韓國精密工學會 '97年度 春季學術大會論文集 pp.614~619

헬름홀츠 감쇠기를 응용한 유압시스템의 유압맥동 및 소음 최소화 연구

Hydraulic Pulsation and Noise Reduction using the Helmholtz Attenuator

김동현 (국방과학연구소), 이대옥(국방과학연구소), 안태영(국방과학연구소),
최근국(삼성항공)
Dong Hyun Kim (ADD), Dae Ok Lee (ADD), Tae Young Ahn (ADD),
Keun Kug Choi (Samsung Aerospace)

ABSTRACT

The hydraulic pressure pulsation has effected on the acoustic noise and control performance of the hydraulic-servo system. The Helmholtz attenuator introduction on the hydraulic line is an efficient device to reduce the hydraulic pulsation. The salient feature of causing hydraulic pulsation and the frequency characteristics of Helmholtz attenuator are studied. The hydraulic filter design parameters such as the locating position, connecting orifice area and accumulator volume are mathematically analyzed. The instrumental works are carried out with the remarkable reduction of the hydraulic pressure pulsation magnitude and the acoustic noise level.

Key Word : Helmholtz attenuator(헬름홀츠 감쇠기), hydraulic pulsation(유압맥동), accumulator(축압기), hydraulic-servo system(유압서보장치), hydraulic filter(유압필터), end correction(보정길이),

1. 서 론

유압서보시스템에서 유압라인의 유압맥동은 펌프의 회전수와 유압발생 메커니즘의 진동특성에 관계되며 과도한 유압맥동 현상은 제어장치의 정밀제어 성능에 영향을 주며 소음의 원인이 된다. 특히 일정마력형 유압펌프는 압력귀환을 위하여 필요한 기구부의 저주파 진동 특성으로 유압라인에 공급유량의 저주파수 특성을 발생시켜 소음 및 서보밸브의 성능에 영향을 줌이 발견되었다. 유압맥동 현상을 감소시키는 방법으로는 압력 조절밸브(Pressure Control Valve), 유압축압기(Hydraulic Accumulator) 또는 T형 혹은 H형 유압필터를 유압펌프와 연결된 유압라인에 설치하는 방법 등이 있다. 본 연구에서는 용이하게 시스템에 적용할 수 있는 유압축척기를 사용하는 방법을 활용하였으며, 유압축척기는 일종의 헬름홀츠 감쇠기 (Helmholtz Attenuator) 역할을 한다. 헬름홀츠 감쇠기는 주파수 특성이 변하지 않는 파동을 효과적으로 감소시키는 간단한 장치로 광범위한 연구가 진행되어 왔다. 수학적 분석을 통한 감쇠기의 모델링[1,2,3], 유압시스템의 필터로서의 해석[4], 공명주파수 결정 및 효율에 대한연구[5] 와 감쇠기 설계에 대한연구[6], 감쇠기의 보정길이에 대한연구[7]등이 수행되었다. 유압펌프에서 발생하는 유압의 맥동현상은 유압라인 및 유압장치의 기구물에 소음을 발생시키는 소음원으로 해석될 수 있으며, 이러한 맥동파형의 진폭을 감소시키는

것으로 유압 시스템의 소음을 효과적으로 감소시킬 수 있다. 유압 시스템의 맥동을 감쇠시키기 위한 헬름홀츠 감쇠기는 일종의 필터로서 감쇠시키고자 하는 특정 주파수를 중심으로 하는 매우 적은 주파수 영역에서 좋은 감쇠 현상을 보여주므로 정확한 필터링 주파수 결정이 중요하다. 감쇠기의 이론적 해석은 감쇠기 목의 보정길이(End Correction)의 결정에 어려움을 내포함에 따라 생기며[8,9] 이는 감쇠기에 입사하는 파동의 주파수, 진폭과 주변의 경계조건에 기인한다. 유압축적기는 질소가스와 고무 막을 경계로 하여 나뉘어져 있는 형태로 되어 있으므로 경계조건 설정에 의한 이론적 해석, 예를 들면 그린함수(Green Function) 해석[10,11] 등에 의한 이론적 압력 계산에 어려움을 포함하고 있다. 본 논문에서는 유압시스템의 맥동을 발생시키는 시스템 인자를 설명하고 유압맥동을 감소시키기 위하여 유압라인에 설치된 헬름홀츠 감쇠기의 설계인자 분석과 실험에 의한 유압맥동 및 소음의 감소효과를 기술한다.

2. 유압시스템 특성

유압 회로내의 압력 맥동현상은 펌프의 유량변화에 원인이 있으며 유압 맥동의 주파수 특성을 발생시키는 원인으로는 펌프 회전속도, 플런저 개수, 실린더 블록의 고유주파수, 베어링 동적 특성과 펌프형태에 따른 구조물 및 작동기의 동적 특성 등이 있으며, 플런저의 개수에 따른 주파수 특성은 식(1)과 같다.

$$f = 2N \cdot Pn/60 \qquad (1)$$

N : r. p. m.

Pn : 플런저 개수

본 연구 대상체의 유압장치는 일정 마력형 유압 펌프로 작동되며, 유량 및 유압이 상호 보완되는 형태로써 펌프내의 기계 메커니즘의 유기적인 작용으로 유량의 공급이 많을 때에는 공급 압력이 강하되고 플런저의 왕복길이가 길어지고 공급 유량이 적을 때에는 공급압이 상승되는 특성을 갖는다. 이러한 특성을 갖는 공급유압 에너지로 작동되는 유압 서보장치는 서보밸브에 의하여 유압모터에 공급되는 유량을 제어하여 시스템의 위치를 제어하게 된다[12]. 그림1은 펌프의 형상을 보여주는 것으로 압력에 의하여 스프링의 변위가 발생하면 기계적인 링크 메커니즘의 작동으로 프런저와 연결된 사판각이 변하는 작동 메커니즘을 갖는다. 이러한 사판각의 변화는 펌프 피스톤의 행정길이가 변화되어 압력신호에 의하여 유량이 조절되는 특성을 갖게된다. 기구학적 메커니즘에 의하여 발생되는 시스템의 극점(Pole)은 식(2)와 같다[13].

$$S = -\frac{B \cdot Ac \cdot Kx}{2 \cdot V \cdot Kc} \pm j\sqrt{\frac{G\phi \cdot B \cdot Ac \cdot Kx}{V \cdot Kc \cdot Aa \cdot Cr}} \qquad (2)$$

B : 작동유 체적탄성 계수

V : 유압라인 체적

Ac : 펌프내 보상기(Compensator) 단면적

Kc : 펌프내 보상기(Compensator) 스프링 상수

Kx : 스풀(Spool) 위치에 따른 펌프내 제어유량 변화량

$G\phi$: 요크(Yoke) 각에 따른 펌프유량 변환상수

Aa : 피스톤 단면적

Cr : 피스톤 모멘트 암

그림2는 펌프의 발생압력과 유량의 관계를 나타내며 소요 유량에 따른 압력의 변화를 보여준다. 일정마력 구간은 유량 및 유압의 곱으로 표현되는 마력이 일정하게 유지되어 유압 서보작동 시스템에 의한 유량소모에 대하여 출력마력이 일정하게 된다. 여유영역은 유량소모에 대하여 압력이 과도하게 강하되는 현상을 방지하기 위한 펌프의 여유구간이다.

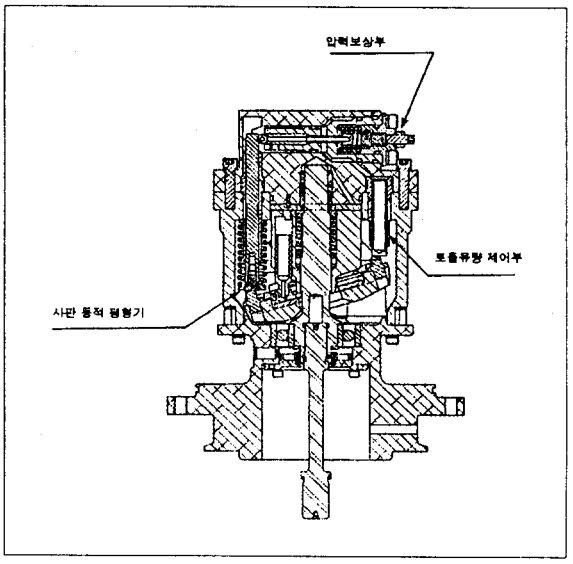

그림1. 가변 용량형 펌프형상

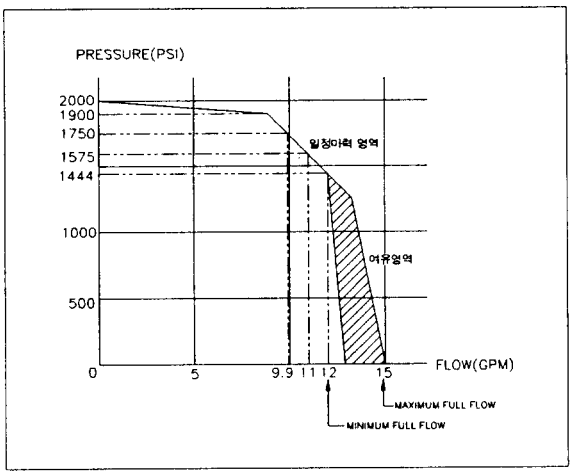

그림2. 펌프 압력/유량 곡선

3. 유압라인/축압기 동적 해석

감쇠기는 유압 라인에 축압기를 장착하여 공급 압력의 특정 맥동 주파수의 파워를 감소시켜 유압장치의 소음을 감쇠시키고 서보밸브에 작용하는 저주파수 대역의 제어특성을 좋게 하는 역할을 한다. 유압 라인의 동적 특성을 분석하기 위하여 그림3의 모델을 생각하면, 축척기의 전달함수는 식(3)이 된다[4,14]

$$Ga=\frac{Qm}{Pm}=CaS=\frac{CaS+\frac{Tanh\ T_3S}{Zc\ T_3}}{ZcCaSTanh\ T_3S+1}$$

$$\approx\frac{CaS}{Zc\ T_3Ca\ S^2+1} \qquad (3)$$

단 $T_3=L_3/a$, a는 파동 전달속도 이며, Ca는 축압기 용량계수이다. 유압 라인과 축척기의 주파수별 감쇠율 즉 입력유압에 대한 출력부의 유압비율 고려하여 특성를 구하면 식(4)가 된다.

$$\frac{Po}{ZcQi}=$$

$$\frac{1}{j(\sin\omega\ T_L-\frac{\cos\omega\ T_1\cos\omega\ T_2}{\omega\ T_3})+\frac{Zc}{Ro}(\cos\omega\ T_L+\frac{\cos\omega\ T_1\sin\omega\ T_2}{\omega\ T_3})} \qquad (4)$$

단 $T_1=L_1/a,\ T_2=L_2/a,\ T_L=L/a,$

$L=L_1+L_2,\quad s=j\omega$

Ro : 유체저항계수(flow resistance) 이다.

유체저항계수 Ro가 파동전달임피던스 Zc보다 매우크고 L_3의 길이가 L_1, L_2 보다 매우 작으면 (4)식은 (5)식으로 간략화된다.

$$\frac{Po}{ZcQi}\approx\frac{1}{j(\sin\omega\ T_L-\frac{\cos\omega\ T_1\cos\omega\ T_2}{\omega\ T_3})}$$

$$\approx\frac{j\omega\ T_3}{\cos\omega\ T_1\cos\omega\ T_2} \qquad (5)$$

단 $\omega\ T_3\ll1$, $Ro\gg Zc$ 이다.

전달함수 식(5)로부터 공진이 발생할 수 있는 조건 ($Po\rightarrow\infty$) 즉 $\cos\omega\ T_1\cdot\cos\omega\ T_2\rightarrow0$ 일 때의 조건을 만족하는 축적기 설치위치는 식(6)이 된다.

$$L_1=\frac{\Pi}{2}(2\ K_1+1)\frac{a}{\omega},\qquad (6)$$

$$L_2=\frac{\Pi}{2}(2\ K_2+1)\frac{a}{\omega},\ K_{1,2}=1,2,3\cdots$$

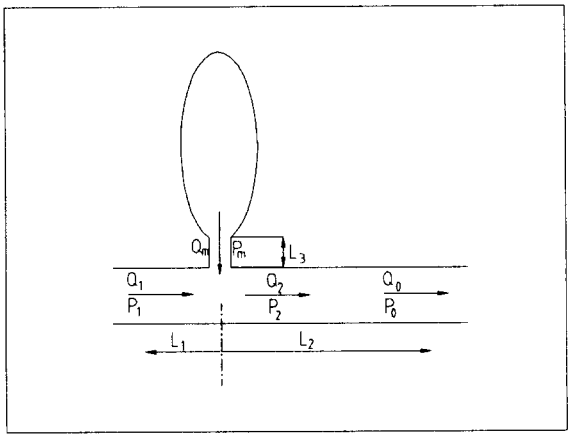

그림3. 유압라인 모델

축압기가 포함된 유압라인의 주파수 특성은 축압기의 연결부의 오리피스 단면적, 펌프와의 길이 및 연결부의 길이 변화에 따라 결정될 수 있으며 대상시스템의 주파수 특성에따라 조절되어 적용되어진다. 이러한 조건을 만족하는 본 연구 대상 유압시스템의 축압기

와 유압라인의 특성은 그림4와 같으며, 50Hz 이하에서 효과적인 감쇠율 특성을 갖는다. 또한 시뮬레이션을 통하여 축압기의 설치 위치가 펌프와 가까울수록 또한 축압기의 연결부의 길이가 작을수록($\omega T_3 \rightarrow 0$) 효과적인 필터 특성을 갖는다고 판단되었으며, 시스템의 공간적인 장착성을 고려하여 축압기의 유압라인에의 장착 위치를 설정하였다.

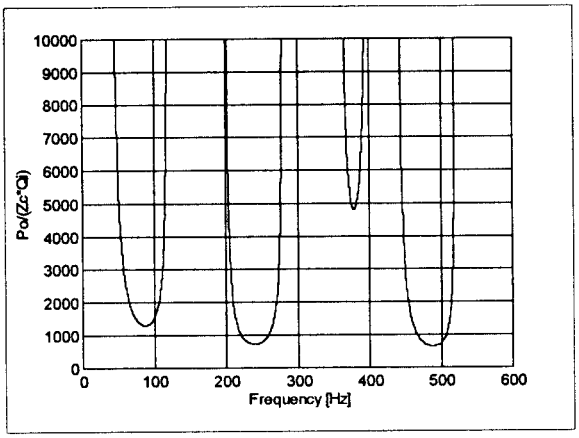

그림4. 축압기/유압라인 주파수 특성

4. 감쇠기 특성해석

헬름홀츠 감쇠기는 좁은 목과 큰 부피를 갖는 공동(Cavity)으로 이루어져 있으며, 감쇠기의 공명 주파수로 표현되는 특정 주파수의 에너지 밀도를 감쇠시킨다. 공명 주파수의 정확한 결정은 이러한 특정 주파수를 감쇠시키는데 중요한 역할을 한다. 감쇠공명기는 그림5에서와 같이 질량과 스프링으로 연결된 기계 시스템으로 해석할 수 있으며[11], 입사파에 의해 움직이는 공명기 내의 모든 유체입자는 목에 집중되어 있고 공동은 스프링 역할을 한다는 가정을 포함하고 있다.

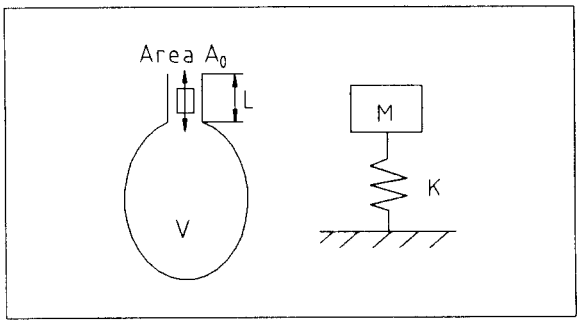

그림5. 헬름홀츠 공명기의 개념

질량과 스프링으로 표현되는 지배 방정식과 고유 진동수는 식(7), 식(8)과 같다.

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \tag{7}$$

$$f = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{M}} \tag{8}$$

질량은 공명기 목의 유체 질량이고, 스프링 상수를 목의 단면적을 고려하여 산출하면 식(9)와 같다.

$$M = \rho \cdot Ao \cdot L_3, \quad K = \rho \cdot c^2 \cdot Ao^2 / V \tag{9}$$

Ao : 공명기 목의 단면적

V : 공명기 체적

목과 공동의 경계선 근처의 유체입자의 운동을 고려한 오차를 보정하여 공명진동수를 계산하면 식(10)과 같다.

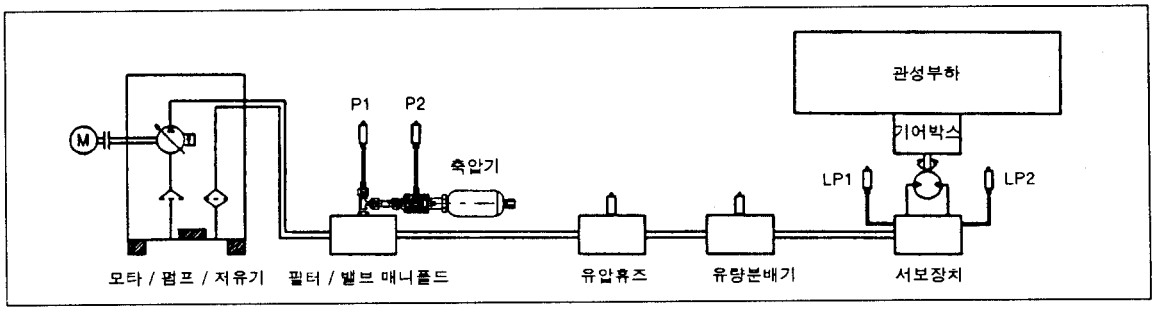

그림6. 실험장치 구성도

$$f=\frac{c}{2\pi}\sqrt{\frac{Ao}{V(L_3+\Delta L)}} \qquad (10)$$

헬름홀츠 공명기내의 유체운동을 연속방정식과 운동방정식으로 부터 임피던스를 계산하면 식(11)과 같다.

$$Zh=R'-j[\frac{\rho\omega(L_3+\Delta L)}{Ao}-\frac{\rho c^2}{\omega V^2}] \qquad (11)$$

R' : 공명기의 저항

식(11)의 공명기의 저항은 목의 벽면에 대한 유체의 점성마찰, 유체요동에 의한 음향학적 에너지 손실 등으로 설명할 수 있으며, 오차보정(ΔL)과 공명기 저항의 영향은 이론적인 산출이 어렵고 공명기의 고유 주파수 결정에 어려움이 있으므로 실험적인 보완이 필요하게 된다[15].

5. 감쇠기 적용 실험

그림6은 감쇠기의 적용 실험장치로써 펌프, 감쇠기 및 제어장치와 측정 유압의 종류 및 위치를 나타내준다. 감쇠기의 설치위치는 실제 적용하는 시스템의 설치 조건과 식(4),(5)의 조건을 고려하여 감쇠기의 필터링 성능을 최대화하는 위치를 설정하였다. 모터/펌프/저유기는 가변용량형 펌프와 펌프를 구동하는 전기모터 및 유압유를 저장하는 저유기로 구성되어 있고, 필터/밸브 매니폴드에는 헬름홀츠 감쇠기 역할을 하는 축압기가 있으며, 연결 유압라인의 단면적을 조절하는 오리피스 양쪽 유압을 측정한다. 유압휴즈는 유압라인 파열시 유로를 차단시키는 역할을 하고 액츄에이터의 공급 유량을 측정하며, 유량분배기는 에츄에이터에 유압을 공급하고 구동기를 통과한 유압을 저유기로 복귀시키며 복귀압력을 측정한다. 서보장치는 유량제어 서보밸브가 장착되어 유압모터/기어박스와 연결된 부하의 위치를 제어하고 액츄에이터 즉 유압모터 양단의 압력을 측정한다. 그림7은 실험 결과로써 (가)는 헬름홀츠 감쇠기를 적용하지 않았을 때의 공급압력의 맥동현상으로 진폭 100Psi 수준으로 주파수는 10.5 Hz, 이때의 소음은 약 90dB 측정되었다. (나)는 조절된 헬름홀츠 감쇠기의 적용 경우 유압맥동 진폭은 15Psi 주파수는 3.5 Hz 이며, 이때 소음은 약 82dB으로 측정 되었다. (다)는 감쇠기의 목의 단면적이 보정이 완전하지 않는 경우이다. 실험결과에서와 같이 헬름홀츠 감쇠기는 효과적인 맥동감소 성능을 보여주었고 발생소음도 감소되는 효과가 있었다.

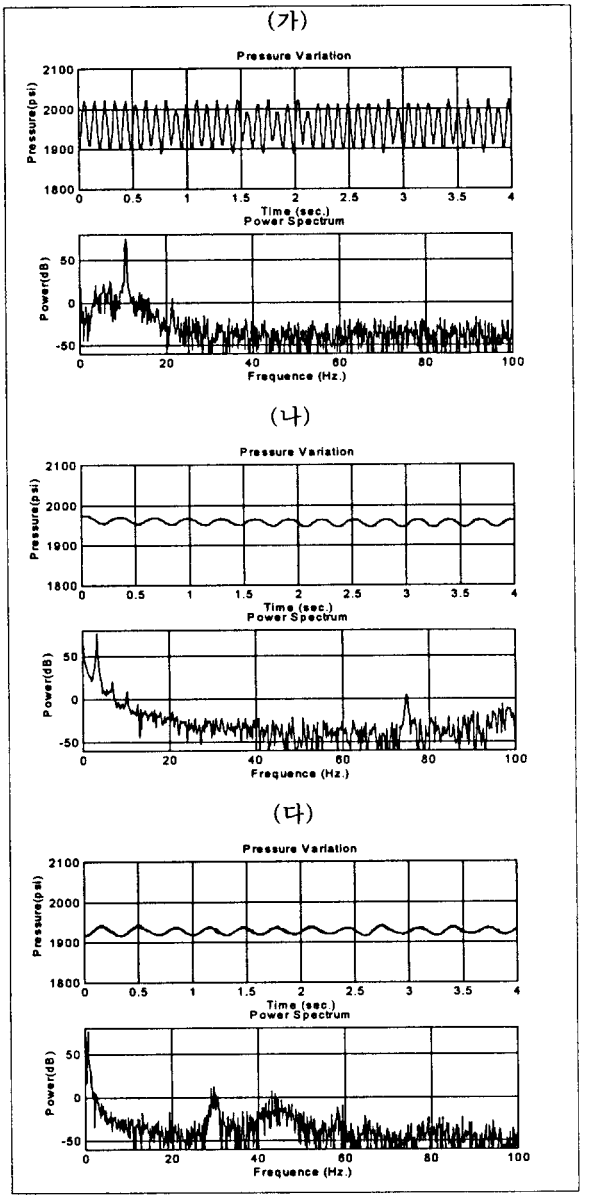

그림7. 감쇠기 실험결과

[(가):감쇠기를 적용 안했을 경우, (나):보정된 감쇠기 적용 경우(목의 직경= Ø1.8), (다):미보정된 감쇠기 적용 경우(목의 직경= Ø15.5)]

6. 결론 및 향후 연구과제

유압 서보시스템의 소음의 발생원인이 되는 공급유압의 맥동현상을 헬름홀츠 감쇠기를 적용하여 감소시켰다. 유압 시스템에 적용된 가변용량형 펌프의 특징을 설명하고 맥동의 발생원인을 분석하였다. 유압필터 역할을 하는 축압기를 유압펌프에 근접된 유압라인에 설치하여 유압맥동을 감쇠시켰으며 이때 축압기는 헬름홀츠 감쇠기의 역활을 하게된다. 필터의 특성 및 설계인자 특히 감쇠기의 목의 길이, 유압라인과 축압기의 연결부 오리피스 단면적 및 축압기체적에 대하여 이론적 분석이 수행되었으며 축압기는 펌프에 근접하게 부착할수록 우수한 필터 성능을 갖음을 확인하게 되었다. 실제의 유압서보 시스템에 감쇠기를 적용하여 실험을 수행하였으며, 실험결과 유압맥동의 진폭이 100psi 에서 15psi로 소음이 90dB에서 82dB로 현저하게 감소함을 확인하였다. 향후 연구과제로는 헬름홀츠 감쇄기 설계인자와 시스템의 제어 정밀도의 연관성 분석을 통한 맥동감소 영향의 해석이 수행될 수 있으며, 또한 유압라인에 압력조절밸브와 축압기를 동시에 적용하여 저주파 및 고주파 유압맥동의 감소 효과가 분석 될 수 있겠다.

감사의 글

본 논문의 실험을 도와주신 삼성항공의 서동연씨, 채석씨, 박상우씨, 동명중공업의 안동문씨, 자료정리를 도와준 국과연 김학성씨와 기술적 자문을 해준 미국 비커스사의 켄달씨에게 감사를 드립니다.

참고 문헌

1. Uno Ingard, "The Near Field of A Helmholtz Resonator Exposed to a Plane Wave", J. of Acoustical Society of America Vol 25, 1062-1067, 1953
2. Taco J. Viersma, "Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystem and Pipelines", Elevier Science Publishing Company, Amsterdam, 1980
3. P. K. Tang, W. A. Sirignano, "The Theory of a Generalized Helmholtz Resonator", J. of Sound and Vibration, Vol 26(2), 247-262, 1973
4. J. Van Bladel, "Coupling through Small Apertures, with an Application to Helmholtz Resonator", The Journal of the Acoustical Society of America, 1968
5. A. Selamet N. S. Dickey, "Computational Simulation of Helmholtz Resonators : Lumped Versus Distributed Volume", Noise-Com 93, Williamsburg, Virginia, 247-252
6. Uno Ingard, "On the Theory and Design of Acoustic Resonator", J. of Acoustical Society of America, Vol 25(6), 1037-1069, 1953
7. M. L. Pollack, "The Acoustic Inertia End Collection", J. of Sound and Vibration, Vol 67(4), 558-561, 1979
8. M. Alster, "Improved Calculation of Resonant Frequency of Helmholtz Resonator", J. of Sound and Vibration, Vol 24(1), 63-85, 1972
9. M. L. Pollack, "Acoustical Inertia End Collection", J. of Sound and Vibration, Vol 67, 558-561, 1979
10. Guy Vandegrif, "A Simple Derivation of the Green's Function for a Rectangular Helmholtz Resonator at Low Frequency", J. of Acoustical Society of America, Vol 94(1), 574-575, 1993
11. 하상태 "헐름홀츠 공명기의 음향학적 특성에 대한 연구', 한국과학기술원 기계공학과, 석사학위 논문, 1994.
12. Herbert E. Merit, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, 1967
13. R. A. Breckeridge, 'Effect of Accumulator/Valve Stability', Technical Letter, Vickers Co., Oct. 11, 1996
14. Rrobert W. Troke, 'Tube Cavity Resonance', The J. of the Acoustic Society of America, Vol 44, No .33, 684 - 688, 1968
15. P. K. Tang, D. T. Harrje, W. A. Sirignano, "Experimental Verification of the Energy Dissipation Mechanism In Acoustic Damper", J. of Sound and Vibration, Vol 26(2), 263-267 1972