

<解 說>

漁業의 自動化를 위한 油壓技術(3)

李 一 永

釜山水產大學
(1987년 5월 30일 접수)

Oil Hydraulic Technology for Automation of Fishing(3)

Ill-Yeong LEE

National Fisheries University of Pusan

(Received May 30, 1987)

3. 油壓回路的 設計

本 解說의 1, 2회에서는 油壓시스템의 기본적인 구성요소인 펌프, 액츄에이터 및 制御用 밸브에 대하여 記述하였다. 本회에서는 이러한 구성요소들을 사용하여 실제 油壓시스템을 꾸미기 위한 油壓回路 設計法에 대하여 설명하고자 한다.

油壓回路를 설계함에 있어서 가장 중요한 것은, 그것이 사용되는 기계에 요구되는 일과 매치(match) 되고 값싸며 效率이 좋은 回路를 設計하는 것이다. 이를 위해서는 우선 첫째로, 油壓장치로 구동시키려고 하는 기계가 어떠한 일을 하는 것인가를 잘 파악해야하며, 그렇게 함으로써 最適의 油壓回路가 탄생하게 된다.

두번째로는, 사용하려고 하는 각 油壓機器들의 特性을 정확히 알아야 한다. 예를 들면 릴리프 밸브에는 直動型和 밸런스피스톤型이 있으며, 이들을 比較하면 後者は 壓力 오버라이드 特性은 좋으나 前者에 비하여 순간적인 압력변화에 따른 應答性이 나쁜 問題를 가지고 있다.

세번째로는, 油壓장치를 사용하는 것은 人間이므로 操作性, 保守性을 고려한 簡素化한 回路로 만들어야 한다.

3.1 回路設計의 順序

油壓시스템의 設計를 大別하면, 回路設計, 各 機器의 選定을 위한 回路計算, 板金·配管등의 組立 設計로 나눌 수 있다. 機器選定을 위한 回路計算에

대해서는 3.2節에서 記述하기로 하고 여기서는 回路設計 즉 回路의 構成法에 대하여 설명한다.

回路設計의 順序를, 그림 1과 같은 간단한 油壓回路를 예로하여 설명하기로 한다. 油壓回路는 그림에서와 같이 ①액츄에이터 回路, ②액츄에이터 制御回路, ③動力 發生回路, ④作動油 制御回路로 大別되며, 上記의 順序 (①→②→③→④)대로 구동시킬 機械에 가장 잘 매치(match) 되는 回路를 순차적으로

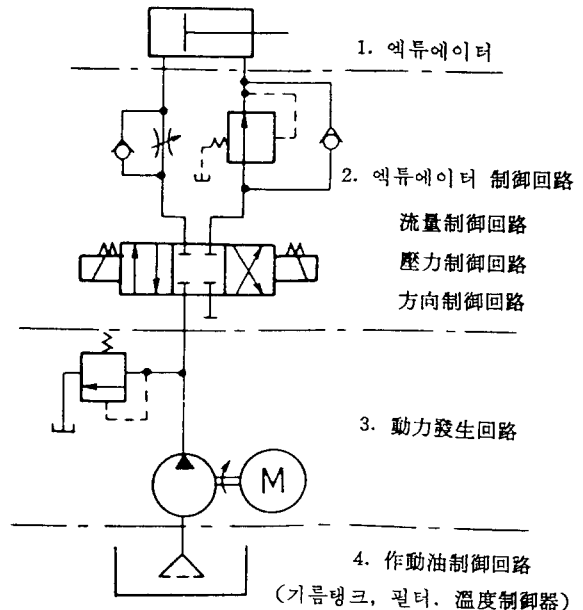


그림 1. 油壓回路의 設計 順序

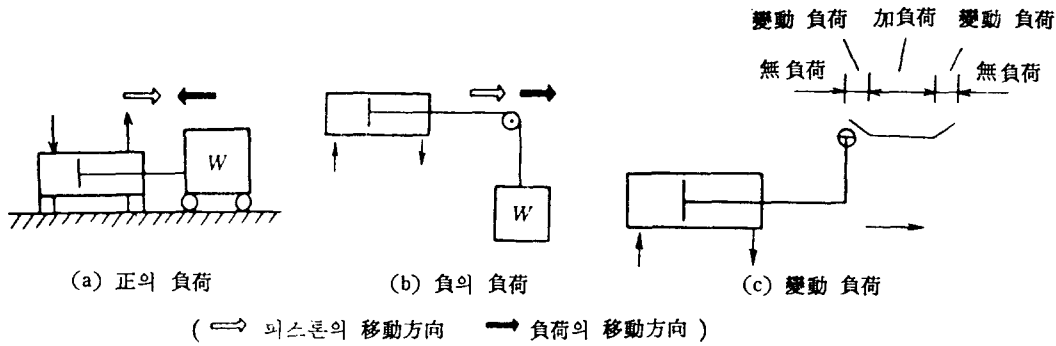


그림 2. 負荷의 작용방향

결정하면 된다. 한편, 이미 많은 基本回路가 만들어져 있기 때문에 이들을 參考하면 큰 도움이 된다.

油壓回路는 回路設計순서를 잘못 적용시키면 성가시게 되는 일이 많으므로 주의해야 한다. 이하에서는 上記의 순서에 따라서 설명하기로 한다. 上記의 回路設計 要目 가운데서 ③動力 發生回路, ④作動油 制御回路는 紙面관계로 생략하고, 그대신 실제 回路設計의 例로서 船舶에서 많이 사용되는 액츄에이터인 油壓모우터 制御回路를 이 節에서 설명하기로 한다.

(1) 액츄에이터 回路의 設計

액츄에이터에는 다음의 3종류가 있다.
 실린더...往復作動, 機械系와 조합한 回轉作動
 油壓모우터...360°이상의 回轉(正轉, 逆轉)
 搖動모우터...270°이내의 角度로 回轉
 回路圖를 그릴 때는 실제의 액츄에이터 부착상태에 맞추어서 그려야 한다.

(2) 액츄에이터 制御 回路의 設計

<순서> .

- 流量 制御回路의 設計
- 壓力 制御回路의 設計
- 方向 制御回路의 設計

i) 流量 制御回路의 設計

流量 制御回路는 油壓 실린더의 移動速度制御, 油壓모우터의 回轉速度制御 등 액츄에이터의 速度를 制御하는 回路이다. 流量制御 밸브는 액츄에이터에 근접하여 설치되는 것이므로 먼저 流量制御回路부터 設計를 시작한다.

流量制御方式에는 絞縮밸브나 流量調整밸브에 의한 制御, 可變吐出量펌프에 의한 制御 및 回路構成에 의하여 增速, 急速보내기 등의 制御方式이 있다.

(1) 밸브에 의한 流量(速度)制御

실린더의 速度制御回路 設計時에는 실린더에 작용하는 負荷의 상태(方向, 變動의 有無, 그림 2 참조)를 파악해야 한다.

流量制御用 밸브를 사용한 流量制御方式에는 上記의 負荷조건에 따라서 다음과 같은 3가지 기본적인 回路가 있다. 이들 回路를 그림 3에 나타내었다.

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

미터 인 回路는 액츄에이터 入口側 流量을 制御하는 방식으로, 언제나 正의 負荷이며 負荷의 급격한 변화가 없는 경우 혹은 負荷의 변화에 따른 速度변화가 문제되지 않는 경우에 사용된다.

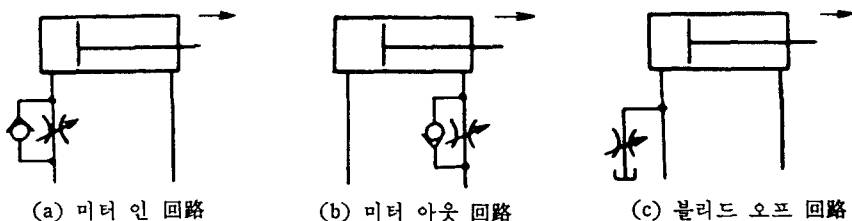


그림 3. 밸브를 사용한 基本的인 流量制御回路

漁業의 自動化를 위한 油壓技術(3)

미터 아웃 回路는 액츄에이터 出口側 流量을 制御하는 방식으로 正의 負荷는 물론 負의 負荷, 變動負荷인 경우에도 사용이 가능하며 負荷가 어떻게 변화하더라도 速度변화가 없어야 하는 경우에 사용된다.

블리드 오프 回路는 바이패스(by-pass) 回路를 만들어서 탱크로 돌아가는 流量을 制御하는 방식으로, 언제나 正의 負荷이며 더욱이 負荷의 크기가 언제나 일정한 경우에 사용된다. 블리드 오프 回路에서는 壓力이 負荷에 따라서 정해지므로 油溫상승이 적고 效率이 좋다.

(2) 可變吐出量 펌프에 의한 流量制御

可變吐出量의 油壓펌프(베인펌프, 피스톤펌프)를 사용하면 액츄에이터의 速度制御가 용이하며, 더욱이 여분의 기름을 릴리프 밸브를 통하여 排出시키지 않아도 되므로 油溫상승 및 動力損失을 현저히 줄일 수 있다. 그림 4의 예에서는 吐出量을 변화시키기 위하여 小型의 油壓실린더를 사용하고 있다. 그림에서와 같이 吐出量의 制限値를 설정하는 스트로크 리미터(stroke limiter)와 吐出量을 변화시키는 데 소요되는 시간을 調整하는 밸브를 사용하고 있다.

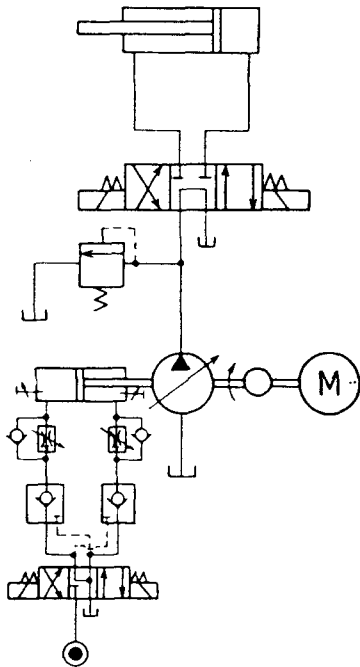


그림 4. 可變吐出量 펌프를 사용한 流量制御回路

可變吐出量 펌프의 可變制御 레귤레이터의 대표적인 형식과 기능을 그림 5에 나타내었다.

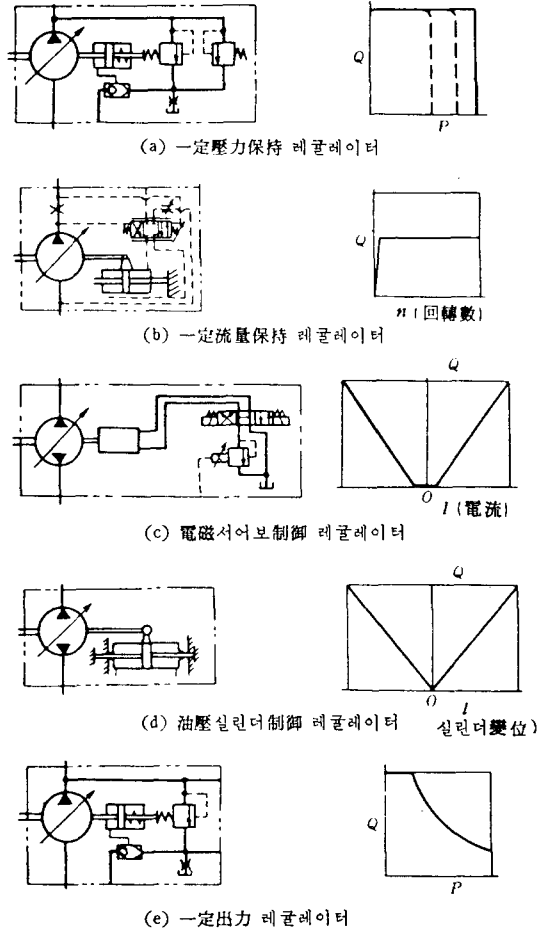


그림 5. 可變吐出量 펌프의 可變制御 레귤레이터의 예

ii) 方向 制御回路의 設計

油壓의 경우는 壓力가 흐르는 方向을 制御함으로써 실제로 일을 하는 액츄에이터의 作動方向을 制御하게 된다.

실린더 作動時 行程끝 또는 外力을 받아서 行程도중에서 정지하는 경우에는 2位置 方向切換밸브(그림 6(a))를 사용하고, 行程中 임의의 위치에서 정지시

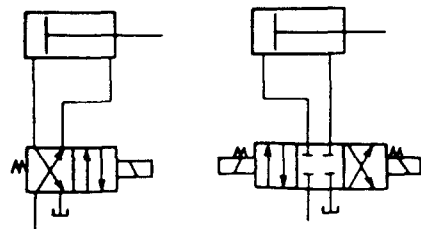


그림 6. 方向切換 밸브의 사용법

킬 필요가 있는 경우 또는 油壓모우터를 정지시키는 경우에는 3位置 方向切換밸브(그림 6(b))를 사용한다.

3位置 方向制御 切換 밸브에서는 中立時의 각 포트(port)의 接續狀態를 어떻게 하는가가 중요하며, 그 대표적인 種類를 그림 7에 나타내었다.

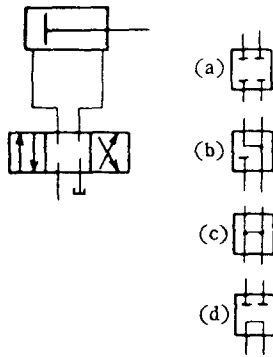


그림 7. 方向切換 밸브의 선택방법

그림 (a)는 停止中에 外力이 작용해도 움직여서는 않되는 경우, 또는 2개 이상의 액츄에이터를 사용하는 경우에 사용된다. 그림 (b)는 停止상태에서도 外力에 의하여 액츄에이터를 작동시킬 수 있는 경우에 사용된다. 그림 (c)는 펌프 1내에 액츄에이터가 1개 사용되는 경우등과 같이 펌프의 無負荷回路와 실린더가 外力에 의하여 움직일 수 있는 두가지 기능을 갖는 回路이다. 그림 (d)는 액츄에이터가 外力을 받아도 움직여서는 안되는 경우이고, 1개만의 액츄에이터를 사용하는 경우에 사용된다.

액츄에이터에 負荷가 걸린 상태에서 장시간 停止해 두어야 하는 경우는 逆止밸브를 사용한 回路를 만들어야 한다. 이것은 일반적으로 많이 사용되는 스푼(spool)식 方向切換 밸브에서는 반드시 内部 漏洩

停止中の
負荷의 方向

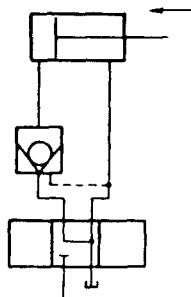


그림 8. 長時間 停止回路(壓力保持回路)

이 수반되기 때문이다. 이 경우 사용되는 逆止밸브는 그림 8에 나타낸 바와 같이 파일럿(pilot) 操作式 逆止밸브이며, 보통 方向切換밸브가 中立時에 逆止밸브의 탱크측이 기름 탱크에 접속되게 한다.

iii) 壓力 制御 回路의 設計

回路의 壓力 制御는 액츄에이터의 出力을 制御하기 위한 壓力 制御와, 停止時등에서 外力이 작용하여 回路内の 壓力이 異常으로 되는 것을 방지하기 위한 것이 있다. 또, 시퀀스 밸브와 같이 壓力變化를 이용하여 方向制御를 하는 回路, 回路壓力을 일정히 유지함으로써 流量制御(速度制御)를 행하는 카운터 밸런스 밸브를 사용하는 回路등이 있다. 壓力을 검출하여 電氣信號로 바꾸어서 다른 부분의 制御를 하는 壓力스위치 利用回路등도 있다.

油壓裝置에서 얻어지는 일의 양은 “壓力×流量”으로 표시되므로, 高壓이 될수록 적은 流量으로 만들 수 있고 따라서 高壓化에 의하여 펌프, 밸브를 小型化할 수가 있다. 機器의 製造技術, 價格, 小型化의 要求등을 종합적으로 판단해볼 때, 210kgf/cm² 정도가 현재의 技術水準이며, 實用단계로서는 350kgf/cm² 정도에 이르러 있다.

(3) 回路設計의 例(油壓모우터 制御回路)

船舶에서는 油壓액츄에이터로서 油壓실린더보다는 오히려 油壓모우터(예를 들면 각종 윈치, 크레인 구동용 등)가 많이 사용되므로, 여기서는 油壓모우터 制御回路의 設計例를 들기로 한다.

機械를 回轉시키는데 油壓모우터를 사용하는 것은 “電動機+減速機”를 사용할 때보다 速度制御, 出力制御가 용이하고, 또 空間이나 重量을 줄일 수 있기 때문이다. 設計時에는 이러한 이점을 충분히 살릴 수 있도록 고려해야 한다.

<設計例 1>

低速, 高토크 油壓모우터를 사용한 윈치 구동回路를 設計한다. 단, 低토크로 구동할 때는 出力의 허용범위내에서 高速으로 구동되게 하고 윈치는 2기로 한다.

그림 9에 나타낸 바와 같이 油壓모우터는 固定容量形의 것을 사용하면, 발생 토크는 負荷壓에 비례하고 速度는 油壓源으로부터의 流量에 비례하게 된다. 油壓펌프로서 出力一定形의 可變吐出量 펌프를 사용하면 “壓力×流量=一定出力”으로 되기 때문에 負荷에 따라서 速度를 변화시킬 수 있다. 油壓모

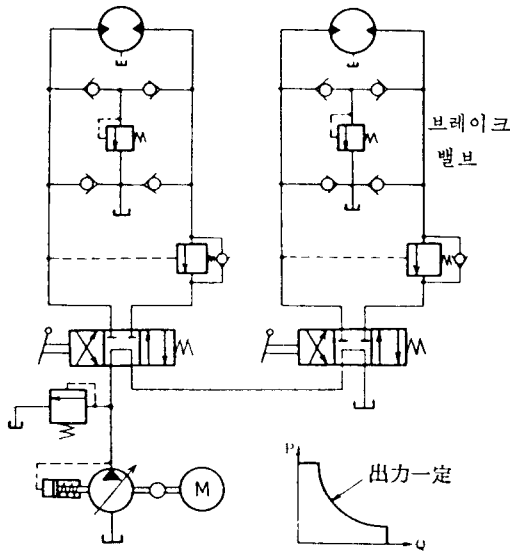


그림 9. 一定出力의 油壓모터 回路(可逆回轉 브레이크)

우터 回路에서는 負荷가 큰 慣性을 가질 때가 많으며 이 경우 切換밸브를 中立으로 하게하면 衝擊壓이 발생할 수 있다. 이러한 경우에는 그림에서와 같이 브레이크 回路를 설치할 필요가 있다. 브레이크 回路란 일반적으로 안전 밸브와 배류(vacuum)측의 기름 보급구를 組合한 것을 말한다.

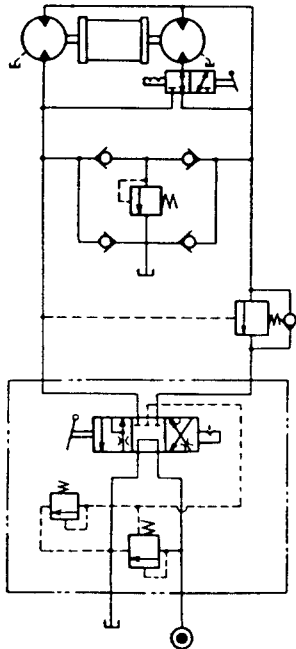


그림 10. 2대의 油壓모터를 사용한 윈치 구동 回路

<設計例 2>

2대의 固定容量形 모우터로 1대의 윈치를 구동시키는 回路를 설계한다. 단, 이 回路에서 負荷가 定格의 1/2이하로 되었을 때는 速度가 2배로 되게 한다.

그림 10에 나타낸 바와 같이 2대의 油壓모터를 直列 혹은 並列로 切換할 수 있게 하면 간단히 倍速 回路가 만들어 진다. 모우터의 被驅動側에서 負荷를 감지하여 自動적으로 切換하게 할 수도 있다. 主切換밸브로는 그림에서와 같이 壓力補償型 流量調整 기능을 갖는 切換밸브를 사용할 수도 있다.

3.2 回路 計算

油壓시스템의 回路設計가 끝나면 각 機器를 선정 하는데 필요한 定數를 回路計算으로부터 구해야 한다.

回路計算은 주어진 負荷條件에서, 負荷의 크기로 부터 油壓力을, 負荷의 速度로부터 壓油의 流量을 구하고, 이 값들을 기초로하여 油壓펌프를 구동시키는데 필요한 軸入力를 계산한다. 이것으로부터 사용할 動力源(電動機나 機關)의 크기가 결정된다. 이러한 基本定數 결정의 過程이 끝나면 油壓시스템의 設計가 완성된다. 計算의 順序를 그림 11에 나타내었다.

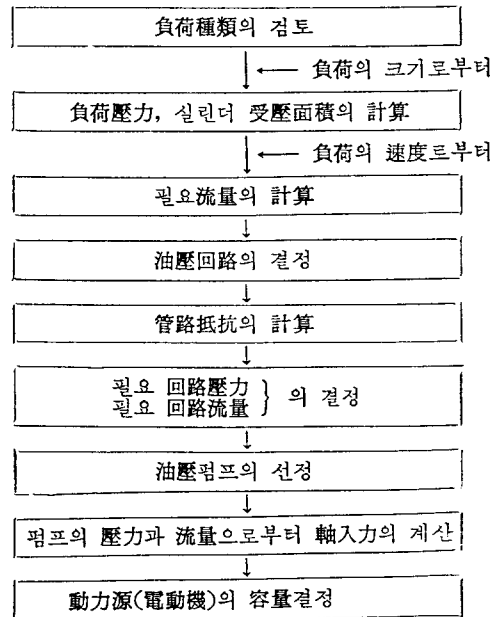


그림 11. 回路計算의 플로(flow)

(1) 直線運動負荷의 基本計算

油壓실린더의 主要 諸元은 실린더 直徑(피스톤 直徑), 로드 直徑, 스트로크, 壓力 및 流量이다. (그림 12 참조)

이들의 數値로부터 <表 1>에 나타낸 실린더의 回路計算에 필요한 諸元을 구한다. <表 1>에서 사용하는 記號는 그림 12에 표시되어 있다.

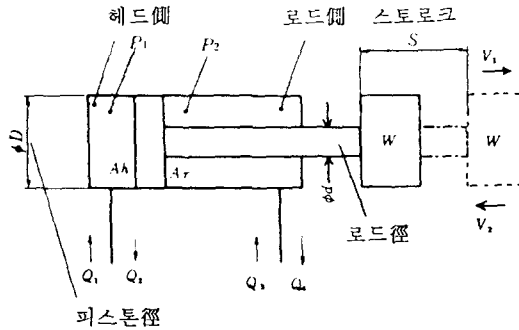


그림 12. 실린더의 諸元

<表 1> 실린더의 主要 諸元

項目	記號 및 單位	計算式
헤드側 受壓面積	A_h cm ²	$\frac{\pi}{4} D^2$
로드 斷面積	a cm ²	$\frac{\pi}{4} d^2$
로드側 受壓面積	A_r cm ²	$A_h - a$
헤드側 容積	V_h l	$A_h \cdot S \times 10^{-3}$
로드側 容積	V_r l	$A_r \cdot S \times 10^{-3}$
面積比	k -	$\frac{A_h}{A_r}$
容積差	ΔV l	$V_h - V_r$

注) D, d, S 의 單位는 cm임

負荷를 直線運動 시키는데 필요한 推力 F 는,

$$F = F_1 + F_2 \quad (\text{kgf}) \quad (1)$$

여기서, F_1 ; 테이블의 摩擦抵抗力(F_C) +

負荷에 가해지는 外力(F_0)

(한편, $F_C = \mu \cdot N$ 으로 표시되며 μ 는 摩擦係數로 일반적으로 0.15~0.3의 값을 갖는 定數, N 은 테이블상에 작용하는 垂直力임)

F_2 ; 負荷를 加速시키는데 필요한 힘

(= $W \cdot \alpha / g$, W 는 負荷 및 피스톤 重量의 합, α 는 加速度, g 는 重力加速度임)

(1)식으로 計算되는 推力을 油壓실린더에서 발생 시키기 위하여 필요한 壓力 p , 또 이 負荷를 V 의 速度로 이동시킬 때의 流量 Q , 그때의 작동시간 t 및 動力 L 은 <表 2>에서와 같이 구해진다.

<表 2> 실린더의 計算式

項目	記號 및 單位	計算式
入口壓力	P_1 kgf/cm ²	$\frac{F_h + P_2 \cdot A_r}{A_h}$
	P_2 kgf/cm ²	$\frac{F_r + P_1 \cdot A_h}{A_r}$
速度	V_1 m/min	$\frac{Q_1}{A_h} \times 10$
	V_2 m/min	$\frac{Q_3}{A_r} \times 10$
작動時間	t_1 s	$\frac{S}{V_1} \times 60 \times 10^{-2}$
	t_2 s	$\frac{S}{V_2} \times 60 \times 10^{-2}$
流量	Q_1 l/min	$A_h \cdot V_1 \times 10^{-1}$
	Q_4 l/min	$A_r \cdot V_1 \times 10^{-1}$
	Q_3 l/min	$A_r \cdot V_2 \times 10^{-1}$
	Q_2 l/min	$A_h \cdot V_2 \times 10^{-1}$
動力	L kW	$1.633 \times 10^{-4} F \cdot V$

注) F 의 單位는 kgf임

上記의 式은 理想的인 조건하에서 얻어지는 計算式이며, 보다 精確한 計算이 필요한 경우에는 packing의 摩擦에 의한 抵抗力, 背壓에 의한 損失力등을 고려한 실린더 效率 η_c , 또한 실린더에서의 漏洩을 고려한 실린더의 容積效率 η_v 를 계산에 포함시켜야 한다. 일반적으로 $\eta_c = 0.9$, $\eta_v = 1$ (즉, 누설은 무시)로 계산할 때가 많다.

(2) 回轉運動 負荷의 基本計算

油壓모우터에는 피스톤 모우터, 베인 모우터, 기어 모우터 등 여러가지 型式의 것이 있지만 基本計算式으로는 동일한 것이 적용된다. 그림 13을 기본으로 하여 토크, 入力, 出力은 다음 식으로 計算된다.

① 토크 T 를 구하는 방법

$$T = \frac{V_1 \cdot (p_1 - p_2)}{2\pi \times 10^2} \eta_1 \quad (\text{kgf} \cdot \text{m}) \quad (2)$$

漁業의 自動化를 위한 油壓技術(3)

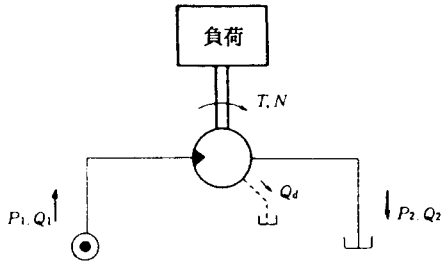


그림 13. 油壓모우터의 基本回路

여기서 V_t ; 1회轉當의 無負荷流量(cm^3/rev)

η_t ; 토오크 效率

(= 機械效率 = 實際出力토오크 / 理論出力 토오크)

p_1, p_2 ; 入 · 出口 壓力(kgf/cm^2)

② 入力 L_{in} 을 구하는 방법

$$L_{in} = \frac{(p_1 - p_2)Q}{612} (KW) = \frac{(p_1 - p_2)Q}{450} \quad (3)$$

Q ; 流入量 = 所要流量 ($= \frac{V_t \cdot N}{\eta_v} \times 10^{-3} (l/min)$)

③ 出力 L_{out} 를 구하는 방법

$$L_{out} = \frac{2\pi NT}{6120} (KW) = \frac{(p_1 - p_2)Q}{612} \eta (KW)$$

$$= \frac{2\pi NT}{4500} (ps) = \frac{(p_1 - p_2)Q}{450} \eta (ps) \quad (4)$$

여기서 N ; 回轉數 ($= Q \cdot \eta_v / V_t$) (rpm)

η_v ; 容積效率

η ; 油壓모우터의 全效率 ($= \eta_t \times \eta_v = L_{out} / L_{in}$)

油壓모우터의 效率는 일반적으로 <表 3>과 같다.

④ 慣性負荷의 토오크 T 를 구하는 방법

油壓모우터의 負荷가 慣性負荷인 경우, 加速時에는 큰 토오크가 필요하기 때문에 큰 加壓力을 필요로 하고, 또 減速時에는 큰 토오크를 短時間에 停止시키려면 衝擊壓力이 수반되게 된다.

慣性負荷의 全 토오크 T 는

$$T = T_a + T_0 + C_d \omega \quad (5)$$

여기서,

$$T_a = I \frac{d\omega}{dt} = \frac{GD^2}{4g} \cdot \frac{d\omega}{dt} = \frac{GD^2 \times \Delta N}{375 \times \Delta t} (kgf \cdot m)$$

T_0 ; 定常運轉時의 토오크 [(2)식으로부터 구함]

GD^2 ; 플라이휠(flywheel)效果($kgf \cdot m^2$)

C_d ; 粘性抵抗係數($C_d \omega$ 項은 일반적으로 無視함)

ω ; 角速度(rad/s)

$\Delta N, \Delta t$; 加·減速時의 回轉數變化量 및 變化에 要하는 時間

(3) 壓力損失의 計算

粘性流體가 밸브나 파이프를 통과할 때는 반드시 壓力損失이 발생한다. 따라서, 액츄에이터에서 壓力이 얻어지려면 펌프로부터 액츄에이터에 이르는 과정에서의 壓力損失을 計算하고 이 값만큼 펌프측에서 더 加壓해 주지 않으면 안된다.

i) 制御밸브에서의 壓力損失

일반적으로 制御밸브에서의 壓力損失은 最大流量인 때의 값만이 메이커의 카탈로그에 제시되어 있으므로 使用流量이 달라질 때는 $\Delta p \propto Q^2$ 인 관계를 이용하여 다음과 같이 計算한다.

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \left(\frac{Q_2}{Q_1} \right)^2 \quad (6)$$

여기서, Δp_1 은 流量이 Q_1 일때의 壓力損失, Δp_2 는 流量이 Q_2 일때의 壓力損失을 가리킨다.

壓力補償形 流量調整밸브의 경우는 補償機(compensator)의 作動壓力으로서 언제나 $10 kgf/cm^2$ 정도의 壓力差를 필요로 하므로, 壓力補償形 流量調整밸브를 사용할 때는 流量에 관계없이 Δp 로서 $10 kgf/cm^2$ 의 壓力을 고려하면 된다.

ii) 管路에서의 壓力損失

① 直管의 壓力損失

<表 3> 油壓모우터의 效率

效率	種類	기어 펌프	베인 펌프	피스톤 펌프
容積效率	η_v	0.88 ~ 0.90	0.88 ~ 0.94	0.90 ~ 0.98
토오크效率	η_t	0.88 ~ 0.85	0.85 ~ 0.95	0.90 ~ 0.95
全效率	η_0	0.60 ~ 0.90	0.75 ~ 0.90	0.85 ~ 0.95

$$\Delta p = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma \quad (7)$$

여기서, γ ; 流體의 比重量
 d ; 管直徑, l ; 管길이
 V ; 管内 平均流速
 λ ; 管摩擦係數

λ 값은 層流에서는 $\lambda = 64/Re$, 亂流에서는 實驗式으로서 $\lambda = 0.3164/Re^{1/4}$ (단, $Re < 8 \times 10^4$)가 사용된다.

② 管路의 단면적이나 形狀의 변화에 따른 壓力損失
 管路 도중의 단면변화가 있는 管(擴大, 縮小管), 엘보(elbow), 티이(tee) 등에서도 壓力損失가 발생하며, 이때의 壓力損失 Δp 는 다음 식으로 표시된다.

$$\Delta p = \epsilon \cdot \frac{V^2}{2g} \gamma \quad (8)$$

여기서, ϵ ; 損失係數
 ϵ 은 管路의 불균일 개소의 종류에 따라서 그 값이 알려져 있다.

(4) 回路壓力의 決定

負荷에 소요되는 壓力를 p_1 , 펌프로부터 負荷에 이르는 도중에서의 壓力損失의 총합을 Δp_1 이라 하면 실제로 필요한 油壓回路壓은

$$p = p_1 + \Delta p_1 \quad (9)$$

이며, 回路 도중에 릴리프 밸브가 있는 경우는 릴리프 밸브의 오버라이드 特性은 80~90% 정도(벨런스 피스톤型) 이므로 일반적으로 85%로 생각하여 최종적으로 필요한 回路壓力 p_m 을 다음과 같이 구한다.

$$p_m = \frac{p_1 + \Delta p_1}{0.85} = \frac{p}{0.85} \quad (10)$$

이것은 펌프에 설치된 릴리프 밸브의 設定壓力이다.

(5) 油壓 펌프의 基本計算

지금까지 油壓裝置에서 필요한 回路壓力 및 流量을 결정하였다. 이러한 壓力와 流量을 발생시키는 動力源은 油壓펌프이며 펌프의 軌入力 L 은 다음과 같이 計算된다.

$$L = \frac{pQ}{612 \cdot \eta} (KW) \quad (11)$$

여기서 η ; 펌프의 全效率

(펌프의 全效率 η 는 펌프에 따라서 相異하나 일반적으로 60~85%의 범위 내에 있다)

펌프의 使用壓力와 流量이 정해지면 펌프를 選定해야 하며, 필요한 流量과 완전히 일치하는 펌프는

可變吐出量의 것이 아니면 얻기 어려우므로 메이커의 카탈로그를 보고 가까운 값의 것중에서 약간 큰 容量의 것을 택하면 된다.

(6) 油壓펌프의 軌入力와 電動機의 관계

펌프가 정해지면 카탈로그에 제시된 流量과 回路設定壓力으로부터 油壓펌프의 軌入力가 定해진다. 한편 電動機도 펌프의 軌入力와 완전히 일치하는 容量의 것을 얻기는 어려우므로 電動機에 대해서도 펌프 軌入力에 가까운 값의 것중에서 약간 큰 容量의 것을 택하게 된다.

그러나 作動 사이클 時間이 분명히 定해지는 경우는 平均動力을 計算하여 所要動力을 결정하는 것이 가장 經濟的이다. 最大容量으로 作動하는 時間이 매우 짧은 경우, 거기에 맞추어서 電動機를 選定하면 매우 非經濟的으로 된다. 왜냐하면 電動機는 일반적으로 輕負荷에서 사용하는 경우 매우 效率이 낮기 때문이다. 한편 電動機는 短時間이면 상당한 過負荷에도 견딜 수 있는 特性을 가지고 있다.

作動사이클이 분명한 경우의 平均動力 計算式은 아래와 같다.

$$L_m = \frac{1}{T} (t_1 L_1^2 + t_2 L_2^2 + \dots + t_n L_n^2)^{\frac{1}{2}} (KW) \quad (12)$$

여기서 T ; 1사이클 所要時間(s)

t_n ; 각 행정 마다의 所要時間(s)

L_n ; 각 행정 마다의 所要動力(KW)

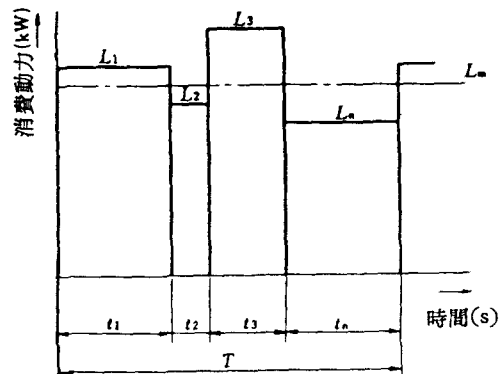


그림 14 平均動力의 결정법

電動機의 定格出力은 이 L_m 값 이상으로 하면 된다. 단, 각 행정 중의 最大 負荷動力은 電動機 定格出力值의 1.5배 이하로 되도록 할 필요가 있다.