

Wire Rope형 진동완충장치 개발

• 박종범*, 안용호*, 배병홍*, 김민배**
*한국전력공사 전력연구원 ** (주)유일산업

Development of Wire Rope Snubbers

• Jong Beom Park*, Yong Ho An*, Byung Hong Bae*, Min Bae Kim**
*Korea Electric Power Research Institute **Youl Industrial Co.,Ltd

Abstract - Piping systems of the power generating stations have been generally protected by hydraulic and mechanical snubbers which can allow large displacements arising from temperature change while those can reduce or absorb stresses due to vibrations. However these snubbers require amounts of budget for maintenance or replacement because of the leakage, lubrication and finally short life cycle. Recently the snubbers consisted of wire rope have been proved to reduce vibrations of piping systems. While the wire rope snubbers are free of maintenance such as leakage and lubrication, imported price are so high. Now it is necessary to design, manufacture and certificate these wire rope snubbers.

및 소선의 강도에 따라 구분하여 규격을 명시하고 있다. KD D 7010-1991는 주로 항공기에 사용되는 와이어 로프에 대하여 A1호 ~ A5호까지 5종에 대하여 스테인레스 강선의 인장강도를 규정하여 구분하고 있다.

2.2 완충기의 동향

완충기는 배관계에 작용하는 동하중을 완화시켜 배관계를 보호하는 역할을 한다. 1970년대 초반까지 설치된 완충기는 대부분 그림1과 같은 유압식으로 제작되었다. 그러나 완충기가 설치되는 온도, 습도, 방사능 등의 환경에 대한 고려 및 경험 부족으로 인하여 유압식 완충기의 밀봉재 손상에 따른 유압 작동유의 누설에 의해 기능을 상실하게 되는 경우가 빈번하게 발생하였으며, 근본적으로 누설 문제가 없는 기계식 완충기를 선호하게 되었다.

1. 서론

각종 발전설비에 대해 최적의 운전을 위해서는 발전설비의 대부분을 차지하고 있는 배관계의 안전성이 매우 중요하며, 배관계의 안전성을 해치는 요인은 Seismic 및 고진동이다. 이러한 요인을 제어하기 위해 지금까지 사용해 온 것이 유압식 Snubber이다. 그러나 유압식 Snubber는 Seismic에는 유용하나 정상상태의 진동에는 아무런 효과가 없으며 이미 입증되었으며, 고진동 해소에 사용할 때 오일의 누수를 야기시켜 완충기의 성능 저하 및 발전설비에 피로수명을 가중시켜 적정한 제품이 되지 못하고 있다.

이러한 사실은 이미 부산화력과 인천화력에서 입증되어 고배관진동 해소를 위한 새로운 배관지지장치의 개발이 절실히 요구되고 있으며, 최근 원자력발전소에 SUS Wire Rope를 이용한 진동완충기가 개발 적용되어 배관의 고진동 해소에 탁월한 효과를 입증 받고 있다. 그러나 수입가격이 워낙 고가이고 구입기간 또한 상당한 기간이 걸리므로 발전소 운영에 상당한 부담으로 작용되었다. 이러한 문제점들을 보완하여 SUS를 이용한 Wire Rope형 진동완충장치 국산화 개발을 실현하였다.

2. Wire Rope형 완충기의 현황

2.1 Wire Roped의 국내 현황

와이어 로프는 크레인, 엘리베이터, 케이블카 등 여러 분야의 산업에서 응용되고 있으며, 국내 제조업체에서도 다양한 제품을 개발하여 사용하고 있다. 대부분 와이어 로프가 안전을 유지해야 하는 분야에서 이용되고 있으며, 로프 기술도 규격화하여 관리되고 있다. 와이어 로프의 규격은 우선 KS D 3514-1987 와이어 로프 및 KD D 7010-1991 항공기용 와이어 로프에 정의된 제품을 기준으로 제조사 별로 많은 제품을 설계, 관리하고 있다. KS D 3514-1987는 강선으로 구성된 와이어 로프를 1호 ~ 26호의 26종류로 구분하고, 각각을 꼬임방법

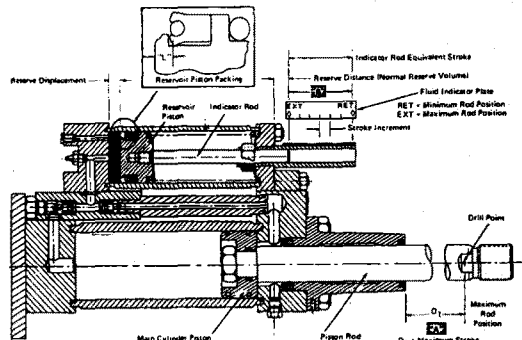


그림 1. 유압식 완충기

이에 따라 1970년대 후반부터 1980년대 전반까지 다년간 그림2와 같은 기계식 완충기를 사용한 결과, 누설 문제는 없지만 기계식 완충기의 설계 및 제작 방법에 따른 근본적인 문제가 발생하였고, 이는 유압식 완충기의 경우보다 더욱 심각한 문제로 대두되었다. 즉, 기계식 완충기는 부품들이 마모에 아주 민감하고, 스프링 등의 취성화로 파손되거나, 윤활유가 휘발하여 완충기가 잠기는 Lock-up 현상등이 발생하는 등 많은 문제점을 노출하였다. 이와 같이 완충기가 잠기게 되면 전혀 기능을 발휘하지 못할 뿐만 아니라 배관계에 하중을 직접 전달하여 손상을 유발하는 역효과가 있다. 이런 이유로 1980년대 후반부터는 유압식 완충기를 선호하고 있으며, 설계도 개선되어 많은 제품들이 개발되어 적용되고 있다. 유압식 및 기계식 완충기는 감쇠하중이 점성감쇠 계수에 비례하며, 열변형 등 진폭이 크더라도 진동주파수가 낮은 경우, 즉 진동속도가 작은 경우에는 작용하중이 작아 변형을 허용하여 배관계의 응력을 발생시키지 않는다. 반면에 배관진동, 지진 등 고주파수의 진동에는 감쇠에너지가 크게 작용하여 진동을 억제한다. 이들 완

충기는 설계방법의 정립에 따라 배관계에 작용하는 하중 및 저속도의 매우 큰 진동진폭의 크기에 맞는 다양한 규격의 제품이 있다. 그러나 탄성 복원력이 없어 반드시 탄성 지지 장치와 함께 사용해야 하므로 설치비용이 많이 소요되며, 제품의 제작에도 정교한 기술이 요구되어 제작비가 높다.

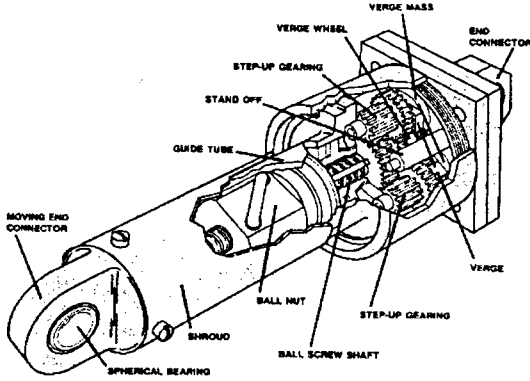


그림 2. 기계식 완충기

반면에 본 연구대상은 감쇠비가 커 기존의 유압완충기보다 우수한 동하중 흡수효과, 정상상태에서의 우수한 진동저감효과 및 Hanger와 같은 탄성복원력을 동시에 보유하고 있는 와이어로프식 진동완충장치이다. 이 진동완충장치는 와이어로프의 내부 소선간의 마찰에 의한 에너지 소산효과를 이용하여 배관계에 작용하는 기계적 에너지를마찰에너지로 소산시켜 배관계의 진동을 감소시킨다. 또한, Hanger와 같은 배관지지장치 기능도 동시에 수행하기 때문에 배관지지장치 감소 효과가 있고, 단순한 구조와 저렴한 제작비용으로 경비가성이 높다.

3. Wire Rope형 완충기의 개발 목표 및 해석 모형

3.1 Wire Rope형 완충기 개발 목표

Wire Rope 개발 목표는 다음과 같다..

- 발전소 배관계통에서 발생하고 있는 진동을 60% 이상 차진
- 기존의 유압식 Snubber에서 Wire rope형으로 대체하여 정비·유지비용 최소화
- 배관의 고진동완충으로 설비의 보존 및 수명의 반영구화 실현
- 제품의 국산화로 설비의 기간 및 수입비용의 절감 (50%이상)
- 배관계에서 Seismic 및 Hammering과 같은 급작스런 외력작용시 배관계의 안정성 확보

3.2 Wire Rope형 완충기의 해석 모형

완충기의 작동 부분은 그림3과 같이 와이어 로프가 나선형 루프(Loop)로 감긴 대칭형을 이루도록 되어 있다. 상하부 사이에 변위가 발생하면 2개의 몸체를 연결하는 1/2 루프들에 작용하는 하중이 합쳐져서 전체 작용 하중을 결정한다. 구조적 형태상 변위가 중립 위치를 기준으로 작을 때는 강성이 작으며, 변위가 증가하면 강성이 급격히 증가하는 비선형적인 하중-변위 관계를 보이며, 로프 내부 소선(Wire)들의 상호 마찰 작용에 의해 비교적 큰 면적의 히스테리시스(Hysteresis) 곡선을 이루게 된다. 변위가 지나치게 커지면 로프에 인장하중이 크게 작용하며 몸체와의 결합 부분에서 항복이 발생하여 영구변형이 일어나게 되므로 몸체의 치수에 따라 최대 변위가 제한된다.

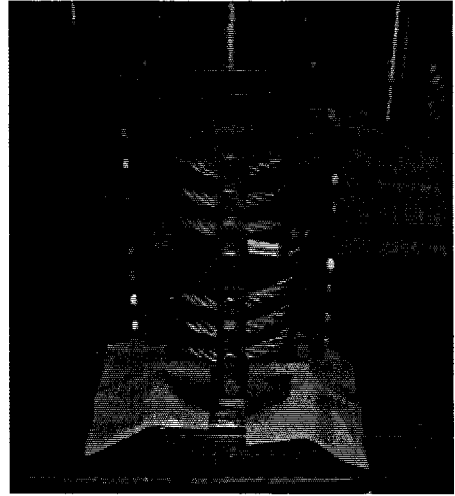


그림 3. Wire Rope 완충기 형상

개발 목표는 그림4와 같이 실험결과 구해진 히스테리시스 곡선의 형상을 만족하는 최대하중(F_d)과 최대변위(X_d)로 표1와 같이 설정하였으며, 와이어로프의 종류, 와이어로프의 외경(D), 나선형 조립체, 즉 루프의 반경(R) 및 피치(P) 등을 설계 변수로 하여 설계 목표치를 만족하는 조합을 유도하였다.

표 1. 개발목표 및 설계변수

개발 목표		설계 변수	
최대하중(F_d) (Kips)	10,20,30, 40 (4종)	로프의 종류	W_n , $n=1,2,3...$
		로프의 외경	D
최대변위(X_d) (in)	1,1.5,2,2.5, .3 (5종)	루프의 반경	R
		루프의 피치	P

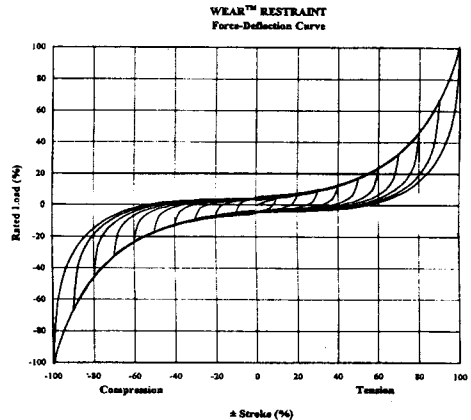


그림 4. 히스테리시스 곡선

그림4와 같이 상당히 비선형적인 히스테리시스 곡선은 일반적인 면진베어링(Seismic Isolation Bearing)에서 많이 볼 수 있다. Kikuchi 등은 이와 같이 비선형 특성을 갖는 곡선을 정의하기 위하여 하중을 완전히 탄성에 의한 하중 F_1 과 에너지 소산을 주는 하중 F_2 로 구분하는 해석적 모형을 제시한 바 있다. 본 연구의 완충

기는 최대변위 부근에서 하중이 급격히 증가하기 때문에 Kikuchi 등의 정의와는 다르게 F_1 의 형태를 정의하였으며, F_2 는 동일한 형태를 가정하였다. 즉,

$$F = F_1 + F_2 \quad (식 1)$$

$$F_1 = (1-u)k_1 \left[Z + \gamma Z_m \left\{ \tan\left(\frac{\pi Z}{2Z_m}\right) - \frac{\pi Z}{2Z_m} \right\} \right] \quad (식 2)$$

$$F_2 = \begin{cases} uF_d \{ -2e^{-a(1+z)} + b(1+z)e^{-c(1+z)} \} & (z > 0) \\ uF_d \{ -2e^{-a(1-z)} + b(1-z)e^{-c(1-z)} \} & (z < 0) \end{cases} \quad (식 3)$$

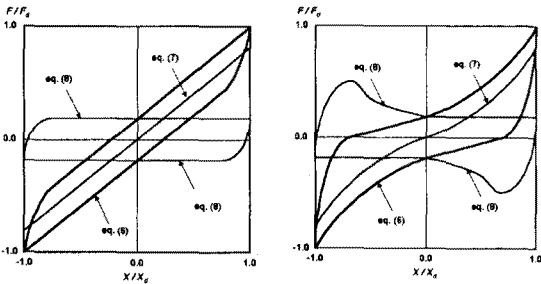
k_1 은 loose 로프로 가정된 최소강성을 의미하며, Z 는 변위이고, Z_m 은 최대설계변위 Z_d 보다 약간 큰 값으로서 \tan 함수의 점근선을 고려하여 설정되었다. γ 는 \tan 함수의 변화율을 제어하는 상수이다. F_d 는 최대하중이며, z 는 정규화된 변위 ($z = Z/Z_d$)이다. u 는 변위가 0일 때의 하중 F_u 의 최대하중에 대한 비율($u = F_u/F_d$)이다

$$b = 2c^2 \left[\frac{\beta}{\beta_d} - \left\{ 1 + \frac{1}{a} (e^{-2a} - 1) \right\} \right] \quad (식 4)$$

β_d 는 완전 마찰하중에 의한 에너지 소산이 발생할 때의 마찰감쇠계수 ($\beta_d = 4uF_d$)이다. 또한 히스테리시스 곡선의 끝점 ($z = \pm 1$)에서 속도가 정지했다가 변하기 시작할 때는 로프 내부의 마찰력이 극대화되어 최대강성 k_2 와 같은 기울기를 갖는다. 이 기울기는 식2의 기울기 보다는 매우 크므로 식3의 기울기만을 고려하면

$$2a + b = \frac{k_2}{uk_1} \quad (식 5)$$

여기서 k_a 는 평균강성 ($k_a = F_d/Z_d$)을 의미한다. 식3 또는 식4에서 계수 c 는 형상을 조절하는 상수로 경험적으로 선택하게 된다. 그림5는 식1~식5을 이용한 전형적인 히스테리시스 곡선의 형상을 보여주고 있다. 그림5(a)는 $b=0$ 때의 경우로서 변위의 진폭이 작을 때 적용이 가능한 전형적인 형태를 보이고 있다.



(a) 변위진폭이 작을 때 (b) 변위진폭이 클 때

그림 5. 정규화된 히스테리시스 곡선 모형
이제 실험으로 구한 그림4의 최외각 히스테리시스 곡선(진폭 25mm인 경우)과 해석 결과를 비교하면 그림6과 같다. 이로부터 논문에서 제시한 해석 모형이 다음과 같이 실제의 현상을 잘 표현하고 있음을 알 수 있다.

- 강성의 최소값(k_1) 및 최대값(k_2) (그림5(b)의 일점쇄선)은 실제의 형상을 잘 반영하고 있다.
- 탄성만을 고려한 식2의 하중-변위 관계 함수 F_1 (그림6(b))의 점선은 완충기의 비선형성을 적절히 대표한다.
- 식3로 주어지는 에너지소산을 주는 하중 F_2 (그림6(b))의 가는 실선은 히스테리시스 곡선의 특성을 적절히 표현하고 있다.

앞에서 제시한 식1~식3은 변위 진폭이 일정하게 진동하는 정상상태의 진동해석에는 매우 유용하다. 그러나 지진응답과 같이 진폭이 수시로 변하는 경우에는 식3 대신에 다음 식6을 적용할 수 있다.

$$F_2 = \begin{cases} F_i - F_1 + uF_d \{ 2 - 2e^{-a(z-z_i)} + b(z-z_i)e^{-c(z-z_i)} \} & (z > 0) \\ F_i - F_1 - uF_d \{ 2 - 2e^{-a(z_i-z)} - b(z_i-z)e^{-c(z_i-z)} \} & (z < 0) \end{cases} \quad (식 6)$$

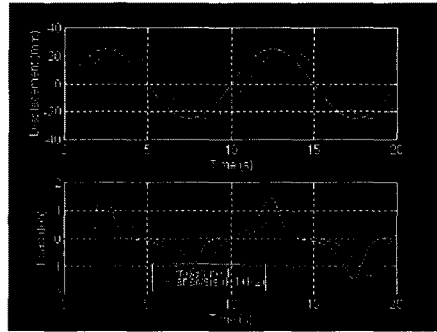
여기서 $z_i = Z_i/Z_d$ 이고 (Z_i, F_i)는 하중이 역으로 변하는 최근점을 의미한다. 만일 하중이 같은 변위 구간에서 변한다면 ($Z_i, Z_{i-1} > 0$), 식6 대신에 다음 식을 사용해야 강성이 증가하는 구간에서 하중이 지나치게 증가하는 현상을 방지할 수 있다.

$$F_2 = \begin{cases} F_i - F_1 + a_1 uF_d \{ 2 - 2e^{-a(z-z_i)} \} & (z > 0) \\ F_i - F_1 - a_2 uF_d \{ 2 - 2e^{-a(z_i-z)} \} & (z < 0) \end{cases} \quad (식 7)$$

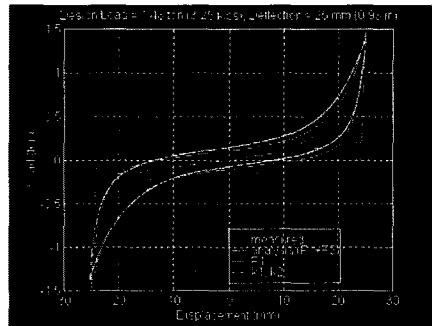
여기서

$$a_1 = \frac{2 - 2e^{-a(z_i-z_{i-1})} - b(Z_i - Z_{i-1})e^{-c(z_i-z_{i-1})}}{2 - 2e^{-a(z_i-z_{i-1})}} \quad (식 8)$$

$$a_2 = \frac{2 - 2e^{-a(z_i-z_{i-1})} - b(Z_i - Z_{i-1})e^{-c(z_i-z_{i-1})}}{2 - 2e^{-a(z_i-z_{i-1})}} \quad (식 9)$$



(a) 상부:변위, 하부:하중



(b) 히스테리시스 곡선

그림 6. 시험모형의 하중-변위 관계 실험결과와 해석결과비교

3. 결 론

Wire Rope 진동 완충장치의 개발로 인하여 전력산업에 필요한 배관진동 제어기술로 관련 발전소의 설계, 설비의 안전성 확보, 국내 경쟁력 확보, 유지비용의 절감 및 해외설비 확충을 위한 기반 조성등 많은 외화 절감 효과를 보았으며, 발전소의 유사 혹은 이종의 진동문제에 대한 시스템 제어에 많은 활용을 할 수 있을 것으로 생각된다.

[참 고 문 헌]

- 1) 박민혁 등, Wire Rope 진동완충장치 개발, 전력연구원, 1998.12.
- 2) KS D7010(1991), 항공기용 와이어 로프
- 3) KS D3514(1987), 와이어 로프