

흡음장치를 내장한 고전압 퓨즈홀더의 최적설계에 관한연구

진영준[†] · 이해원^{*} · 황유섭^{**}

충주대학교 항공기계설계학과 · ^{*}썬스타 알앤씨 · ^{**}충주대학교 제어계측공학과
(2010. 5. 23. 접수 / 2011. 1. 22. 채택)

Optimum Design of High Voltage Fuse Holder with a Built-in Acoustic Absorber System

Yeung-Jun Jin[†] · Hae-Won Lee^{*} · Yu-Sub Hwang^{**}

Department of Aeronautical & Mechanical Design Engineering, Chungju National University
^{*}SunStar R&C

^{**}Department of the Control & Instrument Engineering, Chungju National University

(Received May 23, 2010 / Accepted January 22, 2011)

Abstract : Noise and vibration are likely to disturb the sensory system of human body leading to psychological stress and thereby property damage. In this research, a cut out switch(COS) with a built-in acoustic absorber along with a COS fuse broken was developed to reduce percussion noise. This new system is based on a design approach that combines existing absorber systems: expansion type, resonator type, and acoustic absorber type silencer. The noise performance of the new system was simulated using the SYSNOISETM software under optimized parameters: the diameter of perforated plate 2 mm, the plate thickness 3 mm, the width of expansion room 25 mm, the impinging vortex room 14 mm, and the noise absorption room 10 mm. The results showed that it reduced noise by approximately 41.1 dB compared to the current systems available in the market. Furthermore, it showed reduced noise by approximately 12 dB more than a product with an acoustic absorber of the Fault Tamer(USA).

Key Words : COS fuse, acoustic absorber system, noise reduction, transmission loss

1. 서론

최근 환경부의 환경 분쟁 조정위원회 발표에 의하면 우리나라 국민의 전체 환경 분쟁 조정에서 소음 및 진동으로 인한 분쟁¹⁾이 86%를 차지하는 것으로 발표되고 있다. 이와 같은 소음 및 진동 문제는 수질, 대기 토양 및 폐기물 오염 발생과는 달리 인체의 감각에 쉽게 정신적 및 재산적인 감각을 느낄 수 있기 때문에 앞으로도 더 많은 분쟁이 발생될 것으로 판단된다.

소음 및 진동공해²⁾는 한국전력공사의 배전선로의 각종 설비 동작 및 노후 등에 의해서도 발생하며, 특히 Fig. 1에 나타난바와 같이 변압기 보호 목적으로 사용되는 고전압 COS(Cut out switch) 퓨즈는 정격전압 25,000 V로 인가된 상태에서 전류공

급이 10 kA 이상 되면 퓨즈가 용단되어 전류를 차단하도록 설계되어 있다.

그러나 COS퓨즈 용단시 발생하는 충격성 소음의 세기는 대개 타이어 펑크음 또는 총기류 발사음(약 150 dB(A)) 이상의 높은 소음 수준으로 주변 지역 거주자나 보행자들에게 큰 충격을 가할 뿐만 아니라 변압기나 애자와 같은 주변 구조물을 진동 및 파괴시키는 주요 요인³⁾으로 작용하고 있다. 그러나 이와 관련한 국·내외 규정들은 충격성 소음의 허용기준만 명시되어 있을 뿐 소음원을 기준으로 소음의 직접적인 피해를 받는 수음자의 위치는 고려되지 않는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 친환경 측면에서 충격성 소음을 최대한 줄일 수 있는 흡음장치를 내장한 퓨즈 홀더(Fuse holder)를 개발하고자 한다. 흡음기 구조 설계는 다공 판의 홀 직경, 판 두께, 흡음실, 와류실 및 흡착 소음실 등의 변수들에 대해 SYSNOISE를 이용한 음향해석과 더불어 실험계획법을 적용

[†]To whom correspondence should be addressed.
yjjin@cjnu.ac.kr

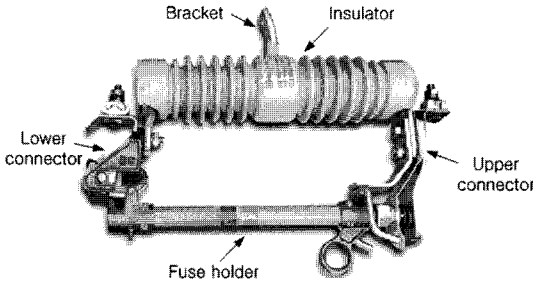


Fig. 1. Configuration of high voltage COS fuse.

하여 퓨즈홀더의 최적 설계조건을 도출하고, 또한 흡음기가 부착된 퓨즈홀더 시작품을 제작하여 소음저감의 효과를 평가하고자 한다.

2. 음향해석의 경계조건

흡음기의 성능은 크게 삽입손실(Insertion loss, IL), 동적 삽입손실(Dynamic Insertion Loss, DIL) 그리고 투과손실(Transmission Loss, TL)로 구분⁴⁾할 수 있다. 본 연구에서는 입사된 음향파위의 비로 표현되어지는 투과손실 방식으로 Fig. 2와 같이 인입부와 배출부에 경계조건을 적용하여 흡음기의 성능을 평가하였다.

2.1. 투과손실(Transmission loss, TL) 경계조건

투과손실, TL은 흡음기의 입구에 입사된 음향파 위레벨(Sound power level, PWL)에서, 하류 측에 전달된 PWL을 뺀 값으로 정의되어지며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$TL = PWL_{in} - PWL_{out} \quad (1)$$

여기서, 상태변수를 음압(Sound pressure)과 속도(Velocity)로 하고, 전달행렬은 입구 쪽 압력/속도와 출구쪽 압력/속도를 알면 내부데이터를 측정하지 않고도 전체적인 상태를 알 수 있는 4단자 정수(Four-pole parameter)⁵⁻⁷⁾를 사용하였으며 이외의 관계는 식 (2), (3)과 같이 나타난다.

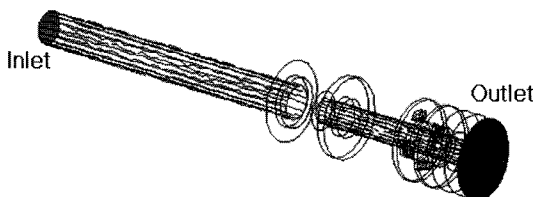


Fig. 2. Boundary condition for COS fuse holder.

$$\begin{bmatrix} P_n \\ V_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{n-1} \\ V_{n-1} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$A_{11} = \left. \frac{P_i}{P_o} \right|_{V_o=0}, A_{12} = \left. \frac{P_i}{V_o} \right|_{P_o=0}, \\ A_{21} = \left. \frac{V_i}{P_o} \right|_{V_o=0}, A_{22} = \left. \frac{V_i}{V_o} \right|_{P_o=0} \quad (3)$$

먼저, 출구속도가 0인 경계조건을 주어 입구와 출구의 노드 점에서의 압력과 속도 값으로 A_{11} 과 A_{21} 을 구하고, 두 번째 해석에서는 출구압력을 0으로 하여 A_{12} 와 A_{22} 를 구한다. 투과손실은 식 (4)와 같이 표현된다.

$$TL = 20 \log \left[\frac{1}{2} \left(A_{11} + \frac{A_{12}}{\rho_0 c_0} + A_{21} \times \rho_0 c_0 + A_{22} \right) \right] + 10 \log \left(\frac{S_i}{S_o} \right) \quad (4)$$

여기서 ρ_0 : 공기밀도(Air density)

c_0 : 음속(Sound velocity)

S_i : 인입부 튜브 면적(Inlet tube area)

S_o : 배출부 튜브 면적(Outlet tube area)

2.2. 소음저감(Noise reduction)경계조건

소음저감(NR)은 흡음기의 인입부와 배출부쪽에서의 음압레벨(Sound Pressure Level, SPL)을 뺀 값으로 정의되어지며 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$NR = SPL_1 - SPL_2 \quad (5)$$

3. SYSNOISE에 의한 음향해석

3.1. 음향해석의 흐름도

본 연구에서는 SYSNOISE에 의한 충격성 소음에 대한 음향해석 절차는 먼저 Pro/E에서 3D 모델링을 수행한 후, 음향해석에 필요한 형상을 ANSYS에서 내부 공간에 대한 FEM-Mesh를 생성하였다. 해석에 필요한 음향 매체는 공기로 가정하였으며, 투과손실(Transmission loss, TL) 경계조건과 소음저감(Noise reduction, NR) 경계조건을 각각 정의하였다. 또한 다공 플레이트의 균질성 임피던스 경계조건을 부과해서 연속성을 가진 것으로 대체시키면서 음향해석을 수행하였다. Fig. 3은 SYSNOISE를 이용하여 충격성 소음 해석을 위한 순서도를 나타내고 있다.

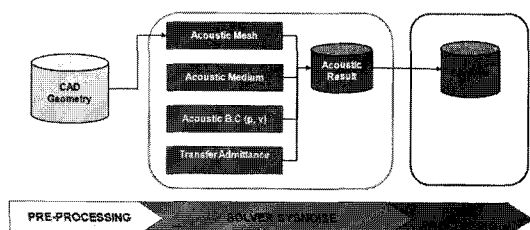


Fig. 3. Flow chart of the noise analysis by SYSNOISE.

3.2. COS 퓨즈홀드 모델링

기존 COS는 크게 퓨즈 홀더, 상부 접속자와 하부 접속자로 구성되어 있으며, 퓨즈를 감싸고 있는 퓨즈 홀더는 내후성, 내열성 및 내식성이 강한 FRP 합성수지로 제작되어 있다. 또한 COS 퓨즈 용단시 발생하는 절연성 가스(Deionizing gas)를 방출하기 위해 한쪽은 막혀있고, 다른 한쪽은 열려있는 대기 개방형으로 구성되어있다. 본 연구에서는 COS 퓨즈홀드의 충격소음 저감을 위해 후미 부분에 4가지 형태의 흡음장치를 부착하여 음향해석을 수행하여 비교하였으며, Fig. 4는 흡음장치가 부착된 퓨즈홀더 형태를 각각 나타내고 있다.

A형상의 흡음장치는 반사형 소음기 구조와 출구 쪽 다공 플레이트 부분을 투과하는 구조의 형상이며, B형상은 다공판 소음기 구조와 출구 쪽 다공 플레이트 부분을 투과하는 구조, C형상은 반사형 소음기 구조와 3단 플레이트 부분의 투과 손실을 이용한 구조, 그리고 D형상은 반사형 구조와 다공판의 구조를 병합한 형태로 4단 플레이트부분의 투과 손실을 이용한 구조를 각각 나타내고 있다.

3.3. SYSNOISE에 의한 음향해석결과

SYSNOISE에서 퓨즈홀드의 음향흐름을 파악하기 위해 3D 모델링 한 A, B, C 및 D형상의 내부

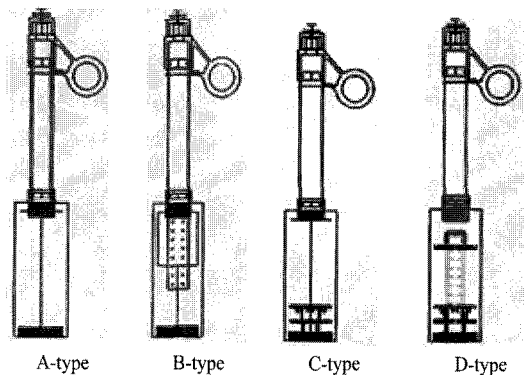


Fig. 4. Types of COS fuse holders.

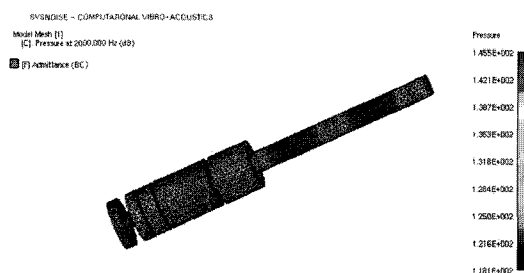


Fig. 5. The result of D-type COS by SYSNOISE simulation.

빈 공간을 FEM-Mesh를 생성하였으며, Fig. 5에 일례를 나타내었다. 여기서 음향 매체는 공기로 가정하였으며, 공기의 밀도(Mass density)는 1.255 kg/m^3 , 음향속도(Sound velocity)는 $0.34000 \times 10^3 \text{ m/s}$ 로 각각 정의하였다.

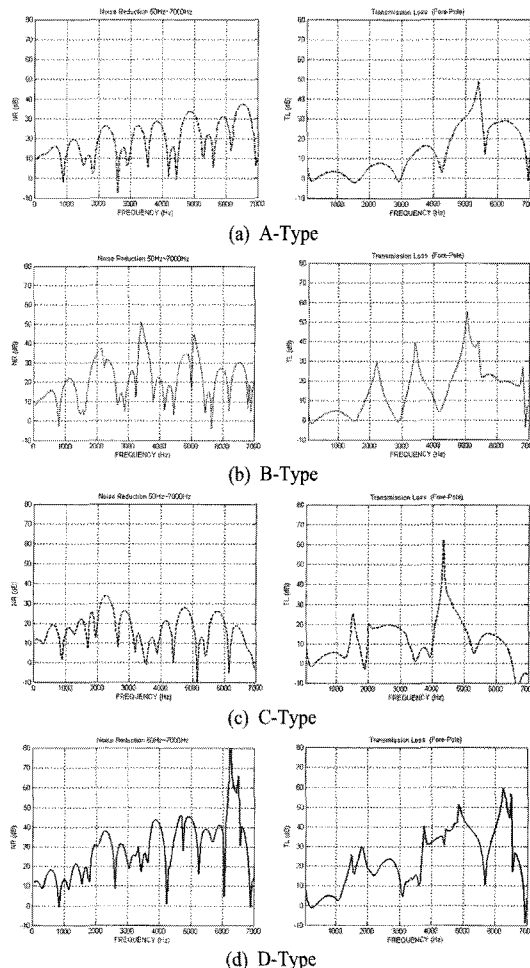


Fig. 6. The relationship between NR and TL for each types.

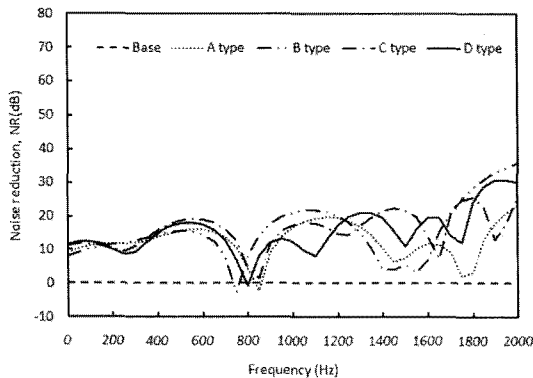


Fig. 7. The relationship between NR and frequency for each type.

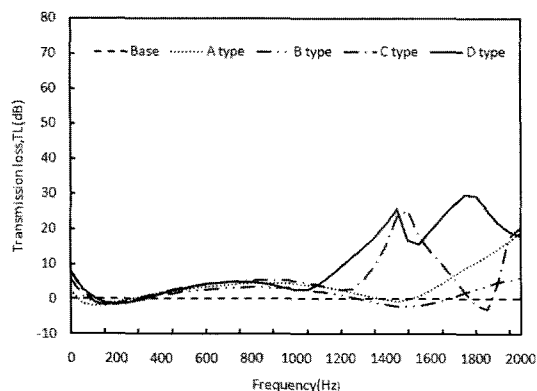


Fig. 8. The relationship between TL and frequency for each type.

Fig. 6에서는 A, B, C 및 D 형태에 대해 COS 퓨즈 용단시 발생하는 충격성 소음의 특성을 평가하기 위해 SYSNOISE를 이용하여 소음저감(NR) 및 투과손실(TL)에 대한 특성을 시뮬레이션한 결과를 나타내고 있다. 또한 충격소음의 청역범위를 중·저주파음역인 2,000 Hz 이하에서 4가지 형태의 퓨즈홀더에 대하여 소음저감(NR) 및 투과손실(TL)을 비교한 결과를 Fig. 7과 8에 각각 나타내었다.

본 연구에서는 퓨즈홀더 구조에 따른 소음효과를 비교한 결과, 먼저 기존 상용제품을 0으로 가정하고 A 형태의 퓨즈홀더의 경우 상용제품을 기준으로 약 5.2 dB 정도 소음이 저감되고, B형태와 C 형태는 약 18.7 dB과 20.4 dB 정도 소음이 각각 저감되었다. 또한 D 형태서는 약 29.7 dB 정도의 소음 저감현상이 나타나고 있었다.

따라서 반사형 구조와 다공관의 구조를 병합한 형태로 4단 플레이트를 적용한 D형태의 흡음기 구조가 다른 모델에 비해 소음 저감 효과가 크게 나

타나는 것으로 판단된다.

4. 실험계획법에 의한 최적조건

본 연구에서 여러 가지 변동요인에 영향을 가장 적게 받는 제품과 공정설계를 최적화시킬 수 있는 통계적 실험계획법(Design of experiments)⁸⁾을 이용하여 흡음기 구조의 최적설계조건을 산출하였다. 흡음장치의 최적설계조건 선정에 위한 실험계획은 잡음인자와 시험조건 결정, 목적함수 설정, 제어인자 수준 결정, 행렬실험, 결과분석 및 최적조건 결정 등의 순서로 진행하였다.

흡음기 구조의 여러 인자들 중에서 홀 직경(A), 판 두께(B), 흡음실 판 사이거리(C), 와류실 판 사이거리(D) 그리고 흡착소음실 판 사이거리(E)의 5가지 인자가 고전압 퓨즈 용단 시 발생하는 충격성 소음저감의 주요변수로 가정하였으며, Fig. 9는 흡음기 구조의 주요 인자들에 대한 설명을 나타내고 있다. 또한 이들에 대한 효과를 결정하기 위한 각 인자에 대한 실험영역으로 각각 4가지 수준씩 선정하여, Table 1에 나타내었다.

음향파워(Sound power)의 투과 손실(TL)이 클수록 흡음기의 성능이 좋은 것으로 평가되며, 식 (6)과 같은 망대특성(Larger the better characteristic)을 적용하여 SN비(Signal to noise ratio)를 계산하였다.

Table 1. Factor and levels used in experiment (mm)

Control factor	Level			
	1	2	3	4
A: Hole diameter	1	2	3	4
B: Thickness	1	3	5	7
C: Sound absorption room	20	25	30	35
D: Vortex room	14	08	10	12
E: Noise absorption room	12	13	10	11

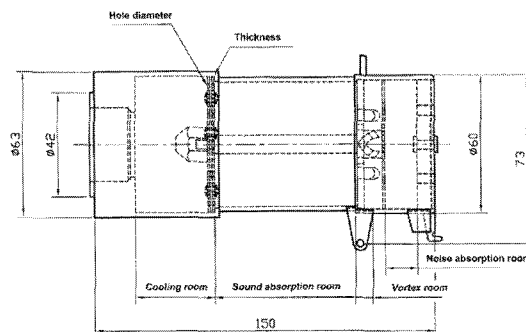


Fig. 9. Schematic of the acoustic absorber system.

Table 2. Orthogonal arrays and measured number n_i

Exp.No	Column No					n_i (dB)
	1	2	3	4	5	
1	1	1	1	1	1	22.35
2	1	2	2	2	2	23.69
3	1	3	3	3	3	19.37
4	1	4	4	4	4	-10.46
5	2	1	3	2	4	22.79
6	2	2	4	1	3	25.48
7	2	3	1	4	2	24.35
8	2	4	2	3	1	25.80
9	3	1	4	3	2	13.06
10	3	2	3	4	1	24.14
11	3	3	2	1	4	24.24
12	3	4	1	2	3	20.09
13	4	1	2	4	3	22.48
14	4	2	1	3	4	23.46
15	4	3	4	2	1	06.02
16	4	4	3	1	2	14.49

목적함수(n_i)는 각 실험별 SN비를 나타내고 있다.

$$\eta_i = -10\log_{10}(\text{품질특성역수의 제곱평균}) \quad (6)$$

$$= -10\log_{10}\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \frac{1}{y_i^2}\right]$$

16회의 행렬실험에서 측정된 결과 값을 Table 2에 나타내고 있으며 n_i 로부터 공정인자의 효과를 추정하는 방법은 Table 1에 나타난 인자수준에 의해 정의되는 실험영역에 대한 n_i 의 전체평균(m)은 다음과 같이 주어진다.

$$m = \frac{1}{16} \sum_{i=1}^{16} \eta_i = \frac{1}{16} [\eta_1 + \eta_2 + \dots + \eta_{16}] \quad (7)$$

따라서 전체평균(m)은 전체 실험영역에 걸쳐 균형된 전체평균이 된다.

본 연구에서는 5가지 인자들의 각 수준에서의 평균 n_i 결과를 Table 3에 나타내고 있다. 또한 각 인자의 개별효과인 주효과를 비교하기 위하여 각 변수 요인 분석도를 Fig. 10에 나타낸 결과, 각 변수별 최적수준을 구하면 $A_2B_2C_2D_1E_3$ 이고, 그중 특성치에 민감한 설계변수는 홀 직경 A, 판 두께 B, 흡음실 판 사이거리 C임을 판단 할 수 있었다.

실험계획법에서 측정된 16개의 설계조건을 기준으로 SYSNOISE에서 해석한 결과를 Fig. 11에 나타

Table 3. Control factor and levels (unit: mm)

Control factor	Level			
	1	2	3	4
A: Hole diameter	13.74	24.61	20.38	16.61
B: Thickness	20.17	24.19	18.50	12.48
C: Sound absorption room	22.56	24.05	20.20	08.53
D: Vortex room	21.64	18.15	20.42	15.13
E: Noise absorption room	19.58	18.90	21.86	15.01

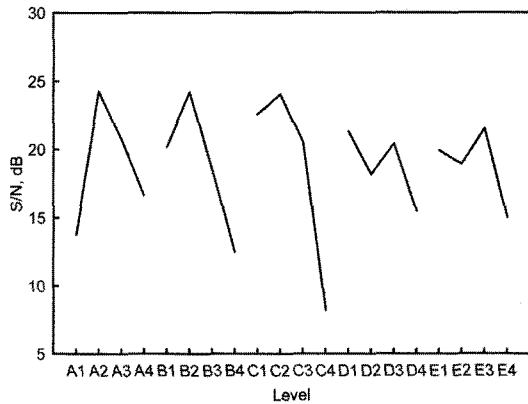


Fig. 10. S/N ratio graph based on Table 4.

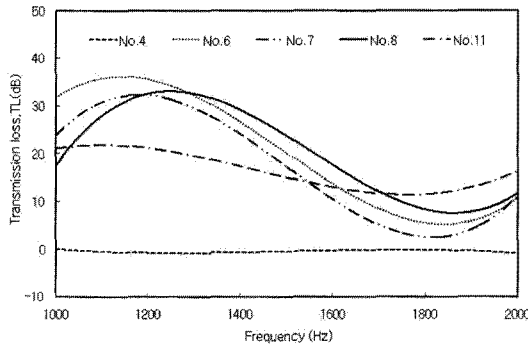


Fig. 11. The optimum design conditions by design of experiments.

내고 있으며, 중, 2,000 Hz 이하 중·저주파구간에서 충격성 소음 저감효과에 영향을 미치고 있는 4개의 모델과 소음저감 효과에 영향을 미치지 못하는 1개의 모델을 도출하였다.

5. 시작품 제작 및 성능평가

5.1. 시작품 제작

본 연구의 흡음장치 시작품은 실험계획법에 의해 최적설계조건인 $A_2B_2C_2D_1E_3$ 에 기초를 두고 제작하였다. COS 퓨즈 용단 시 발생하는 충격성 소

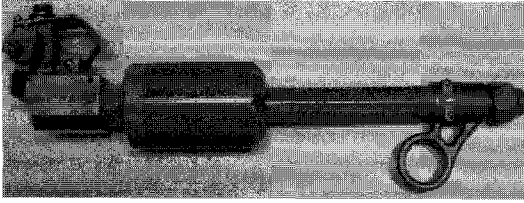


Fig. 12. COS fuse holders with a built in absorber system,

음과 강력한 아크(Arc)가 흡음기 내부로 인입되면, 먼저 냉각실(팽창형)에서 관로를 확대시켜 음에너지 밀도를 희박하게 유도시킨다. 또한 다공 판을 통하여 빠져나온 고온, 고압 및 소음은 흡음실에서 스테인리스 울(Stainless wool)을 조밀하게 구성하여 소멸시키며, 또한 음파의 통로를 분지하여 소음을 감소하는 와류 실을 거친 후 마지막으로 흡착 소음 실에서는 고온의 배출가스에 내구성이 있는 알루미늄 실리카(Aluminium silica)를 이용하여 충격성 소음을 저감시킬 수 있도록 구성되어 있다. 또한 흡음기 내부는 높은 절연성을 가진 테프론(Teflon)을 이용하여 퓨즈를 보호할 수 있는 관을 만들어 단락 시 2차 충격이 발생하는 것을 방지하였다.

흡음기의 재질은 기존 퓨즈 홀더와 동일한 재질인 FRP재질을 사용하였으며, 소음기 부분의 탈부착을 용이하게 하기 위해 나사산으로 체결하는 방식을 적용하였다. 내부의 다공 판은 알루미늄을 이용하여 제작하였으며, 시작품은 한국전력공사 구매시방서에 명시되어 있는 규격에 따라 제작하여 COS의 후단부에 장착하였다. Fig. 12는 흡음기가 부착된 COS 시작품의 형상을 나타내고 있다.

5.2. COS 퓨즈의 성능평가

본 연구에서는 제안된 흡음장치를 장착한 COS의 소음 성능평가를 위한 단락시험은 KOLAS인정 공인시험기관인 LS산전(주) 부설 전력시험기술센터에서 시행하였으며, 실험방법은 한국전력공사 표준구매시방서(ES 151-961) 기준에 따라 진행하였다.

Fig. 13에 나타낸바와 같이 5 m 광관전주에 시작품을 장착하고 COS 퓨즈로부터 2 m, 4 m 떨어진 지점에 충격성 소음의 음압을 각각 측정하여 비교실험을 수행하였다. 먼저, 기존 사용제품 COS 퓨즈는 용단시 소음의 크기가 원음으로부터 2 m, 4 m에서 138 dB, 134 dB로 각각 나타나며, 또한 미국 S&C社의 흡음기가 부착된 Fault Tamer(USA)를 측정된 결과, 원음으로부터 111.1 dB과 104.4 dB로 각각 측정되었다.

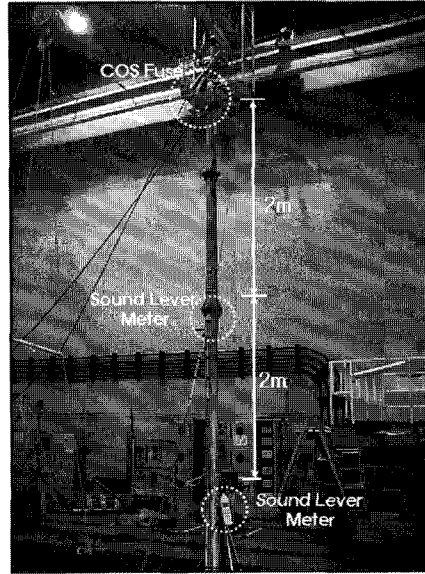


Fig. 13. The measurement system for short current of COS fuse.

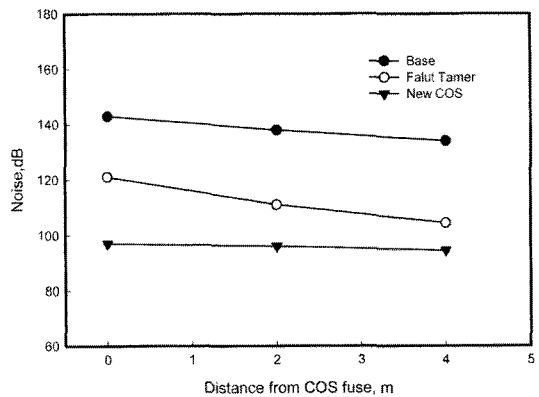


Fig. 14. Relationship between noise and distance from COS fuse.

본 연구에서 개발한 시작품의 경우는 원음으로부터 96 dB, 94 dB로 나타났으며, Fault Tamer 제품과 기존사용제품에 비해 약 12 dB과 41 dB 정도의 소음이 저감됨을 알 수 있었다. 또한 COS퓨즈 용단시 원음의 음압레벨(La)은 식 (8)⁹로 추정하였다.

$$L_a = SPL_1 - SPL_2 = (PWL - 10 \log S_1) - (PWL - 10 \log S_2) \quad (8)$$

여기서 SPL_1 , SPL_2 는 음원으로부터 r_1 , r_2 떨어진 지점의 음압레벨, 또한, S_1 , S_2 는 거리 r_1 및 r_2 를 반경으로 한 음선에 수직하는 구의 표면적으로 식 (9)

와 같이 표현되며 이결과를 Fig. 14에 나타내었다.

$$L_o = 10\log\left(\frac{S_2}{S_1}\right) = 10\log\left(\frac{r_2}{r_1}\right)^2 = 20\log\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \text{dB} \quad (9)$$

6. 결론

본 연구에서는 흡음장치를 장착한 고전압 퓨즈 홀더 개발에 관한 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) SYSNOISE에 의한 음향해석 결과, 흡음기 구조는 반사형 구조와 다공관의 구조를 병합한 4단 플레이트를 구조가 소음저감에 효과적으로 나타났다.

2) 실험계획법에 의해 흡음기 구조의 최적설계 조건은 A₂B₂C₂D₁E₃로 나타났으며, 이는 홀 직경(∅)는 2 mm, 판 두께는 3 mm, 흡음실 판 사이거리는 25 mm, 와류실 판 사이거리는 14 mm 그리고 흡착 소음실 판 사이거리는 10 mm 소음저감효과에 있어 최적조건으로 도출되었다.

3) 시작품 제작 시 외부 재질은 FRP 재질을 사용하였고, 흡음기의 탈부착이 용이하도록 나사산으로 체결하는 방식을 적용하였다. 내부 재질을 알루미늄으로 제작할 경우 퓨즈 용단 시 발생하는 아크와 고온에 의해 내부부품이 용융되는 현상을 테프론을 사용하여 부품 손상을 방지할 수 있었다. 또한 흡음실에 스테인리스 울을 사용하여 흡음기능을 보완하였다.

4) 시작품에 대한 성능평가를 수행한 결과, 상용제품의 경우 원음으로부터 2 m, 4 m 거리에서 138 dB, 134 dB, 흡음기가 부착된 Fault Tamer(USA)의 경우 111.1 dB과 104.4 dB로 측정되었으며, 본 연구에서 개발한 시작품은 96 dB과 94 dB가 각각 측정되어 상용제품과 Fault Tamer에 비해 약 41 dB와 12 dB 정도로 소음저감 현상이 각각 나타났다.

참고문헌

- 1) 중앙환경분쟁조정위원회, “분쟁조정사례집”, 제 13집, pp. 3~7, 2004.
- 2) 노동부, “화학물질 및 물리적 인자의 노출기준”, 제2002-8호, pp. 4~57, 2002.
- 3) Environmental protection agency(office of noise abatement and control), “Information on Levels of Environmental Noise Requisite to Protect Public Health and Welfare with an Adequate Margin of Safety”, pp. 10~16, 1974.
- 4) Harold, W. L., William, S. G., Harold, A. E., “Noise control for Engineers”, McGraw-Hill Book Company, pp. 73~74, 1980.
- 5) ASTM Standards E1050-98, “Standard Test Method for Impedance and Absorption of Acoustical Material Using A Tube, Two Microphones and A digital Frequency Analysis System”, E1050-98, 1998.
- 6) Sullivan, J. W., Crocker, M. J., “Analysis of concentric tube resonators with perforations”, LMS international, pp. 3~11, 2001.
- 7) Mechel, F. P., “Design charts for sound absorber layers”, J of ASA, Vol. 83, No. 3, pp. 1002~1013, 1988.
- 8) Ku, K. J., Rao, S. S. and Chen, L., “Taguchi aided search method for design optimization of engineering system”, Engineering optimization, Vol.30, pp. 1~23, 1998.
- 9) 정일록외 3인, “최신소음·진동”, 신광문화사, pp. 30~31, 2006.