

유압서보 액추에이터의 주 고장모드 분석 및 수명개선에 관한 연구 A Study on the Main Failure Mode Analysis and Lifetime Improvement of Hydraulic Servo Actuators

이용범^{1*} · 정동수¹ · 이기천¹ · 강보식¹ · 이종직¹

Yong-Bum Lee, Dong-Soo Jung, Gi-Chun Lee, Bo-Sik Kang and Jong-Jik Lee

Received: 28 Aug. 2018, Accepted: 30 Oct. 2018

Key Words : Hydraulic Servo Actuator(유압서보 액추에이터), Main Failure Mode(주 고장모드), Hydraulic Bearing(정압베어링), Air and Gas(기체), Friction(마찰)

Abstract: The hydraulic servo actuator has always operated very precisely with high frequency and small displacement, and is used continuously for a long time. The hydraulic servo actuator of the test equipment used in the accelerated life test in order to guarantee the service life of the automotive parts failed earlier than the products before finishing the test. This study performed an analysis on the cause of the failure of the hydraulic servo actuator used in the test equipment, changed the design of the actuator to solve the root cause of the main failure mode, and developed the improved servo actuator. Based on above process, this study established a better performances and longer lifetime of the servo actuator after testing.

기호 설명

k : adiabatic coefficient [air = 1.4]

V : air volume [cm³]

T : Temperature [K or °C]

C : flow coefficient

A : area of orifice opening [mm²]

D : orifice diameter [m]

r : oil specific gravity

g : gravity acceleration [m/s²]

P_s : supply pressure [MPa]

P : internal pressure of pocket [MPa]

δ_o : radial clearance [m]

a : oil viscosity

l : clearance length [m]

d : rod diameter [m]

d_m : middle diameter in the gap [m]

s : height of the gap [m]

L : length [m]

ρ : density [kg/m³]

ν : kinematic viscosity [m²/s]

P_{AB} : pressure drop [MPa]

e : factor of eccentricity [m]

Re : reynolds flow number

1. 서 론

유압서보액추에이터는 높은 주파수와 미소변위를 매우 정밀하게 작동되며 장시간동안 연속적으로 사용이 가능하여 Fig. 1과 같은 인장압축 시험장비에 핵심기기로 사용되고 있다.

최근 자동차의 보증 수명이 길어지고, 생산차량의 신뢰도를 확보하기 위하여 자동차 부품에 대한 가속 부하조건이 커지고, 수명시험시간과 시험 횟수 크게 증가하고 있다. 따라서 이 시험장비에 장착된 유압서보 액추에이터는 시험제품에 비해서 훨씬 높은 성능

* Corresponding author: lyb662@kimm.re.kr

1 Department of Reliability Assessment, Korea Institute of Machinery & Materials, Korea Copyright

Copyright © 2018, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

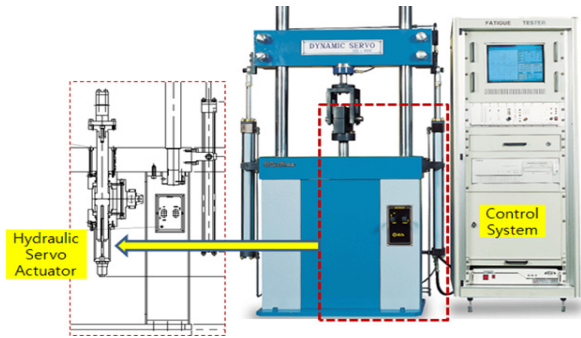


Fig. 1 Tensile compression fatigue test equipment

과 장수명이 요구된다.

그러나 대형 자동차제조 기업들의 높은 연구에 역량에 비해서, 시험 장비를 공급하는 중소기업들은 연구 인력과 개발예산부족 등으로 기술개발이 동등하게 발전하지 못하고 정체하거나 뒤짐으로서, 과부하에 따른 잦은 고장이 발생하고 있다.

본 연구에서는 자동차부품 시험장비에서 사용했던 유압서보 액추에이터의 고장원인을 분석하고, 주 고장모드에 대한 근본원인을 개선하는 설계변경을 통하여 성능향상과 장수명화 한 사례에 대하여 정리한 결과이다.

2. 유압서보액추에이터의 고장모드 분석

유압서보액추에이터의 고장원인을 분석하기 위하여 시험장비에서 사용특징을 정리하면, 첫째로 매우 빠른 작동 주파수, 둘째 미소 변위, 셋째 고 부하, 넷째 장시간 사용 그리고 다섯째 사용빈도수 증가 등으로 분류 할 수 있다.

유압서보액추에이터의 고장결과는 외부 누유와 출력저하, 제어정밀도 저하 및 Fig. 2와 같이 로드 부분과 튜브 부분의 변색 그리고 소음이나 과열 등으로 나타난다.

빠른 주파수 (0.1 ~ 100) Hz는 실 조립 체와 로드 및 실린더 튜브 표면에 급속한 반복 마찰을 발생시키고, 실의 폭보다도 작은 미소변위는 충분한 윤활저해 함으로 마찰이 증가되고 특히 유압서보 액추에이터의 내부에 잔존하는 기체(Air+Gas)의 배출이 불가능하여 기체의 단열압축에 의한 고온화가 발생한다. 또한 고 부하 시험을 위해서 작동압력을 높이면 Seal의 가 압력이 높아져서 마찰을 증가 시킨다.

유압서보 액추에이터는 최대 Stroke의 약 (0.1 ~ 80) % 범위에서 사용을 한다. 액추에이터의 변위가 100 %로 작동되지 못함으로서, 액추에이터 내부의

유입된 유압유는 전량 배출이 되지 못하고 초기 가압 상태가 지속적으로 유지되고 있으며, 미세변위 제어수준의 유압유를 공급하게 된다. 이때 유입되는 기체가 액추에이터의 내부에 잔류하여 압축성으로 제어 정밀성을 떨어트리고, 실린더와 피스톤 실 부분의 기체는 식 (1)과 같이 단열 압축으로 온도가 상승하여 윤활 저하를 가속시키며 이에 따른 마찰 과다로 기계효율 저하와 마모 고장을 발생시킨다.^{4,5)} 유압시스템의 유온은 50 °C로 관리하고 있으며, 최고 사용압력을 21 MPa로 사용되고 있다. 따라서 내부의 기체는 식 (2)와 같이 약 500 °C까지 높게 상승함으로써 실을 태워 손상하며 이는 마찰을 증가시킨다.^{1,2)}

$$T_2 = T_1 \times \frac{P_2 \cdot V_2}{P_1 \cdot V_1} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (1)$$

$$T_2 = (273 + 50) \times \left(\frac{21}{1} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} \quad (2)$$

$$\approx 771 (^\circ K) \approx 498 (^\circ C)$$

따라서 주 고장 모드는 마찰에 의한 Seal 접촉부분의 과열 탄화(burning)로 분석되었으며, 이는 실 부분의 과부하(seals overload)와 정밀기기의 부정확한 조립(misalignment) 및 기체의 압축(compression of gas)으로 분석되었으며, 이러한 문제를 해결하기 위해서 실 부분의 과부하는 저 마찰 Hydrostatic Bearing을 채용하고, Misalignment는 동심도 확보를 위한 부시사용 설계 기술의 채용과 기체의 단열 압축은 공기 배출이 가능한 설계 기술의 채용이 요구된다.

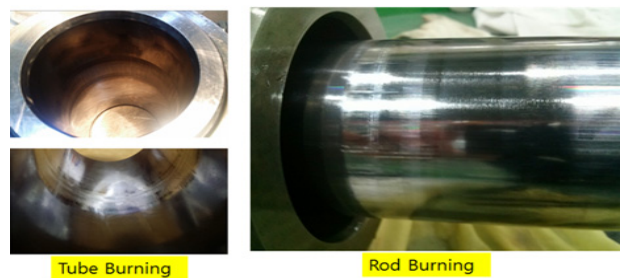


Fig. 2 Fault picture of hydraulic servo actuator

3. 유압서보액추에이터의 설계

본 연구에서는 유압서보 액추에이터를 사용할 때 발생하는 문제를 해결하기 위하여 아래 Fig. 3과 같

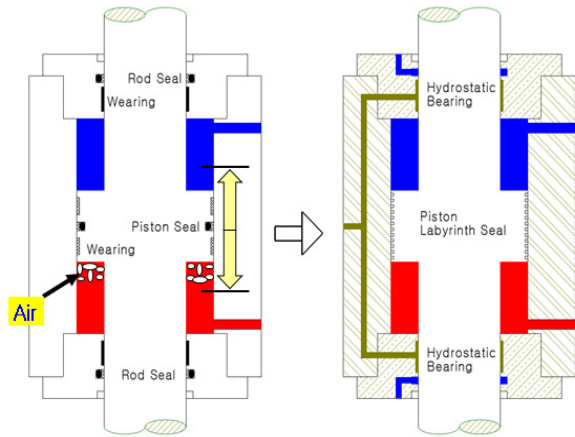


Fig. 3 Comparison of elastic seal type and labyrinth seal type

이 기존 방식인 그림 좌측의 저 마찰 Seal 사용에서 그림 우측과 같이 피스톤 부분에는 Labyrinth Seal을 채용하고, 로드부분에는 정압베어링(hydrostatic bearing)을 사용함으로써 미세한 틈사이로 소량의 유체가 고압부에서 저압부로 이동 될 때 기체가 배출되게 하였다. 이는 설계개념에서 동심확보와 윤활을 위한 유량손실이 일부 발생하지만, 사용경과에 따른 교체마찰이 발생하지 않음으로 영구적인 성능 안전성과 장수명화가 가능 하였다.

3.1 저 마찰 Hydrostatic Bearing

기존에는 서보액추에이터에 저 마찰 탄성 실(low friction elastic seal)을 사용하였으나, 빠른 작동 주파수에 미소변위 및 장시간 동안 과부하로 사용이 되어 직접 접촉하는 Seal 특성에 따라서 마찰이 과다하게 발생하여 수명을 저하시킬 뿐만 아니라 제어정밀도가 떨어지게 된다.

따라서 본 설계에서는 로드(rod)부분에는 Fig. 4와 같은 4개의 포켓 형 정압베어링을 설계 하였으며, 피스톤(piston)부분에는 Labyrinth Seal형 정압베어링을 채용하였다.

일반적인 유압서보 액추에이터의 정압베어링의 유량특성을 분석하면 오리피스를 통과 하는 유량(Flow from orifice)은 식 (3)과 같고, 베어링 포켓에서 피스톤 로드와 베어링 랜드 부분의 틈새를 통해서 통과 하는 유량(Flow through clearance)은 식 (4)와 같으며, 정압베어링 포켓에서 포켓으로 이동하는 랜드의 유량은 이웃한 포켓의 압력 차가 크지 않아서 무시 할 만 한 수준으로 매우 작아 유동이 없는 것으로 생략이 가능하다. 여기서 식 (3)과 식 (4)를 연립하면 포켓의 압력과 유량을 산출 할 수 있으며, 정압베어링

의 사용으로 소모된 동력을 확인 할 수 있다.

$$q_1 = CA \sqrt{\frac{2g}{r} (P_s - P)} \times 60 \quad (3)$$

$$q_2 = \frac{\delta_o^3 P}{12 \times \frac{\alpha}{100} \times \frac{r}{g} \times l} \times \frac{\pi}{4} d \times 2 \times 60 \quad (4)$$

$$q_3 = 0$$

피스톤(piston)부분에는 Labyrinth Seal형 정압베어링은 다수의 Land와 Groove가 반복으로 배열되는 것으로서 모델링 Tool에서는 지름이 다른 Fig. 5의 링갭(Ring Gap)이 반복적으로 연결된 것과 같다. 이때 Ring Gap을 통과하는 압력강하 P_{AB} 는 식 (5)와 같이 입력포트 압력에서 (port A_p) 출구포트 압력(port B_p)을 뺀 값이 되고, 체적 유량 Q 는 식 (6)과 같이 압력 구동 유량 Q_{dp} (Poiseuille flow)과 속도 구동 유량 Q_{dv} (Drag flow or Couette flow)의 합이 된다. 또한 압력강하를 무시하고 측류 조건 체적 유량은 식 (7)과 같고, 압력강하를 고려 할 때는 식 (8)과 같다.⁶⁻⁹⁾ 이때 $K(Re)$ 는 레이놀즈 수와 갭 구조에 의해서 결정 된다.

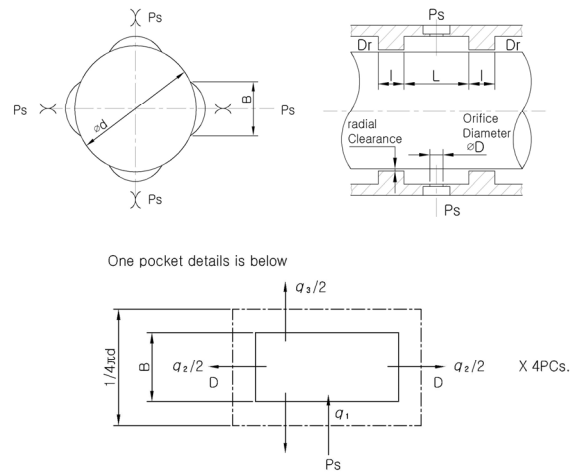


Fig. 4 Flow Characteristics of Hydrostatic Bearing

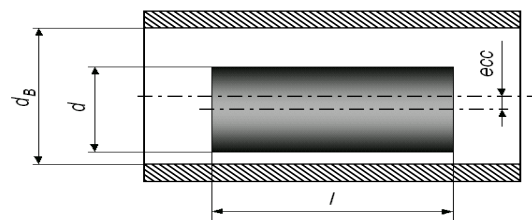


Fig. 5 A ring gap for modeling the piston labyrinth seal

$$P_{AB} = port A_p - port B_p \quad (5)$$

$$Q = Q_{dp} + Q_{dv} \quad (6)$$

$$Q = \frac{\pi \cdot d_m \cdot s^3}{12 \cdot L \cdot \nu \cdot \rho} \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{e^2}{s^2}\right) \cdot P_{AB} \quad (7)$$

$$Q = \frac{\pi \cdot d_m \cdot s^3}{12 \cdot L \cdot \nu \cdot \rho} \cdot \left(1 + \frac{3}{2} \cdot \frac{e^2}{s^2}\right) \cdot \left(\frac{1}{1 + K(Re)}\right) \cdot P_{AB} \quad (8)$$

본 연구에서는 Fig. 6과 같이 실린더 튜브의 내경을 63.05 mm로 하고, 피스톤의 지름이 63 mm인 22 개의 Land와 지름이 61mm인 Groove 21개를 1 mm 간격으로 구성하여 피스톤과 튜브의 틈새는 0.025 mm로 설계하였다. 설계 최적화를 위하여 동역학적 전문해석 Tool인 SimulationX 3.7을 이용하여 Fig. 7과 같이 모델링 하고, Fig. 8과 시뮬레이션 해석을 하였다.

고압 측(21 MPa)에서 저압 측(0 MPa)으로 유량이 통과 될 때 각각의 Groove에서는 와류(Vortex flow)가 발생하여 Fig. 8과 같이 압력을 저하시키며 편심이 없을 때($e = 0$)는 점선과 같이 최대 압력 저하가 발생하여 최소유량 0.26 l/min을 통과시킨다. 만약 양측 로드의 정압 베어링의 이상이나 큰 하중 변화로 편심이 발생할 수 있는데 편심이 최대인 경우($e = (D_0 - d_0)/2$)는

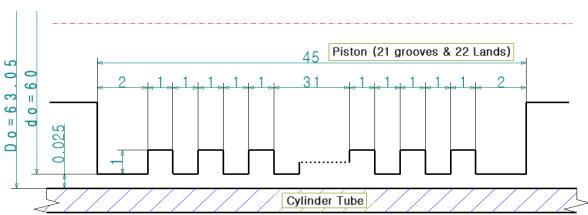


Fig. 6 Dimensional arrangement of the five square grooves

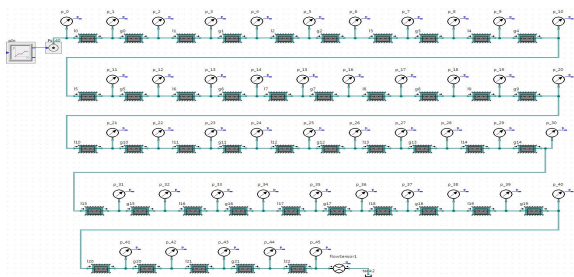


Fig. 7 Modeling of Labyrinth Seal for piston

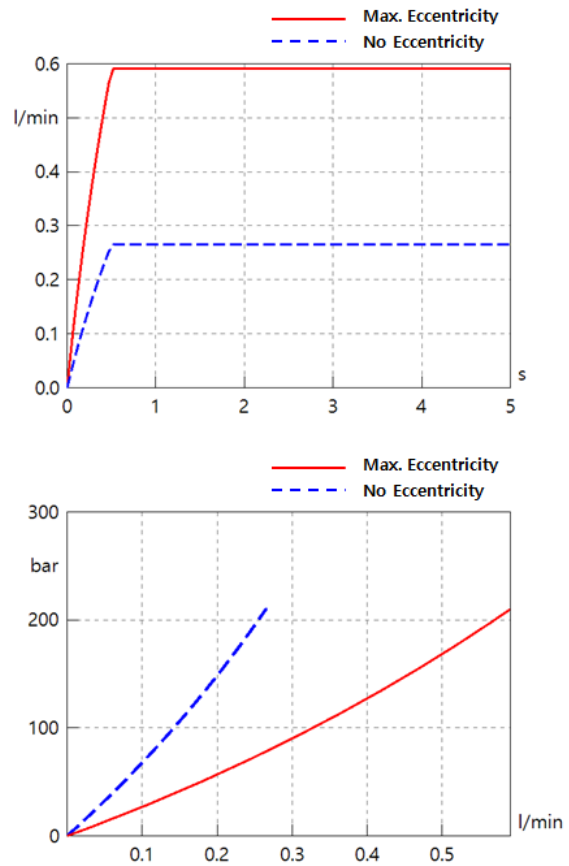


Fig. 8 Result of Labyrinth Seal Simulation

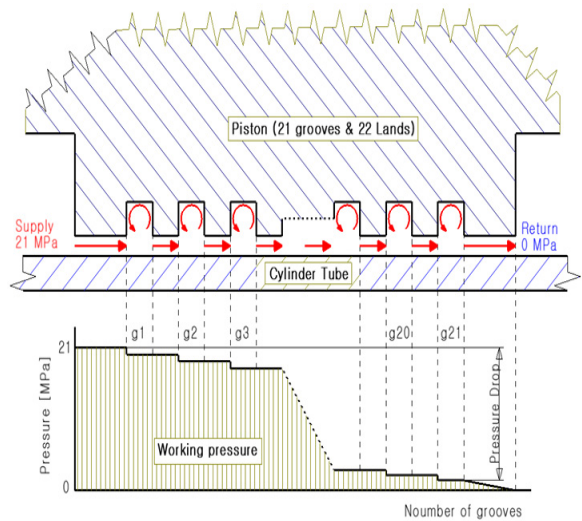


Fig. 9 Pressure drop of the fluid flow through 21 radial grooves

Fig. 9의 실선 같이 Groove 1의 압력은 19.948 MPa으로 5.01 %의 압력 저하가 발생 하였고, Groove 10의 압력은 10.375 MPa으로 50.59 %의 압력 저하가 발생 하였으며, 최종단인 Groove 21의 압력은 1.485 MPa으로 92.93 %의 압력 저하가 발생 하였다.

또한 Fig. 8과 같이 공급압력이 21 MPa이고 편심이 없을 때 통과 유량을 해석한 결과는 0.26 l/min이고 최대 편심일 때의 유량은 0.58 l/min로 Labyrinth Seal grooves를 사용하지 않았을 때 최대 편심이 최대 유량 0.89 l/min의 29.8 %와 65.1 % 수준이었다.⁽⁶⁻⁸⁾

3.2 시제품 설계 및 시험장치 제작

인장압축 피로 시험장비의 유압서보 액추에이터의 시제품 설계는 고장모드를 해결 할 후 있도록 로드부와 피스톤부의 실을 저 마찰 Hydrostatic Bearing으로 설계하였고, Misalignment는 동심도 확보가 가능한 2중 부시사용 설계와 기체의 단열 압축은 공기 배출이 가능한 설계를 하였다. 정압베어링의 유체 동력 손실을 최소화하기 위하여 Labyrinth Seal의 Modeling한 후 Simulation을 통하여 Land부와 Groove 부분에 대한 최적 파라미터를 설정 하였으며, Fig. 10과 같이 최대 하중 2 ton 최대변위 200 mm 사양으로 시제품을 제작하였다.

일반적인 윈도우 OS(Windows Operating System)에서의 PI 제어기(Proportional Integral Controller)는 기준 신호(Reference Signal)와 피드백 신호(Feedback Signal)의 위상차가 발생하여 최대 7 Hz 이상의 주파수에서 위상차로 커지므로 제어에 한계가 있다.

따라서, 유압서보 액추에이터의 기준 신호와 피드백 신호의 위상차를 줄이기 위해 PI 제어기의 연산을 위한 리얼타임 OS 기반의 컨트롤러를 구축하여 기준 신호와 피드백 신호의 연산 속도를 100 μs 이상으로 구현하여 최대 100 Hz까지 제어할 수 있다.



Fig. 10 Hydraulic servo actuator prototype mounting test photograph

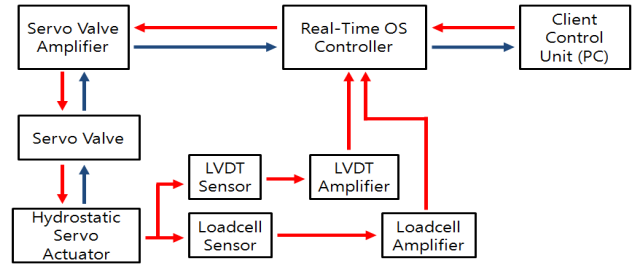


Fig. 11 Real-Time System Block Diagram

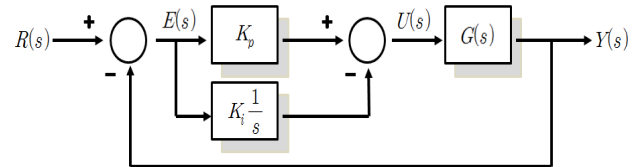


Fig. 12 Block Diagram of Actuator Control System

유압서보 액추에이터의 제어시스템은 리얼타임 OS(Real-Time Operating System)기반의 PI 제어기(Proportional Integral Controller)로 변위와 힘 2가지 모드에서 제어가 가능하고, Fig. 11과 같이 구성하였다.

PI 제어기는 오차신호를 적분하여 제어신호를 만들어 내는 적분제어를 비례제어에 병렬로 연결하여 사용하는 제어 기법으로 블록선도는 Fig. 12와 같다.

오차신호와 제어신호 사이의 전달함수로 표시되는 PI 제어기의 전달함수는 식 (9)로 나타난다.

여기서, K_p 는 비례계수, K_i 는 적분계수라고 부른다.

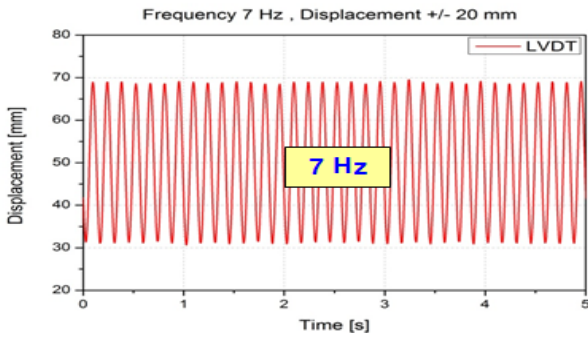
$$C(s) = \frac{U(s)}{E(s)} = K_p + \frac{K_i}{s} \tag{9}$$

$$= \frac{K_p(s + \frac{K_i}{K_p})}{s}$$

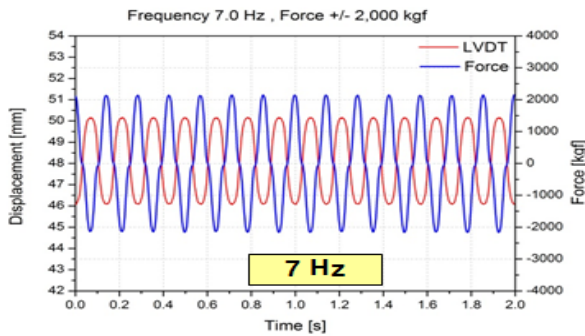
3.3 시험결과

윈도우 OS에서의 PI 제어기를 이용하여 시험한 결과 Fig. 13의 (a)와 같이 최대 7 Hz의 주파수 영역까지 변위제어가 정확하게 이루어 졌다.

또한 Fig. 13의 (b)와 같이 최대 7 Hz의 주파수 영역까지 정확한 하중(1 ton, 2 ton) 제어가 가능하였다. 리얼타임 OS에서의 PI 제어기를 이용하여 시험한 결과는 Fig. 14와 같이 (0.1 ~ 100) Hz의 주파수 영역까지 정확한 제어가 가능하였다. 그리고 리얼타임 OS의 PI 제어기를 이용하여 편 하중이 큰 자동차 엔진 마운트 스프링을 100만 사이클 동안 시험을 실시 한



(a) Displacement Control Test



(b) Load Control Test

Fig. 13 Results of Hydraulic Servo Actuator According to Frequency Change power control device

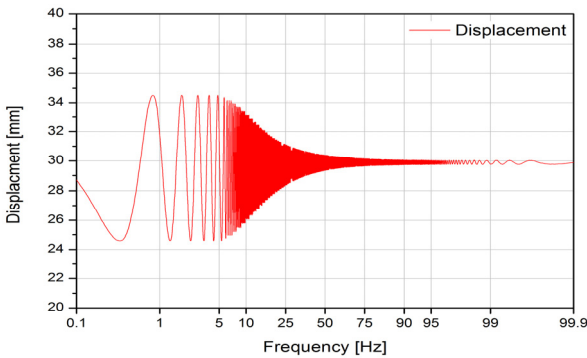


Fig. 14 Displacement Test Results of Hydraulic Servo Actuator According to Frequency Change power control device

결과 액추에이터에는 어떠한 손상이나 흔적도 발견되지 않았다.

4. 결 론

본 연구에서는 유압서보 액추에이터의 튜브 및 로드 표면의 손상이 Burning에 의한 손상이며, 특히 50 °C 수준으로 유온이 관리되는 상태에서 높은 열의 발생은 액추에이터 내에 유압유가 정체되는 공간(oil chamber)에 누적된 기체가 단열압축으로 약 500 °C까

지 상승되고, Seal의 윤활을 방해하여 마찰을 가중시킨 것으로 최초분석 하였다.

고장이 발생한 추력 2 ton 급 자동차 부품 수명시험기용 유압 Servo Actuator를 대상으로 피스톤 부분은 Labyrinth Seal 타입으로 마찰 seal을 대체 시켰으며, 로드부분은 4-Pocket 타입 정압베어링을 사용하고, 동역학적 M&S tool을 사용하여 최적화 하였다.

새롭게 설계 제작된 유압서보액추에이터는 기존 3.3 Hz 수준에서 100 Hz까지 작동이 가능 하였으며, 고체마찰이 발생하지 않기 때문에 반영구적인 수명을 확보 하였다.

후 기

이 연구는 "고성능 토크 및 회전수(Torque & rpm) 측정 시스템 개발(과제번호: NK214S)"의 연구비 일부 지원으로 수행되었음을 밝힙니다.

References

- 1) Yong Bum Lee, Jong Jik Lee, "A Study on the Air Vent Valve of the Hydraulic Servo Actuator for Steam Control of Power Plants", Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.40, No.6, pp.397~402, 2016.
- 2) Y. H. Yoon et al., "Modeling & Simulation of a Hydraulic Servo Actuator Cushion for Power Plants", Tribology and Lubricants, Vol.29, No.1, pp.7-12, 2013.
- 3) Y. B Lee et al., "Study of Wear Characteristics of Hydraulic Equipment Used in Power Plants", Transactions of the KSME A, Vol.37, No.9, pp.1183~1188, 2013.
- 4) Y. B. Lee, "Performance Characteristics Analysis of the Hydraulic System when Hydraulic Fluid contains a Gas", Proceedings of the KSME 2013 Fall Annual Meeting, pp.770~772, 2013.
- 5) Y. B. Lee, "A New Approach to the High Efficiency of Hydraulic Excavator", Journal of Drive and Control, Vol.11, No.4, pp.39~45, 2014.
- 6) F. Majdic, "Comparison of spool radial grooves influence between water and oil hydraulics", 10th International Fluid Power Conference, Vol.1, pp.349~360, 2016.

- 7) T. J. Park. "Analysis of Flow Characteristics in a Groove of Hydraulic Spool Valve", Journal of the Korea Fluid Power Systems Society, Vol.4, No.4, pp.15~20, 2007.
- 8) S.-H. Hong, S.-I. Son and K.-W. Kim, "Study on Lubrication Characteristics of Spool Valve with Various Cross-sectional Groove Shapes", Tribology and Lubricants, Vol.29, No.3, pp.149~159, 2013.
- 9) S. D. Kim, S. H. Son and Y. B. Ham, "Effect of Spool-Sleeve Geometry on Static Pressure Characteristics of Servo Valves", Journal of Drive and Control, Vol.13, No.1, pp.34-42, 2016.
- 10) J. H. Kim and Y. S. Hong, "Comparison of Force Control Characteristics Between Double-Rod and Single-Rod Type Electro-Hydrostatic Actuators (I): Tracking Performance", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.4, pp.9-16, 2017.