

〈技術論文〉

공기감쇠기의 최적설계와 세탁기에의 응용

양보석* · 이재무** · 하증훈*** · 안병하***

(1993년 9월 3일 접수)

Optimal Design of Air Dampers Applied on Wash Mechines

Bo-Suk Yang, Jae-Moo Lee, Jong-Hun Ha and Byung-Ha Ahn

Key Words: Vibration(진동), Air Damper(공기감쇠기), Nonviscous Type(비점성식), Damping(감쇠), Optimum Design(최적설계), Automatic Washer(전자동 세탁기)

Abstract

Air damper has a great advantage that is independent of temperature change. This paper presents an analytical approach and an application for designing nonviscous air damper with a piston and a cylinder. The objective functions for optimum design is damping coefficient and is maximized by changing two design variables that are length between piston and cylinder and orifice diameter. A digital computer program was developed which determines optimal air damper configuration for maximum damping coefficients. The results were applied to the automatic washer and are confirmed to be valid for the range of operating conditions.

기 호 설 명

A_d	: 오리피스 단면적	Q_m	: 단위시간당 공기의 유동질량
A_o	: 스너버 캡(cap)과 피스톤 사이의 틈새 면적	T	: 주기
A_p	: 피스톤 단면적	t	: 시간
C	: 감쇠계수	U	: 목적함수
\bar{C}	: 무차원 감쇠계수	y	: 피스톤 변위
C_o, C_d	: 유량계수	y_0	: 피스톤 진폭
c_1	: 스너버 캡과 피스톤 사이 틈새	α	: 유량 저항계수
d_o	: 오리피스직경	γ	: 비열비(=1.4)
h_p	: 스너버 캡상부와 피스톤 사이의 거리	ρ	: 실린더 내부의 공기밀도
K	: 강성계수	ρ_0	: 대기압에서의 공기밀도
\bar{K}	: 무차원 강성계수	ω	: 피스톤 진동수
N_1, N_0, N_i	: 무차원상수		
p	: 실린더 내부의 공기압력		
p_0	: 대기압		

1. 서 론

공기의 탄성과 점성을 이용한 방진기로서 공기 스프링과 공기감쇠기가 사용되고 있다. 공기스프링은 자동차용 고무타이어 등과 같이 산업에 널리 사용되고 있으나 공기감쇠기에 관해서는 연구가 적

*정회원, 부산수산대학교 기계공학과

**부산수산대학교 대학원

***정회원, 주 금성사 생활시스템연구소

고, 사용실적도 거의 없다. 그러나 공기감쇠기는 다른 감쇠기, 예를 들어 기름감쇠기(oil damper)와 자기감쇠기(magnetic damper)에 비해서 감쇠력의 온도변화가 극히 적고 게다가 경년변화가 없으며 보수가 용이한 것 등의 좋은 이점을 가지고 있다.⁽¹²⁾

이와 같은 공기감쇠기가 보급되지 않은 배경에는, 특히 정밀한 공작을 필요로 하는 것과 더불어서 이론해석과 각 설계변수들에 대한 최적치의 결정이 정비되지 않았다는 것을 들 수 있다. 따라서 신뢰할 수 있는 최적설계가 주어진다면, 방진기로서 넓은 응용범위를 갖고 있다고 할 수 있다.

공기감쇠기는 유체가 좁은 유로를 흐를 때 발생하는 마찰손실 압력을 감쇠력으로 이용하는 점성형 감쇠기와, 유체가 유로에 유입할 때 정압에서 동압으로 변환되는 압력을 감쇠력으로 이용하는 동압형(비점성식) 감쇠기로 구별된다. 전자는 진동속도에 비례하는 감쇠력이 얻어지는 이점이 있으나 공기의 점도가 기름 등에 비해 매우 낮으므로 기름감쇠기에 비해 감쇠력이 매우 낮다. 후자는 유로의 출구에서 생기는 대류 소용돌이에 의한 압력저하를 이용하고, 진동속도의 거의 제곱에 비례하는 감쇠력이 얻어지며 통상 오리피스를 설치하고 있고 진동수 뿐만 아니라 진동진폭에도 의존하는 특성을 갖고 있다.⁽³⁾

따라서 본 연구에서는 세탁기용 스너버(snubber)를 공기감쇠기로 병용하여 세탁기의 진동을 저감하고자 하는 시도로서 기본적인 피스톤-실린더형의 동압형 공기감쇠기에 대한 이론해석⁽¹⁾을 이용하여 감쇠계수 및 강성계수를 유도하고, 최적설계를 수행하여 공기감쇠기의 응용에 도움이 되도록 하였다. 그리고 실제 세탁기용 스너버 부분에 오리피스를 설치하고 오리피스직경에 따른 진폭특성을 실험하고, 이론결과와 비교하여 그 효용성을 입증하였다.

2. 이론해석

2.1 해석모델 및 운동방정식

비점성식 공기감쇠기의 해석을 위해 다음과 같은 조건을 가정한다.

- (1) 공기의 상태변화는 단열변화이다. ($\gamma=1.4$)
- (2) 피스톤 측벽에 작용하는 마찰저항은 무시한다.
- (3) 공기의 점성저항은 무시한다.

피스톤이 변위 $y(t)=y_0\sin\omega t$ 로 진동하면, 실린더내의 공기밀도와 압력이 ρ 와 p 로 변화한다. 이때 공기의 상태방정식은

$$\frac{p}{p_0} = \left[\frac{\rho}{\rho_0} \right]^\gamma \tag{1}$$

로 표현되고, 여기서, p_0 와 ρ_0 는 각각 대기압과 대기압에서의 공기밀도이고, γ 는 비열비이다. 연속방정식은

$$\rho_0 A_p h_p = \rho A_p (h_p - y) + \int_0^t Q_m dt \tag{2}$$

로 되며, 식(2)의 우변 제2항은 피스톤의 운동에 의해 유로를 통해 외부로 유출되는 공기의 질량을 나타내며, Q_m 은 단위시간당 공기의 유동질량이다. 유동질량은 피스톤과 스너버 캡의 틈새사이와 스너버 캡상부에 설치된 오리피스를 통해 발생하며, 이는 베르누이의 식에 의해 다음과 같이 얻어진다.

$$Q_m = \text{sgn}(p - p_0) (C_o A_o + C_d A_d) \sqrt{2\rho_0 |p - p_0|} \tag{3}$$

여기서, C_o 와 C_d 는 각각 피스톤과 실린더 사이 및 오리피스 유로에 대한 유량계수를 나타내며 실험적으로 얻어지는 값이다.

식(1)~(3)을 통합하고 무차원화하면, 실린더내의 압력변동을 나타내는 미분방정식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} (1-Y)(1+P)^{1/(\gamma-1)} \frac{dP}{dT} + \text{sgn}(P) \frac{2\pi}{N_0} \sqrt{2\rho_0 |P - P_0|} \\ = \gamma(1+P)^{1/\gamma} \frac{dY}{dT} \end{aligned} \tag{4}$$

여기서, 무차원변수는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$P = (p - p_0) / p_0, \quad Y = y / h_p, \quad T = \omega t / 2\pi,$$

$$N_0 = \frac{\omega A_o h_p}{\gamma (C_o A_o + C_d A_d) \sqrt{2\rho_0}}$$

식(4)를 풀면 공기감쇠기의 피스톤에 작용하는 힘을 구할 수 있다. 그러나 이 식은 비선형으로 해석적으로 풀리지 않는다. 따라서 섭동법에 의해 선형근사화하고 근사해를 구한다.

식(4)에 대해 실린더내의 압력변동은 $P = P_0 \sin(\omega t + \xi) = P_0 \sin \tau$ 로 표현되는 정현진동으로 가정한다. 그리하면 식(4)는 아래와 같이 간단히 표현할 수 있다.

$$(1-\gamma) \frac{dP}{dT} + \frac{2\pi}{N} P = (\gamma+P) \frac{dY}{dT} \tag{5}$$

여기서, $N = N_0 \sqrt{p_0} / 1.113$

2.2 해석

다음의 섭동변수를 이용하여 식(5)를 변형한다.

$$Y(T, \varepsilon) = \varepsilon Y(T)$$

$$P(T, \varepsilon) = \varepsilon P_0(T) + \varepsilon^2 P_1(T) + \dots \quad (6)$$

2.2.1 0차 섭동해

식(6)을 식(5)에 대입하여 0차 즉, 선형미분방정식을 유도하면 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{dP_0}{dT} + \frac{2\pi}{N} P_0 = \gamma \frac{dY}{dT} \quad (7)$$

$Y = Y_0 \sin 2\pi T$ 라 놓으면, 식(7)의 정상해는

$$P_0 = \frac{\gamma N Y_0}{1 - N^2} (\cos 2\pi T + N \sin 2\pi T) \quad (8)$$

로 구해진다.

2.2.2 1차 섭동해

1차 섭동성분의 미분방정식은 식(5)로부터 다음과 같다.

$$\frac{dP_1}{dT} + \frac{2\pi}{N} P_1 = P_0 \frac{dY}{dT} + Y \frac{dP_0}{dT} \quad (9)$$

식(9)의 우변, P_0 에 식(8)을 대입하여 해를 구하면

$$P_1 = \frac{\gamma N^2 Y_0^2}{(1 + N^2)(1 + 4N^2)} \{ (1 - 2N^2) \cos 4\pi T + 3N \sin 4\pi T \} \quad (10)$$

와 같이 구해진다. 따라서 무차원 압력 P 는 $\varepsilon = 1$ 로 하여 얻어진 다음 식

$$P = P_0 + P_1 \quad (11)$$

으로부터 구하여 진다.

2.3 감쇠 및 감쇠계수

피스톤의 운동에 의해 실린더내에 발생하는 압력 P 는 피스톤의 변위 Y 와 위상차를 갖고, 따라서 피스톤의 변위와 속도에 저항하는 성분으로 분해하면 각각 공기감쇠기의 감성 및 감쇠계수가 아래와 같이 얻어진다.

$$K = \frac{2p_0 A_p}{h_p Y_0} \int_0^1 P \sin 2\pi T dT \quad (12)$$

$$C = \frac{2p_0 A_p}{\omega h_p Y_0} \int_0^1 P \cos 2\pi T dT \quad (13)$$

식(11)을 각각 식(12)와 (13)에 대입하고 무차원량 N_1 으로 표현하면 무차원 감성 및 감쇠계수는

각각 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{K} = \frac{K}{\gamma p_0 A_p / h_p} \left[\sqrt{\frac{1}{N_1^4} + 1} - \frac{1}{N_1^2} \right]^2 \quad (14)$$

$$\bar{C} = \frac{C}{\alpha A_p} = \frac{\sqrt{2}}{N_1^2} \left[\sqrt{\frac{1}{N_1^4} + 1} - \frac{1}{N_1^2} \right]^{3/2} \quad (15)$$

여기서, $\alpha = \frac{\sqrt{\gamma p_0 \rho_0} Y_0}{1.113(C_a A_o + C_d A_d)}$, $N_1 = \frac{\alpha \omega A_p h_p}{\gamma p_0}$

2.4 감성 및 감쇠계수의 계산에

Fig. 1은 실제 세탁기(K사, 세탁용량 7.2 kg)에 사용되고 있는 지지용 스너버의 구조를 나타낸 그림이다. 실제조건에서 본 실험에서 사용된 스너버 내부의 실용적을 근사적으로 계산하면 84892.11 mm²으로 되고, 총 체적을 대표직경 37 mm로 환산하여 스너버의 등가길이를 계산하면

$$L = \frac{84892.11 \times 4}{\pi \times 37^2} = 78.95 \text{ mm}$$

가 된다. 따라서 이론 계산의 경우, 실린더의 치수는 직경 37 mm, 길이 78.95 mm의 원통으로 근사화 한다.

피스톤으로 사용되는 고무는 감쇠기 스프링 캡내에서 고무내측에 설치된 스프링에 의해 외측으로 인장력을 발생시키고 이에 의해 완전 밀착되어 있으므로 틈새(c)는 제로로 한다. 진동수는 세탁기 탈수통의 정상 회전속도 780 rpm(81.6814 rad/s)로 한다. 이때 오리피스직경(d_0)과 피스톤(고무)과 스

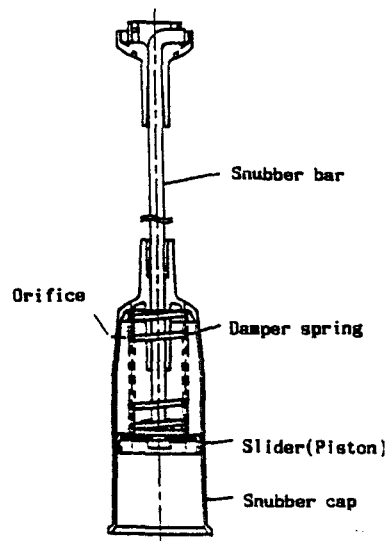


Fig. 1 Snubber for automatic washer

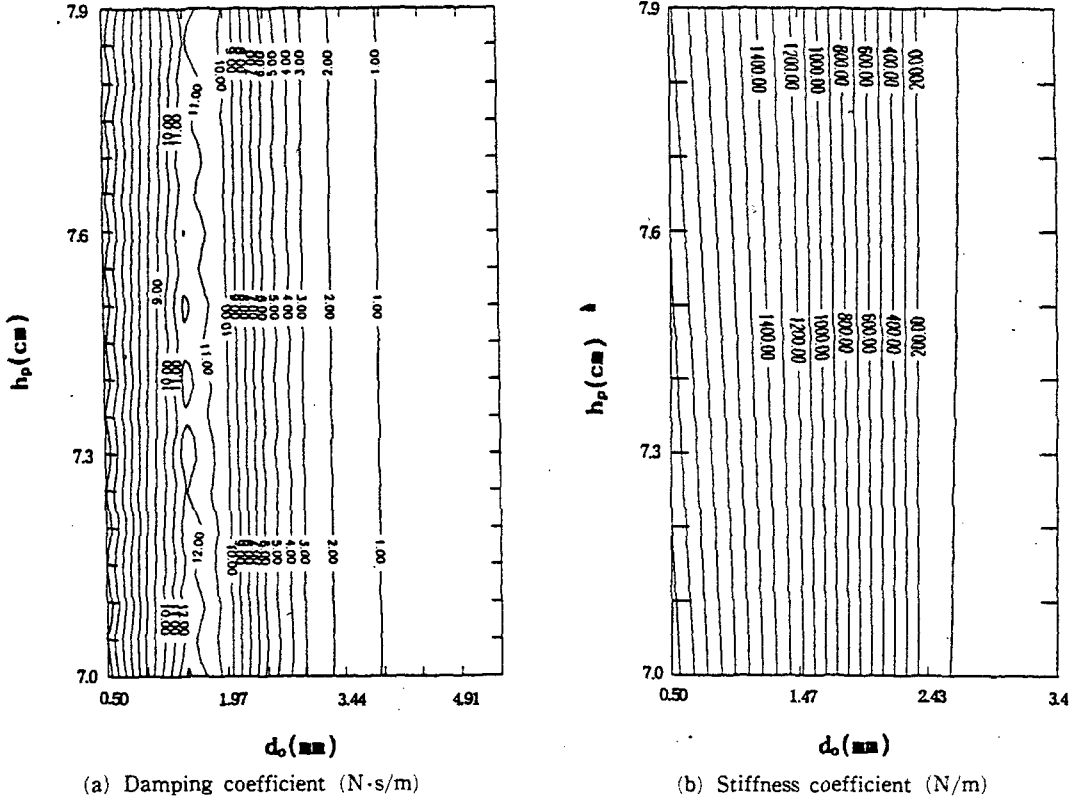


Fig. 2 Calculation example for damping and stiffness coefficients

너비 캡사이의 거리(h_p)를 변수로 하여 공기감쇠기의 강성 및 감쇠계수를 이론식에 의해 수치계산을 수행하였다.

Fig. 2는 상기의 계산조건에서 진동진폭이 1 mm 인 경우의 공기감쇠기의 감쇠(Fig. (a)) 및 강성계수(Fig. (b))의 계산예를 등고선으로 나타낸다. 그림내의 수치는 감쇠계수의 크기를 나타내며 동일등고선상에서는 크기가 같음을 의미한다. 최대감쇠값을 갖는 오리피스직경이 존재하며, 이 값은 진폭이 1 mm인 경우 오리피스직경이 약 1.45 mm에, h_p 가 최소치에서 최대가 되며, 이는 진폭의 증가에 따라 증가한다. 강성계수는 오리피스직경의 증가에 따라 급격히 감소하여 4 mm정도 이상에서는 거의 제로에 가깝게 되며 이 경향은 진폭의 증가에 따라 약간 감소하는 경향을 갖는다.

3. 최적설계

3.1 목적함수

계의 최적성을 수치로서 나타내기 위해 목적함수

(objective funtion) $U(X)$ 를 만들고 이 값의 크기에 의해 최적상태를 판단한다. 최적화는 설계변수들의 제약조건을 만족하고 감쇠기의 감쇠계수를 최대로 하도록 감쇠기의 형상을 최적으로 설계하는 것을 목적으로 한다.

$$U(X) = C(X) = f(h_p, d_o) \rightarrow \max. \tag{16}$$

3.2 설계변수

본 연구에서 최적으로 하려는 설계변수(design variables)는 비점성식 공기감쇠기의 형상을 결정하는 변수인 피스톤과 실린더 사이의 거리(h_p), 오리피스의 직경(d_o) 및 피스톤과 실린더 사이의 틈새(c_1)에서 세탁기용 스너버의 경우는 $c_1=0$ 이므로 h_p 와 d_o 를 이용한다.

$$X = \{h_p, d_o\}^T \tag{17}$$

여기서, T 는 전치(transpose)를 나타낸다.

3.3 제약조건

제약조건(constraints)으로서는

- (1) 식(14) 또는 (15)를 만족할 것.
- (2) 설계변수가 세탁기의 통상적인 제작범위에서 벗어나지 않도록 일정범위 내으로 억제할 것 즉,

(a) $0.07 < h_p < 0.09$ m
 (b) $0.0001 < d_o < 0.010$ m

와 같다.

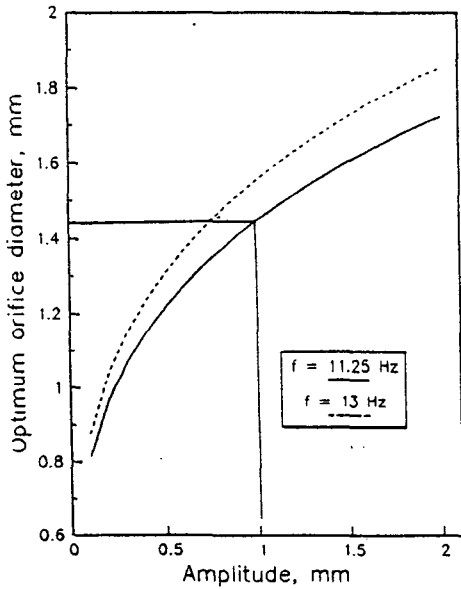


Fig. 3 Optimum orifice diameter

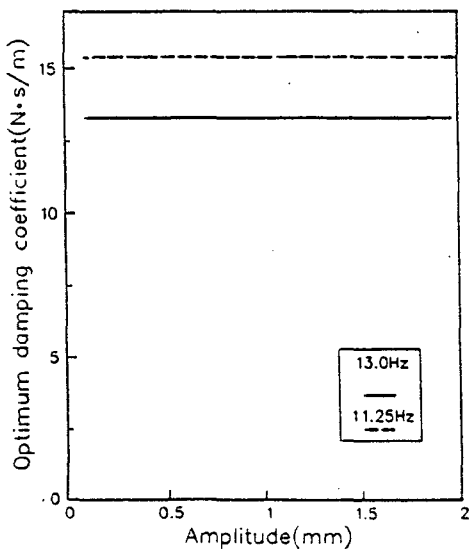


Fig. 4 Optimum damping coefficient

3.4 최적화

따라서 최적설계는 위의 제약조건하에서 여러 진동진폭 및 진동수의 경우에 목적함수인 감쇠계수가 최대로 되는 최적의 공기 감쇠기의 형상을 구하는 문제이다. 즉 주어진 진동진폭과 진동수에서 피스톤과 실린더사이의 최적거리 h_p , 최적 오리피스 직경 d_o 를 구하는 것을 의미한다.

최적화 방법으로 직접탐색법(direct search method)인 Hooke와 Jeeves법과 Powell법을 조합하여 이용하고,^(4,5) 최대 무차원 감쇠 및 강성계수에서의 h_p , d_o 의 최적치를 얻기 위한 최적화 컴퓨터 프로그램을 작성하였다.

3.5 수치계산 예

앞 절에서 설명한 방법의 타당성과 유효성을 검토하기 위해 현재 사용중인 세탁기의 스너버부를 공기 감쇠기로 사용하는 경우에 대한 수치계산을 수행한 결과에 대해 설명한다. Fig. 3은 진동진폭의 변화에 따른 최적 오리피스직경을 진동수 11.25 Hz와 13 Hz의 경우에 대해 나타낸 것이다. 13 Hz는 실제 세탁기의 탈수운전속도 780 rpm에 대응하고, 11.25 Hz는 실험에 사용된 탈수통의 운전주파수이다. (전동기 풀리직경이 조금 큰 것을 사용하고 있어 운전속도가 낮음) 외통(outer tub)의 진동진폭이 증가하면 이에 따른 오리피스의 직경이 커져야함을 보여주고 있으며, 또한 진동수가 증가하면 최적직경도 크게된다. Fig. 4는 최적 오리피스직경에서의 공기감쇠기의 최대 감쇠계수를 나타낸 것이다. 진동진폭의 변화에 따라 크기가 거의 변하지 않고, 이는 외통의 진동진폭에 관계없이 일정한 감쇠를 제에 공급할 수 있음을 의미한다.

4. 전자동 세탁기에의 적용실험

Fig. 5는 일반적인 전자동 세탁기의 개략적인 구조를 나타낸다. 세탁기는 세탁, 행굼 및 탈수를 하는 펄세이터, 탈수 바스켓 그리고 구동계 및 외통으로 구성되며 이들을 지지봉(suspension rod)을 통하여 케이싱이 매달려져 있는 구조를 하고 있다. 또한 전자동 세탁기는 세탁부터 탈수까지의 행정이 자동적으로 이루어지므로 바스켓내에 세탁물이 한쪽으로 쏠리는 일이 발생하여도 이를 수정할 수 없이 탈수행정으로 이동하게 된다 따라서 세탁물의 쏠림에 의해 과대한 진동이 탈수행정시에 발생하

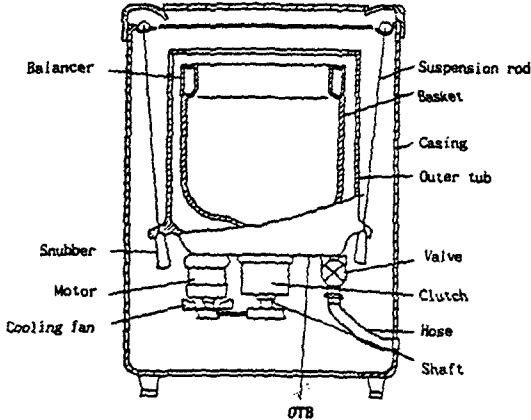


Fig. 5 Schematic diagram of automatic washer

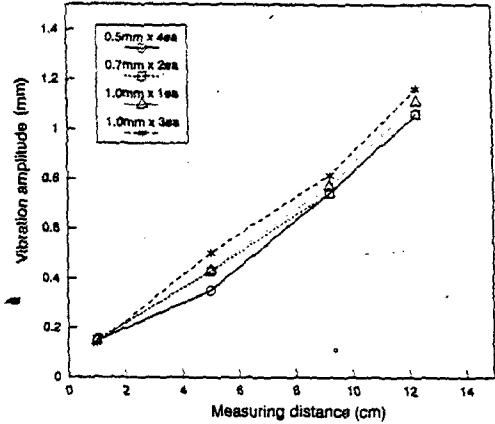


Fig. 6 Vibration amplitude along the measuring distance

로 이를 감소시키는 것이 매우 중요하다. 이를 위해 바스켓 상부에 액체밸런서(liquid balancer)가 채용되고 있으나, 진동을 완전히 제거하는 것은 불가능하다.⁽⁶⁾ 따라서 본 연구에서는 현재 사용되고 있는 세탁기(K사, 세탁용량 7.2 kg)의 스너버부분을 공기감쇠기로 겸용하여 계의 감쇠능력을 증가시키기 위한 시도로서, 실제 장착된 스너버 캡 부분의 상단에 원형구멍을 가공하여 정상 및 가속탈수 행정시의 진동진폭 특성을 실험적으로 조사하였다. 실험조건으로는 오리피스직경을 0.5, 0.6, 0.7, 1.0 mm로 1~4개를 drilling machine으로 가공하여 총 16가지의 경우에 대해 실험하였다. 외통의 횡방향 진동진폭을 측정하기 위해 외통 하부의 고정판(OTB)상단으로부터 10 mm, 51 mm, 92 mm 및 123 mm 되는 부분에, 그리고 외통의 상하방향의 진동을 측정하기 위해 OTB부분에 각각 와전류형 비접촉식 변위계를 설치하고, 운전시의 진동진폭을 계측하여 FFT 분석기에서 스펙트럼을 분석하였으며, 시간응답과형을 조사하였다.

Fig. 6~8은 불평형질량 627 g을 탈수통 하부의측에 부착하였을 때의 정상운전속도에서의 진동진폭을 측정된 결과이다.

Fig. 6은 4개의 측정점에서 외통의 횡방향 진동진폭을 측정된 결과이다. 그림에서 오리피스 단면적이 거의 같은 0.5 mm 4개, 0.7 mm 2개, 1.0 mm 1개의 경우와 1.0 mm 3개의 경우를 비교하였다. 정상운전속도에서 외통의 진동모드는 cornical 모드가 중심적인 진동을 하고, OTB상부로 갈수록 거의 선형적으로 진폭이 증가하는 경향을 보이고 있다.

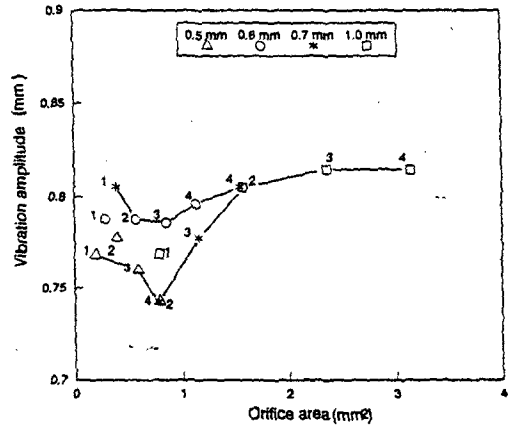


Fig. 7 Vibration amplitude of horizontal direction

Fig. 7은 오리피스의 단면적 변화에 따른 외통의 횡방향 진동진폭을 OTB상단 92 mm에서 측정된 결과이다. 그림 가운데의 숫자는 오리피스의 수를 참고로 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 오리피스의 면적이 증가할수록 진동진폭은 감소하다가 다시 증가하는 특성을 보이며, 단면적 0.785 mm²에서 가장 좋은 감쇠특성을 보이고 있다. 그 중에서도 0.5 mm×4개의 경우가 가장 좋고, 0.7 mm×2개, 1.0 mm×1개의 순으로 되고 있다.

Fig. 8은 외통하단 OTB부위에서 측정된 상하방향의 진동진폭을 나타낸 그림이다. 단면적이 0.785 mm²에서 역시 진폭이 최소가 되고 단면적이 더욱 커지면 급격히 증가하게 된다. 따라서 횡방향의 경우와 마찬가지로 상하방향의 진동에 있어서도 0.5 mm×4개의 경우가 최적임을 알 수 있다.

Fig. 8의 실험결과와 Fig. 3의 이론적으로 구한 최적설계결과를 비교하여 보면, Fig. 8에서 최적조건인 0.5 mm 4개의 경우 단면적은 0.785 mm²이고, 이때의 진동진폭은 약 1 mm 이다. 이론계산에서 진폭이 1 mm, 진동수 11.25 Hz일 때의 최적 오리피스직경은 1.45 mm가 되며, 이 때의 단면적은 1.651 mm²이다. 스너버지지봉과 지지봉 가이드 사이의 틈새도 일종의 오리피스역활을 하므로 이를 고려하면, 지지봉의 직경이 실측으로 5.80 mm, 가이드의 내경이 약 5.89 mm로 이 사이의 틈새는 약 0.045 mm 정도이다. 이 부분의 단면적을 계산하면 약 0.826 mm²이므로,

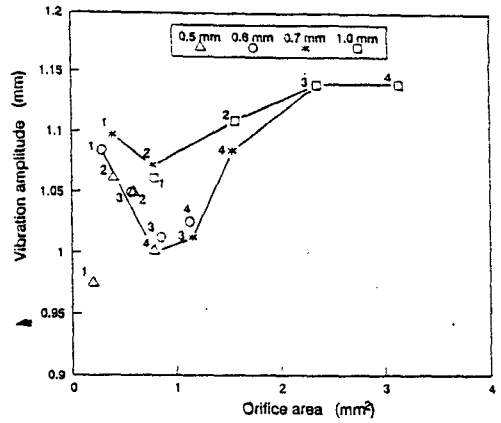
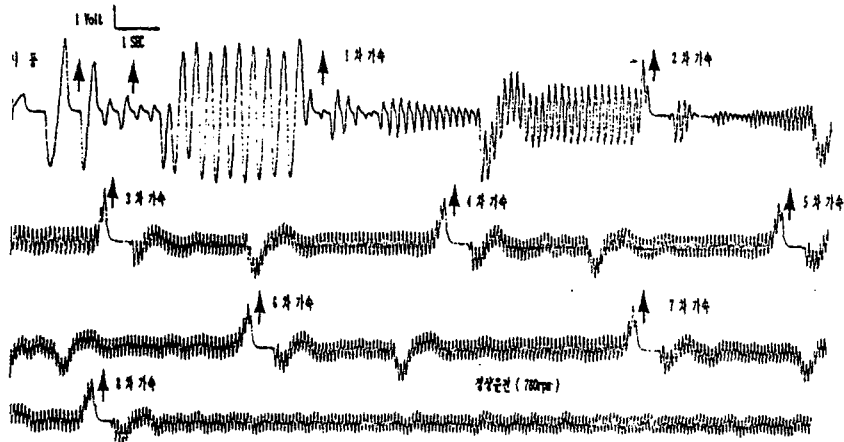
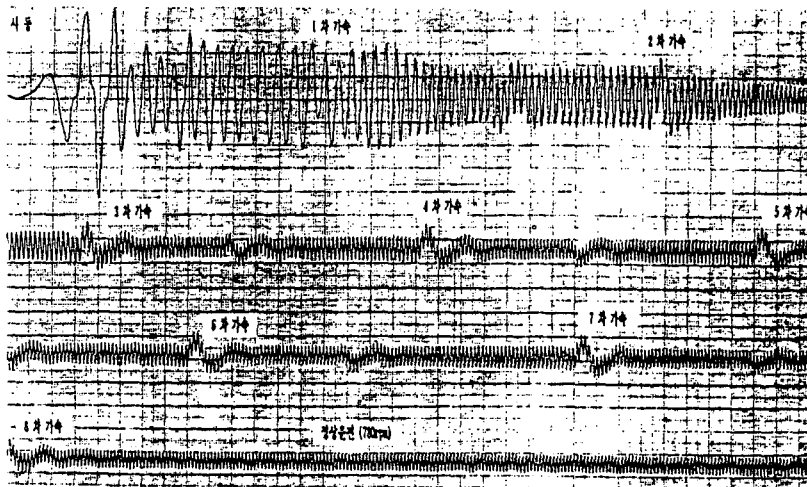


Fig. 8 Vibration amplitude of vertical direction



(a) Without orifice



(b) With orifice

Fig. 9 Start-up vibration at outer tub

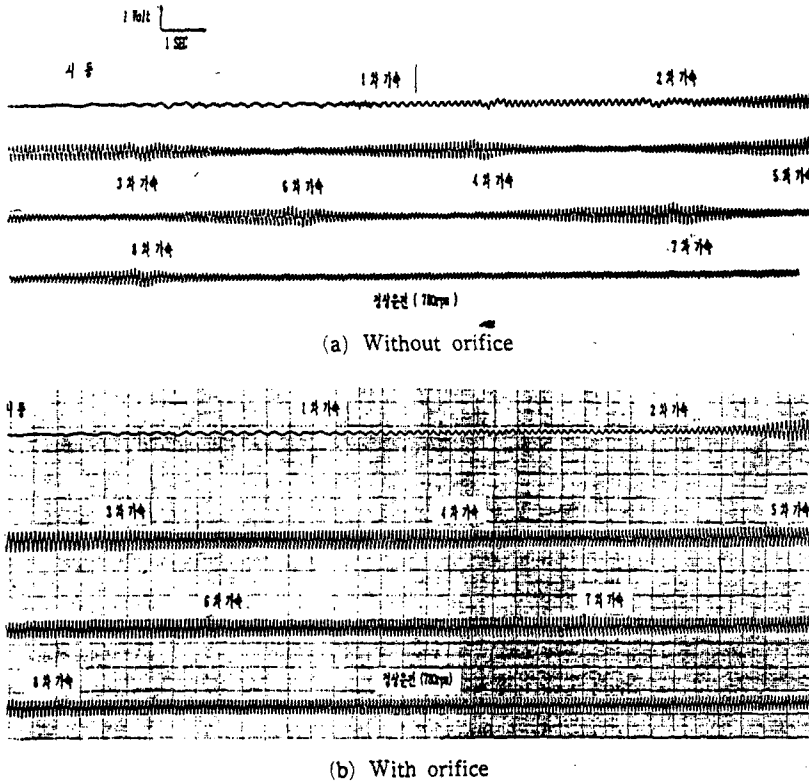


Fig. 10 Start-up vibration at washer casing

총 오리피스면적+가이드 틈새부의 단면적
 $=0.785+0.826=1.611 \text{ mm}^2$

으로 최적조건시의 오리피스의 단면적 1.651 mm^2 과 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 스너버에 오리피스를 부착하지 않은 경우(Fig. 9(a))와 본 연구에서 제안한 오리피스를 부착한 경우(Fig. 9(b))에 대해 외통하부에서 기동시의 진동진폭을 측정된 결과이다. 오리피스를 부착하지 않은 종래의 모델의 경우, 기동후 8차의 가속과정을 통하여 정상운전속도(780 rpm)에 도달하는 과정에서 매 가속시 계측범위(2 mm)를 벗어날 정도로 과도한 진동이 발생하였고(그림에서 ↑로 표시한 구간), 수회의 케이싱과 충돌이 발생하고 있다. 그러나 오리피스를 부착한 경우에는 시동시에 상당한 진폭감소로 원만한 상태를 유지하고 있고, 가속과정에서 뚜렷히 진동이 감소하고 있다. 특히 외통상부에서는 계측범위를 초과하여 측정할 수는 없었으나, 오리피스의 설치유무에 따라 목측으로도 뚜렷히 구별할 수 있을 정도로 진폭이 감소하고 있다. 그리고 정상운전속도에서도 진동진폭의

변화가 거의 없이 일정진폭을 유지하는 정상상태에서의 운전이 가능하였다. 이는 오리피스가 공기감쇠기로서의 역할을 원활히 수행하기 때문이라 생각된다.

Fig. 10은 세탁기 케이싱의 좌측면 중앙점에서 계측한 시동시의 진동진폭을 나타낸다. 오리피스가 없는 기존모델(Fig. 10(a))의 경우보다 오리피스를 부착한 경우(Fig. 10(b))가 전과정을 통해 진동진폭이 증가하나 진폭크기의 변화가 없이 일정한 특성을 보이고 있다. 이는 계의 고유진동수가 매우 낮고, 공기감쇠기의 감쇠 및 강성계수의 증가로 인하여 케이싱에의 전달력과 전달모멘트가 크게 되기 때문이라 생각된다. 이에 관해서는 외부케이싱에의 진동전달률을 최소로 하기 위한 스너버 스프링의 상수를 포함한 지지계의 특성을 최적화할 필요가 있으며, 향후의 과제가 될 것이다. 그러나 진동진폭의 증가는 매우 작고 일반 사용자가 감각적으로 느끼기에는 별 차이가 없으리라 생각되며, 오히려 외통의 기동정지시의 충돌을 억제시킴으로써 사용자의 불안감이나 불유쾌함을 제거시킬 수 있다.

5. 결 론

공기감쇠기의 이론해석을 이용하여 최적설계를 수행하였고, 이들 결과를 현재 사용중인 전자동 세탁기의 지지부인 스너버부에 적용하였다. 실제 세탁기 실험을 통하여 현재 사용중인 스너버로 지지된 경우보다 본 연구에서 제안한 스너버의 상부에 오리피스를 가공하여 공기감쇠기의 역할을 함께하도록 하는 방법이 세탁물의 탈수행정시에 진폭감소 효과가 양호함을 확인하였으며, 실제 세탁기에 적용이 가능함을 입증하였다. 본 연구결과는 현재 대용량 세탁기의 상품화에 성공적으로 적용되어 저진동, 저소음화에 기여하고 있다.

후 기

본 연구의 수행에 많은 조언을 하여 주신 (주)금성사 세탁기 설계실의 윤홍식 실장, 조성진 책임연구원 및 류형대 선임연구원에게 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Asami, T. and Sekiguchi, H., 1991, "Damping Characteristics of Fluid Dampers," *Trans. JSME*, Vol. 57, No. 534, pp. 437~445.
- (2) Harris, C. M. and Crede, C. E., 1976, *Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill Book Co., Chap. 33.
- (3) 谷口修, 1985, 振動工學 Handbook, 養賢堂, p. 867.
- (4) James N. Siddall, 1982, *Optimal Engineering Design*, Marcel Dekker, Inc., New York.
- (5) Rao, S. S., 1979, *Optimization Theory and Application*, John Wiley and Son's, Inc., New York.
- (6) 양보석, 1993, "전자동 세탁기의 진동저감에 관한 연구," 금성사 연구 보고서.
- (7) 양보석, 공영모, 1992, "퍼지구속조건을 고려한 회전축계의 최적설계," 한국박용기관학회지, 제16권 제5호, pp. 351~361.