

어선의 자동화를 위한 유압기술 (4)

부산대학교 기관공학과
부 교수 이 일 영

6. 유압회로의 설계

본 해설에서는 3회에 걸쳐 유압시스템의 기본적인 구성요소인 펌프, 액츄에이터 및 제어용 밸브에 대하여 기술하였다. 본회에서는 이러한 구성요소들을 사용하여 실제 유압 시스템을 꾸미기 위한 유압회로설계법에 대하여 설명하고자 한다.

유압회로를 설계함에 있어서 가장 중요한 것은, 그것이 사용되는 기계에 요구되는 일과 매치(match)되고 값싸며 효율이 좋은 회로를 설계하는 것이다.

이를 위해서는 우선 첫째로, 유압장치로 구동시키려고 하는 기계가 어떠한 일을 하는 것인가를 잘 파악해야 하며, 그렇게 함으로써 최적의 유압회로가 탄생하게 된다.

두번째로는, 사용하려고 하는 각 유압기기들의 특성을 정확히 알아야 한다. 예를 들면 릴리프 밸브에는 직동형과 밸런스 피스톤형이 있으며, 이들을 비교하면 후자는 압력 오버라이드 특성은 좋으나 전자에 비하여 순간적인 압력변화에 따른 응답성이 나쁜 문제를 가지고 있다.

세번째로는, 유압장치를 사용하는 것은 인간이므로 조작과 관리 및 보수의 편리성을 고려하여 간소화한 회로로 만들어야 한다.

6.1 회로설계의 순서 및 방법

유압시스템의 설계를 대별하면, 회로설계, 각 기기의 선정을 위한 회로계산, 판금·배관 등의 조립설계로 나눌 수 있다. 기기선정을 위한 회로계산에 대해서는 6.2절에서 기술하기로 하고 여기서는 회로설계 즉 회로의 구성법에 대하여 설명한다.

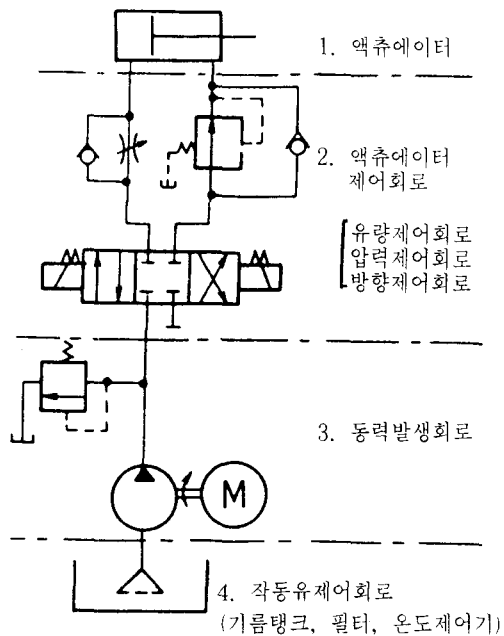
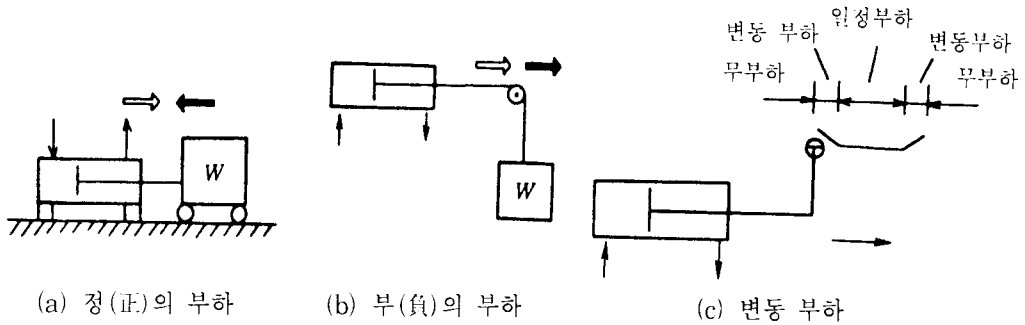


그림 6.1 유압회로의 설계 순서



(⇒ 피스톤의 이동방향 → 부하의 이동방향)

그림 6.2 부하의 작용방향

회로설계의 순서를, 그림 6.1과 같은 간단한 유압회로를 예로하여 설명하기로 한다. 유압회로는 그림에서와 같이 ①액츄에이터 회로 ②액츄에이터 제어회로, ③동력 발생회로, ④작동유 제어회로로 대별되며, 상기의 순서(①→②→③→④)대로 구동시킬 기계에 가장 잘 매치(match) 되는 회로를 순차적으로 결정하면 된다, 한편, 이미 많은 기본회로가 만들어져 있기 때문에 이들을 참고하면 큰 도움이 된다.

유압회로는 회로설계순서를 잘못 적용시키면 성가시게 되는 일이 많으므로 주의해야 한다. 이하에서는 상기의 순서에 따라서 설명하기로 한다. 상기의 회로설계 요목가운데서 ③동력 발생회로, ④작동유제어회로는 지면관계로 생략하고, 그대신 실제 회로설계의 예로서 선박에서 많이 사용되는 액츄에이터인 유압모터 제어회로를 이 절에서 설명하기로 한다.

(1) 액츄에이터 회로의 설계

- 액츄에이터에는 다음의 3종류가 있다.
- 실린더 ... 왕복작동, 기계계(系)와 조합한 회전작동
- 유압모터 ... 360° 이상의 회전 (정전, 역전)
- 유동모터 ... 270° 이내의 각도로 회전
- 회로도들 그림 때는 실제의 액츄에이터

부착상태에 맞추어 그려야 한다.

(2) 액츄에이터 제어 회로의 설계

<순서>

- 유량 제어회로의 설계
- 압력 제어회로의 설계
- 방향 제어회로의 설계

가) 유량 제어회로의 설계

유량 제어회로는 유압 실린더의 이동속도 제어, 유압모터의 회전속도제어 등 액츄에이터의 속도를 제어하는 회로이다. 유량제어 밸브는 액츄에이터에 근접하여 설치되는 것이므로 먼저 유량제어회로부터 설계를 시작한다.

유량제어방식에는 교축밸브나 유량조정밸브에 의한 제어, 가변토출량펌프에 의한 제어 및 회로구성에 의하여 증속, 급속보내기 등의 제어방식이 있다.

(가) 밸브에 의한 유량(속도) 제어

실린더의 속도제어회로 설계시에는 실린더에 작용하는 부하의 상태(방향, 변동의 유무, 그림 6.2참조)를 파악해야 한다.

유량제어용 밸브를 사용한 유량제어방식에는 상기의 부하조건에 따라서 다음과 같은 3가지 기본적인 회로가 있다. 이들 회로를 그림 6.3에 나타내었다.

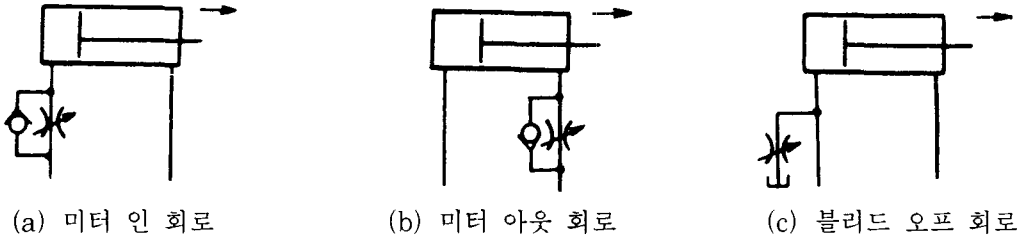


그림 6.3 밸브를 사용한 기본적인 유량제어회로

- ① 미터 인 (meter-in) 회로
- ② 미터 아웃 (meter-out) 회로
- ③ 블리드 오프 (bleed-off) 회로

미터 인 회로는 액츄에이터 입구측 유량을 제어하는 방식으로, 언제나 정(正)의 부하이며 부하의 급격한 변화가 없는 경우 혹은 부하의 변화에 따른 속도변화가 문제되지 않는 경우에 사용한다.

미터 아웃 회로는 액츄에이터 출구측 유량을 제어하는 방식으로 정의 부하는 물론 부(負)의 부하, 변동부하인 경우에도 사용이 가능하며 부하가 어떻게 변화하더라도 속도변화가 없어야 하는 경우에 사용된다.

블리드 오프 회로는 바이패스 (by-pass) 회로를 만들어서 탱크로 돌아가는 유량을 제어하는 방식으로, 언제나 정의 부하이며 더욱이 부하의 크기가 언제나 일정한 경우에 사용된다. 블리드 오프 회로에서는 압력이 부하에 따라서 정해지므로 유온상승이 적고 효율이 좋다.

(L) 가변토출량 펌프에 의한 유량 제어

가변토출량의 유압펌프(베인펌프, 피스톤 펌프)를 사용하면 액츄에이터의 속도제어가 용이하며, 더욱이 여분의 기름을 릴리프 밸브를 통하여 배출시키지 않아도 되므로 유온상승 및 동력손실을 현격히 줄일수 있다. 그림 6.4의 예에서는 토출량을 변화시키기 위하여 소형의 유압실린더를 사용하고 있다.

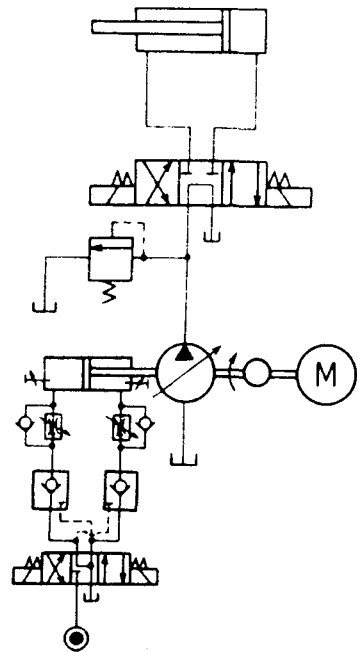


그림 6.4 가변토출량 펌프를 사용한 유량제어회로

그림에서와 같이 토출량의 제한치를 설정하는 스트로크 리미터 (stroke limiter)와 토출량을 변화시키는 데 소요되는 시간을 조정하는 밸브를 사용하고 있다.

가변토출량 펌프의 가변제어 레귤레이터의 대표적인 형식과 기능을 그림 6.5에 나타내었다.

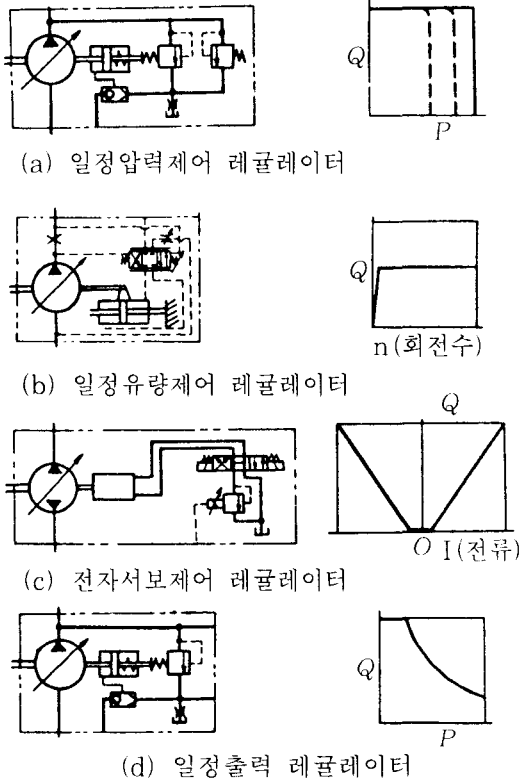


그림 6.5 가변토출량 펌프의 가변제어 레귤레이터의 예

나) 방향 제어회로의 설계

유압의 경우는 압유(壓油)가 흐르는 방향을 제어함으로써 실제로 일을 하는 액츄에이터의 작동방향을 제어하게 된다.

실린더 작동시 행정끝 또는 외력을 받아서 행정도중에서 정지하는 경우에는 2위치 방향절환밸브(그림 6.6(a))를 사용하고, 행

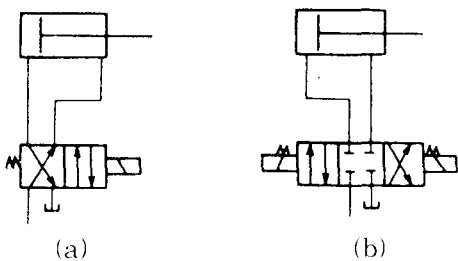


그림 6.6 방향절환 밸브의 사용법

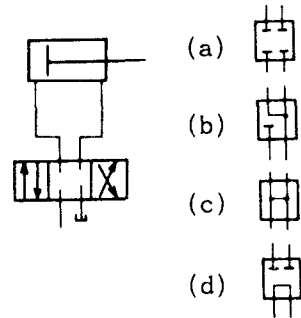


그림 6.7 방향절환 밸브의 선택방법

정중 임의의 위치에서 정지시킬 필요가 있는 경우 또는 유압모터를 정지시키는 경우에는 3위치 방향절환밸브(그림 6.6(b))를 사용한

다. 3위치 방향제어 절환 밸브에서는 중립시의 각 포트(port)의 접속상태를 어떻게 하는가가 중요하며, 그 대표적인 종류를 그림 6.7에 나타내었다.

그림 (a)는 정지중에 외력이 작용해도 움직여서는 안되는 경우, 또는 2개 이상의 액츄에이터를 사용하는 경우에 사용된다. 그림 (b)는 정지상태에서도 외력에 의하여 액츄에이터를 작동시킬 수 있는 경우에 사용된다. 그림 (c)는 펌프 1대에 액츄에이터가 1개 사용되는 경우 등과 같이 펌프의 무부하회로와 실린더가 외력에 의하여 움직일 수 있는 두가지 기능을 갖는 회로이다. 그림 (d)는 액츄에이터가 외력을 받아도 움직여서는 안되는 경우이고, 1개만의 액츄에이터를 사용하는 경우에 사용된다.

액츄에이터에 부하가 걸린 상태에서 장시간 정지해 두어야하는 경우는 역지밸브를 사용한 회로를 만들어야 한다. 이것은 일반적으로 많이 사용되는 스푼(spool)식 방향절환 밸브에서는 반드시 내부 누설이 수반되기 때문이다. 이 경우 사용되는 역지밸브는 그림 6.8에 나타낸 바와 같이 파일럿(pilot) 조작식 역지밸브이며, 보통 방향절환 밸브가

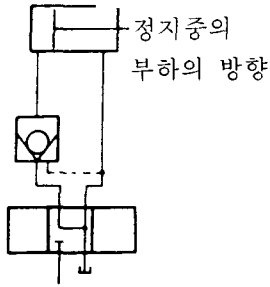


그림 6-8 장시간 정지회로(압력보지회로)

중립시에 역지밸브의 탱크측이 기름 탱크에 접속되게 한다.

다) 압력 제어 회로의 설계

회로의 압력 제어는 액츄에이터의 출력을 제어하기 위한 압력 제어와 정지시 등에서 외력이 작용하여 회로내의 압력이 이상으로 되는 것을 방지하기 위한 것이 있다. 또, 시퀀스 밸브와 같이 압력변화를 이용하여 방향 제어를 하는 회로, 회로압력을 일정히 유지함으로써 유량제어(속도제어)를 행하는 카운터 밸런스 밸브를 사용하는 회로 등이 있다. 압력을 검출하여 전기신호로 바꾸어서 다른 부분의 제어를 하는 압력스위치 이용회로 등도 있다.

유압장치에서 얻어지는 동력은 “압력×유량”으로 표시되므로, 고압이 될수록 적은 유량으로 만들 수 있고 따라서 고압화에 의하여 펌프, 밸브를 소형화 할 수가 있다.

회로설계시 최고사용압력은 장비의 가격, 소형화의 요구 등을 종합적으로 고려하여 결정하여, 시판되는 고압용 기기의 최고 사용압력은 350kgf/cm²정도이다.

(3) 회로설계의 예(유압모터 제어회로)

선박에서는 유압액츄에이터로서 유압실린더보다는 오히려 유압모터(예를 들면 각종 윈치, 크레인 구동용 등)가 많이 사용되므로, 여기서는 유압모터 제어회로의 설계예를 들기로 한다.

기계를 회전시키는데 유압모터를 사용하는 것은 “전동기+감속기”를 사용할 때보다 속도제어, 출력제어가 용이하고, 또 공간이나 중량을 줄일 수 있기 때문이다. 설계시에는 이러한 이점을 충분히 살릴 수 있도록 고려해야 한다.

<설계에 1>

저속, 고폭크 유압모터를 사용한 윈치 구동회로를 설계한다. 단, 저 토크로 구동할 때는 출력의 허용범위내에서 고속으로 구동되게 하고 윈치는 2대로 한다.

그림 6.9에 나타낸 바와 같이 유압모터는 고정용량형의 것을 사용하면, 발생 토크는 부하압에 비례하고 속도는 유압원으로부터의 유량에 비례하게 된다. 유압펌프로서 출력일정형의 가변토출량 펌프를 사용하면 “압력×유량=일정출력”으로 되기 때문에 부하에 따라서 속도를 변화시킬 수 있다. 유압모터 회로에서는 부하가 큰 관성을 가질 때가 많으며 이 경우 절환밸브를 중립으로 하계하면 충격압이 발생할 수 있다. 이러한 경우에는 그림에서와 같이 브레이크

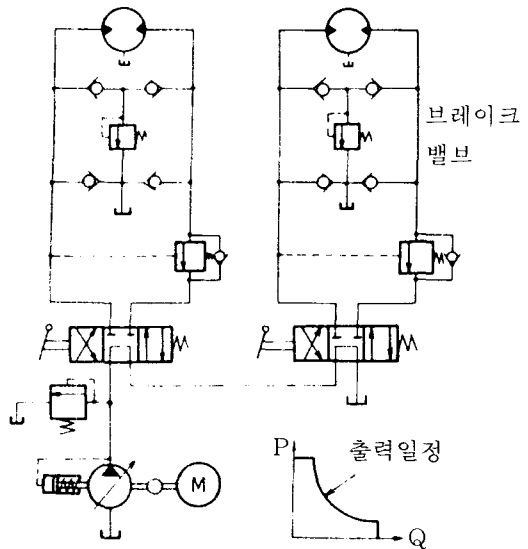


그림 6-9. 일정출력의 유압모터 회로 (가역회전 브레이크)

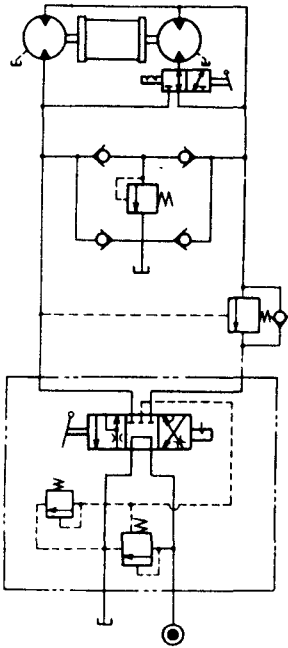


그림 6-10 2대의 유압모터를 사용한 원치 구동 회로

회로를 설치할 필요가 있다. 브레이크 회로란 일반적으로 안전 밸브와 배큘(vacuum)측의 기름 보급구를 조합한 것을 말한다.

<설계에2>

2대의 고정용량형 모터로 1대의 원치를 구동시키는 회로를 설계한다. 단, 이 회로에서 부하가 정격의 1/2이하로 되었을 때는 속도가 2배로 되게 한다.

그림 6.10에 나타낸 바와 같이 2대의 유압모터를 직렬 혹은 병렬로 절환할 수 있게 하면 간단히 배속회로가 만들어 진다. 모터의 피구동측에서 부하를 감지하여 자동적으로 절환하게 할 수도 있다. 주절환밸브로는 그림에서와 같이 압력보상형 유량조정 기능을 갖는 절환밸브를 사용할 수도 있다.

6.2 회로 계산

유압시스템의 회로설계가 끝나면 각 기기

를 선정하는데 필요한 정수를 회로계산으로부터 구해야 한다.

회로계산은 주어진 부하조건에서, 부하의 크기로 부터 유압력을, 부하의 속도로부터 유압의 유량을 구하고, 이 값들을 기초로 하여 유압펌프를 구동시키는데 필요한 축입력을 계산한다. 이것으로부터 사용할 동력원(전동기나 기관)의 크기가 결정된다. 이러한 기본정수 결정의 과정이 끝나면 유압시스템의 설계가 완성된다. 계산의 순서를 그림 6.11에 나타내었다.

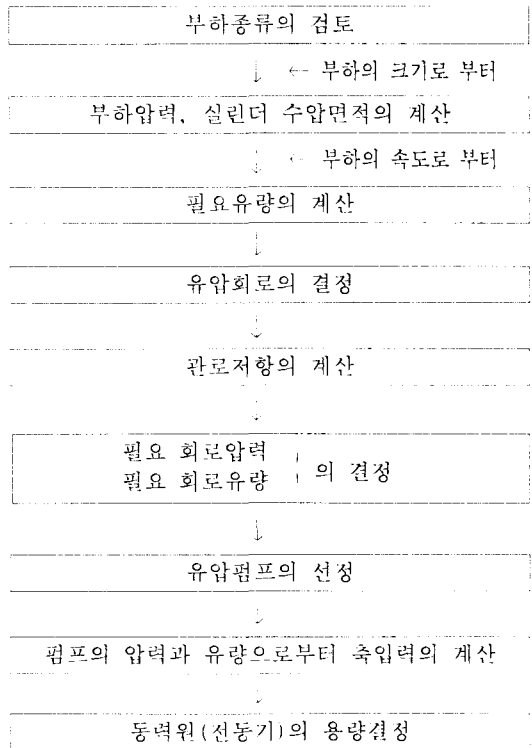


그림 6.11 회로계산의 플로(flow)

(1) 직선운동부하의 기본계산

유압실린더의 주요 제원은 실린더 직경(피스톤 직경), 로드 직경, 스트로크, 압력 및 유량이다. (그림 6.12참조)

이들의 수치로 부터(표 6.1)에 나타낸

실린더의 회로계산에 필요한 제원을 구한다. <표 6.1>에서 사용하는 기호는 그림 6.12에 표시되어 있다.

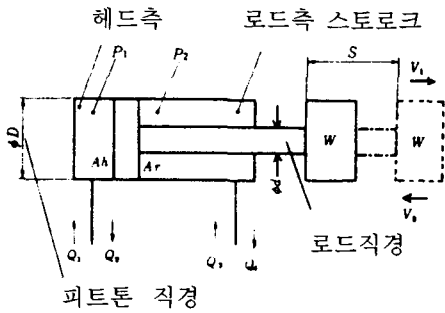


그림 6.12 실린더의 제원

<표 6-1> 실린더의 주요 제원

항 목	기호 및 단위	계 산 식
헤드축 수압면적	A_h cm^2	$\frac{\pi}{4} D^2$
로드 단면적	a cm^2	$\frac{\pi}{4} d^2$
로드축 수압면적	A_r cm^2	$A_h - a$
헤드축 용적	V_h l	$A_h \cdot S \times 10^{-3}$
로드축 용적	V_r l	$A_r \cdot S \times 10^{-3}$
면 적 비	κ -	$\frac{A_h}{A_r}$
용 적 차	ΔV l	$V_h - V_r$

주) D, d, S의 단위는 cm임

부하를 구동시키는데 필요한 추력 F는 다음식으로 표시된다.

$$F = F_a + F_s \text{ (kgf)} \dots\dots\dots (6.1)$$

여기서, F_a 는 관성력으로 $F_a = m \cdot a = w/g \cdot \Delta V / \Delta t$ 로 표시되고, W는 부하 및 피스톤 중량의 합, a는 가속도, g는 중력가속도, ΔV 및 Δt 는 가·감속시의 속도변화량 및 소요시간 이

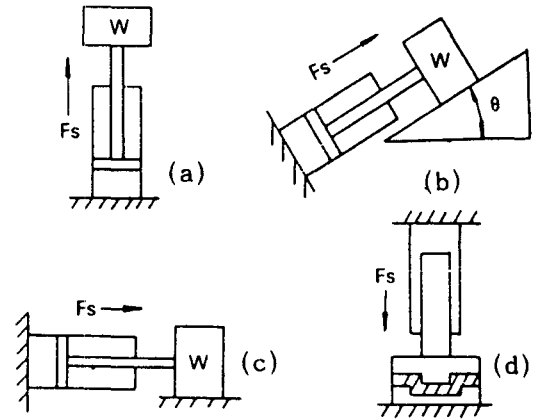


그림 6.13 관성력 이외의 직선운동부하

다. F_s 는 관성력 이외의 저항력(외력)을 나타내며, 대표적인 예를 그림 6.13에 나타내었다. 그림 (a)에서는 $F_s = W$, 그림 (b)에서는 $F_s = W \cdot \sin\theta + \mu \cdot W \cdot \cos\theta$, 그림 (c)에서는 $F_s = \mu \cdot W$, 그림 (d)에서는 $F_s = P \cdot A$ (P: 가공물에 가해지는 압력, A: 가압 단면적)으로 주어진다. 위에서 μ 는 마찰계수를 나타내며, 0.15~0.3의 값을 갖는 정수이다.

(6.1)식으로 계산되는 추력을 유압실린더에서 발생시키기 위하여 필요한 압력 p, 또 이 부하를 V의 속도로 이동시킬 때의 유량 Q, 그 때의 작동시간 t 및 동력 L은 (표 6.2)에서와 같이 구해진다.

상기의 식은 이상적인 조건하에서 얻어지는 계산식이며, 보다 정확한 계산이 필요한 경우에는 패키지의 마찰에 의한 저항력, 배압에 의한 손실력 등을 고려한 실린더 효율 η_c , 또한 실린더에서의 누설을 고려한 실린더의 용적효율 η_v 를 계산해 포함시켜야 한다. 일반적으로 $\eta_c = 0.9$, $\eta_v = 1$ (즉, 누설은 무시)로 계산할 때가 많다.

(2) 회전운동 부하의 기본계산

유압모터에는 피스톤 모터, 베인 모터, 기어모터 등 여러가지 형식의 것이 있지만

〈표 6.2〉 실린더의 계산식

항 목	기호 및 단위	계 산 식
입구압력	P_1 kgf/cm ²	$\frac{F_h + P_2 \cdot A_r}{A_h}$
	P_2 kgf/cm ²	$\frac{F_r + P_1 \cdot A_h}{A_r}$
속 도	V_1 m/min	$\frac{Q_1}{A_h} \times 10$
	P_2 m/min	$\frac{Q_3}{A_r} \times 10$
작동시간	t_1 s	$\frac{S}{V_2} \times 60 \times 10^{-2}$
	t_2 s	$\frac{S}{V_2} \times 60 \times 10^{-2}$
유 량	Q_1 l/min	$A_h \cdot V_1 \times 10$
	Q_2 l/min	$A_r \cdot V_2 \times 10$
	Q_3 l/min	$A_r \cdot V_3 \times 10$
	Q_4 l/min	$A_h \cdot V_4 \times 10$
동 력	L KW	$1.633 \times 10^{-1} F \cdot V$

주) F의 단위는 kgf임

기본계산식으로는 동일한 것이 적용된다.

유압모터의 특성식은 앞의 4.2절에서 자세히 설명하였지만, 여기에 다시 한번 요약해 둔다. 그림 6.13을 기초로 하여 토크, 공급유량, 입·출력 동력을 표시하면 아래와 같다.

① 유압모터 출력 토크, T

$$T = \frac{(P_1 - P_2) \cdot Q_{th} \cdot 3 \cdot \eta_m}{200\pi} \text{ (kgf} \cdot \text{m)} \dots (6.2)$$

여기서 Q_{th} : 모터 1회전당의 무부하 유량 (cm³/rev), η_m : 기계효율 (= 토크 효율), P_1 , P_2 : 입·출구 압력 (kgf/cm²)

② 공급유량 (유입유량), Q_1

$$Q_1 = \frac{Q_{th} \cdot N}{1000 \eta_r} \text{ (l/min)} \dots (6.3)$$

여기서, N : 유압모터 회전수 (rpm), η_r : 용적효율

③ 입력동력, L_{in}

$$L_{in} = \frac{(P_1 \cdot P_2) Q_1}{612} \text{ (KW)} = \frac{(P_1 \cdot P_2) Q_1}{450} \text{ (PS)} \dots (6.4)$$

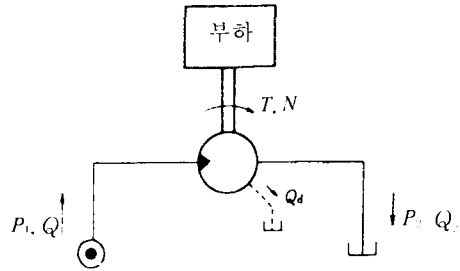


그림 6.14 유압모터의 기본회로

④ 출력동력, L_{out}

$$L_{out} = \frac{2\pi NT}{6120} \text{ (KW)} = \frac{(P_1 - P_2) Q_2}{612} \eta_v \text{ (KW)}$$

$$= \frac{2\pi NT}{4500} \text{ (ps)} = \frac{(P_1 - P_2) Q_2}{450} \eta_v \text{ (ps)} \dots (6.5)$$

여기서 N : 회전수 (= $Q_1 \cdot \eta_v \sqrt{V_t}$) (rpm)

η_v : 용적효율

η_m : 유압모터의 전효율

(= $\eta_m \times \eta_v = L_{out} / L_{in}$)

⑤ 유압모터의 부하토크, T

유압모터의 부하가 관성부하인 경우, 가속시에는 큰 토크가 필요하기 때문에 큰 가압력을 필요로 하고, 또 감속시에는 큰 토크를 단시간에 정지시키려면 충격압력이 수반되게 된다.

유압모터 부하계의 대표적인 예를 그림 6.15에 나타내었다. 여기서는 회전 관성을 갖는 원치 드럼과 직선 운동 관성을 갖는 중량물이 모두 관성 효과를 갖는다.

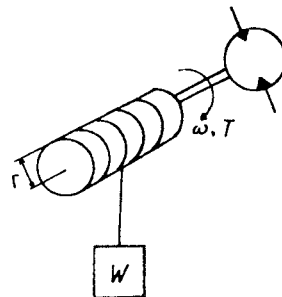


그림 6.15 유압모터의 부하

이 때의 유압모터 축에 걸리는 전 부하 토크 T는 다음 식으로 표시된다.

$$T = T_a + W \cdot r + C_d \cdot \omega \dots\dots\dots (6.6)$$

여기서, T_a 는 관성 부하 토크, $W \cdot r$ 은 중량물 인양에 필요한 토크(W : 중량물의 무게, r : 드럼의 유효반경), $C_d \cdot \omega$ 는 회전부에서의 점성 마찰로 인한 부하 토크(C_d : 점성 마찰계수, ω : 각속도)를 나타낸다.

$C_d \cdot \omega$ 항은 일반적으로 다른 항에 비하여 미소한 값이므로 무시할 때가 많다.

식(6.6)의 관성 부하 토크 항인 T_a 는 중량물을 수직방향으로 이동할 때 발생하는 직선운동 관성 부하 토크(T_{aw})와 드럼의 회전 관성부하 토크(T_{ad})의 합으로 나타낼 수 있다.

$$\text{즉, } T_a = T_{ad} + T_{aw}$$

여기서 $T_{ad} = I_d \cdot \alpha$ ($I_d \cdot \alpha$: 윈치 드럼의 관성 모멘트, α : 각 가속도($= \Delta \omega / \Delta t = 2\pi / 60 \cdot \Delta N / \Delta t$, N 및 t 의 단위는 [rpm] [s]), $T_{aw} = W/g \cdot r \cdot \alpha$ 로 나타낼 수 있다.

따라서 식(6.6)은 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다($C_d \cdot \omega$ 항은 무시함)

$$T = I_d \cdot \alpha + \frac{W}{g} \cdot r \cdot \alpha + W \cdot r = (I_d + \frac{W \cdot r}{g}) \alpha + W \cdot r$$

$$= (I_d + \frac{W}{g} \cdot r) \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{\Delta N}{\Delta t} + W \cdot r \dots (6.7)$$

식(6.7)에서 관성모멘트 I_d 는 $I_d = m \cdot k^2$ 으로 표시된다. 여기서 m 은 회전체의 질량이고, k 는 회전반경이다. 회전반경 k 란 회전 중심점으로부터 질량 중심점(관성 모멘트를 평가할 때 전 질량이 그곳에 집중되어 있다고 간주할 수 있는 점)까지의 거리를 말한다. 위의 예에서 윈치 드럼이 중공(中空)이고 드럼 표면에 질량이 집중되어 있다고 하면 $I_d = m r^2$ (즉, $k=r$)가 된다. 또, 속이 균일하게 차 있는 물러 모양의 윈치 드럼인 경우는 $I_d = 1/2 \cdot m r^2$ (즉, $k=r/\sqrt{2}$)이 된다.

한편, 기계 설계 기술자들이 종래부터 서오던 관성모멘트 표시법으로 GD^2 이라는 개념이 있다. 이 GD^2 이라는 것은 단순히 하나의 기호로 간주해야 하며, 관성 모멘트, I 와 GD^2 과의 관계는 다음과 같다.

$$I = \frac{GD^2}{4g} \dots\dots\dots (6.8)$$

이것은 $k = D/2$ 로 간주하여 $I = m k^2 = G/g (D/2)^2 = GD^2/4g$ 의 관계로부터의 만든 표시법이다. 그러므로 G 를 회전체의 중량, D 를 회전반경 k 의 2배로 생각함으로써 관성모멘트 I 를 식(6.8)로 나타낼 수도 있다.

(3) 압력손실의 계산

점성유체가 밸브나 파이프를 통과할 때는 반드시 압력손실이 발생한다. 따라서, 액츄에이터에서 압력이 얻어지려면 펌프로부터 액츄에이터에 이르는 과정에서의 압력손실을 계산하고 이 값만큼 펌프측에서 더 가압해 주지 않으면 안된다.

가) 제어밸브에서의 압력손실

일반적으로 제어밸브에서의 압력손실은 최대유량인 때의 값만이 메이커의 카탈로그에 제시되어 있으므로 사용유량이 달라질 때는 $\Delta P \propto Q^2$ 인 관계를 이용하여 다음과 같이 계산한다.

$$\Delta p^2 = \Delta p^1 \left(\frac{Q^2}{Q^1}\right)^2 \dots\dots\dots (6.9)$$

여기서, Δp^1 은 유량이 Q^1 일때의 압력손실, Δp^2 는 유량이 Q^2 일때의 압력손실을 가리킨다.

압력보상형 유량조정밸브의 경우는 보상기(compensator)의 작동압력으로서 언제나 10kgf/cm²정도의 압력차를 필요로 하므로, 압력보상형 유량조정 밸브를 사용할 때는 유량에 관계없이 Δp 로서 10kgf/cm²정도의 압력차를 필요로 하므로, 압력보상형 유량조정밸브를 사용할 때는 유량에 관계없이 Δp 로서

10kgf/cm²의 압력을 고려하면 된다.

나) 관로에서의 압력손실

① 직관의 압력손실

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma \dots\dots\dots (6.10)$$

여기서, γ : 유체의 비중량
 d : 관직경, l : 관길이
 V : 관내 평균유속
 λ : 관마찰계수

λ 값은 층류에서는 $\lambda = 64/Re$, 난류에서는 실험식으로서 $\lambda = 0.3164/Re^{1/4}$ (단, $Re < 8 \times 10^4$)가 사용된다.

② 관로의 단면적이나 형상의 변화에 따른 압력손실 관로 도중의 단면변화가 있는 관(확대, 축소관) 엘보(elbow), 티이(tee) 등에서도 압력손실이 발생하며, 이때의 압력손실 Δp 는 다음 식으로 표시된다.

$$\Delta p = \epsilon \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma \dots\dots\dots (6.11)$$

여기서, ϵ : 손실계수
 ϵ 은 관로의 불균일 개소의 종류에 따라서 그 값이 알려져 있다.

(4) 회로압력의 결정

부하에 소요되는 압력을 p_1 , 펌프로부터 부하에 이르는 도중에서의 압력손실의 총합을 Δp_1 이라 하면 실제로 필요한 유압회로압은

$$p = p_1 + \Delta p_1 \dots\dots\dots (6.12)$$

이며, 회로 도중에 릴리프 밸브가 있는 경우는 릴리프 밸브의 오버라이드 특성은 80~90% 정도(밸런스 피스톤형)이므로 일반적으로 85%로 생각하여 최종적으로 필요한 회로압력 P_m 을 다음과 같이 구한다.

$$P_m = \frac{p_1 + \Delta p_1}{0.85} = \frac{P}{0.85} \dots\dots\dots (6.13)$$

이것은 펌프에 설치된 릴리프 밸브의 설정압력이다.

(5) 유압 펌프의 기본계산

지금까지 유압장치에서 필요한 회로압력 및 유량을 결정하였다. 이러한 압력과 유량을 발생시키는 동력원은 유압펌프이며 펌프의 축입력 L 은 다음과 같이 계산된다.

$$L = \frac{pQ}{612 \cdot \eta} \text{ (KW)} \dots\dots\dots (6.14)$$

여기서 η : 펌프의 전효율(펌프의 전효율 η 는 펌프에 따라서 상이하나 일반적으로 65~95%의 범위 내에 있다)

펌프의 사용압력과 유량이 정해지면 펌프를 선정해야 하며, 필요한 유량과 완전히 일치하는 펌프는 가변도출량의 것이 아니면 얻기 어려우므로 메이커의 카탈로그를 보고 가까운 값의 것중에서 약간 큰 용량의 것을 택하면 된다.

(6) 배관 직경의 결정

배관의 직경을 기준치보다 작게 설계하면 유압펌프 흡입측에서는 케비테이션 발생, 압력 관로에서는 동력 손실이 과다해지는 문제가 발생하게 되고, 또 배관 직경을 너무 크게 설계하면 설비비가 부당하게 고가로 된다. 적정 배관 직경을 관로내 유속으로 표시하면 아래와 같다.

① 흡입 라인(탱크 → 펌프)

피스톤 펌프 : 0.6~0.8 m/s

베인 펌프 : 0.7~0.9 m/s

기어 펌프 : 0.8~1.0 m/s

② 프리휠 밸브 라인(탱크 → 프리휠 밸브) : 0.8 m/s

③ 압력 라인

저압회로(30kgf/cm²이하) : 1.5~2.0 m/s

중·고압 회로 : 2~45 m/s

④ 회귀 라인

저압회로 (30kgf/cm²이하) : 2~5 m/s 배압이
 문제되지 않는 회로(예 : 릴리프 밸브 회귀
 라인) : 5~10 m/s
 압력 빼기 라인 : 10~15 m/s

(7) 유압펌프의 축입력과 전동기의 관계

펌프가 정해지면 카달로그에 제시된 유량
 과 회로 설정압력으로부터 유압펌프의 축입
 력이 정해진다.

한편 전동기도 펌프의 축입력과 완전히
 일치하는 용량의 것을 얻기는 어려우므로 전
 동기에 대해서도 펌프 축입력에 가까운 값의
 것중에서 약간 큰 용량의 것을 택하게 된다.

그러나 작동 사이클 시간이 분명히 정해
 지는 경우는 평균동력을 계산하여 소요동력
 을 결정하는 것이 가장 경제적이다. 최대용
 량으로 작동하는 시간이 매우 짧은 경우, 거
 기에 맞추어서 전동기를 선정하면 매우 비경
 제적으로 된다. 왜냐하면 전동기는 일반적으
 로 경부하에서 사용하는 경우 매우 효율이
 낮기 때문이다. 한편 전동기는 단시간이면
 상당한 과부하에도 견딜 수 있는 특성을 가
 지고 있다.

작동사이클이 분명한 경우의 평균동력 계
 산식은 아래와 같다.

$$L_m = \frac{1}{T} (t_1 L_1^2 + t_2 L_2^2 + \dots + t_n L_n^2)^{\frac{1}{2}} (KW) \dots\dots\dots (6.15)$$

여기서 T : I사이클 소요시간(s)

t_n : 각 행정 마다의 소요시간(s)

L_n : 각 행정 마다의 소요동력(KW)

전동기의 정격출입은 이 L_m 값 이상으로
 하면 된다. 단, 각 행정 중의 최대 부하동력
 은 전동기 정격 출력치의 1.5배 이하로 되
 도록 할 필요가 있다.

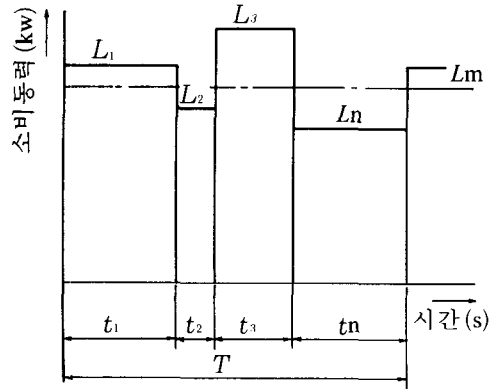


그림 6.16 평균동력의 결정법

불안 속의 불법어업
 전업하여 밝은 생활