

분지를 이용한 유압관로계의 압력맥동 저감 방안

이규원*(경희대 대학원), 장주섭(경원전문대학 자동차과)
 김경훈(경희대 기계산업시스템 공학부), 운영환(신호시스템(주))

Method for Reduction of Pressure Ripples using the Parallel Pipeline in Fluid Pipeline

K. W. Lee(Graduate school, Kyunghee Univ), J. S. Jang(Kyungwon College)
 K. H. Kim(Kyunghee Univ), Y. H. Yoon(SHINHO System Corporation)

ABSTRACT

The pressure ripples are inevitability generated by a fluctuation of flow rate caused pump mechanism, which occur noises, vibrations, and affect a control performance in fluid pipeline. The method for reduction of pressure ripples has been normally used a accumulator which is installed near the pump generating the pressure ripples. This paper introduces the parallel pipeline as a method to reduce pressure ripples in fluid pipeline, and confirms the usefulness of it in reducing the pressure ripples as compared with the fluid pipeline with a accumulator using AMESim(Advanced Modeling Environment for Simulations) Software.

Key Words : Fluid power system(유압시스템), Pressure ripples(압력맥동), Fluid pipeline(유압관로), Parallel pipeline(분지관로), Control performance(제어성능), Reduction of pressure ripples(압력맥동 저감)

1. 서론

유압시스템은 설비자동화와 각종 산업기계의 구동장치, 자동차의 능동 현가장치와 동력 조향장치 등 산업 전 분야에 걸쳐 광범위하게 사용되고 있다. 그러나 유압시스템은 펌프의 유량변화에 의해 압력맥동이 필연적으로 발생하게 되는데, 이러한 압력맥동은 관로를 통해 유압시스템 전체에 전달되어 소음과 진동을 유발시키고, 또한 정밀제어성과 각종 계측기에 영향을 미치며, 특히 자동차의 능동 현가 장치에 있어서는 승차감을 저해시키는 요인이 된다¹⁾.

이러한 압력 맥동을 감소시키는 방법에는 일반적으로 축압기, 압력제어밸브, 유압필터(T형, H형) 등을 설치하는 방법이 있으며, 또한 헬름홀츠 감쇠기를 이용하여 압력 맥동을 감소시킬 수 있다²⁾.

위와 같은 방법 외에 유압 관로내 파동의 전파속도와 위상차를 이용하여 압력 맥동의 저감효과를 얻을 수도 있는데³⁾, 본 연구에서는 이러한 방법을 이용한 유압 관로내 압력 맥동 저감 방안으로 분지 유압 관로를 소개하고 상용 소프트웨어인 AMESim을 이용한 해석을 통해 축압기가 있는 유압 관로와 분

지 유압 관로를 비교하여 유용성을 확인하고자 한다.

2. 이론해석

2.1 단순 및 축압기가 있는 관로의 유동 해석

유압 관로내 오일의 흐름을 해석하기 위한 운동 방정식과 연속방정식은 다음과 같다⁴⁾.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{A}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\rho a^2}{A} \frac{\partial Q}{\partial x} + \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \tag{2}$$

여기서 P , Q 는 관로내 압력과 유량, A 는 관로의 단면적, ρ 는 작동유의 밀도, a 는 관로내 파동 전파속도를 말한다. 식(1)과 식(2)에 이용하여 Fig. 1과 같은 단순 유압 관로내 압력과 유량사이의 관계를 다음과 같은 행렬 형태로 표현할 수 있다³⁾.

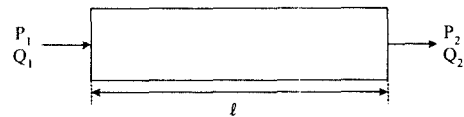


Fig. 1 Simple fluid pipeline

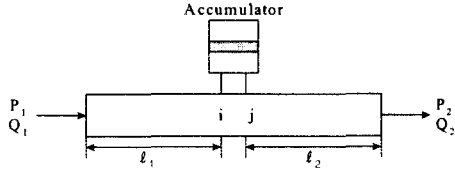


Fig. 2 Fluid pipeline with a accumulator

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l) & Z_c \sinh(\gamma l) \\ 1/Z_c \sinh(\gamma l) & \cosh(\gamma l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서 식(3)의 우측 계수행렬을 단순 유압 관로의 전달 행렬이라 하고, γ 는 전파계수, Z_c 는 특성 임피던스라 한다.

단순 유압 관로에 Fig. 2와 같이 피스톤식 축압기가 설치된 경우, 축압기가 설치된 지점에서의 압력과 유량 사이의 관계는 다음과 같다¹⁾.

$$\begin{bmatrix} P_i \\ Q_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ \beta_g V_g s / K & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_j \\ Q_j \end{bmatrix} \quad (4)$$

여기서 $K = (m_p / A_p^2 + m_n / A_n^2) \cdot \beta_g V_g s^2 + (F_p + F_n) \beta_g V_g s + 1$, $F_p = f_p / A_p^2$, $F_n = f_n / A_n^2$, m_p = 축압기내의 작동유 질량 + 피스톤 질량, $m_n = \rho l_n \times A_n$, A_p 는 피스톤 면적, A_n 은 축압기 접속부 관로의 단면적, $f_n = 32\nu l_n A_n \rho / d_n^2$, f_p 는 피스톤 마찰계수, l_n 은 축압기 접속부 관로의 길이, β_g 와 V_g 는 축압기내 질소가스 압축율과 체적, ρ 와 ν 는 작동유의 밀도와 점도를 말한다. 그리고 축압기가 설치된 지점 전후의 관로를 단순 유압 관로라 생각한다면, 축압기가 있는 유압 관로의 전 영역에 대한 압력과 유량의 관계를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = I_1 \times I_2 \times I_3 \begin{bmatrix} P_4 \\ Q_4 \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$I_1 = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l_1) & Z_c \sinh(\gamma l_1) \\ 1/Z_c \sinh(\gamma l_1) & \cosh(\gamma l_1) \end{bmatrix}$$

$$I_2 = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ \beta_g V_g s / K & 1 \end{bmatrix}$$

$$I_3 = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l_2) & Z_c \sinh(\gamma l_2) \\ 1/Z_c \sinh(\gamma l_2) & \cosh(\gamma l_2) \end{bmatrix}$$

2.2 분지 유압 관로의 유동 해석

Fig.3과 같은 분지 유압 관로의 분지점에서 압력과 유량 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다¹⁾³⁾.

$$\begin{bmatrix} P_k \\ Q_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_j & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_j \\ Q_j \end{bmatrix} \quad (6)$$

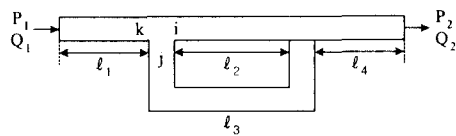


Fig. 3 Parallel fluid pipeline

여기서 Z_j 는 j 관로의 유체임피던스로 P_j/Q_j 로 정의된다. 분지 유압 관로에 있어서 분지점 전후의 관로를 단순 유압 관로라 생각한다면, 식(3)과 식(6)을 이용하여 분지 유압 관로의 전 영역에 대한 압력과 유량사이의 관계를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{bmatrix} = T_1 \times T_2 \times T_3 \times T_4 \times T_5 \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \\ = T_1 \times T_2^* \times T_3 \times T_4^* \times T_5 \begin{bmatrix} P_2 \\ Q_2 \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서

$$T_1 = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l_1) & Z_c \sinh(\gamma l_1) \\ 1/Z_c \sinh(\gamma l_1) & \cosh(\gamma l_1) \end{bmatrix}$$

$$T_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_3 & 1 \end{bmatrix}$$

$$T_3 = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l_2) & Z_c \sinh(\gamma l_2) \\ 1/Z_c \sinh(\gamma l_2) & \cosh(\gamma l_2) \end{bmatrix}$$

$$T_3^* = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l_3) & Z_c \sinh(\gamma l_3) \\ 1/Z_c \sinh(\gamma l_3) & \cosh(\gamma l_3) \end{bmatrix}$$

$$T_4 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_5 & 1 \end{bmatrix}^{-1}$$

$$T_4^* = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1/Z_4 & 1 \end{bmatrix}^{-1}$$

$$T_5 = \begin{bmatrix} \cosh(\gamma l_4) & Z_c \sinh(\gamma l_4) \\ 1/Z_c \sinh(\gamma l_4) & \cosh(\gamma l_4) \end{bmatrix}$$

2.3 유압 관로 내의 맥동 크기 해석

유압 관로 내의 오일이 정상적 과도흐름(steady-transient-flow)을 할 때 압력과 유량은 다음과 같이 표현된다⁴⁾.

$$P = P_0 + p^* \quad (8)$$

$$Q = Q_0 + q^* \quad (9)$$

여기서 P_0 와 Q_0 는 평균압력과 평균유량이고, p^* q^* 는 평균압력 및 평균유량과의 편차 즉, 압력 맥동과 유량 맥동의 크기이다. 시간에 따른 압력과 유량의 변화는 대체적으로 사인곡선을 만족하는데, 이때 그 크기는 다음과 같이 계산할 수 있다¹⁾.

$$p^*(x, t) = Re[P(x) e^{j\omega t}] = P(x) \cos(\omega t) \quad (10)$$

$$q^*(x, t) = Re[Q(x) e^{j\omega t}] = Q(x) \cos(\omega t) \quad (11)$$

여기서 Re 는 복소수의 실수부를 의미하여 ω 는 파동의 주파수이다.

3. 시뮬레이션에 의한 압력 맥동 해석

본 연구에서는 압력 비평형형 유압 배인 펌프를 이용하여 측정된 토출 압력 데이터⁵⁾를 가지고 시간변화에 따른 유압 관로의 압력 맥동을 확인하였으며, 해석 소프트웨어는 IMAGINE S.A에서 개발한 AMESim⁶⁾ Ver 3.5을 사용하였다. Fig. 4는 해석에 사용한 유압

관로의 모델링을 나타낸 것으로 입력데이터는 토출량이 15 l/min, 베인수가 13매인 펌프를 1800 rpm으로 회전시켰을 때 펌프출구에서 측정된 압력을 시뮬레이션상에서 유량으로 계산하여 해석의 입력 데이터로 사용하였다. 유압 관로는 Fig.4와 같이 구성하여 모델링 하였으며, 또한 분지 관로에 있어서는 관로내 파동 전파속도와 위상변화를 이용한 압력맥동 저감을 확인하기 위하여 분지관로의 직경과 길이 및 재질을 변경하여 모델링 하였다.

본 연구에서는 공급유량(P1)이 같을 때, 관로 출구(P2)에서 압력 맥동의 크기를 비교하였다.

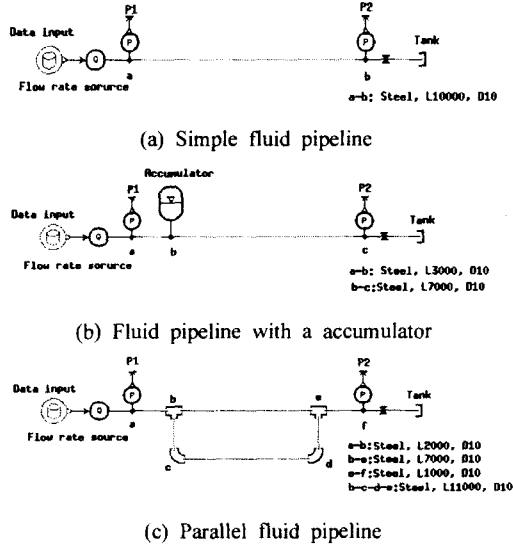


Fig. 4 Screen of AMESim for simulation

4. 결과 및 고찰

Fig.5는 본 해석에 이용한 유량맥동 과정을 나타내며, Fig.6은 P2에서의 유량곡선을 나타낸다. 단순 관로, 축압기가 있는 관로, 분지관로의 P1과 P2에서의 압력 과정을 Fig.7과 Fig.8에 나타내었다. 분지관로 P2에서 주파수 감소와 함께 압력 맥동과 유량 맥동이 감소됨을 확인할 수 있으며, 또한 P1에서는 축압기가 있는 관로 보다 작은 압력 맥동을 보인다.

Fig.9는 분지 관로의 길이(b-c-d-e)를 b-e부분 길이 보다 1.5, 2, 3배로 증가시켰을 때 P2에서의 압력변화를 나타낸 것이다. b-e 부분의 길이를 고정시키고 분지관로의 길이를 증가시켰을 때 길이차에 비례하여 압력맥동이 감소되지 않음을 확인할 수 있다. 이는 분기점에서 주관로 파형과 분지관로 파형의 위상이 일치하여 중첩현상에 의한 것으로 판단된다. 변수를 변경하여 반복 해석한 결과 분지관로가 b-e 길이 보다 1.5배 정도일 때 압력맥동이 가장 많이 감소됨

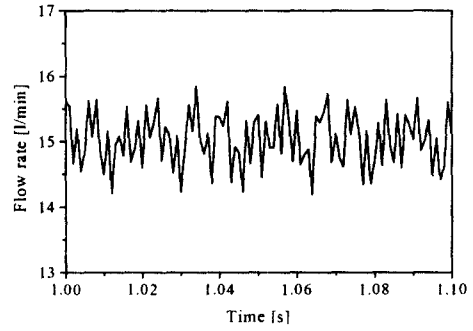


Fig. 5 Input flow rate records

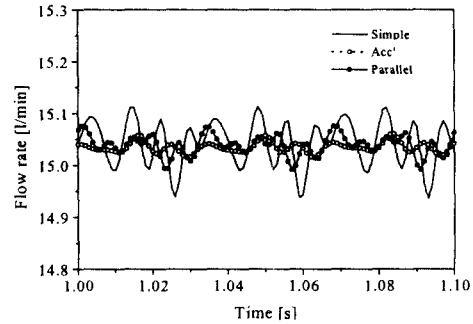


Fig. 6 Flow rate records at P2

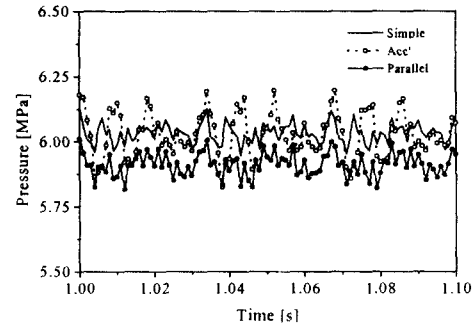


Fig. 7 Pressure records at P1

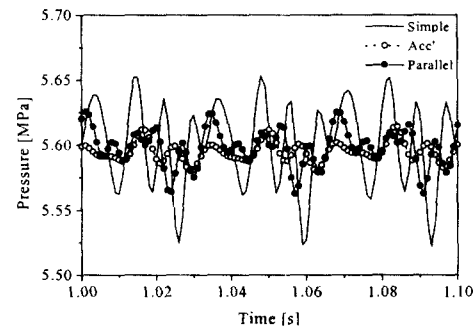


Fig. 8 Pressure records at P2

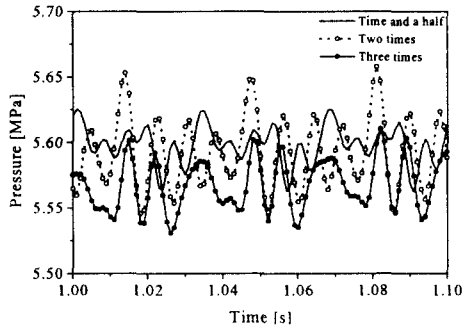


Fig. 9 Pressure records at P2 by changing a length of parallel pipeline

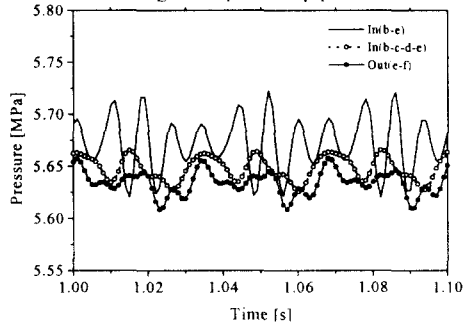


Fig. 10 Pressure phase records

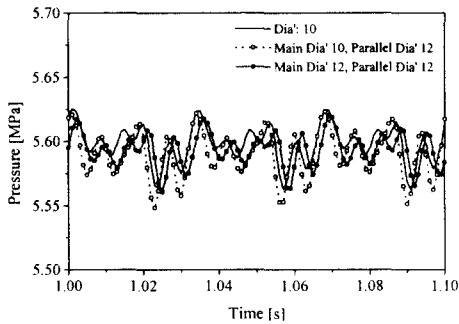


Fig. 11 Pressure records at p2 by changing a diameter of pipeline

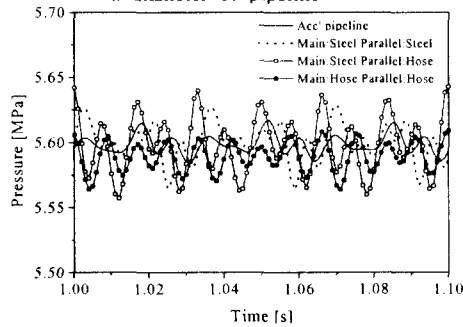


Fig. 12 Pressure records at p2 by changing a material of pipeline

을 확인하였다. 이것은 Fig.10과 같이 출구쪽 분기점에서 압력의 위상차가 $\pi/2$ 정도 발생되어 압력 맥동이 감소된 것으로 판단된다. Fig. 11은 분지 관로의 직경을 변화시켰을 때 P2에서의 압력을 나타낸 것으로 분지관로와 주관로 직경을 모두 증가시켰을 때 압력맥동이 감소됨을 알 수 있다. 또한, 관로의 재질을 강관에서 유압호스로 변경하였을 때의 결과를 Fig.12에 나타내었다. 분지관로를 유압호스로 변경한 경우에는 압력 맥동이 증가하였으며, 주관로와 분지 관로 모두 유압호스로 변경해야 축압기가 있는 관로 만큼 압력 맥동이 감소됨을 알 수 있다. 따라서 재료의 탄성변화를 이용하여 관로내 파동전파 속도를 감소시키면 펌프에서 발생된 토출 압력의 맥동이 저감됨을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구를 통하여 각 유압 관로의 특성을 이해하였고, 특히 분지 유압 관로의 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 분지 유압 관로를 사용할 경우 축압기가 있는 유압 관로와 거의 대등하게 압력 맥동의 크기를 감소시킬 수 있다.

(2) 분지 관로와 주관로의 길이 차이가 1.5배 정도일 때, 압력 맥동의 저감효과를 크게 할 수 있다.

(3) 주관로와 분지 관로의 재질을 유압호스로 변경할 경우에는 관로의 탄성특성을 이용하여 압력 맥동의 저감효과가 큼을 알 수 있다.

향후, 이론적으로 해석된 결과에 대하여 실험을 통한 검증을 수행할 예정이다.

참고문헌

1. 이일영, 정용길, 이순길, 윤영환, "농동현가장차용 유압관로계의 압력 맥동 해석," 한국자동차공학회 추계학술대회, 1998.
2. Stan Skaistis, "Noise Control of Hydraulic Machinery," Marcel Dekker Inc., 1988.
3. E. Benjamin Wylie and Victor L. Streeter, "Fluid Transients," Prentice Hall, 1983.
4. M. Hanif Chaudhry "Applied Hydraulic Transients," Van nostrand reinhold company, 1979.
5. 장주섭, 양광식, 윤영환, 이종원, 한동철, "가변용량형 유압배인 펌프의 압력맥동에 관한 연구," 한국정밀공학회 추계학술대회, 1998.
6. Imagine S.A. "AMESim USER MANUAL Ver 3.5," 2000.