

발전소 배관지지용 유압완충기 개발

박태조¹, 구철효², 조광환³, 이동렬³, 이 현⁴, 김연환⁴

1 : 경상대, 2 : 경상대 대학원, 3 : 성화산업(주), 4 : 전력연구원

Abstract - In this paper, a theoretical method is presented to design a hydraulic control valve system that consist of an important component in the hydraulic snubber. The hydraulic snubber is used essentially to support the piping systems at power plants. To calculate the force due to pressure drop and flow rate in the valve orifice and by-pass hole, Bernoulli equation is used. The Reynolds equation are numerically analyzed in the clearance gap between the valve cone and valve seat to estimate the friction force and leakage flow rate. Based on the detailed theoretical data, we developed successfully the hydraulic snubber for power plants.

Keywords : 발전소(power plants), 배관지지(pipe support), 제어밸브(control valve), 유압완충기(hydraulic snubber), 오리피스(orifice), 박막유동(thin film flow)

1. 서론

발전소에서 배관지지용으로 초창기에 설치되었던 완충기(snubber)는 기계식 보다 성능이 우수한 유압식이 대부분이었다. 그러나, 완충기가 설치된 환경하에서의 온도, 습도, 방사능 뿐만 아니라 사용재료와 유압유와의 적합성 등에 대한 충분한 고려와 경험부족으로 인하여 많은 문제점이 발생하였다[1-3]. 1970년대 초반까지 발생한 유압식 완충기의 손상원인을 분석한 결과, 밀봉재의 부실과 이로 인한 유압유의 누설 때문에 완충기가 손상되거나 작동상태가 불량한 경우가 70% 이상이였다. 따라서, 그 이후에는 기계식을 선호하게 되었으며 관련기술의 개발도 이것에 집중되었다. 그러나, 유압식에서보다 더욱 심각한 다음

과 같은 많은 문제점들이 1970년대 후반부터 1980년대 중반까지 설치된 기계식 완충기에서 발생하였다. 내장된 부품의 기능이 마멸(wear)에 아주 민감하고, 스프링이 취성화되어 파손되며, 설치시의 오프셋(offset) 때문에 안내봉(guide rod)이 굴곡되고, 축방향 하중에 아주 민감하며, 설비 자체의 진동에 의하여 부상(bushing)류가 손상되거나, 섭동부의 윤활유가 증발하는 등이다. 이와같은 문제점은 발전소가 정상운전중인 경우에도 배관계에 아주 심각한 손상을 유발시켰다. 한편, 유압식 완충기에서는 유압유가 완전히 누설되어 기능을 상실한 경우일지라도 배관을 구속하지 않기 때문에 정상운전중의 손상은 발생하지 않는다. 이러한 이유 때문에 현재에는 유압식 완충기가 다시 채용되고 있으며,

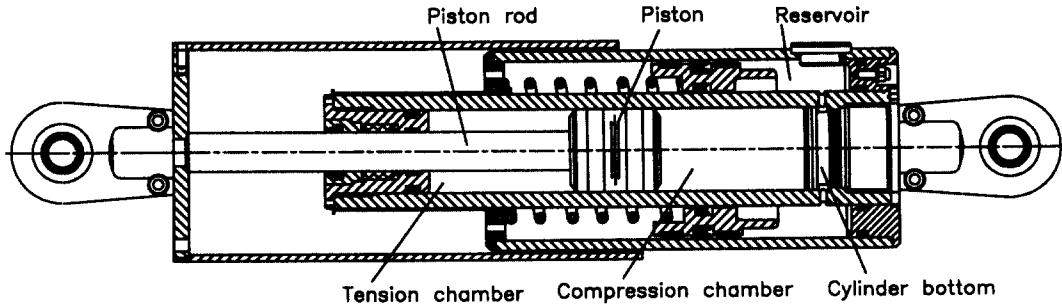


Fig. 1 Schematic of a snubber for power plants.

초기에 발생하였던 유압유의 누설문제는 기술개발과 고품질의 밀봉재 채택으로 해결하였다.

발전소 배관계의 지지에 사용되는 완충기는 일반적인 완충기(shock absorber)와는 달리 특수하게 다음과 같은 조건을 만족해야 된다. 먼저, 발전소의 가동·정지에 따른 열변위와 같이 예견된 변위는 완충기에서 완전히 흡수하여 배관이 구속되지 않도록 해야 된다. 즉, 배관의 변형에 따라 완충기는 무부하인 상태로 변형될 수 있어야 한다. 이와 반대로 지진과 같은 동하중이 작용할 경우에는 하나의 구조물로서 하중을 지지부에 전달하고 배관계의 진동을 억제하는 완충작용을 해야 된다.

현재 국내에서 건설되는 모든 발전소에는 외국에서 전량수입된 유압완충기가 설치되고 있는 실정이다. 이는 완충기가 발전소의 운용에 필수적인 제품임에도 불구하고 핵심부품인 제어밸브의 설계기술이 아직 확립되지 못하고 있기 때문이다. 본 연구에서는 성능이 우수한 제어밸브를 설계하고 이를 사용하여 발전소 배관지지용 유압완충기를 국산화개발코자 한다.

2. 유압완충기의 구조

Fig.1은 본 연구에서 개발코자 하는 발전소 배관지지용 유압완충기의 개략적인 구조를 나타낸 그림으로 압축실(compression chamber), 인장실(tension chamber) 및 유압유 저장실(oil reservoir)의 3개의 오일 저장조와 피스톤, 내·외 실린더 및 제어밸브(control valve) 등으로 구성되어 있다[4]. 이때, 각 유압유 저장조를 연결하는 유로에는 적절한 형태의 제어밸브가 설치되어 있다. 특히, 완충기가 인장과 압축되는 경우 모두에 동일한 기능을 수행할 수 있게 하기 위하여 Fig.2에 나타낸 것과 같이 오리피스(orifice)가 설치된 밸브콘(valve cone)이 피스톤부에 양방향으로 설치되어 있으며 적절한 강성의 스프링이 이들을 지지하고 있다. 배관이 서서히 변형될 경우에는 밸브콘 전후에서의 압력차이가 작기 때문에 Fig.2와 같은 상태가 유지되며, 이때, 유압유는 밸브콘의 오리피스와 밸브콘과 밸브시트(valve seat) 사이의 간극을 통해서 저장조로 유동하므로 완충기는 배관의 변형속도와 동일하게 운동한다. 만일, 배관의 변형속도가 빨라지면 오리피스에서의 유속은 고속이 되어 압력차이가 크게 된다. 따라서, 스프링 힘(spring force)과 마찰력의 합력보다 큰 힘이 밸브콘에 작용하여 Fig.3에 나타낸 것과 같이 밸브콘이

밸브시트에 닿아 밸브가 잠기는 lock-up 상태가 된다. 이 경우, 오리피스와 간극으로의 유로는 차단되지만 배관이 변형하지 않을 때 유압유 저장조간의 압력이 같게 하는 나선형의 우회유로(by-pass)를 밸브시트 외벽에 설치한다. 그러나, 이곳에서의 유동저항은 아주 크기 때문에 유량은 아주 작다. 따라서, lock-up상태에서의 피스톤 속도는 저속이며, 압축되는 저장조의 유체 압력은 급격하게 상승하여 완충기에 작용하는 하중을 지지하게된다. 압축실과 저장실간에도 동일한 기능의 제어밸브가 설치되며, Fig.4에는 이의 lock-up되지 않은 상태를 나타내었다.

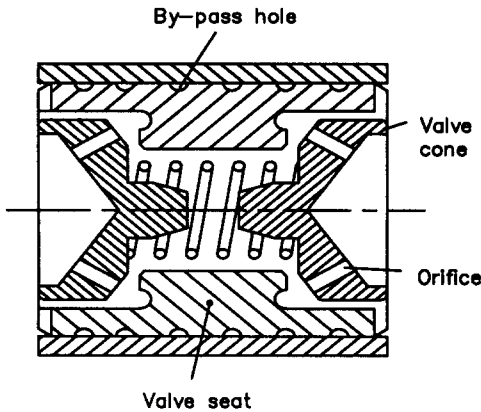


Fig. 2 Control valve at piston in unlock-up condition.

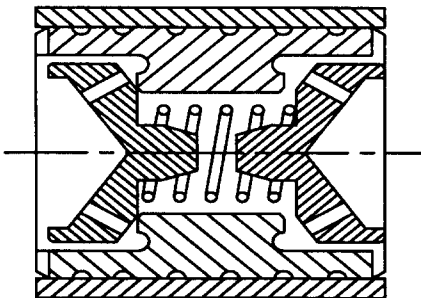


Fig. 3 Control valve at piston in lock-up condition.

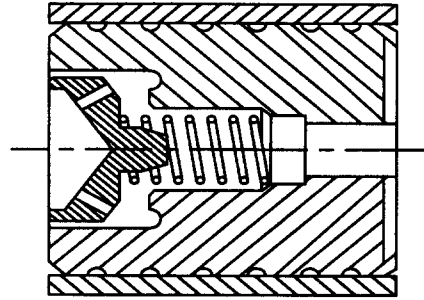


Fig. 4 Control valve at cylinder bottom in unlock-up condition.

3. 이론

3.1 오리피스와 우회유로의 설계

완충기용 제어밸브의 핵심부품인 밸브콘, 밸브시트 및 밸브콘 지지 스프링을 설계하기 위해서 밸브콘 양단면에서의 압력차와 밸브콘에 작용하는 힘을 정확하게 예측해야 된다. Fig.2~Fig.4에서 나타낸 것과 같이 밸브콘의 오리피스와 우회유로에서의 압력강하는 다음의 베르누이 방정식(Bernoulli equation)을 이용하여 구한다.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + h_l \quad (1)$$

여기서, 하첨자 1, 2는 각각 유로의 입구부와 출구부를 의미하며, h_l 은 유동에 따른 유체의 손실수두이다.

오리피스와 우회유로의 단면적은 균일하므로 $V_1 = V_2 = V$ 라고 두면 h_l 은 다음식과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_l = K_1 \frac{V^2}{2g} + K_2 \frac{V^2}{2g} + \lambda \frac{d}{l} \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

여기서, K_1, K_2 는 각 유로의 입구와 출구부에서의 손실계수이고, λ 는 유로에서의 유

체마찰계수로서 층류유동인 경우 레이놀즈 수와의 관계는 다음식과 같다.

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (3)$$

따라서, 식(1)~식(3)으로부터 밸브콘 양단부에서의 압력차이를 구하면 밸브콘에 작용하는 힘은 다음식에서 구해진다.

$$F_c = \Delta P \cdot A_c \quad (4)$$

여기서, A_c 는 밸브콘의 단면적이다.

한편, 밸브콘부에 설치되는 스프링의 압력차이에 의한 압축길이를 δ 라고 할 때, 스프링에 작용하는 힘은 다음과 같다.

$$F_s = k_s(\delta_o + \delta) \quad (5)$$

여기서, k_s , δ_o 는 각각 스프링상수와 초기 압축길이이다. δ 가 허용최대압축길이 δ_s 에 도달하면 밸브콘은 lock-up된다.

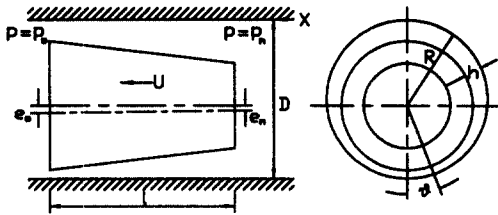


Fig. 5 Theoretical modeling of hydraulic control valve.

3.2 간극에서의 유동해석

밸브콘과 밸브시트 사이의 간극은 밸브콘의 반경에 비하여 대단히 작기 때문에 이곳에서는 박막유동(thin film flow)이 발생한다. Fig.5는 해석을 위한 밸브콘과 밸브

시트에 대한 이론모델로써 테이퍼가 진 밸브콘이 저압측(p_o)과 고압측(p_n) 사이의 밸브시트내에서 편심되어 있다. 이때, 간극에서의 유압유의 운동방정식은 다음식과 같은 레이놀즈 방정식을 만족한다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (6)$$

여기서, η 는 유압유의 점도이다.

밸브콘에 작용하는 압력은 다음과 같다.

$$x = 0, p = p_o ; x = l, p = p_n \quad (7)$$

Fig.5와 같이 밸브콘이 테이퍼지고 편심된 경우, 유막두께는 다음식과 같이 나타내어진다.

$$h = h_o + (h_o - h_n) \frac{x}{l} \quad (8)$$

여기서, h_o , h_n 는 각각 밸브콘 양단에서의 간극의 크기이다.

한편, 간극을 통하는 유량과 밸브콘에 작용하는 마찰력은 각각 다음식에서 구할 수 있다.

$$Q = 2R \int_0^\pi \left(\frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right) d\theta \quad (9)$$

$$F_f = 2R \int_0^\pi \int_0^l \left(\frac{h}{2} \frac{dp}{dx} - \eta \frac{U}{h} \right) d\theta dx \quad (10)$$

주어진 조건에 대한 식(6)의 해석방법은 참고문헌[5-6]에 제시되어있으며, 이로부터 간극을 통하는 유량 및 마찰력을 구할 수 있다.

4. 설계 순서 및 방법

4.1 구조 및 기본사양 결정

완충기의 구조와 피스톤, 피스톤 로드, 실린더 등의 주요부 형상과 대략적인 치수 및 운동속도를 설정한다. 피스톤의 속도는 밸브콘이 밸브시트에 lock-up되지 않은 경우와 lock-up된 경우로 나눈다.

4.2 제어밸브의 설계

앞에서 주어진 조건으로 제어밸브부를 통과하는 유량을 구한다. 이 유량은 밸브콘이 lock-up되지 않은 경우에는 밸브콘의 오리피스와 밸브콘과 밸브시트 사이의 간극을 통하는 유량의 합과 같으며, lock-up된 경우에는 우회유로를 통하는 유량이다. 따라서, 유량으로부터 lock-up되지 않은 경우에는 오리피스의 전단면적과 간극의 크기, lock-up된 경우에는 우회유로의 단면적을 구할 수 있다.

4.3 밸브콘에 작용하는 힘의 계산

핵심부품인 밸브콘의 크기 및 오리피스의 수, 우회유로의 형상 및 길이 등은 3.의 이론해석방법으로 구한다. 즉, lock-up이 되지 않은 경우에는 3.1에서 압력차이에 의하여 밸브콘에 작용하는 힘과 3.2에서 밸브콘에 작용하는 마찰력을 각각 구한다. 한편, lock-up된 경우에는 3.1에서 피스톤에 작용하는 힘을 구한다.

4.4 간극의 크기 결정

3.2의 해석방법으로 간극의 크기를 결정한다. 만일, 간극을 좁게하면 통과유량은 작아지지만 밸브콘에는 큰 마찰력이 작용하며 이와 반대로 간극을 크게하면 마찰력은 작아지는 대신에 유량은 증대된다. 따

라서, 적절한 크기의 간극설정이 제어밸브의 정확한 작동을 위해서 요구된다.

4.5 힘과 유량조건의 확인

이상의 과정에서 계산된 밸브콘에 작용하는 힘과 각 유로를 통하는 유량이 다음 각 경우의 조건을 만족할 때까지 4.2~4.4의 과정을 반복한다.

① lock-up되지 않은 경우 : 밸브콘에 작용하는 압력에 의한 힘이 스프링력과 마찰력과의 합력과 평형이며 저장조간의 유량은 오리피스와 간극을 통하는 유량의 합과 같아야 한다. 이를 식으로 나타내면

$$F_c = F_s + F_f, \quad Q = Q_o + Q_a \quad (11)$$

과 같다. 여기서, Q , Q_o , Q_a 는 순서대로 저장조로 이동하는 유량, 오리피스를 통하는 유량 및 간극을 통하는 유량이다.

② lock-up된 경우 : 피스톤에 작용하는 힘 F_p 은 최대설계하중 W 와 일치하며 유압유는 모두 우회유로를 통한다. 즉,

$$F_p = W, \quad Q = Q_b \quad (12)$$

여기서, $F_p = A_p \Delta P$ 로서 A_p 는 피스톤의 단면적이며, Q_b 는 우회유로의 유량이다.

이상에서 설명한 과정과 방법에 따라서 4.2~4.5의 과정을 반복계산하여 모든 조건을 동시에 만족토록 한다.

5. 제어밸브의 설계

Table 1.에는 피스톤부 제어밸브의 설계 제원을 나타내었다.

Table 1. Design data for snubber.

기호	크기	단위	내 용
F_N	46.0	kN	최대설계하중
V_{pm}	3.20	mm/s	lock-up 직전속도
V_{pl}	1.40	mm/s	lock-up 속도(인장)
V_{pl}	1.05	mm/s	lock-up 속도(압축)
D	55.0	mm	피스톤 직경
d	30.0	mm	피스톤 로드 직경
ρ	970	kg/m ³	유압유 밀도
A_{pc}	111.2	mm ²	밸브콘 단면적
n_p	4	ea	오리피스 수
d_p	0.90	mm	오리피스 직경
l_p	2.70	mm	오리피스 길이
c_p	0.05	mm	간극의 평균간극
A_{bp}	0.52	mm ²	우회유로 단면적
D_p	0.63	mm	우회유로 등가직경
L_p	223	mm	우회유로 길이
k_p	1.68	N/mm	스프링 상수
δ_{sp}	5.40	mm	최대스프링압축길이

5.1 Lock-up되지 않은 경우

완충기가 압축될 때 압축실에서 인장실로 유출되는 최대유량은 다음과 같다.

$$Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) V_{pm} = 5.340 \text{ cc/s} \quad (13)$$

이 유량이 모두 밸브콘의 오리피스를 통과한다고 가정하면 유속은 다음과 같다.

$$V_{op} = 4Q_1 / \pi d_p^2 = 2.10 \text{ m/s} \quad (14)$$

여기서, Q_1 는 오리피스 1개당의 유량이다.

따라서, 오리피스를 통과한 후의 압력강하를 구하면 다음과 같다.

$$\Delta P = 80,130 \text{ Pa} \quad (15)$$

이러한 압력차이는 간극에서의 유동을 발

생시켜 오리피스를 통하는 유량은 줄어들기 때문에 정확한 해석을 위해서는 지금까지의 계산과정을 반복해야 된다. 간극을 통하는 유량을 무시할 경우, 압력차이로 인하여 밸브콘에 작용하는 힘은 다음과 같다.

$$F_c = \Delta P \cdot A_{pc} = 8.91 \text{ N} \quad (16)$$

한편, lock-up된 상태에서 밸브콘에 작용하는 스프링력과 마찰력은 다음과 같다.

$$F_s = 9.07 \text{ N}, \quad F_f = 0.15 \text{ N} \quad (17)$$

식(16)과 식(17)의 결과에서, 주어진 설계속도에 대하여 밸브콘은 lock-up되지 않은 상태이므로 지금까지의 설계가 타당함을 알 수 있다. 한편, lock-up되지 않은 상태에서의 인장속도와 압축속도는 같으므로 결과도 동일하다. 한편, bottom부에서는 완충기가 압축되는 경우에만 제어밸브가 작동하며 설계방법은 피스톤부에서와 동일하다.

5.2 Lock-up된 경우

이 경우, 오리피스와 간극을 통하는 유로는 모두 차단된 상태이므로 유압유는 밸브시트의 원주상에 설치된 나선형 우회유로를 통해서 유동한다.

압축행정시 우회유로에서의 유속, 밸브시트 양단에서의 압력차는 각각

$$V_{bp} = \frac{Q}{A_{bp}} = 3.370 \text{ m/s} \quad (18)$$

$$\Delta P = 20.57 \text{ MPa} \quad (19)$$

와 같다. 따라서, 밸브콘이 lock-up된 경우에 완충기가 지지할 수 있는 힘은

$$F_N = A_p \Delta P = 48.9 \text{ kN} \quad (20)$$

이다. 한편, 인장행정에서의 압력차이와 완충기에 걸리는 하중은 각각 다음과 같다.

$$\Delta P = 27.38 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$F_N = (A_p - A_r) \Delta P = 45.7 \text{ kN} \quad (22)$$

이 결과에서 완충기가 지지할 수 있는 최대하중은 48.9kN이며 이는 설계하중 46kN과 근사하다.

이상에서 제시한 설계 과정과 방법을 사용하여 발전소 배관지지용 유압완충기를 성공적으로 개발하였으며 시제품을 전시하였다.

5. 결론

본 논문에서는 발전소의 배관지지용으로 사용되고 있는 유압완충기를 개발하기 위하여 이의 핵심부품인 제어밸브를 설계하는 이론적인 해석방법을 제시하였으며 해석결과를 사용하여 성능이 우수한 유압완충기를 성공적으로 개발하였다. 따라서, 본 논문의 결과는 다양한 형태의 유압완충기의 국산화개발에 유용하게 사용될 수 있을 것으로 예상된다.

참고문헌

1. ASME, Operation and Maintenance of Nuclear Power Plant, ASME/ANSI OM-1987 Part 4, Examination and Reformance Testing of Nuclear Power Plant Dynamic Restraints (Snubber), 1987.
2. Brown, D. P. et al., Results of LWR

- Snubber Aging Research, NRC Final Report No. RP3182-1, 1992.
3. Nitzel, M. E. et al., Dynamic Qualification and Testing of Large Bore Hydraulic Snubber, NRC Final Report No. A6837, 1992.
4. Snubber Maker's Catalogue.
5. 박태조, 이정오, 그루브를 한 유압 피스톤 펌프의 피스톤에 작용하는 축력의 해석, 한국윤활학회지, 제8권, 제2호, pp.44-49, 1992.
6. 이정오, 박태조, 피스톤 형상이 유압 피스톤 펌프·모터의 윤활특성에 미치는 영향, 한국윤활학회지, 제10권, 제3호, pp.47-53, 1994.
7. Dransfield, P. and Bruce, D.M., Leakage Flow rate past Pistons of Oil Hydraulic System Components, *J. of Aircraft*, Vol.5, pp.156-160, 1967-68.
8. Etsion, I. and Pinkus, O., The Hydrodynamics of a Plug Bearing, *Trans. ASME, J. of Lub. Tech.*, Vol.98, pp.433-440, 1976.