계의 상관관계의

해석적 접근이 어렵기 때문에 대부분 경계조건과 현상이 단순한 경우에 대해서만 연구가 진행되어 왔다. 배관계 내부 유체의 복잡한 유동현상으로 인하여 진동원인이 쉽게 밝혀지지 않는 경우에는 진동감쇠 기구를 설계하여 시간영역에서의 진동레벨을 줄이는 방안을 적용하고 있다. 특히 주증기관과 같은 대형 배관계의 진동측정, 원인분석 및 감쇠방안에 대한 전반적인 연구와 관련된 연구사례는 거의 없으며, 단지 발전소 배관진동의 검증 수단으로 진동 허용기준치를 산정하여 배관의 진전성을 평가하고 있다. 따라서 구체적인 배관진동의 예측, 측정 및 평가, 감쇠방안에 이르는 종합적이고 체계적인 연구가 요구되고 있다.

본 연구에서는 지지물의 열화현상 및 부분적인 파손으로 진동레벨이 높아진 것으로 추정되는 발전소의 대형 주증기관의 진동특성 및 요인을 분석하여

*정회원, 전력연구원 수화력발전연구실

진동 감쇠방안을 도출하고 검증함으로써 배관 및 주변 구조물의 건전성을 확보하고 설비의 신뢰성을 확보하고자 하였다. 이를 위하여 주증기관을 모델링하여 해석하였으며, 발전소의 기동 및 정상운전시의 진동준위를 측정하였다. 또한 발전소의 정지기간중 일부 배관계에 대한 실험적 모드 해석을 수행하였다. 여러가지 진동 감쇠방안을 검토하여 탄성지지 및 에너지 흡수효과를 동시에 발휘할 수 있는 특수 지지물(WEAR™)을 설치하는 방안을 채택하였으며, 현장에 설치한 후 배관의 진동상태를 확인함으로써 효과적인 방안임을 검증하였다.

2. 모델링 및 해석

2.1 주증기관의 특성

본 연구의 대상 발전소 주증기관은 보일러로부터 발생한 258°C, 4.55MPa의 증기를 balance header를 거쳐 고압터빈 입구까지 연결시켜 주는 배관구조물로서 내경 625.5mm의 탄소강(SA 155)으로 이루어져 있다. 본 배관은 Fig. 1과 같이 100%부하에서 약 38m/s의 유속으로 balance header에서 5개의 엘보와 steamchest 밸브를 거쳐 고압터빈으로 유입되며, 이때의 레이놀즈수(Re)는 3×10^7 , Strouhal수(S)는 약 0.27이고 증기의 음속은 501m/s로서 저 주파수 대역에서 큰에너지 밀도를 갖는 난류유동 특성을 보인다. Fig. 1은 4개의 배관중 2번 배관계에 대한 형상 및 경계조건을 보여준다.

2.2 유한요소 해석에 의한 동특성

주증기관의 동특성 해석을 위하여 배관해석 전용코드인 PIPEPLUS를 사용하여 Fig. 1의 배관계에 대하여 모드 해석을 수행하였으며, 해석시 사용된

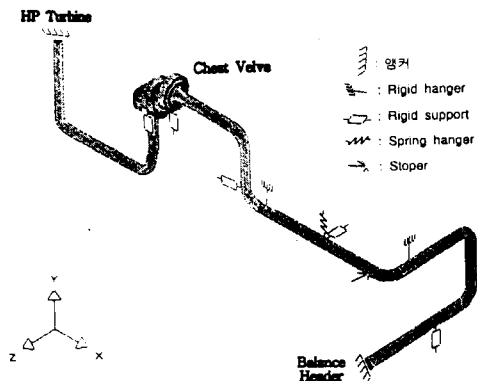


Fig. 1 Configuration and boundary conditions of piping model

가정은 다음과 같다.

— Balance header와 터빈입구 노즐 끝단은 모든 자유도가 구속된 anchor로 가정한다.

— Snubber는 모드 특성에 영향을 주지 않으며 모든 자유도를 허용한다.

— Steamchest 밸브의 지지물은 수직방향의 자유도만 구속한다.

— Steamchest 밸브의 총무게는 18.1 톤이며 병진 질량으로만 작용하고 회전 관성력은 무시한다.

해석결과는 Table 1과 같으며, 복잡한 3차원의 모드형상을 갖는 주증기관의 동특성 분석을 위하여 배관의 고유진동모드를 확인하였다.

Table 1 Natural frequency (unit : Hz)

Before Chest valve	FEM analysis			Modal test		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Before installing WEAR restraints	2.96	11.56	2.96	—	3.5	—
	4.15	—	4.15	4.0	—	4.0
	9.11	—	6.8	5.2	—	5.2
After installing WEAR restraints	3.06	11.99	4.27	—	—	—
	6.38	—	7.34	—	—	—
	9.31	—	—	—	—	—

Table 1의 해석치는 주로 balance header에서 시작한 “ㄷ” 배관부위와 steamchest 밸브로 들어가는 수직 배관부위를 나타낸다. 이중 관심대상은 “ㄷ” 배관부위이며 그 부위에 대한 주고유 진동모드는 Fig. 2(a)와 같으며, Fig. 2(b)은 진동 감쇠장치를 설치시

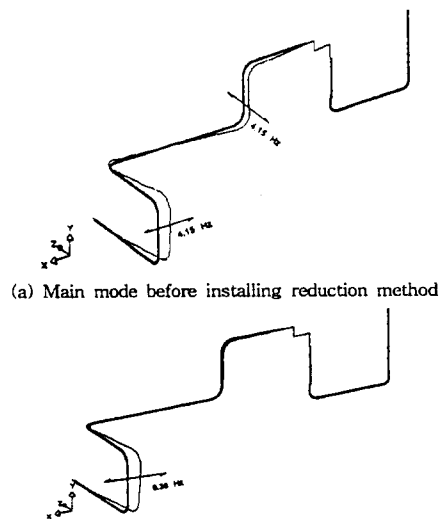


Fig. 2 Natural vibration mode

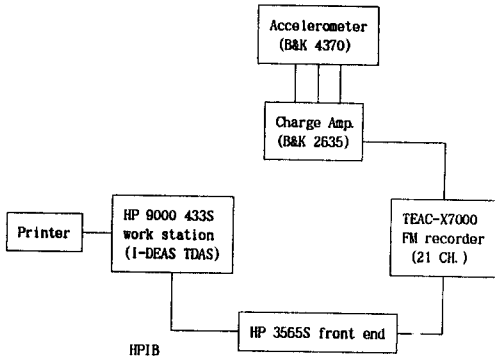


Fig. 3 Flow chart of measuring system

의 변경된 진동모드를 보여준다.

3. 실험 및 고찰

3.1 계측 및 분석방법

진동레벨의 측정은 발전소의 기동시 및 정상상태에 대하여 수행되었으며, 가속도, 속도 및 변위 등을 측정하였다. 또한 발전소 정지기간중 배관계에 대한 모드 시험도 아울러 수행하였다. 모든 진동신호는 현장에서 테이프 레코더를 이용하여 2.5kHz 주파수 범위까지 취득하였으며, 가속도계는 고온용 magnetic base를 이용하여 배관에 직접 부착하였다.

레코더로 부터 출력된 가속도 신호는 HP3565S front end를 통하여 A/D를 변환 및 FFT 처리되어 컴퓨터로 입력되며, 입력된 데이터는 I-DEAS TDAS 소프트웨어에 의하여 시간영역 함수 또는 평균화된 auto spectrum, cross spectrum, coherence 함수 등으로 계산된다. 측정시스템의 흐름도는 Fig. 3와 같다.

3.2 임팩트 햄머링 시험

배관계의 동특성을 파악하고 이론해석 모델의 타당성 검증을 위하여 배관계에 대한 모드 시험을 수행하였다. 가진은 PCB사의 충격해머를 사용하였으며, 신호분석기는 B & K 2032를 사용하였다. 주파수 범위는 400Hz로 하였으며, 가진점을 고정하고 14개 지점에서의 주파수 응답함수를 구하였다. 주증기관의 고유진동수는 Table 1과 같으며, 표에서 밑줄 친 부분은 least squared complex exponential 알고리즘을 이용하여 진동모드 형상이 확인된 경우로 Fig. 4에서 보는 바와 같이 mode indicator function의 값이 "0"이 되는 곳이 고유진동수에 해당된다.

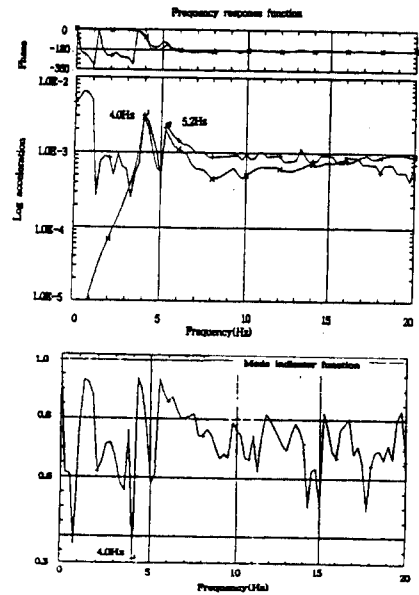


Fig. 4 Major result of Impact hammering test

배관의 'c'부위의 X방향에서 얻어진 4.0Hz의 고유진동 모드는 Fig. 2(a)와 비슷한 형태를 갖는다. 이 모드는 배관의 유체유동시의 증기의 속도증가에 따른 난류특성이 고려되지 않아 실제 부하의 증가와 함께 나타나는 배관계의 고유진동수는 약간의 차이를 갖는다. 또한 발전소 현장의 사정상 불가피하게 채택된 충격해머 가진방법의 사용으로 인하여 저주파수 대역(50 Hz 이하)에서는 배관계의 가진이 불충분하였다.

3.3 발전소 기동시 진동

발전소 기동시 보일러 출력의 증가는 배관계 내부를 흐르는 주증기의 유속과 직접 비례하기 때문에 유속의 증가에 따른 배관계의 진동주파수 변화 특성을 관찰하기 위하여 저출력 유지시간(20%, 57% 및 70%)에서 압력 및 가속도의 변동신호를 측정하였다. 가속도의 측정점은 저출력 유지 시간의 제한으로 4곳으로 하였으며, 압력 변동신호는 balance header 중앙부와 steam chest 전단부에서 측정하였다. 진동레벨은 출력이 증가함에 따라 증기량이 증가하므로 진동이 증가하며, 이중 70% 출력시 가장 진동레벨이 높은 점에 대한 각 방향 가속도 신호의 주파수 분석 결과를 Fig. 5에 나타내었다.

Table 2는 보일러 출력 유지구간별로 서로 다른 측정점에서 공통으로 나타내고 있는 가속도 및 압력 변동 신호의 peak 주파수 성분들을 방향별로 보여주고 있다. balance header (or HDR) 및 steam chest 위치에서 측정된 압력변동 성분은 전 라인에 대하여

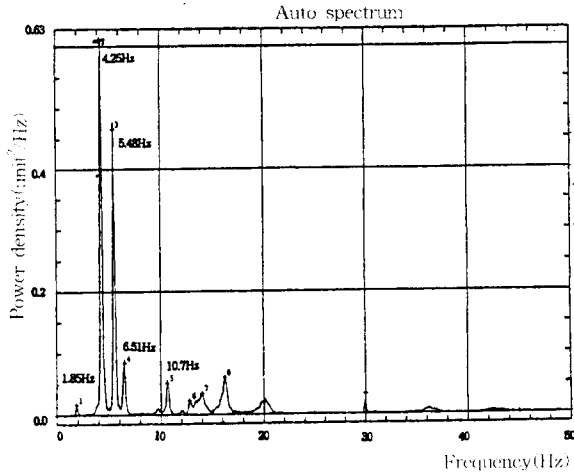


Fig. 5 Frequency analysis of X direction of "N9" at 70% load

출력의 증가에 상관없이 1.8 Hz와 3.7 Hz의 두 주파수에서 peak가 나타나며, 가속도 신호의 경우에는 상기 두 peak 주파수 성분 및 배관의 기본 고유진동수 4.0 Hz 근처의 4.25Hz 및 5.48 Hz 성분이 배관을 흔드는 주 주파수로 전 배관에서 동일하게 발생하였다.

3.4 정상운전시의 진동

정상운전(100% 출력)의 경우에는 진동주파수 및

Table 2 Frequency-components of acceleration vibration and pressure fluctuation by increasing Load (unit : Hz)

Load	Acceleration (N9)			Pressure				
	X-dir	Y-dir	Z-dir	HDR	Chest			
20%	1.85	1.85	20.30	1.85	10.72	1.9	1.9	
	3.73	3.73	42.00	3.73	20.01	3.7	3.7	
	4.31	4.31	4.31	4.31				
	5.48		5.48	5.48	43.00			
57%	1.85	10.66	--	16.35	--	10.66	1.9	1.9
	4.25	12.79	4.25	20.11	4.25	14.09	3.7	3.7
	5.48	16.35	--	25.62	5.48	20.17		
				6.51	31.11			
70%	1.85	10.66	--	16.22	1.85	10.66	1.9	1.9
	4.25	12.79	4.38	21.11	4.25	14.02	3.7	3.7
	5.48	16.22		5.48	5.48	20.11		
	6.51			6.51	6.51	25.74		
				8.46	8.46	31.11		
					43.28			

진동치를 보다 상세하게 검토하기 위하여 배관계에 대한 가속도 신호의 측정점들을 Fig.6과 같이 15곳으로 증가하였다. 배관의 "ㄷ" 부위의 한 측정점에 대한 시간영역에서의 속도 신호는 Fig.7과 같으며, 주요 측정점들에 대한 속도 및 변위 신호의 rms 값 및 최대진폭(zero-to-peak)을 Table 3에 나타내었다. 배관의 "ㄷ" 부위의 진동레벨이 전체적으로 가장 높은 것을 알 수 있으며, 이 결과는 진동속도에 대한 허용기준치와의 비교에 이용된다. 정상운전시 배관에 대한 측정 부위별 주요 peak 주파수 성분들은 Table 4에 정리되어 있다. 이 peak 주파수 성분들의 분포를 통해 전 배관계의 가진원은 유체의 난류유동에 의한 broad-band 랜덤가진으로 추정할 수 있으며, Table 4에서 가장 큰진폭을 나타내는 peak 주파수 성분은 전반적으로 4~6 Hz에서 나타나며, 이것은 모드 시험에 의한 기본 주파수성분과 잘 일치함을 알 수 있다.

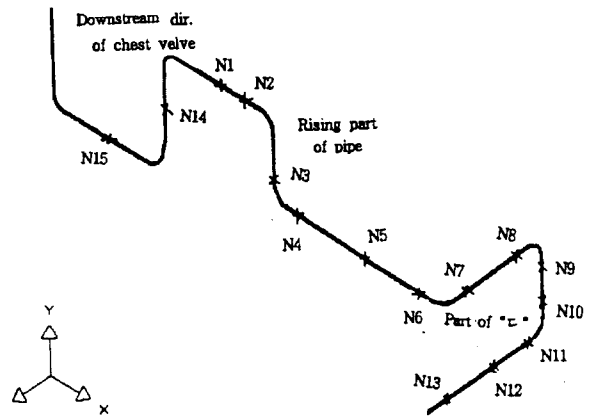


Fig. 6 Measuring point of vibration signal

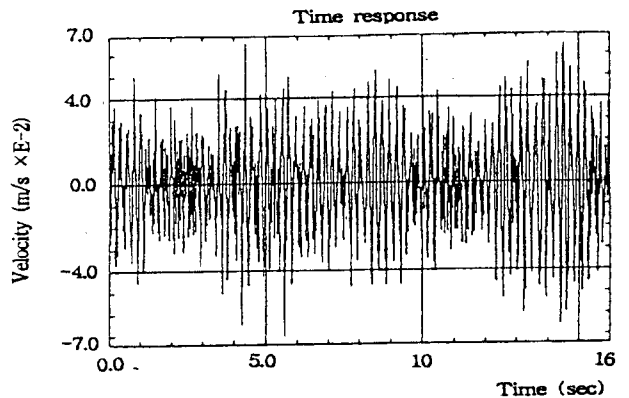


Fig. 7 X-direction velocity of "N8" at 100% Load

Table 3 Vibration level of the “ㄷ” part at 100% Load

Measuring point	Type	Velocity (cm/sec)		Displacement (mm)		
		dir.	r.m.s	peak	r.m.s	peak
N9	X		2.49	9.32	0.88	2.9
	Y		1.6	7.15	0.29	1.9
	Z		1.44	5.34	0.48	1.6
N8	X		2.56	9.63	0.86	2.8
	Y		1.53	8.98	0.22	1.5
	Z		1.93	7.23	0.63	2.0
N6	X		1.28	6.07	0.19	1.1
	Y		1.15	4.89	0.18	0.88
	Z		1.42	5.87	0.43	1.5

Table 4 Frequency components of the peak of acceleration at 100% Load (unit : Hz)

Downstream of Chest Valve(N1)			Rising part of pipe (N3)			Part of “ㄷ” (N8)		
X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
4.00		2.94		4.13	4.53		4.53	
		5.45			5.45		5.98	
9.01	9.01	8.61		8.48			8.61	
12.56		12.04	10.46	10.46			12.94	
	16.00		12.43	12.54				14.28
20.00	20.00		14.94	14.94	14.54	15.99	15.99	
24.55		24.55	19.55	19.55	19.55			19.55
	26.92				22.84		25.47	25.47
	29.95		27.32	27.05				31.53
32.06		34.83	29.95	36.93				
36.54					41.54			
		41.68		43.52			42.86	
54.32	54.45		59.01		48.00			
		57.68		65.32		81.04		

3.5 진동의 특성 고찰

내부 유체유동에 의한 배관계의 유체 탄성 진동 (fluid elastic vibration) 현상에 의해 주파수 성분들은 모일터 출력이 증가함에 따라서 변하는 경향을 보인다. 배관의 동특성의 고유진동수에서 최대의 피크값을 갖는 것으로 이해할 수 있으며, 이러한 주파수 성분들은 Fig. 8에서처럼 부하에 따라 4~6 Hz 범위의 진동 주파수가 배관 내부유체의 속도증가에 따라 엘보 및 Chest 밸브 등의 유동의 흐름을 방해하

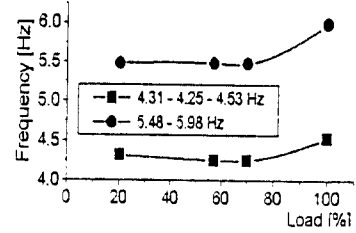


Fig. 8 Change of frequency by increasing Load

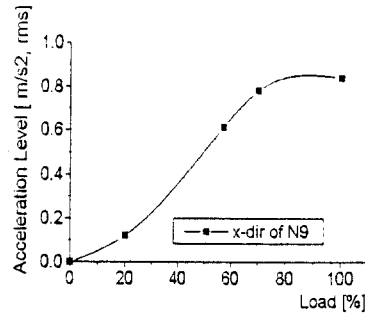


Fig. 9 Change of vibration level by increasing Load

는 특성에 영향을 받아 증가하는 것으로 이해된다. FEM 해석에 의한 고유특성, 충격해머링 시험의 결과 및 부하에 따라 측정된 가속도 신호의 peak 주파수 성분을 서로 비교한 결과, 배관의 내부를 흐르는 유체의 난류유동 특성과 관련된 1~100Hz에 걸친 broadband random 가진에 의해 배관의 동특성인 4~6Hz 성분 및 기타 성분이 나타난다. 이는 유동 정상상태 출력시 가속도 응답의 스펙트럼으로부터 구한 피크주파수 성분들을 분석해 보면, 이 배관의 고유진동수 특성과 일치하는 4~61Hz, 배관의 불연속 지점인 엘보, chest밸브 등에서의 vortex shedding 특성인 15~20Hz 및 배관의 음향특성에 의한 압력변동 (pressure fluctuation) 1~10Hz 등의 특성 주파수들로 구성되며, 이 peak들의 진동레벨은 Fig. 9에서 보여지는 것처럼 부하의 변화에 따른 동수두 (dynamic head)에 비례함을 알 수 있으며, 20 Hz이하의 저주파수영역에서 큰에너지 밀도를 갖는 난류유동변위가 있음을 알 수 있다.

4. 강성증가에 의한 진동감쇠

일반적으로 구조물의 진동감소를 위하여 공학적으로 체계화되어 있는 방법으로서 크게 수동적인 방법과 능동적인 방법 두 가지로 나눌 수 있다. 수동

적인 방법은 가진원의 변경, 진동절연, inertia block, 진동흡수재, 감쇠기구 등을 이용하여 가진원 또는 대상 구조물의 동특성을 근본적으로 변화시키는 방법이며, 능동적인 방법은 기계적 또는 전자기적 장치를 사용한 feedback control system을 구성하여 진동응답을 원하는 범위 이내로 강제적으로 제한시키는 방법으로서 하드웨어 구성방법에 따라 그 종류가 매우 다양하다. 그러나 능동적인 방법은 feedback control system 구성을 위한 비용의 증가, 독립된 전원계통 및 부가적인 공간의 필요성 등으로 인하여 수동적 방법의 적용이 어려운 특수한 경우에만 한정하여 적용되어진다.

상기의 여러가지 진동 감쇠방안과 주증기관 배관계의 현장 조사 결과, 설치비용 증가, 독립 전원 및 부가적인 설치공간 등이 필요한 능동적인 방법의 사용은 불가능할 것으로 판단되어 본 연구에서는 수동적인 방법인 새로운 배관 지지물을 설치하여 진동을 감쇠시킬 방안을 마련하였다.

본 연구에서 설치키로 선정된 WEAR™(Wire Energy Absorbing Rope) restraint는 탄성지지 및 에너지 흡수효과를 동시에 발휘할 수 있는, 즉 강성과 댐핑을 동시에 증가시켜 주는 새로운 배관지지물로서 압축·회전·전단 모드에 대해 모두 적용가능하고, 높은 에너지흡수율(댐핑율 10~17%)의 특성 및 고온의 환경에 적용가능(적용 온도범위 258°C) 하며 순간적인 충격하중에 의한 영향이 적으며 주기

적인 정비 보수가 거의 필요 없는 특성을 갖는다.

WEAR™의 설치위치는 기본 고유진동 모드의 모달 변위가 최대로 예상되는 지점인 “c” 부위의 x방향과 “c” 부위 경계부근의 z방향 2곳으로 하였다. 계산된 배관의 강성값은 대략 20kips 이하였으며, WEAR™의 강성은 이보다 큰 값으로 선정하여야 하므로 24 kips로 선정하였다. WEAR™의 presetting 값은 배관계의 열팽창 방향에 따라 인장 또는 압축 상태를 감안하여 WEAR™의 Fig. 10과 같이 설치한 경우에는 기본 고유진동수가 약 1.5배 정도 증가하는 결과를 얻을 수 있으며, WEAR가 갖는 10%이상의 댐핑율에 의한 부가적인 효과를 고려할 경우 적절한 진동 감쇠방안이 되는 것으로 판단된다. 기본 고유 진동모드 형상을 토대로 하여 최대 모드 변위 지점에 WEAR™를 설치한 결과, Table 5에서 보는 바와 같이 설치 이전의 경우에 비하여 진동속도치가 약 54% 정도 감소하였다. 또한 진동변위도 크게 줄었다.

Table 5 Vibration change by installing WEAR™ restraint (unit : o-p, p-p)

Measuring point		Before installing	After installing	rates (%)
N9	Velocity	9.32	4.3	-53.9
	Displacement	2.9	0.67	-76.9
N6	Velocity	5.87	2.7	-54.0
	Displacement	1.5	0.48	-68.0

Table 6 The change of piping stress by installing WEAR™ restraint (unit : xe4 Pa)

Type analysis		Max. stress(rate)	remarks
Dead weight analysis ($\sigma_a : 12,066$)	Before	5,321 (0.434)	good
	After	5,443 (0.451)	
Thermal analysis ($\sigma_a : 18,099$)	Before	10,530 (0.582)	good
	After	10,640 (0.588)	

WEAR™의 설치 후의 배관 건전성을 확인하기 위하여 배관 응력해석을 수행하여 지속하중조건(sustained load condition)과 열 팽창조건(thermal expansion condition)에 대하여 발생응력이 허용응력을 초과하는지 여부를 검토하였으며, 진동 감쇠장치 WEAR™의 설치 전후의 고압터빈 노즐에 부과되는 하중을 비교 검토하였다. 그 결과 지속 하중 및

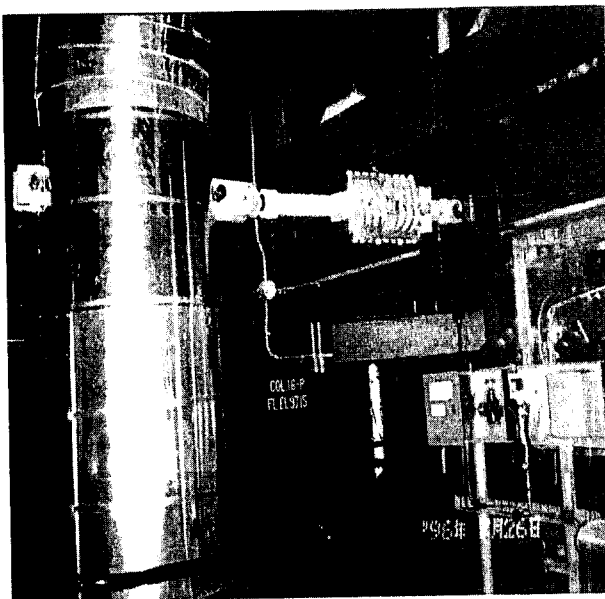


Fig. 10 WEAR™ restraint installed at “N9” of the Pipeline

열팽창에 의한 진동 감쇠장치 WEAR™의 설치 후에 발생하는 최대응력이 Table 6과 같이 허용응력 한계 내에 있음을 알 수 있었다. 따라서 WEAR™의 설치 후의 배관 건전성이 확인되었다.

5. 결 론

258°C, 4.55MPa의 증기를 balance header를 거쳐 고압터빈 입구까지 연결시켜 주는 외경 660mm의 주증기관에 대하여 FEM해석, 가속도계를 이용한 진동레벨의 측정 및 주파수분석, 모달 테스트 등을 통한 결론은 다음과 같다.

- (1) 주증기관의 진동원인을 규명하기 위하여 발전소 정비기간 중에 impact 가진을 이용하여 모달 테스트를 수행한 결과 기본 고유진동수는 약 4~6 Hz로 나타났으며, 이 값은 배관해석 전용 프로그램을 사용하여 구한 해석결과와 잘 일치하였다.
- (2) 주증기 배관 변위의 진동 거동의 주 주파수는 진동신호를 분석한 결과, 배관계의 기본 고유진동수는 4~6 Hz의 성분임을 알 수 있으며 Fig. 5에서 처럼 피크주파수의 대부분은 20Hz 이내에 분포함을 알 수 있다.
- (3) 배관거동의 주 진동 주파수는 부하가 증가 하면서 20~70% 부하에서는 4.3Hz에서 4.25Hz로 감소 후 일정하게 유지되다가 70%부하를 넘어 90% 부하이상 되면서 4.54Hz로 다시 증가하였다. 이는 유속이 증가함에 따른 유체의 탄성특성의 변화에 기인한 것으로 추정된다. 각 peak들의 진폭은 부하의 증가와 함께 동수두(dynamic head)의 증가에 비례함을 알 수 있다.
- (4) 탄성지지 및 에너지 흡수형 지지물을 배관의 기본 고유진동 모드 4~6Hz형상을 토대로하여 모드의 최대 변위 지점에 설치하는 진동 감쇠방안의 결과 약 1.5배의 기본 고유진동수 증가 및 WEAR

가 갖는 약 10~17%의 댐핑률에 의한 추가적인 효과로 인하여 설치 이전의 경우에 비하여 진동속도치로 약 54% 정도의 진동레벨이 감소하였다.

참 고 문 헌

- (1) Y.N. Chen, 1979, "Experiences With Flow-Induced Vibration At SULZER," IAHR/IUTAM Symposium, Karlsruhe, pp. 265~278.
- (2) T. Wang and Y.S. Sun, 1988, "Dynamic Response of Piping System Subject to Flow Acoustic Excitation," Proc. of 1988 ASME/ANS Joint Nuclear Power Conference, South Carolina, pp. 51~59.
- (3) J.P. Arnold, R.H. Loreck and F.C. Zerrmayr, "How to deal with Inservice Piping Vibrations," Siemens UB KWU, Erlangen, FRG.
- (4) ANSI/ASME OM3-1982, Requirements for Preoperational and Initial Startup Vibration Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems.
- (5) R.T. Hartlen and W. Jaster, 1979, "Main Steam Piping Vibration Driven by Flow-Acoustic Excitation," IAHR/IUTAM Symposium, Karlsruhe, pp. 144~152.
- (6) M. Mikasinovic, 1989, "Development Work on Vibration Acceptance Criteria of Piping Systems", 10th SMIRT.
- (7) 한국원자력연구소(인하대학교 위탁연구), 1986~1988, "내부유동을 포함한 분기된 PIPE계의 진동해석에 관한 연구".
- (8) 이영신, 천일환, 1991, "전달행렬을 이용한 유동매체를 가진 배관요소의 진동특성 분석", 대한기계학회논문집, 제15권, 제1호, pp. 366~375.