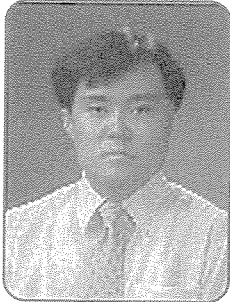


발전소 보일러 급수용 펌프 배관계의 이상소음 저감기구 개발



한전전력연구원 발전연구실
 선임연구원 양경현
 Tel : (042)865-5324

Key Words : Feedwater(급수), BFP : Bolier Feedwater Pump (보일러 급수펌프), Piping System(배관계), Acoustic Dampener(소음 저감기), Noise(이상 소음)

1. 서론

발전소의 보일러 급수펌프는 터빈-발전기에서 소요되는 대용량의 증기를 공급해주기 위해 고속회전체를 이용하여 고온의 급수를 이송시켜주는 시스템이다. 유속이 매우 높고, 고온의 급수를 대용량으로 공급한다는 점에서 토출측 배관계는 일반적인 펌프-배관계에서 일어날 수 있는 소음 및 진동의 특성과는 양상이 다르게 나타난다. 즉, 고속회전체에서 토출되는 유체의 영향으로 진동 특성주파수가 일반 펌프-배관계의 특성주파수보다 높게 형성되는 이상소음 발생의 가능성이 높고, 이와 수반된 진동 또한 고속의 유체유동 특성과 연동되어 발생하기 때문에 배관계에서 과도한 현상이 발생할 경우 시스템 전체적으로 안정성 및 신뢰성을 크게 저하시킬 수 있게 된다. 또한, 고온의 유체를 이송시키는 배관계이므로 상온에서 사용하는 펌프 배관계와 비교할 때 열팽창 혹은 온도차에 의한 문제도 고려 대상이다.

본 연구에서는 고온, 고속으로 이송되는 보일러 급수펌프 배관계에서 발생하는 비주기적인 소음 및 동시적으로 발생하는 진동 현상에 대해 주목하여 이에 대한 메카니즘을 규명하고, 소음저감을 위해 개발된 감쇄기구의 실험적 효과에 대하여 기술하고자 한다.

2. 개요

2.1 대상시스템

보일러 급수펌프는 구동축이 단기동 충동식 복수 터빈형식으로 정격출력은 9,500 kW, 정격속도 5,500 rpm, 배기압력은 709.25 mmHg이며, 140°C 정도의 고온 급수를 이송시키는 가변식 펌프이다. 전력 생산량(출력)에 비례하여 속도를 조절할 수 있도록 되어 있다.

Fig 1.에 흡입측에서 급수가 펌프를 통과하여 토출되는 이송 경로가 나타나 있다. 즉, 탈기(급수에 용해되어 있는 O₂, CO₂, N₂, Ar과 같은 Non-Condensable 가스를 감압과 가열해 줌으로써 급격하게 Solubility를 감소시켜 급수로부터 가스를 분리시키는 기기)로부터 급수를 흡입하여 두 대의 펌프를 통해 증기생성을 위한 고압 급수가열기로 토출·이송시켜 준다.

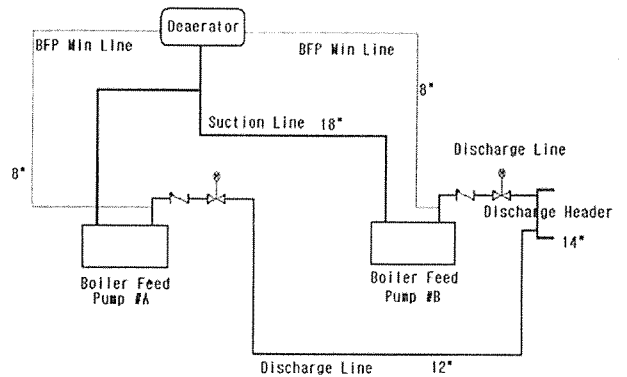


Fig 1. Schematic of flow through the BFP

2.2 문제점 고찰

보일러 급수펌프의 배관계에서 발생하는 소음 및 진동은 전체부하 운전영역중 480~495MW에서 나타나고 있었다. 즉, 출력에 따른 펌프의 특정 속도 범위(4992~5076rpm)내에서 가동중일 때 소음이 발생하면서 구조물 전체적으로 진동이 전달되고 있었다. 이 소음의 특성주파수는 417Hz[≒5000rpm(펌프 회전수)×5개(동익수)/60(초)]에서 92.5dB의 크기(정상시 87dB)이며(Fig. 2), 이때의 진동상태는 상하방향으로

20.4 mm/s, 배관과 상향방향에 수직 방향은 7.14 mm/s로 측정되었다. 배관 진동의 관점에서 볼 때 상하방향에 대하여 ASME/ANSI OM-1987의 Part3에 규정한 배관의 진동 속도 기준치인 9mm/s를 초과하고 있는 상태였다.

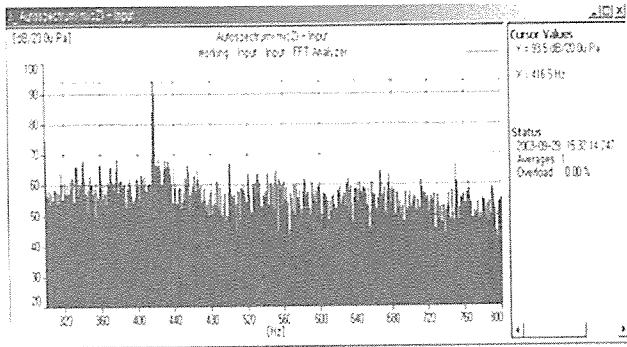


Fig 2. FFT Measurement for noise (93.5dB/416.5Hz)

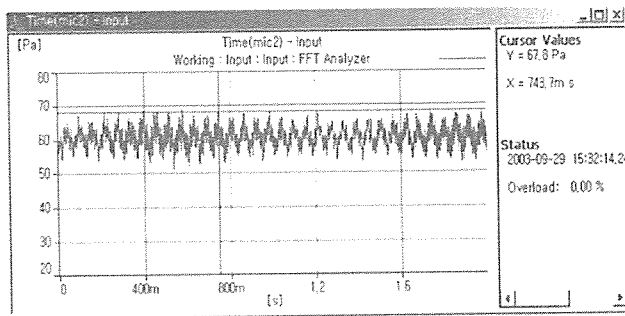


Fig 3. Time chart

소음이 발생할 때 두 대의 급수펌프가 거의 유사하지만 정확히 일치하지 않는 속도로 유체를 이송·흡입시키기 때문에 그 영향에 의해 beating 현상도 동반하고 있음을 알 수 있다(Fig. 3).

3. 메카니즘의 규명

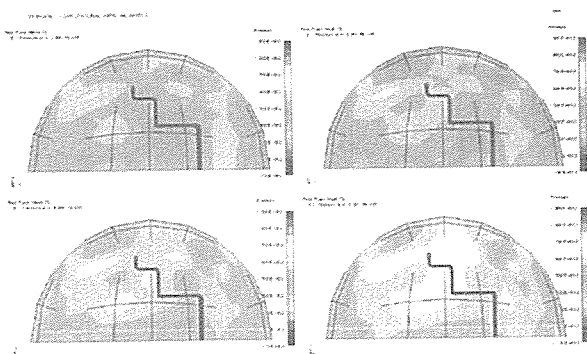


Fig 4. 412~415Hz

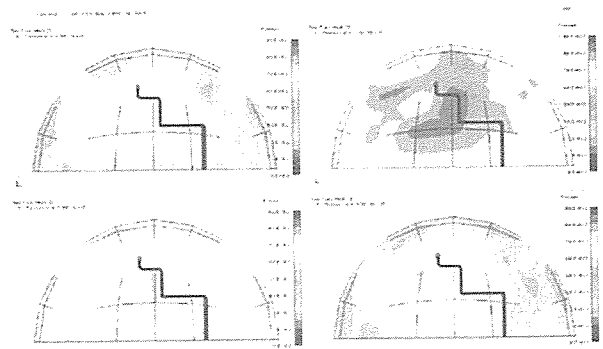


Fig 5. 416~419Hz

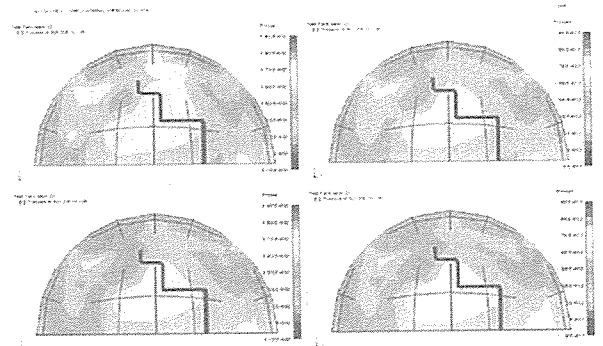


Fig 6. 420~423Hz

3.1 음향특성 해석

일정한 형상을 갖는 음장 경계면의 경계조건(음압, 진동속도, 음향 임피던스)으로부터 음장내의 임의의 점에서 음압, 입자속도, 음향인텐시티, 음향 방사파워 등을 계산해 내는 방법인 간접 경계요소법(Indirect Boundary Element Method)을 이용하여 각 주파수별 모드를 살펴보았다.

현장 측정시 소음과 진동이 최고점이었던 417Hz에서 공명모드가 존재하고 있는 것을 알 수 있다(Fig. 4~6). 또한 구조물의 임의의 위치에서 음압을 측정할 결과에도 417Hz에서 매우 크게 나타나고 있음을 알 수 있다(Fig. 7).

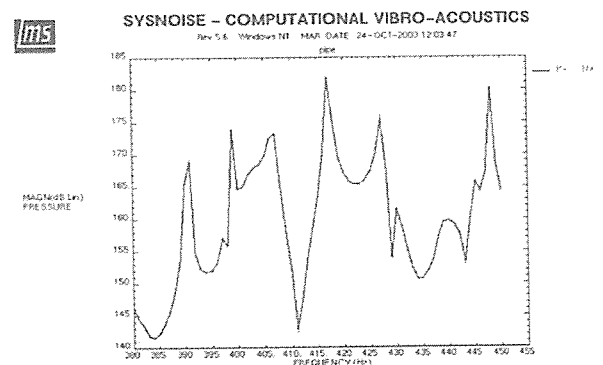


Fig 7. Sound Pressure at Field Point 186

위의 해석결과와 현장 측정결과에서 나타난 현상을 비교해 볼 때 정확히 417Hz의 특성주파수에서 음향 공명이 발생하였음을 예측할 수 있다.

3.2 축소모델에 의한 시험

(1) 시스템의 구성

실험실내에서 현장의 상태를 구현하기 위해 1:0.24의 비율로 축소모델을 구축하였다(Fig. 8). 시험조건은 축소모델에 대하여 배관 내부에 유체를 대신하여 임의의 음향주파수로 가진시키기 위해 스피커를 배관 입구부에 부착하였고, 축소모델로부터 일정한 거리에서 마이크로폰을 이용하여 소음을 측정하였다. 아래 Fig. 9는 시험을 위한 시스템 구성도를 보여주고 있다.

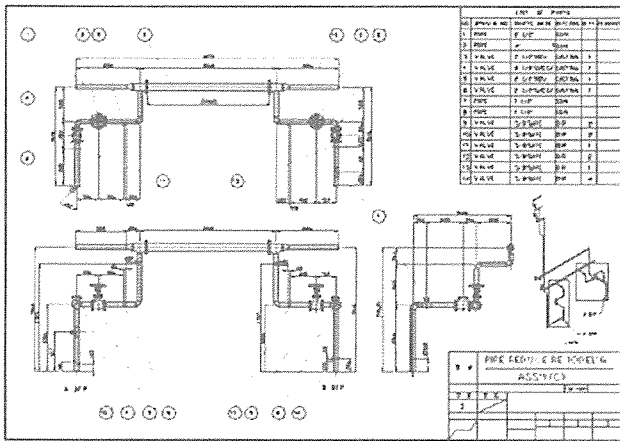


Fig 8. Drawing of a miniature model

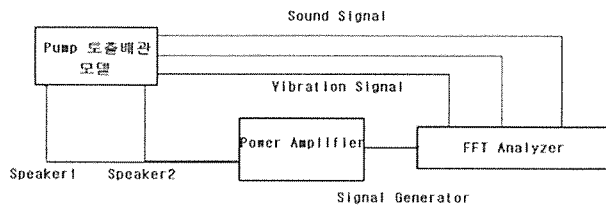


Fig 9. System configuration

(2) 시험방법

축소모델은 내부 유체가 물이 아닌 공기이므로 상사법칙의 적용을 위해 현장에서 측정한 주파수를 축소모델에 맞추도록 변환·적용하였다. 일반적으로 알려져 있듯이 단순관의 1/2파장 공명상태 모드는 식 (1)을 적용할 수 있다.

$$f_{an} = \frac{C}{2L} n \quad (1)$$

여기서, f_{an} : 음향학적 고유진동수
 L : 단순 관의 길이,
 C : 음속(압력파의 전파속도)
 K : 유체의 체적탄성계수 ρ : 유체밀도
 $n = 1, 2, 3, \dots$ 이다.

따라서, 원래의 토출배관 시스템으로부터 상사모델의 공명 주파수는 399Hz임을 알 수 있었고, 음향 가진을 위한 sweeping 시험시 350~420Hz의 범위에서 스피커 가진을 실시하였다. 이렇게 가진된 음향을 모형구조물과 일정거리에 떨어진 마이크로폰을 이용하여 신호를 수집하고 분석을 실시하였다.

(3) 시험결과

축소모델에 대하여 350~420Hz 범위의 음향주파수 가진시험 결과 상사모델의 공명주파수인 399Hz가 2차 모드로 뚜렷하게 발생함을 알 수 있었다(Fig. 10, Table 3). 이것은 현장에서 발생하는 소음과 진동현상이 유체를 매질로 하는 음향학적인 공명현상이었음을 확인할 수 있었다.

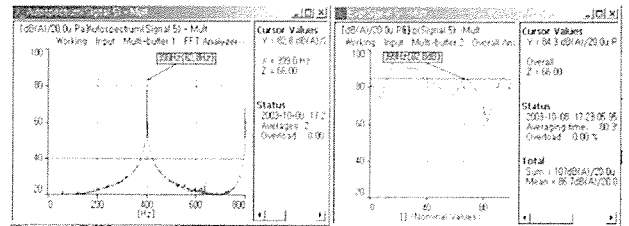


Fig 10. 2 chart for sweeping test

Table 1. Sound pressure for each mode

Mode No.	Frequency	Sound Pressure
1	374Hz	94.1
2	399Hz	82.8
3	414Hz	81.6

<단위 : dB(A)/20μPa>

4. 소음 저감용 기구 개발

4.1 모델의 수립의 개요

위에서 상용 해석프로그램의 적용 및 축소모형의 시험에서 규명되었듯이 현장에서 발생한 소음 및 진동의 원인은 배관계의 구조와 펌프의 날개 통과주파수가 일정한 조건을 이룰때 발생하는 현상이었다. 이때 발생하는 소음을 저감시키기 위하여 여러 가지 방

법 중 배관계에 적용 가능한 소음 저감기(Acoustic Dampener)를 부착하는 방향으로 연구를 수행하였다.

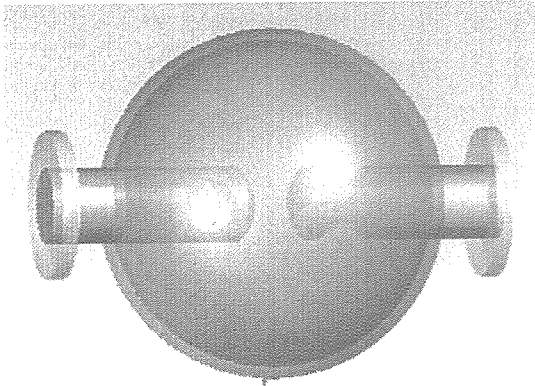


Fig 11. Figure of a designed dampener

소음 저감기의 형태는 Fig. 11과 같이 배관계의 내경으로 유체의 이동중 체적의 변화를 주어서 음압의 손실을 발생하도록 유도하는 방식을 취하였다. 내부에는 배관내 유량과 동일한 유량이 통과할 수 있도록 구멍의 직경과 개수에 변화를 주면서 2개, 4개, 6개의 세가지 형식으로 시험모델을 제작하였다.

4.2 압력 및 유속변화의 검토

각각의 경우에 유체의 유동에 따른 변화를 비교 검토하기 위해 상용해석 프로그램을 이용한 모사시험을 수행하였다.

시험의 조건은 구멍의 개수 및 내부 배관 사이의 간격(Fig. 12) 변화에 따른 압력 및 속도의 변화상태를 살펴보았다.

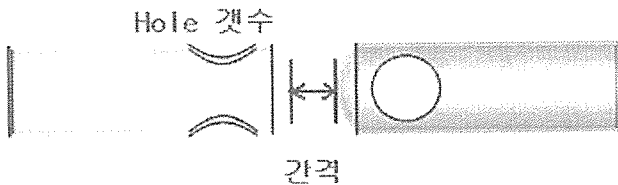


Fig 12. Interval between two pipes

계산결과는 Table 2와 같이 입구부(Suction)와 출구부(Discharge)를 기준으로 type별로 간격의 변화에 따른 압력과 속도의 변화가 나타나 있다. 유체 유동의 측면에서 볼 때 속도의 변화가 적을수록 유동특성 변화에 의한 영향이 최소화하게 될 것이므로 속도변화에 초점을 맞췄다. 구멍의 수가 작은 type이면서 내부

간격이 넓은 쪽이 속도의 변화가 적게 나타났다. 따라서 유체유동의 측면에서 보면 구멍이 2개인 type이 유리하며, 배관간격이 30mm인 모델이 그중 약간 유리한 것으로 나타났다.

Table 2. Calculated result for each condition

Type	2 Hole(Type 1)			
	10 mm(A)		30 mm(B)	
Point	Suction	Discharge	Suction	Discharge
Pressure(Pa)	4.38E+07	1.86E+07	4.36E+07	1.86E+07
Velocity(m/s)	123.76	124.02	123.76	123.93

Type	4 Hole(Type 2)			
	10 mm(A)		30 mm(B)	
Point	Suction	Discharge	Suction	Discharge
Pressure(Pa)	4.55E+07	1.86E+07	4.51E+07	1.86E+07
Velocity(m/s)	123.76	126.33	123.76	126.21

4.3 모델별 적용시험

제안된 모델들을 축소모형 배관계에서 시험하였던 방법과 동일한 시험방법으로 각각의 모델에 대하여 적용하였고, 그 적용위치는 배관계에 대한 음향특성 해석시 음장 영역중 가장 높은 음압이 위치하였던 지점을 선택 적용하였다(Fig. 13).

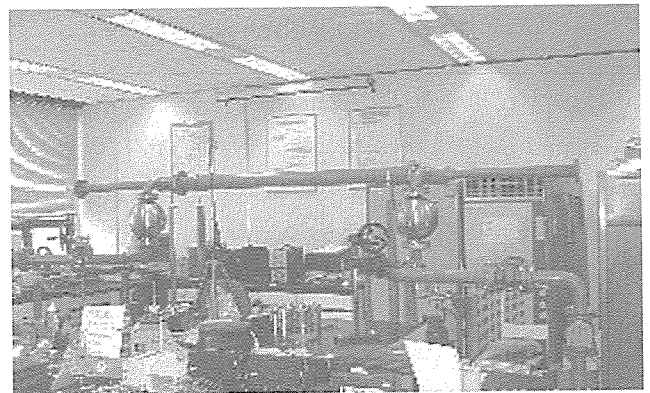


Fig 13. Test setup for applied acoustic dampener

스피커 가진시험에 의해 발생된 모드중 보일러 급수펌프 토출배관의 모델 시험 결과 제2차 음향 공명 모드(399Hz)와 현장의 측정치(417Hz)가 상사적으로 일치하였기 때문에 해당모드에 대한 모델별 결과를 중점적으로 살펴보면 Table 3 및 Fig. 14와 같다.

Table 3. Test result for second mode

Model Type		Frequency	SPL
Basic Model		399Hz	84.3
Hole2 (Type 1)	10mm(A)	409Hz	59.4
		399Hz	51.5
	30mm(B)	-	-
Hole4 (Type 2)	10mm(A)	407Hz	62.4
		399Hz	57.1
	30mm(B)	410Hz	64.4
		399Hz	56.7
Hole6 (Type 3)	30mm(B)	388Hz	76.2
		399Hz	67.8

<단위 : dB(A)/20μPa>

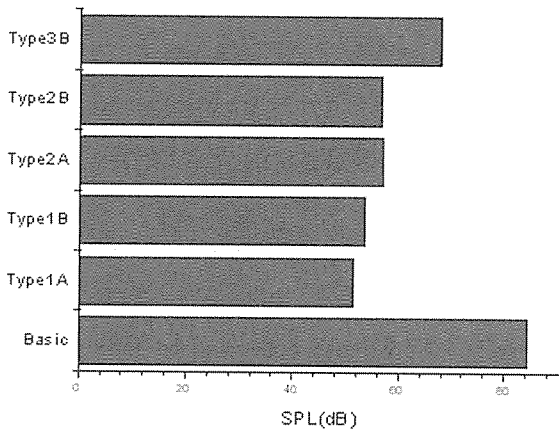


Fig 14. SPL for each type

Type 1(구멍 2개)의 A(10mm)가 전체 시험결과중 음압이 가장 낮게 나타났으며, 구멍의 수가 적을 수록 음압이 낮다는 것을 알 수 있었다. 그러나 각 경우의 음압차는 미미하며, 내부 유동해석 결과를 고려할 때 Type 1(2 Hole)의 경우가 적용시 효과가 높으므로 나타났다.

4.4 전달손실의 측정

하나의 덕트 시스템에서 2개의 평면파 즉, 오른쪽 진행파와 왼쪽 진행파로 나누어지는데, 이 각각의 진행파들의 크기(magnitude)를 실험을 통해서 구할 수 있다면, 어떤 덕트 시스템의 조합에서도 2개의 마이크로폰을 이용해서 전달 손실을 측정할 수 있다는 음파분리이론을 이용하여 아래와 같이 전달손실을 측정함으로써 소음저감 효과를 측정하였다(Fig. 15).

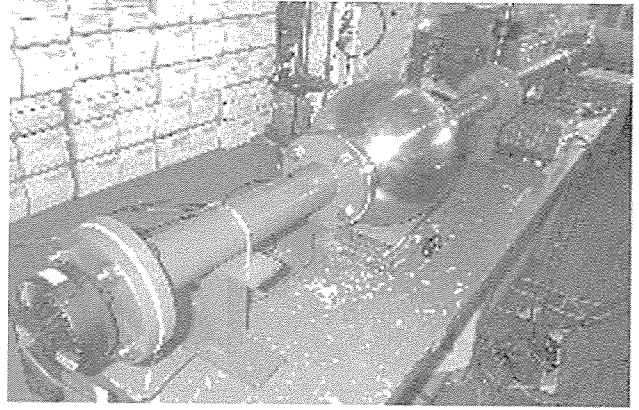


Fig 15. Experimental setup

각 모델별 시험결과에 의해 type 1인 구멍 2개의 경우에서 소음 저감효과가 최대였으므로, 본 시험에서는 구멍 2개의 경우에 내부 배관사이의 간격을 조절하면서 시험을 실시하였다.

시험결과는 Fig. 16에서와 같이 전체적으로는 약 30~40dB정도의 전달 손실을 가지는 것으로 나타나고 있는데, 이것은 다시 정리하면 배관계에 본 모델을 적용시 약 30~40dB 정도의 소음 저감효과를 볼 수 있다는 결과를 보여준다. 또한, 관 사이의 간격에 따른 큰 변화는 나타나지 않았지만, 1200Hz 부근에서의 전달 손실의 크기변화와 1300Hz 근처의 피크 주파수의 이동에 영향이 있음을 실험을 통해 알 수 있었다.

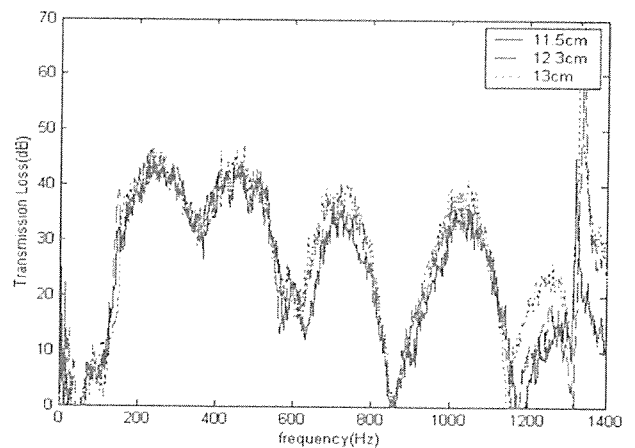


Fig. 16 Comparison of transmission loss for 3 cases

4. 결론

급수펌프 토출배관에서 발생하는 진동, 소음의 원인은 배관의 고유한 Acoustic Mode와 펌프의

Impeller Passing Frequency와의 공진이었으며, 이때 발생하는 소음이 배관지지 구조물과의 공진에 의해 진동을 유발하여 나타난 현상으로써, 본 연구를 통해 개발된 소음저감기를 적용하게 될 때 소음을 30~40dB 정도로 크게 줄일 수 있다는 결과를 얻었으며, 향후 현장에 이 결과를 적용하기 위해서는 개발 모델의 크기를 현장의 여건에 따라 설치가 가능하도록 검토?적용한다면 배관계의 문제해결에 현실적으로 경제성과 효율적인 측면에서 매우 큰 효과가

있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구과제는 전력산업연구개발사업의 일환으로 한전 전력연구원이 주관하여 한국 중부발전주식회사와 수행된 결과물로서 완료시까지 도움 주신 여러분께 감사드립니다.

소형열병합 발전설비 기술



보국전기공업(주)
기술연구소장/이사
오 만 수
Tel : (02)792-7930

1. 소개

열병합발전 시스템(Cogeneration System)은 하나의 에너지원으로부터 전력과 열을 동시에 발생시키는 종합에너지 시스템(Total Energy System)으로 발전에 수반하여 발생하는 배열을 회수하여 이용하므로 에너지의 종합 효율을 높이는 것이 가능하기 때문에 산업체, 주거용 건축물 등의 전력 및 열원으로서 주목받고 있다. 즉, 열병합발전 시스템은 산업체, 건물 등에 필요한 전기·열에너지를 보일러 가동 및 외부 전력회사의 수전에 의존하지 않고 자체 발전시설을 이용하여 일차적으로 전력을 생산한 후 배출되는 열을 회수하여 이용하므로 기존 방식보다 30~40%의 에너지 절약효과를 거둘 수 있는 고효율 에너지 이용

기술이다.

종래의 대규모 화력발전소는 대형 PLANT로써 전력수송 손실 및 폐열 등으로 인하여 종합 에너지 이용률이 35%정도로 낮으며, 설비투자비가 많이 든다. 소형 열병합발전 시스템은 전기에너지 및 냉각수 배열, 배기가스로부터 획득된 열에너지의 종합적인 에너지 이용으로 인하여 전력 및 열 공급에 매우 유리하다.

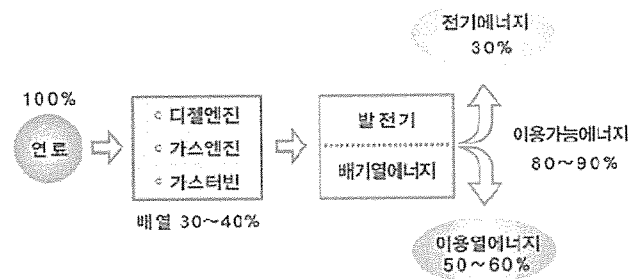


그림 1. 열병합 발전 시스템의 기본 개념

2. 국내 보급 현황

최근 국내에서도 열병합발전 관련 기술개발지원, ESCO사업 등을 통한 설비비 지원, 열병합용 가스요금제도 신설 등 보급 활성화를 위한 다각적인 노력을 기울이고 있으나, 보급 활성화에는 아직 초기단계라