

고주파 유압시스템에서 감쇠장치와 축압기에 의한 맥동 충격파 감쇄특성에 대한 연구

김양수* · 김재수* · 노형운**

Research for the Pulsating Pressure Characteristics by a Damper and
an Accumulator in the High Frequency Hydraulic System.

Yang-Soo Kim*, Jae-Soo Kim*, Hyung-Woon Rho**

Key Words: Damper(감쇄기), High Frequency(고주파), Hydraulic System(유압시스템), Pulsating Pressure(맥동 압력 맥동)

Abstract

Characteristics of the high frequency pulsatile flow have been investigated experimentally to understand the flow phenomena in the hydraulic system. The accumulator in high frequency hydraulic system but that is not effective all frequency zone. Therefore, a hydraulic damper used with accumulator is suggested to reduce the high frequency pulsatile where the accumulator is not effective. The pulsating pressure obtained by pressure measurement system are analyzed to power spectral density distribution. According to the variations of pump input pressure and actuator acceleration frequency, the pressure is measured with or without an accumulator or pulsatile damper. The amplitude of pressure with damper is very lower than those without accumulator or damper due to absorbing function of damper. As the frequency of actuator acceleration is increased, the effect of damper becomes very important to decrease the amplitude of pulsatile pressure waveform with high frequencies.

1. 서론

현재 유압 시스템의 사용 범위가 여러 분야로 확대되고 있다 과거에는 주로 산업기계 구동용으로만 사

용되었던 유압시스템이 근래에는 복잡하고 세밀해지기 시작하면서, 산업기계뿐만 아니라 승용차, 홈 엘리베이터와 같은 인간의 편의 시설 등 여러 분야에서 매우 다양한 용도로 활용되고 있다.(1) 이러한 유압시스템은 동력을 전달하는 복잡한 관로 계에서 피스톤 왕복 운동 때문에 압력 맥동이 발생한다. 특히 유압시스템에서 동력을 전달하는 방법은 크고 작은 관로에 의해 방향, 크기, 위치 등을 조절하고 있다. 유압장치에서 동력을 전달하는 관로는 유압모터, 유압실린더 등과 같은 왕복운동 기구와 연결되어 있으므로, 비정상유동에서의 주파수 특성에 대한 해석이 중요한 문제가 되고 있다.(2)

유압기계의 설계나 유압기계의 정확한 운전을 위해

* 연락저자, 조선대학교 항공조선공학부 항공우주공학과

E-mail : jsckim@mail.chosun.ac.kr

TEL : (062)230-7080 FAX : (062)223-8894

* 조선대학교 일반대학원 항공우주공학과

** IVAI Consulting

서는 시스템 내의 동특성 해석은 물론이고, 각종 유압 요소의 유동특성이 정확히 해석되어야 한다.(3,4) 고주파 유압 시스템의 대표적인 예로 피로 시험기를 들 수 있다. 이런 유압 시스템은 여러 형태의 가진을 주어야 하므로 시스템 내에 여러 형태의 주파수 특성이 나타난다. 저 주파수 장치의 핵심부품에 대한 안정에 대한 보장은 밸브 등으로 보장받을 수 있으나, 고주파수 대의 장치들은 축압기(Accumulator)를 사용하고 있으며, 거의 수입에 의존하고 있는 형편이다. 이 축압기는 Pump System, Hydraulic System 및 제지 기계 및 화학기계에서 유체의 흐름이나 압력을 일정하게 하는 장치로서,(5,6) 지금까지 가장 널리 사용되고 있다. 이 축압기를 펌프의 출구 단자 쪽에 설치하여 맥동 압력과 충격파(Shock Wave)를 감쇠시키고 있으나, 고주파 파형이 간단하지 않고 매우 복잡한 주파수 특성을 나타내고 그 형태 또한 일정치가 않기 때문에 축압기로는 모든 고주파 맥동 압력 및 충격파를 제어하기는 어렵다.(7) 실제 현장에서 사용되고 있는 여러 유압시스템에서는 펌프 압력의 변화와 여러 가진의 영향으로 인해 다양한 맥동 충격파 및 맥동 소음들이 생성되게 된다. 이로 인해 시스템 전체에 임피던스가 증가 하게 되고 진동 및 소음원이 되어 펌프 및 주요부품의 신뢰성에도 악영향을 미치므로 이런 맥동 충격파 및 소음을 저감시키는 것이 중요하게 되었다. 이런 압력충격 및 소음을 제어하는 방법으로 기존에 축압기를 사용하였으나 그 구조가 복잡하고, 충전 압력에 따라 유효범위가 있음으로 유압 시스템의 사용 압력에 따라 블레이더의 충전 압력을 바꿔야 하고, 별도의 장착 공간이 필요하므로 사용상의 불편함과 원가 상승의 요인이 된다.

따라서 축압기의 이런 단점을 보완할 새로운 제품의 필요성을 여러 산업현장에서 느끼고 있다.

본 연구에서는 축압기의 이러한 단점들을 보완할 감쇠기를 자동차 시험기의 하나인 1축제어용 피로 시험기를 이용하여 실험하였다. 서보 모터와 기계적 방법으로 압력 가진을 하고, 그로 인해 가진 된 파형을 실린더를 통하여 출력단자인 펌프나 유압 탱크로 고주파 맥동 충격파를 발생시킨다. 발생된 유압 시스템 내의 고주파 맥동 충격파를 압력계측시스템을 통하여 측정하여 PSD(power spectral density)분석을 수행하였다. PSD 분석을 통하여, 감쇠기에 따른 감쇠효과와 성능 분석을 함으로써, 고주파 유압시스템내의 감쇠기의 영향을 분석 하였다.

2. 감쇠기

2.1 맥동 압력과 감쇠기 구조 및 특징

기존의 축압기의 문제점을 해결하기 위하여, 별도의 압력 맥동 감쇠를 위한 장치를 장착할 필요 없이 유압 시스템의 관로 중간에 맥동 충격파 및 맥동 소

음을 흡수할 수 있는 맥동 충격파 및 맥동 소음 감쇠 기능을 가진 감쇠기를 개발 실험하였다.

Fig. 1 와 Fig. 2 에 나타낸 것과 같이 감쇠기는 유압관로와 같은 직경의 퍼포레이티드 튜브와 약 2배 직경의 압력 챔버로 구성되어 있다. 설치는 유압관로 중간에 설치하여 맥동 충격파 및 맥동 소음을 흡수할 수 있도록 설계 하였다.

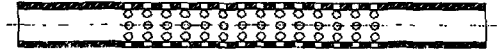


Fig. 1 section of perforated tube

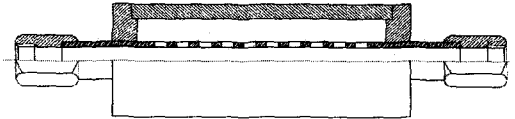


Fig. 2 section of pulsatile damper

상기한 압력 챔버는 Fig. 2에서 볼 수 있듯이 퍼포레이티드 튜브의 직경보다 2배 큰 관으로서 유압 시스템의 작동 압력과 같은 압력을 유지하고 있을 수 있어, 갑작스런 압력 충격이 발생 했을 때는 챔버의 압력이 강한 압력 충격과 섞이면서 압력 충격을 완화시키고, 감압 시에는 챔버의 압력이 낮은 압력과 섞이면서 감압을 보충 시켜주므로써 맥동 충격을 완화 시켜주고 압력을 유지 시켜준다.

여기서, 압력 챔버 내의 퍼포레이티드 튜브는 유압관로와 같은 직경을 가지므로써, 유압 시스템내의 압력 손실을 발생하지 않는 구조를 가지며 또한 유량의 흐름을 방해 하지 않으며 퍼포레이티드 튜브의 전체 표면적의 약 1/3이 홀부로 이루어져 유압 맥동파가 홀부를 지나면서 압력 챔버로 확산 되므로써 고주파 유압 시스템의 맥동 압력파와 맥동 소음을 감쇠시키는 역할을 하도록 설계 하였다.

따라서, 유압 시스템 내의 강한 맥동 압력파는 상기된 압력 챔버에 의한 충돌 및 흡수, 퍼포레이티드 튜브를 통한 확산 작용에 의해 제거되고, 토출구를 통해 외부로 방출된다. 또한 감쇠기의 방향성이 없기 때문에 액추에이터등의 가진으로 인해 발생한 맥동 충격파가 역류하여 올 경우에도 위와 똑같은 작용의 감쇠 현상을 하게 된다.

2.2 유압 맥동 압력파 감쇠기 설계 및 제작

해석 대상 감쇠기는 투과 손실에 따른 감쇠비율을 근사적으로 계산하는 방법 데로(8),(9) 맥동 감쇠장치를 설계 제작 하였다.

다공형 감쇠기의 투과손실 값은 감쇠기의 내부관 퍼포레이티드 튜브의 구멍 개수와 면적의 곱인 전체 천공면적에 의해 결정된다. 구멍 위치 및 배열에 대한 고려를 하지 않고, 천공된 전체 면적으로 투과손실을 계산하므로, 실제 적용할 때 상당한 오차를 포함한다. 따라서 감쇠기의 맥동저감 특성을 보다 정확하게 해석하기 위해서는 구멍의 위치 및 배열이 맥동저감 특성에 미치는 영향을 고려하여야 한다.

본 연구에서는 감쇠기 내부관 천공부의 위치 및 배열 형태는 Fig.2와 같이하고 2개의 모델에 대해 Table 1과 같은 parameter에 의해 제작하였다.

Table. 1 parameter of models

Model name	Hole diameter	Hole number	Hole total volume
Model_A	6mm	(20*10) 200	5652mm ²
Model_B	10mm	(10*5) 50	3926mm ²
Accumulator			

3. 실험 장치 및 방법

본 연구에서 제작한 고주파 맥동 충격파 감쇠기의 실험의 종류는 Table. 2와 같으며 실제 제작한 감쇠기의 모형은 Fig. 3과 같고, 시스템의 작동 순서는 Fig. 4와 같이 펌프에서 나온 작동유가 공급라인(이하 P라인)를 타고 P3 센서를 지나 감쇠기 입구부 P2를 거쳐 출구부 P1의 센서를 지나 액츄에이터로 들어가 리턴라인을 지나 다시 펌프로 들어오는 순환 구조를 가지고 있으며, 펌프와 압력센서, 감쇠기, 액츄에이터의 거리는 각각 약 30cm 이며, 유압관은 25mm의 내경을 갖는 고무관을 사용하였다.

피로시험기 충격파 분석 장치의 각 구성품으로는 감쇠기와 3개의 압력센서(Allsensor사 P200 series)가 P라인에 감쇠기 전후 및 펌프 출구에 설치되었으며, 서보밸브로 조절되는 액츄에이터(JKCA-1), 가진의 입력력을 위한 함수발생기(function generator)가 사용되었다. 실험에서 사용된 펌프는 사판식 피스톤 펌프

Table. 2 case of experiment

Quality	60,100,150 bar				
	Acceleration frequency				
0.25v	5hz	10Hz	15hz	20hz	25hz
0.75v	5hz	10Hz	15hz	20hz	25hz
1.25v	5hz	10Hz	15hz	20hz	25hz

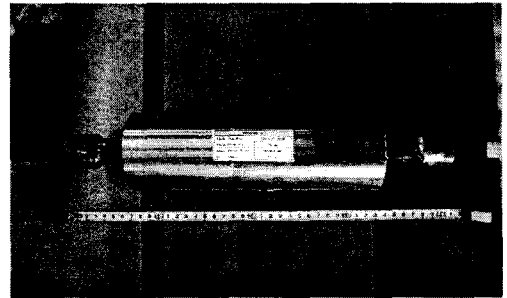


Fig. 3 picture of the damper

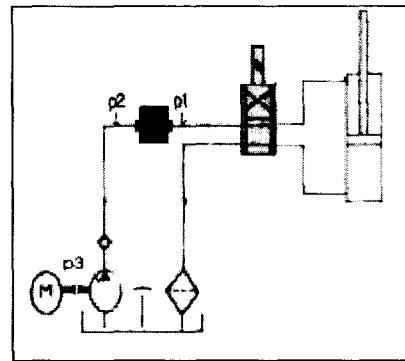


Fig. 4 system layout

(Yuken A37 Type, 37 cm³/rev)를 사용하였고 15 kw, 1150 rpm 형식의 모터(현대 중공업)를 이용하였다. 펌프의 유량은 모든 경우에 동일한 조건(37 cm³/rev)으로 수행되었다.

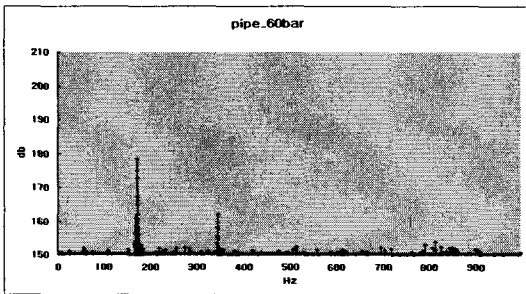
4. 결과 및 검토

4.1 가진이 없는 경우

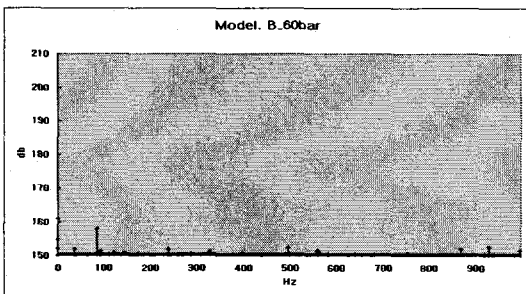
고주파 유압 시스템의 맥동 충격과 감쇠특성을 살펴보기 위하여 가진이 없는 경우 감쇠기 유무에 따른 실험을 수행하였다.

먼저 Fig. 5(a)는 펌프압력이 60bar 일 때, 감쇠기 (Model_B)를 설치 안한 경우에 대한, p1점에서 압력 변화를 PSD로 분석한 그래프이다. 펌프의 고유 주파수 영역인 180hz대의 주파수 성분과 그에 따른 고조파 성분이 나타남을 주파수 분석을 통하여 알 수 있었다. Fig. 5(b)는 감쇠기를 설치한 경우에 대한 그래프로, 펌프의 고유 주파수인 180hz대의 맥동 충격과 감쇠기를 거치면서 주파수 분산을 통해 충격과 감쇠되고 있음을 알 수 있었고, 또한 고유 주파수 특성에 준한 고주파 성분까지 분산되고 있음을 알 수 있다.

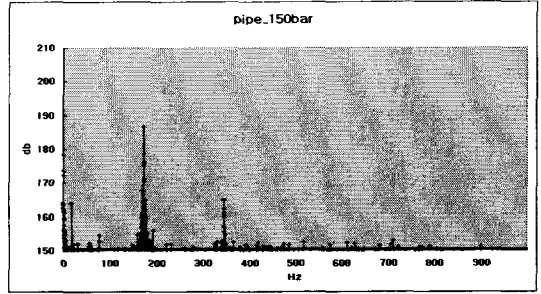
이는 펌프의 고유 주파수에서 나오는 유압 맥동 충격과 들이 감쇠기의 퍼포레이티드 튜브 영향에 의해 모두 사라짐을 알 수 있다. 펌프의 설정 압력이 150bar인 경우에도 그 효과는 비슷한 것을 Fig. 5(c)와 (d)로부터 알 수 있었으며, 감쇠기가 설치된 경우 그리고 가진이 없는 경우 감쇠기의 맥동 충격과 감쇠의 효과가 매우 큼을 알 수 있었다.



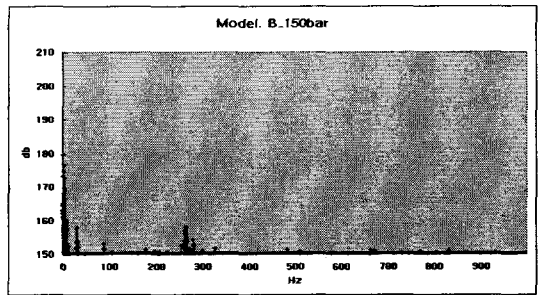
(a) without damper 60bar



(b) with damper 60bar



(c) without damper 150bar



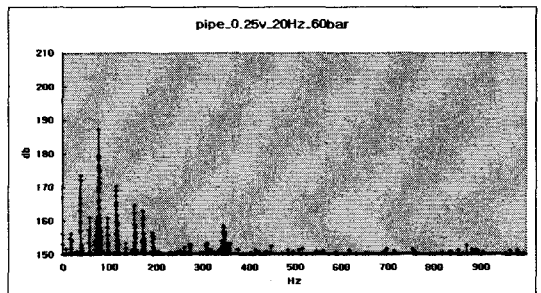
(d) with damper 150bar

Fig. 5 Analysis of Pressure frequency without or with damper

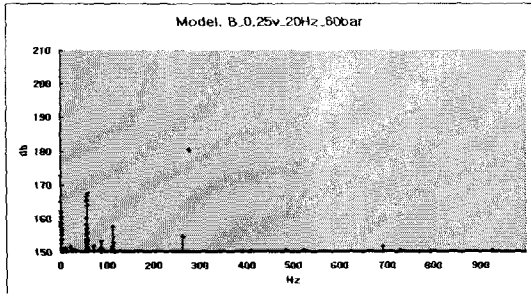
펌프의 압력이 높을수록 감쇠 진폭의 크기도 커지며 또한 고조파 성분과 맥동 소음과 진동에 의한 주위의 작은 피크들도 줄어들고 있음을 알 수 있다.

4.2 가진이 있는 경우

Table. 2 에서와 같이 압력과 가진량에 따른 가진 주파수 별로 실험을 수행하였으며 가진이 없는 경우와 마찬가지로 감쇠기를 설치한 경우와 설치 안한 경우에 대해 실험을 수행 하였다.



(a) without damper



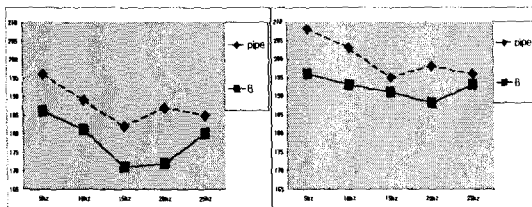
(b) with damper

Fig. 6 analysis of frequency graph by case of pressure 60bar, acceleration frequency 20hz, acceleration amplitude 0.25v

Fig. 6의 (a)에서 나타나있는 것처럼 감쇠기를 설치하지 않은 강관에 가진이 있는 경우 가진 주파수 영역인 70hz대에 피크가 나타나고 있음을 알 수 있다. 액추에이터의 가진이 있는 경우 액추에이터의 가진 주파수에 의해 시스템내에 모든 주파수 특성이 바뀔 것 알 수 있다.

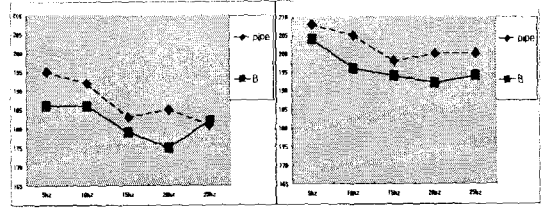
강관의 경우 가진 주파수에 의해 나타난 맥동 충격파를 잡아주지 못하여 시스템 내부에 그대로 작용하고 있음을 알 수 있으며, 저주파수로 동력을 전달할 때는 신호체계가 동력원으로부터 멀리 떨어져 있으면 압력강하는 물론 최고압력이 발생하는 주파수 대역이 달라 질 수 있다.(10) Fig. 6(b)에 나타난 감쇠기의 설치후 그림은 감쇠기가 주파수 분산을 통해 맥동 충격파를 감쇠 시키고 또한 그에 따른 고주파 성분까지 잡아 줄음을 알 수 있었다. 또한 주위의 잔 피크 들이 현저히 줄어들음을 알 수 있는데 이는 감쇠기의 효과가 맥동 충격파 및 맥동에 의해 발생하는 소음 및 진동까지 줄여줄음을 알 수 있다. 따라서 충격파 및 소음의 저감으로 인해 유압 시스템의 안정성을 확보할 수 있게 되었다.(11)

위의 Fig. 7과 같이 각 각의 케이스에 대한 감쇠기가 있는 경우와 없는 경우에 대한 최대 피크값을 비교 하였다.



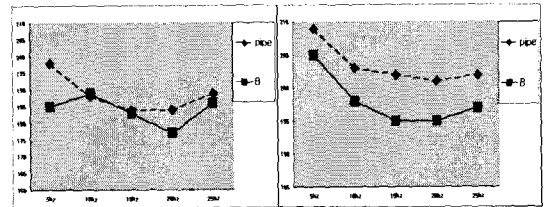
(a) 60bar 0.25v

(b) 60bar 1.25v



(c) 100bar 0.25v

(d) 100bar 1.25v



(e) 150bar 0.25v

(f) 150bar 1.25v

Fig. 7 Compare to peak point pipe and damper of graph

Fig.7에서 볼 수 있듯이 전체 영역에 대해 맥동 감쇠기의 감쇠특성 현상이 우수함을 알 수 있다. 전반적으로 5db에서 10db정도의 맥동 충격파 감쇠 효과가 나타났다. 그러나 Fig. 7(c)의 그래프에서 150bar에서 10hz에서 비슷한 피크 포인트를 나타냈으나 주위의 고주파 성분들과 잔 피크들은 다른 데이터와 마찬가지로 현저히 줄어들어 있음을 데이터 분석을 통해 알 수 있었다.

위의 데이터 분석을 통하여, 감쇠기가 유압 맥동 충격파와 시스템의 소음과 진동을 효과적으로 잡아 줄음을 알 수 있었다. 이는 감쇠 장치가 없는 강관에서 본 연구에서 제작한 감쇠기의 효과가 강관에 비해 감쇠 특성이 우수함을 알 수 있었다.

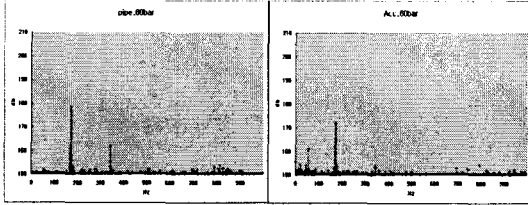
4.3 감쇠기 모델간의 비교

감쇠기의 효과를 좀더 정확히 하고자 퍼포레이티드 튜브의 크기와 전체 튜브의 홀 면적이 다른 감쇠기를 제작하여 비교 실험 하였으며 그 감쇠기 감쇠 효과의 특성을 알아보기 위해 기존에 널리 쓰이고 있는 축압기와 비교 연구 하여 보았다.

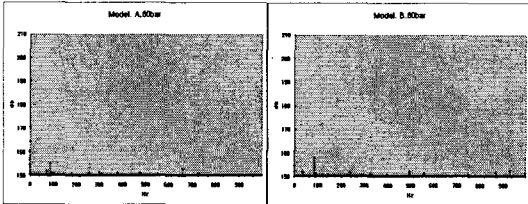
비교 모델은 Table 1과 같고, 실험조건은 Table 2와 같이 동일한 조건으로 실험을 수행 하였다.

4.3.1 액추에이터의 가진이 없는 경우

먼저 가진이 없는 상태에서 강관과 축압기와 모델의 결과를 비교하였다.



(a) pipe 60bar (b) Accumulator 60bar



(c) Model. 1 60bar (d) Model. 2 60bar

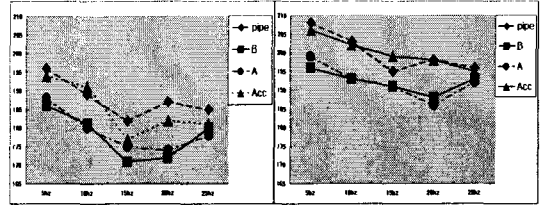
Fig. 8 Analysis of frequency graph of no acceleration

위의 그림 Fig. 8(a)의 그림은 모델이 없는 경우의 주파수 분석 그래프이다. 펌프의 고조파 성분 특성까지 주파수 특성이 잘 나타나고 있음을 알 수 있다. Fig. 8(b)의 그래프는 축압기의 주파수 분석 그래프로써 축압기의 특성이 매우 잘 나타나 있음을 알 수 있다. 펌프의 기본주파수 성분을 나타내고 있으며 최고의 피크 포인트를 주파수 분산을 통해 약 10db정도 줄여 주고 있음을 그래프를 통해 알 수 있다.

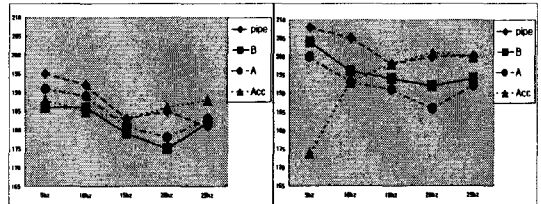
Fig. 8(c),(d)의 그래프는 Model-A와 -B의 결과 그래프로 펌프의 기본 주파수 특성을 주파수 분산을 통해 축압기(Accumulator)와 같이 감소 시키고 있음을 알 수 있다. 이 두 그래프의 비교에서는 Fig. 8(d)의 그래프를 나타낸 Model-B가 Model-A 보다 약 5db정도 더 큰 감소 특성을 나타내어 좀 더 효과적인 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 설정 압력을 올려도 같은 경향을 나타내고 있음을 데이터 분석을 통해 알 수 있었다.

4.3.2 액추에이터의 가진이 있는 경우

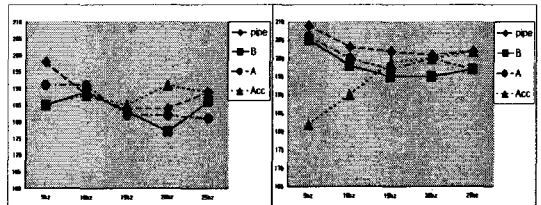
Fig. 9는 감쇠기 Model-A, B의 설치, 축압기 설치, 및 광관일 때의 압력 및 가진량에 따른 각 가진 주파수의 최고 피크 포인트들을 비교한 그래프 이다. 펌프의 설정압력은 60bar, 100bar 및 150bar 이며 가진 폭은 최저 가진량과 최고 가진량을 비교 하였다.



(a) 0.25v,60bar (b) 1.25v,60bar



(c) 0.25v,100bar (d) 1.25v,100bar



(e) 0.25v,150bar (f) 1.25v,150bar

Fig. 9 Compare to peak point All models of graph

Fig. 9 축압기의 경우 펌프의 압력이 낮고 가진 주파수가 높을수록 축압기의 효과가 좋지 못함을 보여 주고 있으며, 펌프의 설정 압력 100bar 이상부터 가진 주파수 10hz까지는 월등한 감소 특성을 나타내지만 15hz 이상부터는 아무것도 설치하지 않은 광관의 경우와 비슷한 피크 포인트를 유지 하고 있음을 알 수 있다. 그러나 이는 최고 peak point의 위치 일뿐 주위의 잔 피크들의 감소 특성은 축압기를 설치함으로써 훨씬 안정된 시스템을 유지시켜줄을 데이터 분석을 통해 알 수 있었다. 펌프의 압력 설정 영역이 저압 쪽에서의 경우와 가진 주파수의 설정 영역이 고주파 영역인 경우에 Accumulator의 효과가 좋지 않다.(12) 감쇠기의 경우 전반적으로 전 영역에서 좋은 감쇠 효과를 나타내고 있음을 알 수 있다. 전반적으로 펌프의 설정압력이 작은 경우 그리고 가진 주파수가 저 주파수 일수록 퍼포레이티드의 홀의 면적이 작은 경우가 좋은 감쇠 특성을 나타내고 있으며, 압력이 높고 가진 주파수가 고주파일수록 퍼포레이티드 튜브의 홀의 면적이 넓은 것이 좋은 감쇠 특성을 나타내고 있음을

알 수 있다.

5. 결론

고주파 유압 시스템에서의 맥동 및 진동 소음의 저감을 위해 본 연구에서 제작한 감쇠기와 기존에 유압 시스템에서 흔히 쓰이고 있는 축압기와의 비교 결과는 가진이 없는 경우 본 연구에서 제작한 감쇠기가 펌프의 고유 주파수에 의해 발생하는 180hz영역의 맥동 파형을 주파수 분산을 통해 큰 폭으로 감쇠되고 있음을 알 수 있었으며 또한 그에 준한 고조파 성분과 주위의 잔 피크도 크게 줄어들고 있음을 알 수 있다. 가진이 있는 경우에는 저 주파수 고압부에서는 축압기의 효과가 우수하였으나 전체적인 영역에서는 감쇠기의 효과가 우수함을 알 수 있었다. 또한 감쇠기 내부의 퍼포레이티드 튜브의 홀 한개의 면적의 크기로 분류했던 감쇠기의 모델 중에 저압부와 저 주파수 영역에서 홀 한 개의 면적이 작은 Model. 1이 우수하였으며 가진 주파수가 고주파일수록 또한 펌프의 설정 압력이 높을수록 퍼포레이티드 튜브의 홀 한개의 면적이 넓은 Model. 2가 효과적임을 결과를 통해 알 수 있었다. 고주파 유압 시스템에서 발생하는 맥동 충격파 및 소음 진동을 전 영역에서 기존의 축압기 보다 효과적으로 감쇠 시켰음을 알 수 있다.

참고문헌

- (1) I. Y. Lee, S. H. Song, Y. G. Jung and K. W. Yang, 1998, "Development of Analyzing Method for Pressure Fluctuations in Oil Hydraulic Pipe Network Including Flexible Hose Element", Journal of the Korean Society for Power System Engineering. Vol. 2, No. 1, pp. 45-51.
- (2) G. D. Na, Y. Y. Mo, Y. T. Yoo, J. C. Jung, J. H. Kim, 1998, "A Study on the Frequency Response Characteristics of a Laminar pulsating Flow in a Pipe", Journal of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol. 26, No. 8.
- (3) T. Y. Young, G. D. Na, J. H. Kim 2002, "A Characteristics of Pressure Propagation According to Frequency Changes in a Hydraulic Pipeline", Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers. Vol. 11, No. 2.

- (4) M. O. Yum, "Characteristic Experiment of Tilting Check Valve for Nuclear Power Plant(II)" The Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 22, No. 6, pp. 803-812.
- (5) John E. Miller, 1987, "The Reciprocating Pump", Wiley-interscience
- (6) Hans Dahl, et al, 1998, "The Influence of Headbox Flow Conditions on Paper Properties and their Consistency", Tappi Journal
- (7) Y. Kawarasaki, et al., 1990, "Development of hydraulic Active Suspension", Automobile Technology, Vol. 44, No. 1, pp. 120-127
- (8) 정진년, 1999, "소음기의 내부관 구멍 위치 및 배열에 따른 소음저감 특성 해석", 학위논문, 계명대학교 대학원,
- (9) Foreman, John E. K. 1990, "Sound Analysis and Noise Control", Van Nostrand Reinhold, 1990.
- (10) Yang-Woo Moh, Young-Tae Yoo, Ji-Hwan Kim, 2000, "The Characteristics of Pulsating Flow in a Hydraulic Pipe" December 30.
- (11) Do-Tae Kim, Sang-Gi Lee, 2000, "Impedance Characteristics of an Expansion-Resonator Type Pulsation Attenuator", Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers Vol 9, No. 1
- (12) 박남은, 김재수, 노형운, 2003, "고주파 유압시스템의 주파수 특성과 축압기 효과의 실험적 연구", 유체기계저널 제6권, 제3호.
- (13) Young-Tae Yoo, Ji-Hwan Kim, Gee-Dae Na, 2002, "A Characteristics of Pressure Propagation According to Frequency Changes in a Hydraulic Pipeline", Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers Vol. 11, No.2
- (14) D. T. Kim, 2002, "Pressure Ripple Reduction in Hydrostatic Transmissions by Using a Hydraulic Filter", Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers Vol. 11, No. 3.
- (15) Y. K. Suh, 2001, "Numerical Analysis of the Dynamical Characteristics of Fluid Flow Inside a Pipe with an Accumulator", 설비공학 논문집 제13권, 제5호.