2차적 제어에 의한 유압 시스템 기술 Technologies on Hydrostatic Drives with Secondary Control

이일영 · 박종삼

I. Y. Lee and J. S. Park

1. 서 론

화석 연료의 고갈에 따른 에너지원 가격의 상승, 그리고 환경 오염 문제와 관련하여, 유압 시스템의 에너지 효율을 향상시키는 문제는 유압 분야 연구자 및 기술자들에게 중요한 과제의 하나로 되어 있다.

유압 시스템에서 에너지 효율을 개선하는 방법은 크게 나누어서 세가지로 구분할 수 있다. 그 첫째는 요소 기기(예: 펌프, 모터, 밸브 등)에서의 손실 에너지를 줄이는 방법, 둘째는 시스템 운전·제어의 최적화를 통하여 손실 에너지를 줄이는 방법, 마지막으로 에너지를 저장·회생시킴으로써 손실 에너지를 줄이는 방법이 있다.

이 해설에서 다루는 “2차적 제어(secondary control)”에 의한 에너지 절약 기술은 주로 유압 시스템에서 에너지를 저장·회생시키는 기술에 관련되어 있지만, 이 경우에도 전체 시스템의 에너지 효율 향상에는 요소 기기의 효율 향상, 운전·제어의 최적화 기술이 함께 요구되는 것은 지극히 당연하다.

이 해설에서는 2차적 제어 유압 시스템의 기초 원리와 응용 사례, 그리고 몇가지 설계 예 및 작동 분석 결과를 소개한다.

2. 2차적 제어에 의한 유압 구동 시스템의 개요

종래의 정유압 전동장치(HST)는 일반적으로 그림 1에서 보는 바와 같이 가변 용량형 유압펌프와 고정 용량형(때로는 가변 용량형) 유압모터로 구성된다. 이러한 HST에서 유압펌프를 1차적 유닛(primary unit)이라 부른다면 유압모터는 2차적 유닛(secondary unit)이라 부를 수 있을 것이다. 종래의 펌프 제어 방식은 1차적 유닛을 제어한다는 의미에서 1차적 제어(primary control)라 부를 수 있다. 이와는 대조적으로 2차적 유닛의 배제용적을 제어함으로써 부하 구동을 제어하는 방법을 2차적 제

어(secondary control)라 부른다.¹⁾

여기서 말하는 2차적 제어 방식의 또 다른 두드러진 특징은 회로의 고압측에 에너지 저장을 위한 어큐뮬레이터가 있고, 고압측 관로 내의 압력이 부하의 크기에 의존하지 않는다는 점이다(그림 2). 그림 2에서 Δp 는 단지 펌프의 작동에 의한 어큐뮬레이터 충전 압력이다.

2차적 제어 방식에서는 에너지의 회수가 가능하며, 고압 관로 내부의 압력 변화가 없어서 충격이 없는 제어를 기대할 수 있다. 이 방식에 관련된 기술은 1980년대에 개발되기 시작하였고(표 1 참조), 1990년 이후에 비교적 동력 용량이 큰 유압모터 구동 시스템과 시험기 시스템에 그 적용이 늘어나고 있다.

먼저, 종래의 HST와 2차적 제어에 의한 시스템의 작동 원리의 차이를 좀 더 자세히 살펴보자. 그림 1에 나타난 종래의 HST에서 가변 용량형 펌프의 배제용적 최대치를 $V_{p-\max}$, 펌프(액시얼 피스톤형)의 경사각을 α_1 , 펌프의 회전속도를 N_1 , 펌프의 송출 유량을 Q_1 으로 표기한다. 또한, 고정 용량형 모터의 배제용적을 V_m , 모터의 회전속도를 N_2 , 모터 유입 유량을 Q_2 , 모터의 출력 토크를 T_m , 압력차를 Δp 로 표시한다. 그림 1의 HST에서, 유압펌프 및 유압모터의 효율을 각각 100 %로 가정할 때, 다음 식들이 성립한다.

표 1 2차적 제어 기법의 특허에 관한 요약1)

- 1977 : Prof. Nikolaus 일련의 특허 출원
- 1980 : Prof. Nikolaus와 Dr. R. Kordak의 협력으로 Mannesmann Rexroth는 38개의 청구 조항을 포함하는 2차적 제어의 기본에 관한 특허 출원
- 1992년에 특허 심사 통과
- 2000년까지 기본 특허가 유효
- 1980년 이후 (1990년까지) : Mannesmann Rexroth 社 부수적인 30개 이상의 특허 출원

그림 1 종래 정유압 변속장치(HST)의 기본 구성

그림 2 2차적 제어에 의한 구동 시스템의 기본 구성

$$Q_1 = N_1 V_{p-\max} \frac{\alpha_1}{\alpha_{1-\max}}, \quad Q_2 = N_2 V_m \quad (1)$$

$$Q_1 = Q_2 \Rightarrow N_2 = N_1 \frac{V_{p-\max}}{V_m} \frac{\alpha_1}{\alpha_{1-\max}} \quad (2)$$

$$\Delta p = \frac{2\pi T_m}{V_m} \quad (3)$$

즉, 그림 1의 HST에서는 유량 Q_1 을 변경(α_1 또는 N_1 을 변경)함으로써 회전속도 N_2 를 제어하며, 압력차 Δp 는 부하의 크기에 의존하여 변함을 알 수 있다. 부하의 변화로 인하여 Δp 가 변하면 고압측 관로 속 유체(유체 스프링)의 체적탄성계수가 변하고, 이것은 시스템의 안정성에 나쁜 영향을 미칠 수 있다. 이런 이유로 인하여, 그림 1과 같은 HST에서는 유압펌프의 제어 시간을 늘려서 제어 시스템에 난조가 발생하는 것을 방지한다. 이것은 시스템의 응답성이 훼손됨을 의미한다.

그림 2에 나타난 2차적 제어에 의한 구동 시스템에서 부하 구동 토크 T_m 은 유압모터의 토크 효율을 100 %로 가정할 때, 다음 식으로 표시된다.

$$T_m = \frac{\Delta p V_{m-\max}}{2\pi} \frac{\alpha_2}{\alpha_{2-\max}} \quad (4)$$

여기서, $V_{m-\max}$ 는 2차적 유닛(액시얼 피스톤형 유압모터) 배제용적의 최대치, α_2 및 $\alpha_{2-\max}$ 는 2차적 유닛의 경사각 및 경사각의 최대치를 나타낸다. 그림 2의 시스템에서는 2차적 유닛의 배제용적 V_m 을 변경(α_2 를 변경)함으로써 토크 T_m 을 제어한다. 그림 2의 시스템에서 2차적 시스템의 회전속도 N_2 는

다음 식으로 표시된다.

$$N_2 = \frac{Q_2}{V_m} = \frac{Q_2}{V_{m-\max}} \frac{\alpha_{2-\max}}{\alpha_2} \quad (5)$$

식 (5)에 의하면 Q_2 또는 α_2 변경함으로써 N_2 를 변경할 수 있는 것처럼 보이지만, 실제로 이 시스템의 운전자가 직접 변경할 수 있는 제어 변수는 α_2 만이다. 즉, 토크와 회전속도 둘 다를 α_2 에 의하여 제어해야 한다. 종래의 HST에서 모터의 배제용적을 줄이면 모터의 속도는 증가한다. 2차적 제어 방식에서는 유압모터의 배제용적을 증가(토크를 증가)시킬 때에만 회전속도가 증가한다. 이러한 점들은 종래의 HST의 작동에 익숙한 엔지니어들에게는 혼란스러운 개념일 수 있다.

그림 2의 시스템에서는 2차적 유닛의 회전속도를 피드백 제어함으로써 원하는 방향, 원하는 속도로 장치를 운전할 수 있다. 이러한 작동 원리는 DC 서보 모터가 일정한 전압의 전원을 사용하고, 전류를 변화시켜서 전동기의 토크와 회전속도를 모두 변경할 수 있으며, 회전속도를 피드백 제어함으로써 부하를 원하는 회전속도로 구동할 수 있는 것과 유사한 원리이다.

2차적 제어에 의한 유압 구동 시스템은 일정한 압력을 사용한다는 의미에서 일정 압력 시스템(constant pressure system, CPS)이라 불리기도 한다.

2차적 제어에 의한 유압 구동 시스템은, 종래의 HST가 동적 응답성, 속도/토크/위치 제어의 정밀도, 에너지 회복과 관련하여 수용할 수 없었던 응용 분야를 수용 가능한 응용 분야로 바꾸어주는 효과를 가진다.

3. 2차적 제어에 의한 유압 구동 시스템의 기본 회로

그림 3에 2차적 제어에 의한 유압 구동 시스템의 기본 회로를 예시한다. 이 회로에는 수많은 1차적 유닛들과 2차적 유닛들이 병렬로 접속될 수 있다. 그림 3에서 (1)은 가변 용량형 펌프의 일정 압력 제어기이며, (2)는 2차적 유닛의 접속 포인트들이다. 회전속도 센서 (3)과 비례제어밸브(또는 서보밸브) (4)는 2차적 유닛의 회전 방향과 회전속도의 설정(피드백 제어)에 사용된다.

유압회로는 개 루프 또는 폐 루프 회로의 어느

쪽으로도 할 수 있다. 2차적 유닛은 유압모터로 작동할 수도 있고 유압펌프로 작동할 수도 있다. 모터로 작동할 때는 유압 에너지를 기계적 에너지로, 펌프로 작동할 때는 기계적 에너지를 유압 에너지로 변환한다. 어큐뮬레이터들은 거의 손실이 발생함이 없이 에너지를 저장할 수 있게 한다.

유압 액추에이터로서 실린더를 사용하는 경우에 피스톤의 유효 면적을 변경하는 것은 불가능하였다. 2차적 제어 방식의 구동 시스템에서는 유압 변환기(hydraulic transformer)를 사용함으로써 피스톤의 유효 면적이 자유로이 변경되는 효과를 얻을 수 있으며, 그 예를 제3장에서 보일 것이다.

그림 3 2차적 제어에 의한 유압 구동 시스템의 기본 회로¹⁾

그림 4 링-메인 시스템 회로의 예²⁾

그림 4는 종래부터 사용되어 온 링-메인(ring-main) 시스템 회로로 불리는 회로 구성법의 예를 보인다²⁾. 이 링-메인 시스템은 2차적 제어 시스템과 그 회로 구성법이 유사하지만 에너지 회복 기능이 없는 점이 차이점이다.

4. 2차적 제어에서 사용되는 주요 요소 기기

2차적 제어 방식의 개발 초기에는 2차적 유닛의 제작에 종래의 유압 시스템용 부품들을 사용하였다. 그러나 2차적 제어 방식의 수요가 증가하면서 종래의 제품을 개조한 2차적 제어용 부품이 개발되어 공급되고 있다. 그 예로서 Bosch Rexroth사의 액시얼 피스톤 유닛인 A4VSODS1 등이 있다. 이러한 2차적 제어용으로 개조된 부품을 사용함에 따라서 부품의 수명 연장, 제어 응답 시간의 단축, 작동 모니터링 기능의 개선이 이루어졌다¹⁾.

1차 유닛 1대와 2차 유닛 1대 만으로 구성된 가장 간단한 2차적 제어 시스템의 회로 구성 예를 그림 5에 나타낸다. 그림 5에서 1차 유닛은 시스템의 압력이 일정하도록 유지하는 제어 기능을 수행한다. 2차 유닛은 전용의 디지털 제어기(HNC100-SEK)로 회전속도 또는 토크를 피드백 제어한다.

그림 5 2차적 제어에 사용되는 주요 기기³⁾

A4VS0250DS1

HNC100-SEK

그림 6 2차적 제어용 액시얼 피스톤 유닛의 예 (A4VSODS1 및 HNC100-SEK)^{1,3)}

그림 6은 2차적 제어 유닛으로 시판되는 액시얼 피스톤 유닛 가운데서 가장 대표적인 제품이라 할 수 있는 B사의 A4VSO/G 시리즈 제품의 하나를 보인다.

그림 7 2차 유닛 제어부의 예
(A4VSO...DS1/..W-...13T031Z)³⁾

그림 8 유압 변환기의 구조¹⁾

그림 9 유압 변환기를 사용한 유압 실린더 제어
회로¹⁾

그림 7은 2차 유닛 제어부의 세부적인 기기 구성의 예를 보인다. 그림에서 (1.1)은 4포트 서보 밸브, (1.2)는 사판 각도 센서, (3)은 축 회전속도 센서, (4)

는 전기적으로 작동되는 체크 밸브(isolating valve)를 나타낸다.

2차 유닛의 제어에는 전용 제어기(HNC100-SEK)를 사용할 수 있으며, 이 제어기에서는 속도 제어, 토크 제어, 동기 제어, 모니터링의 위한 프로그램밍을 손쉽게 수행하도록 지원하는 소프트웨어가 제공된다.

2차적 제어 기법은 주로 회전식 액추에이터인 유압 액시얼 피스톤 유닛에 적용되는 기술이지만, 그림 8에 나타난 유압 변환기(hydraulic transformer)가 개발됨에 따라서 유압 실린더에도 2차적 제어 기법의 적용이 가능하게 되었다¹⁾. 그림 9의 회로는 양 로드 실린더 및 편 로드 실린더 구동에 2차적 제어가 적용된 예이다. 그림에서 (1)은 가변 용량 펌프의 일정 압력 제어기, (2)는 유압 변환기이다.

5. 2차적 제어 시스템의 동적 응답

앞의 2장에서 이미 기술한 바와 같이, 2차적 제어 방식에서는 고압 관로 내부의 압력 변화가 없어서 충격이 없는 제어가 가능하며, 종래의 HST와 비교할 때 제어계의 고유 진동수가 높아서 상대적으로 우수한 제어 응답성을 기대할 수 있다. 그림 6에 나타난 2차 유닛인 A4VS 시리즈의 사판 응답 특성(제어 입력에 따라서 사판각이 0° 로부터 θ_{max} 까지 변할 때의 소요 시간 특성)을 표 2에 나타낸다. 이 표로부터, 2차 유닛의 동적 응답성이 비교적 우수함을 알 수 있다.

표 2 2차 제어 액시얼 피스톤 유닛(A4VS 시리즈)의
사판각 응답 특성¹⁾

Displacement in cm ³	Control time in ms	Pilot oil flow in L/min
40	30	12
71	40	16
125	50	23
180	50	23
250	60	36
355	60	36
500	80	48
750	90	70
1000	100	77

그림 10 각종 구동 장치의 동특성 비교¹⁾

그림 10은 2차적 제어 방식의 구동 장치와 다른 방식의 구동 장치들의 동특성을 비교한 그림이다. 이 그림에서 A는 유압모터에서 도달 가능한 최대 응답 특성(이론치), B, B1 및 B2는 각각 2차적 제어 방식 A4VEL(1984), A4VS(1987), A4VS(1990)에서의 동특성, C는 DC 서보 모터, D는 AC 서보 모터, E는 AC 모터(주파수 제어 방식), F는 DC 모터(외부 냉각식)의 동특성을 나타낸다. 이 그림으로부터, 2차적 제어 방식에서는 큰 출력 하에서도 상대적으로 매우 우수한 동특성이 얻어짐을 알 수 있다.

그림 11과 같이 구성한 회로에서 수행한 시험 결과를 통하여 2차적 제어 시스템의 동특성을 살펴보기로 한다. 그림에서 (2)는 속도 제어되는 2차 유닛, (4)는 토크 제어되는 2차 유닛이며, (2) 및 (4)에는 동일 용량의 사판식 액시얼 유닛(A4VS, 250 cm³)이 사용되었다. (1)의 유닛은 단지 회로에서의 손실 동력을 보전하는 역할만을 하며, 1차 유닛의 동력은 2차 유닛 동력의 1/3 이하이다. 이 회로에서 (4)는 펌프로 작동하면서 부하 토크를 발생시킨다. 두 어큐뮬레이터 사이의 차압은 245 bar이다.

그림 12는 그림 11의 장치에서 (2)의 사판각 α_2 를 47 ms 동안에 급강하시킬 때, (2)의 구동 토크는 570 Nm 만큼 급강하하고, (2)의 속도 제어 기능에 의하여 약 1.7초 이후에는 목표 속도인 1000 rpm을 회복함을 보인다.

그림 13은 그림 11에 나타난 장치에서 시행한 회전 속도 제어 응답 시험 결과를 나타낸 것이다. 부하 토크가 500 Nm인 상태로 운전중인 장치에서 목표 속도를 400 rpm 으로부터 1050 rpm으로 급상승시킬 때, 부하는 300 Nm까지 급강하했다가 약 0.4초 이후에 목표치인 500 Nm로 회복되며, 회전속도는 1.4초 이후에 오버슈트 발생이 없이 목표 속도에 도달함을 보인다.

그림 12 및 13의 결과로부터 이 시스템이 비교적 신속한 응답을 보이면서도 안정된 상태로 작동함을 알 수 있다.

6. 2차적 제어 방식 유압 시스템의 응용 사례

6.1 각종 시험 시스템(test system)

오늘 날, 2차적 제어 유압 기술은 전력 전자 기술, 컴퓨터를 사용한 고속 제어·모니터링 기술과 결합되어 더욱 고속 응답의 시험 시스템 구축에 응용되고 있다.

그림 14는 각종 자동차 개발 과정에서 수행하는 시험에서의 에너지 흐름을 보인다. 그림에서 테스트 피스(BKM)은 내연기관을, 기타의 테스트 피스는 자도동차의 기어 박스, 유니버설 조인트 등이다. 그림 15는 각종 시험기에서 제동 동력(brake power)을 회복시킴에 따라서 동력 소모를 크게 줄이는 것이 가능함을 보인다.

그림 11 2차적 제어 시스템의 동특성 시험용 회로¹⁾ 그림 12 그림 11 회로의 동특성¹⁾
(외란 토크의 영향)

그림 13 그림 11 회로의 동특성¹⁾
(속도 제어 응답)

그림 14 자동차 부품 시험 시스템에서 에너지 흐름¹⁾

그림 15 시험 시스템에서 제동 동력의 회복¹⁾

그림 16은 내연기관의 가·감속 성능 시험 시스템을 2차적 제어 유압 시스템으로 구축한 사례의 시스템 구성도이다. 그림에서, (1)은 부하 발생부, (2)는 동력 공급부, (3)은 기어, (4)는 회전속도 센서,

(5)는 내연기관(최대 출력: 290 kW, 최대 토크: 550 Nm), (6)은 거버너 입력 레버, (10)은 비동기기(동력: 160 kW), (11)은 저압 관로, (12)는 고압 관로이다.

요구되는 속도변화 조건은 1초 동안에 1000 ↔ 7000 rpm을 삼각파 형태로 변화하는 조건이다. 이 시험기는 종래에 DC 모터(DC shunt wound motor)로 에너지를 회수하고 제어 회로를 거쳐서 3상 전력으로 만드는 방식으로 구성하였는데, 회전 관성이 크고, 급 가·감속 운전을 요하는 동적 시험기에 어울리지 않으며, 고가의 제어를 필요로 하는 문제가 있었다. 이 장치에서 요구되는 높은 동적 응답성과 코스트 경감을 고려하여 2차적 제어 유압 방식을 선택하게 되었다.

그림 16 엔진 가·감속 성능 시험 시스템의 회로¹⁾

그림 17 계측된 회전속도 및 토크¹⁾

그림 16의 시스템에서는 급 가·감속 부하 조건하에서도, 에너지를 회복시키는 전력 발생부에서는 유압 어큐뮬레이터의 작용으로 높은 주파수의 동적

제어 작동을 필요로 하지 않는다. 토크 세팅은 엔진 거버너 세팅과 연계되어 결정되며, 엔진과 부하장치의 작동에 따라서 (10)의 비동기기는 전동기 또는 발전기로 작동한다.

시험에서 얻은 속도 추종 특성 및 토크 변동 특성 데이터를 그림 16에 예시하였다. 이 시험에서 에너지 회생 효율은 75%로 측정되었다¹⁾.

6.2 굴삭기 선회 시스템

이 절의 기술 자료는 Bosch Rexroth AG 가동(mobile) 유압사업부에서 수행된 연구 성과를 요약한 것이다⁴⁾.

2차적 제어 유압 시스템은 지금까지 주로 산업용 유압 장치에서 사용되었으며, 가동(mobile) 장비에서의 적용 사례는 보기 어려웠다. 아래 내용은 2차적 제어를 유압 굴삭기의 선회(swing or slew) 구동에 적용하는 경우에 관한 것이다.

20톤급 이상의 대형 굴삭기(excavator, 그림 18)에서, 선회 구동 장치는 작업 장치와 공통 유압(병렬 구동) 방식과 독립(분리) 방식이 있는데, 여기서 다루는 선회 장치는 독립 구동인 방식이다.

선회 구동용 2차적 제어 유압회로는 ① 개회로, ② 폐회로, ③ 체적 보상기(volume equalizer) 부가 회로 가운데서 어느 쪽으로도 실현이 가능하다

그림 18 20톤급 크롤러 굴삭기³⁾

(그림 19). 선회 구동장치에는 비상 브레이크 즉, 엔진 동력, 전원이 상실되었을 때에도 작동하는 브레이크 시스템이 필요하며, 그림 20에 나타난 바와 같은 기계식 브레이크와 유압식 차단 회로가 필요하다. 2차적 제어를 위한 사판 제어 기구의 유압 회로 및 제어 특성을 그림 21에 나타낸다.

이 절에서 제어의 대상으로 한 굴삭기의 기존 방식 선회 구동 시스템의 구성과 규격을 그림 22에 나타낸다. 그리고, 이 선회 구동 시스템을 2차적 제어로 구성할 때의 제어 알고리즘을 그림 23에 나타낸다.

(a) 개회로

(b) 폐회로

(c) 체적 보상기 부가 회로

그림 19 간략화된 2차적 제어 유압 회로³⁾

그림 20 비상 브레이크의 실현 예³⁾

그림 21 2차적 제어를 위한 사판 제어 기구³⁾
(예: 전기식 제어)

(a) 기기의 구성

Component Quantity	Value	Unit
Gearbox Ratio	33.40	-
Motor Displacement	45	cm ³ /rev
Motor Maximum Flow	150	L/min
Motor Maximum Pressure	220	bar
Motor Maximum Torque	149.7	Nm
Motor Maximum Speed	3200	rpm
Gearbox Maximum Output Torque	4704	Nm
Gear Ratio Slewing Ring	8.31	-
Slewing Ring Torque	37126	Nm
Slewing Ring Maximum Speed	11.5	rpm
Pump Displacement	95	cm ³ /rev
Disel Engine Speed	3200	rpm

(b) 규격

그림 22 기존의 굴삭기 선회 시스템³⁾

(a) 1차 유닛

(b) 2차 유닛

그림 23 2차적 제어의 알고리즘³⁾

그림 24은 2차적 제어 방식으로 굴삭기 선회 시스템을 작동할 때의 시스템 응답 시뮬레이션 결과를 보인다. 그림에서 구동 장치가 정지중일 때에 고압 어큐물레이터는 약 330 bar, 저압 어큐물레이터는 약 30 bar로 유지되는 것은 정지시에 안전 밸브가 작동하여 고압측과 2차 유닛 사이를 차단해 두기 때문이다.

그림 24 선회 시스템의 응답³⁾
(시뮬레이션, 폐회로 유압 시스템)

그림 25 가동형 항만 크레인

그림 24에서, 매 감속 구간 동안에 어큐물레이터에 충전되는 에너지는 16 kJ, 총 에너지는 $t = 20$ 초에서 약 130 kJ이므로 에너지 절약율은 개략적으로 $(16 \times 2) / (130 + 16 \times 2) \approx 20\%$ 이다. 회전체가 최고 속도에 도달했을 때의 운동 에너지는 약 28 kJ로 계산되므로, 운동 에너지가 어큐물레이터로 저장(회복)되는 비율은 약 60%이다. 손실 에너지는 주로 마찰 손실, 2차 유닛 및 어큐물레이터의 효율에 기인하는 것으로 생각된다.

6.3 기타의 응용 사례

그림 25는 가동(mobile) 항만 크레인의 기본 유압 회로를 보인다. 이 시스템에서는 발전기, 인양 윈치, 선회 장치의 구동에 2차적 제어 방식이 적용되었다. 동급의 항만 크레인 구동에 사용되던 종래의 유압 시스템을 2차적 제어 방식으로 변경함에 따라서 에너지 절감, 제어 감도의 개선 등과 같은 2차적 제어 방식이 실현할 수 있는 일반적인 장점들이 확인되었다¹⁾.

- Conventional system : HST
- Problems : Considerable variation of speed under torque variation from saw
- With 2ndary control, the disadvantages of HST was eliminated

그림 26 100kW급 이동형 톱 구동장치¹⁾

- 10 Ton의 Ring을 프레스와 압연기 사이의 40m 거리를 최단 시간에 이동
- 허용 위치 오차 : ± 2 mm
- 차체 무게 : 53 Ton
- 요구 최대 속도 : 2.7 m/s
(가속도 : 0.85 m/s²)
- ※ 최대 소요 출력이 600 kW이나 『2차적 제어 +143 kW(1600 rpm) 디젤엔진』으로 가동

그림 27 53톤급 가동(mobile) 머니플레이터¹⁾

그림 28 이동형 항만(mobile harbour) 시스템

그림 26은 100 kW급 이동형(traveling) 톱 구동장치에 기존의 HST 구동 장치를 대신하여 2차적 제어 유압 시스템이 적용된 사례를 보인다. 2차적 제어의 적용으로 급변하는 부하 조건하에서도 안정성이 확보된 제어가 가능하게 되었다¹⁾.

그림 27은 53톤급 가동 메니플레이터에 적용된 2차적 제어 유압 시스템을 보인다. ± 2 mm의 정밀도로 위치 제어를 수행하면서도 최고 2.7 m/s의 속도로 작동하며, 에너지 저장·회복으로 인하여 순간 최대 출력이 600 kW이지만 실제 장착된 디젤 엔진은 160 kW, 1600 rpm으로 구동이 가능하다¹⁾.

그림 28은 국내 연구진에 의하여 개발중인 이동형 항만(mobile harbour) 시스템에 적용된 2차적 제어 유압 시스템을 보인다.

7. 결 언

이 해설에서는 2차적 제어 유압 시스템의 기본 작동 원리, 제어 응답성, 그리고 몇 가지 응용 사례를 소개하였다. 본문에서 기술한 바와 같이 2차적 제어 유압 시스템에서는 시스템의 부하가 역 부하(negative load)로 작용하는 구간에서 에너지의 저장·회복이 가능하고, 지속적으로 제동력을 부가해야 하는 시험기 시스템에서는 지속적인 에너지 재생을 통하여 소요 에너지를 대폭 줄일 수 있음을 설명하였다.

또한, 2차적 제어 유압 시스템은 종래의 정유압 변속장치(HST)에 비하여 제어의 동특성이 매우 우수하여 고속의 동적 응답성이 필요한 경우에도 응용할 수 있음을 기술하였다.

현재는 2차적 제어 유압 시스템 구성에 필요한 액시얼 피스톤 유닛 및 관련 제어 장치가 부품 메이커로부터 양산 공급되고 있으며, 관련 기본 특허의 유효 기간도 만료되었으므로 비교적 손쉽게 이 기술을 각종 구동장치에 응용할 수 있게 되었다. 또한 유압 부품 메이커들도 2차 제어 유닛의 생산에 관심을 가져 볼 수도 있을 것이다.

2차적 제어 유압 기술은 독일을 중심으로 유럽에서 발전하였으며, 아시아 지역에서는 현재까지 그 적용 사례가 그다지 많지 않았다. 앞으로 2차적 제어 유압 기술이 국내에서도 보다 많은 응용 분야에 활용되기를, 그리고 이를 통하여 유압 구동 시스템이 다른 동력 전달 시스템에 비하여 에너지 효율이 높고, 제어의 유연성이 우수한 기술로 지속적으로 자리 매김할 수 있기를 기대한다.

참고문헌

- 1) Kordak, R., Hydrostatic Drives with Secondary Control, Bosch Rexroth AG, 1996.
- 2) 이일영, BRKR마케팅, 유압공학-단계적 학습가이드-, 문운당, 2012.
- 3) Bosch Rexroth AG, Secondary Control with A4VSO/G Axial Piston Units - RE 90206 -, 2001.
- 4) Pettersson K., Secondary Controlled Drive, Master's Thesis, Linköping University, 2009.

[저자 소개]

이일영(책임저자)

E-mail : iylee@pknu.ac.kr

Tel: 051-629-6153

1978년 부경대학교 기관공학과 졸업.

1986년 Tokyo Institute of Technology
제어공학과 박사 과정 졸업

1986년~현재 부경대학교 교수, 유압 시스템 맥동 해석, 유압 시스템 제어에 관한 교육 및 연구에 종사, 유공압시스템학회, 대한기계학회 등의 회원

박종삼

E-mail: jongsam.park@boschrexroth.co.kr

Tel : 031-270-4221

1996년 성균관대학교 기계설계학과 졸업, 1999년 성균관대 대학원 기계공학과 석사 졸업, 1999년부터 현재까지 (주)보쉬 렉스로스코리아 제어자동화기술팀 근무(차장), 유압제어시스템 개발업무에 종사, 유공압건설기계학회 회원