

# 유압 구동식 로봇시스템 설계 및 고려사항

## Design Considerations of a Hydraulically Actuated Robot System

#임대희<sup>1</sup>, 권오홍<sup>2</sup>, 소병복<sup>3</sup>, 이상규<sup>4</sup>, 백승호<sup>5</sup>, 박상덕<sup>6</sup>

#Daehee Won(daehee@kitech.re.kr)<sup>1</sup>, O. H. Kwon<sup>2</sup>, B. R. So<sup>3</sup>, S. R. Lee<sup>4</sup>, S. H. Baeg<sup>5</sup>, S. D. Park<sup>6</sup>

한국생산기술연구원 융복합기술연구본부 로봇기술연구부

Key words : Electro-hydraulic Servo System, Hydraulic Power System, Hydraulic Actuator

### 1. 서론

유압을 이용한 동력시스템은 건설기계분야는 물론 현대 산업 전반에 걸쳐 활발하게 사용되어 왔다. 유압 동력시스템은 고속, 정확, 그리고 자동화를 요하는 작업에 적합하므로 로봇분야에서도 이를 적용하려는 시도들이 활발히 진행되고 있다. 일반적인 로봇은 무게가 가볍고 높은 응답성을 가진 동력 및 구동 시스템을 요구하므로 주로 전기 모터가 사용되었다. 하지만 전기모터는 무게 대비 파워에서 큰 단점을 가지고 있기에 대체적인 동력시스템으로써 유압시스템이 제안되고 있다. 이 유압시스템은 부피와 무게에 비해 상대적으로 큰 토크와 회전수를 가지고 있어서 직접 관절 각 제어를 수행할 수 있다. 그러나 전기적 모터에 비하여 액추에이터는 소형이지만 동력시스템은 상당히 무겁다는 것이 단점이다. 이동 보행 로봇과 같은 족형 로봇의 효율성을 극대화하기 위해서는 자체 동력을 가지고 장시간 이동 및 작업을 수행할 수 있는 것이 상당히 중요하다. 특히 가벼운 동력시스템의 설계는 로봇의 수송 능력 및 이동 거리를 극대화시킨다.

따라서 본 논문은 각 관절에 큰 토크를 발생시킬 수 있고 고속 회전 및 정밀제어가 가능한 저중량의 유압 액추에이터를 설계하고, 동력시스템을 탑재하고서 족형 보행 로봇이 독립보행을 할 수 있도록 저중량의 유압 동력시스템의 설계 방법 및 고려 사항들에 대하여 제안하고자 한다.

먼저 2 절에서는 설계 절차에 대하여 언급하고 선형 및 회전 액추에이터에 대한 중요한 인자에 대하여 언급한다. 그리고 파워 시스템의 설계 절차에 대하여 설명한다.

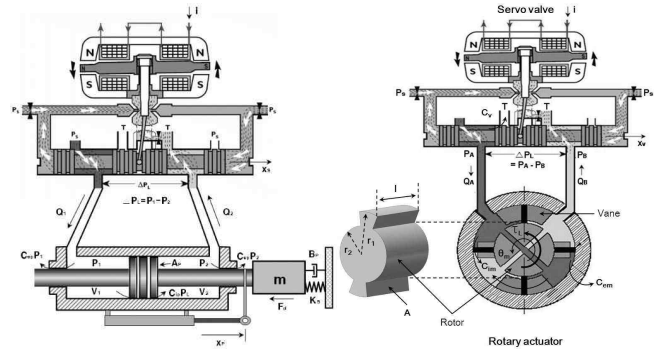
### 2. 유압구동식 로봇 동력 시스템의 설계

기존의 산업용 유압시스템은 유압 파워를 외부에서 공급 받기에 유압 파워소스를 사용하는 측면에서는 자체 무게, 오일누유, 유압기기의 냉각용량, 배관 및 기타 유압 기기에 의한 압력 손실 등 많은 설계 인자들이 시스템 구동에는 큰 문제가 되지 않으며 심각하게 고려되지 않는다. 그러나, 동력시스템을 탑재하여 독립구동을 하기 위한 로봇시스템 설계에 있어서는 위의 설계 인자들이 중요하게 작용한다. 특히, 로봇시스템의 경량화를 위해서는 로봇 관절의 출력 토크와 파워 공급시스템 간의 최적 설계가 요구된다. 따라서, 본 절에서는 각 절차에서 유압 액추에이터 및 저중량의 유압 동력 시스템에 대한 도출되어야 하는 다양한 사양 결정 방법에 대해서 제안하고자 한다.

#### 2.1 유압 액추에이터

일반적으로 유압액추에이터는 선형 및 회전형으로 구분된다. Fig. 2 는 회전형 및 선형 전기 유압 서보 시스템의 일반적인 구조에 대하여 나타내고 있다[1][3]. 여기서 전기 유압 서보 시스템은 동일하다. 단지 실린더의 형상에 의하여 구분된다. 유압구동식 로봇시스템에서 가장 중요한 구성요소 중의 하나가 유압 서보시스템에 사용되는 액추에이터이며, Fig. 2 와 같은 싱글 / 더블 로드 또는 베인 형태의 선형 / 회전형 액추에이터가 주로 사용된다. 본 논문에서는 더블 로드 및 베인 형태의 액추에이터 사용을 가정하고 로봇시

스템 설계 시 각 관절의 필요 토크와 각속도와 같은 목표 사양으로부터 유압 액추에이터 설계를 위한 주요 설계 인자 및 고려사항이 무엇인지 도출하였다.



(a) Linear Type Actuator (b) Rotary Type Actuator

Fig. 1 Electro-Hydraulic Servo Systems

본 논문에서는 공급압력  $P_s$  하에서 관절의 최대토크  $\tau_{max}$  와 관절의 최대 각속도  $\omega_{max}$  를 만족하기 위한 선형 / 회전형 액추에이터 사양결정을 위한 주요 인자에 대해서 언급하고자 한다.

#### 2.1.1 선형 액추에이터

먼저 토크암을 이용하여 회전력을 얻는 Fig. 2 의 (a)에서 선형 액추에이터 실린더 내부 유효단면적  $A_p$  와 실린더 내경  $d_L$  은 다음과 같이 표현된다.

$$A_p = \frac{\tau_{max}}{P_s \cdot h \cdot \sin \theta} \quad , \quad d_L = 2 \cdot \sqrt{A_p + \pi \left( \frac{d_{rod}}{2} \right)^2} \quad (1)$$

여기에서  $\theta$  는  $\tau_{max}$  에서 토크암과 실린더 로드와 이루는 각,  $h$  는 토크암의 길이,  $d_{rod}$  는 로드의 직경이다.

그리고, 최대 관절각속도에서 요구되는 유량  $Q_p$  는 다음과 같다.

$$Q_p = A_p \cdot h \cdot \omega_{max} / 1000 \quad (2)$$

#### 2.1.2 회전형 액추에이터

Fig. 2 의 (b)에서 회전형 액추에이터 베인 단면적  $A_v$  와 실린더 내경  $d_1$  은 다음과 같이 표현된다.

$$A_v = l \cdot (d_1 - d_2) / 2 \quad , \quad d_2 = \sqrt{d_1^2 + \frac{4 \cdot \tau_{max}}{l \cdot P_s}} \quad (3)$$

여기에서  $l$  의 베인의 가로길이,  $d_1 = 2r_1$  은 로터 내경,  $d_2 = 2r_2$  는 로터 외경 또는 실린더 내경이다. 그리고 최대 관절각속도에서 요구되는 유량  $Q_R$  은 다음과 같다.

$$Q_R = D \cdot \omega_{max} = 2 \cdot V \cdot \omega_{max} / \theta_{max} \quad (4)$$

여기에서  $D = 2 \cdot V / \theta_{max}$  는 실린더의 용적량,  $V$  는 실린더 내부 체적,  $\theta_{max}$  는 액추에이터의 최대 동작 각도이다.

위에서 계산된 관절 구동 시 요구되는 유량은 유압서보

시스템의 핵심 구성요소인 유량제어밸브의 선정을 위한 중요 인자가 된다.

또한, 두 가지 형태의 액추에이터를 사용하여 구성된 유압 서보 시스템 제어기 설계 시에는 다음과 같은 토크 특성들을 고려해야 한다. 전자의 경우에는 유압 시스템의 비선형성 외에 토크암으로 인한 토크의 비선형 특성을 고려해야 하며, 후자의 경우에는 전자에 비해 쉘링의 어려움으로 인한 내/외 누유로 발생하는 토크 손실을 일부 고려해야 한다. 또한, 공통적인 토크 특성은 관절 각속도의 증가, 즉 각 관절의 소모 유량 증가에 따른 유량제어 밸브 내부의 압력강하에 따른 유량 대비 토크 특성이다. 이러한 토크 특성은 이미 잘 알려진 유압 서보 시스템의 동역학 식에서도 알 수 있다[2].

**2.2 파워 공급시스템 설계**

본 논문에서는 다음과 같은 가정하에서 유압 파워 공급 시스템을 설계하였다.

- 공급압력  $P_s$ , 로봇 관절은  $i$ 개로 구성
- 각 관절의 최대 각속도  $\omega_{max}^i(t)$ 는 주어짐
- 유압 부품 및 라인상에서의 압력강하 없음
- 정마력 구동식 파워 공급 시스템

로봇시스템에서는 순간적인 파워를 요구하는 경우가 많아 가변용적량 펌프 구동방식보다는 정마력 구동방식으로 가정하고 설계 방법을 도출하였다.

먼저 앞 절에서 언급한  $j$  번째 관절 구동시 요구되는 최대 유량  $Q_j$ 와 실린더 내부의 부하압력  $P_L$ 에서의 내부 누유량  $Q_j^k$ 를 이용하여 각 샘플링 주기  $T$  시점마다 전체 로봇시스템에서 요구되는 유량  $Q_s(kT)$ 와 유압 파워 공급시스템의 동력 사양  $W_s(kT)$ 을 다음과 같이 계산 할 수 있다.

$$Q_s(kT) = \sum_{j=1}^i (Q_j(kT) + Q_j^k(P_L(kT)))$$

$$W_s(kT) = \frac{Q_s(kT) \cdot P_s \cdot 0.98 \cdot 1.2}{450}, \quad 1 \leq k \leq n \quad (5)$$

위 식으로부터 계산된 동력사양으로부터 요구되는 최대 동력 사양  $W_{max}[HP]$ 는 다음과 같다.

$$W_{max} = \max(W_s(T), W_s(2T), \dots, W_s(nT)) \quad (6)$$

또한 최대 공급 유량은 다음과 같다.

$$Q_{max} = \max(Q_s(T), Q_s(2T), \dots, Q_s(nT)) \quad (7)$$

그러나,  $Q_s$ 가 일정시간 범위 내에서 피크(Peak)로 발생할 경우에는 축압기를 사용하여 다음과 같이 축압기로부터 공급받을 수 있는 유량  $Q_{acc}$ 을 제외한 나머지 공급 유량을 최종적인 공급 유량 사양으로 결정 할 수 있다.

$$Q_s^{acc} = Q_s - Q_{acc} \quad (8)$$

위의 식으로부터 결정된 최대 동력사양을 기반으로 유압 펌프를 구동하기 위한 모터 또는 엔진의 토크 및 회전수 사양을 결정 및 선정하여야 한다.

동력시스템의 토크  $\tau_m$  및 회전수  $\omega_m$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$\omega_m = \frac{10^3 \cdot Q_{max}}{\eta_p \cdot D} [rpm], \quad \tau_m = \frac{9.81 \cdot P_s \cdot D}{2\pi \cdot 10^2 \cdot \eta_m} [Nm] \quad (10)$$

여기에서  $D$ 는 실린더의 용적량[cc/rev],  $Q_{max}$ 는 최대 공급 유량[lpm],  $P_s$ 는 공급압력[kgf/cm<sup>2</sup>],  $\eta_p$ 는 펌프 각 압력에서의 전효율[%],  $\eta_m$ 는 모터 또는 엔진 효율[%]이다. 이때 동력시스템에서 요구되는 출력 파워  $W_m[HP]$ 는 다음과 같다.

$$W_m = \frac{2\pi \cdot \omega_m \cdot \tau_m \cdot 1.341}{60000} = W_{max} \quad (11)$$

위의 계산식으로부터 도출된 출력 파워 외에 동력시스템에서 요구되는 최대 출력 파워는 오일 및 엔진 또는 모터 냉각을 위한 파워  $W_{cool}$ 가 추가되어야 한다. 따라서 Fig. 2은 지금까지 제안한 유압 시스템 설계 절차에 보여주고 있다.

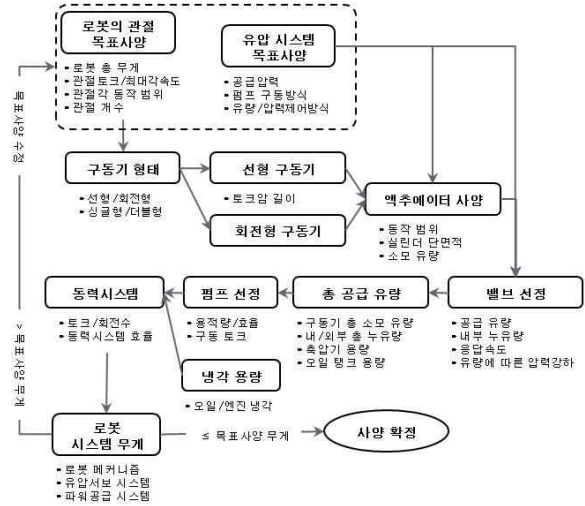


Fig. 2 Design Process

**3. 적용예**

4족 보행 로봇이 1.5m/s 이상으로 보행하면서, 회전형 조인트에 300Nm 용량의 액추에이터가 사용되는 경우에 필요한 액추에이터의 크기 및 파워 공급시스템을 설계한다. 먼저 액추에이터에 걸리는 차압을 200[kgf/cm<sup>2</sup>]로 생각할 경우 실제 계산용량은 330Nm 선에서 상황에 따라 가감하여 선정되어야 한다.

베인 크기를 폭 22mm, 길이 10mm, 팔길이 35mm으로 설계하게 되면 출력은 대략 311Nm 이 되며 유량은 Q[lpm]는 0.9241 \*  $\omega_{max}$  [rad/sec] 이 된다.

다음으로 유압의 누수가 없다고 가정하면 파워 공급 시스템의 최대 동력 사양  $W_{max}[HP]$ 는 17[HP]이고 요구되는 최대 공급 유량은 28[lpm] 이 된다. 이 요구 사양에 유압 누유의 양을 포함하여 최적의 유압 펌프와 엔진을 식(10)으로 선정하면 된다.

**4. 결론**

동력시스템을 탑재하여 독립구동이 가능한 유압 구동식 로봇을 위한 최적의 동력 및 유압 시스템을 설계할 수 있는 방법을 제안하였다. 실제적인 적용을 통해서 그 효용성을 검증하였다. 앞으로 단계적인 접근방법이 아닌 최적화 알고리즘을 통한 연구가 필요하다.

**참고문헌**

1. Daniel C. Clark, "Selection and Performance Criteria For Electrohydraulic Servodrives", Technical Bulletin 122, Moog, 1969.
2. H.E. Merit, "Hydraulic Control System", Wiley and Sons, New York, 1967.
3. 김동조, "최신 유압공학", (주)북스힐, 2004