

(19)대한민국특허청(KR) (12) 등록특허공보(B1)

(51) 。 Int. Cl.⁷
E02F 9/20

(45) 공고일자 2004년07월02일
(11) 등록번호 10-0438679
(24) 등록일자 2004년06월23일

(21) 출원번호	10-2001-7009843	(65) 공개번호	10-2001-0104339
(22) 출원일자	2001년08월03일	(43) 공개일자	2001년11월24일
번역문 제출일자	2001년08월03일		
(86) 국제출원번호	PCT/JP2001/000057	(87) 국제공개번호	WO 2001/51820
(86) 국제출원출원일자	2001년01월10일	(87) 국제공개일자	2001년07월19일

(81) 지정국 국내특허 : 대한민국, 미국,

EP 유럽특허 : 오스트리아, 벨기에, 스위스, 독일, 덴마크, 스페인, 프랑스, 영국, 그리스,
아일랜드, 이탈리아, 룩셈부르크, 모나코, 네덜란드, 포르투갈, 스웨덴, 핀란드, 사이프러스
,

(30) 우선권주장 JP-P-2000-00004074 2000년01월12일 일본(JP)

(73) 특허권자 히다치 겐키 가부시키 가이샤
일본국 도쿄도 분쿄구 고라쿠 2초메 5-1

(72) 발명자 쓰루가야스타카
일본국시가켄모리야마시가쓰베4조메3-11-606

가나이다카시
일본국지바켄가시와시하나노이1325-21

가와모토준야
일본국시가켄모리야마시우메다초15-5-201

하마모토사토시
일본국도야마켄네이군후추마치오구라149-2

오카자키야스하루
일본국도야마켄다카오카시이와쓰보3389

나가오유키아키
일본국도야마켄도야마시신조마치291-13

(74) 대리인 박종길
김재만

심사관 : 김영표

(54) 유압 구동 장치

요약

압력 보상 밸브(21a, 21b)의 각각의 목표 보상 차압을 펌프 토출압과 최고 부하압과의 차압에 의해 설정하고 또한 목표 LS 차압을 엔진(1)의 회전수에 의존하는 가변치로서 설정한 유압 구동 장치에 있어서, 최고 부하압 라인(35)에 고정 스로틀(32)과 신호압 가변 릴리프 밸브(33)를 배치하고, 그 릴리프 설정압(P_{LMAX0})을 목표 LS 차압(P_{GR}), 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압(P_R)에 대하여, $P_{LMAX0} = P_R - P_{GR} + \alpha$ (α 는 P_{GR} 보다 작은 값)로 되도록 설정한다. 이에 따라 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 압력 보상 밸브가 폐쇄되지 않고, 또한 다른 액추에이터가 증속(増速)되지 않아, 우수한 복합 조작성이 얻어진다.

대표도

도 1

색인어

압력 보상 밸브, 엔진, 고정 스로틀, 액추에이터, 가변 릴리프 밸브.

명세서

기술분야

본 발명은, 유압 펌프의 토출압이 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 로드 센싱(load sensing) 제어하고 또한 복수의 방향 전환 밸브의 전후 차압을 각각 압력 보상 밸브에 의해 제어하는 유압 셔블 등의 건설 기계의 유압 구동 장치에 관한 것이며, 특히 압력 보상 밸브의 각각의 목표 보상 차압을 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압에 의해 설정하고, 또한 로드 센싱 제어의 목표 차압을 엔진의 회전수에 의존하여 가변적으로 설정한 유압 구동 장치에 관한 것이다.

배경기술

유압 펌프의 토출압이 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 로드 센싱 제어하는 유압 구동 장치는 로드 센싱 시스템(이하, 적당히 LS 시스템이라고 함)이라고 불려지고 있으며, 이 LS 시스템에서는, 통상, 복수의 방향 전환 밸브의 전후 차압을 각각 압력 보상 밸브에 의해 제어하고, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 부하압의 대소에 관계없이 방향 전환 밸브의 개구 면적에 따른 비율로 압유를 공급할 수 있도록 하고 있다.

이러한 LS 시스템에 있어서, 일본국 특개평 10(1998)-196604호 공보에는, 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압(差壓)(이하, LS 차압이라고 함)을 압력 보상 밸브로 유도하여, 압력 보상 밸브의 각각의 목표 보상 차압을 LS 차압에 의해 설정하고, 또한 로드 센싱 제어의 목표 차압(이하, 목표 LS 차압이라고 함)을 엔진의 회전수에 의존하여 가변적으로 설정한 유압 구동 장치가 기재되어 있다.

압력 보상 밸브의 각각의 목표 보상 차압을 LS 차압에 의해 설정함으로써, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 동작 시에, 유압 펌프의 토출 유량이 복수의 방향 전환 밸브가 요구하는 유량에 충족되지 않는 포화(飽和) 상태로 되었을 때, 포화의 정도에 따라 LS 차압이 저하되고, 이에 따라 압력 보상 밸브의 목표 보상 차압도 작아지므로, 유압 펌프의 토출 유량을 각각의 액추에이터가 요구하는 유량의 비로 재분배할 수 있다. 이것은 일본국 특개소 60(1985)-11706호 공보에 기재된 발명의 생각에 기인하고 있다.

목표 LS 차압을 엔진의 회전수에 의존하여 가변적으로 설정함으로써, 엔진 회전수를 내린 경우에는 그에 따라 목표 LS 차압이 작아지므로, 방향 전환 밸브의 조작 레버를 정격(定格) 시와 동일 입력량 조작해도, 액추에이터에 공급되는 압유의 유량이 줄어, 속도가 늦어진다. 이 때문에, 엔진 회전수에 따른 액추에이터 속도로 할 수 있어 미조작성(微操作性)을 향상할 수 있다.

또, LS 시스템에 있어서, GB2195745A에는, 최고 부하압을 신호압으로서 검출하는 최고 부하압 라인에 신호압 릴리프 밸브를 설치하고, 이 신호압 릴리프 밸브의 설정압을 메인 릴리프 밸브의 설정압보다도 낮게 하고, 이 신호압 릴리프 밸브로 상한이 규제된 최고 부하압을 압력 보상 밸브로 유도하도록 한 것이 기재되어 있다. 이와 같이 최고 부하압 라인에 신호압 릴리프 밸브를 설치함으로써, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해, 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압이 동일하게 되어도, 최고 부하압 라인의 신호압은 유압 펌프의 토출압보다 내려가므로, 압력 보상 밸브가 전폐(全閉)되어 모든 액추에이터가 정지되는 것을 방지할 수 있다.

발명의 상세한 설명

그러나, 상기 종래 기술에는 다음과 같은 문제가 있다.

일본국 특개평 10-196604호 공보에 기재된 종래 기술에서는, 상기와 같이 LS 차압을 압력 보상 밸브로 유도하여 목표 보상 차압으로 하고 있다. 이 때문에 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달하여, 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압이 동일하게 되면, LS 차압이 0으로 되어 모든 압력 보상 밸브가 전폐된다. 그 결과, 릴리프압에 달하고 있지 않은 다른 액추에이터에도 압유가 공급되지 않게 되어, 모든 액추에이터가 정지되어 버린다.

일본국 특개평 10-196604호 공보에 기재된 유압 구동 장치의 최고 부하압 라인에 GB2195745A 기재의 신호압 릴리프 밸브를 설치함으로써, 상기와 같이 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압이 동일하게 되어도, 검출 라인의 신호압은 유압 펌프의 토출압보다 내려가므로, 압력 보상 밸브가 전폐되어 모든 액추에이터가 정지되는 것을 방지할 수 있다.

그러나, 이 경우에는, 새로운 문제를 발생시킨다.

일본국 특개평 10-196604호 공보에 기재된 유압 구동 장치에서는, 목표 LS 차압을 엔진의 회전수에 의존하여 가변적으로 설정하고 있다. 이 때문에, 엔진 회전수가 정격(定格) 회전수에 있을 때와 엔진 회전수를 낮게 설정했을 때에는 목표 LS 차압이 상이하여, 전자보다 후자 쪽이 목표 LS 차압은 작아지고, 이에 따라 실제의 LS 차압도 작아진다. 따라서, 신호압 릴리프 밸브의 설정압을 정격 회전 시의 LS 차압만큼 메인 릴리프 밸브의 설정압보다 낮게 설정했다고 하면, 정격 회전 시는, 액추에이터의 부하압이 낮아 메인 릴리프 밸브가 작동하지 않을 때의 LS 차압과 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압까지 상승했을 때의 유압 펌프의 토출압과 검출 라인의 신호압과의 차압은 동일하며, 압력 보상 밸브의 목표 보상 차압은 변화되지 않는다. 그러나, 엔진 회전수를 낮게 설정했을 때에는, LS 차압은 상기와 같이 정격 회전 시와 비교하여 낮아지는 데 대하여, 신호압 릴리프 밸브의 설정압과 메인 릴리프 밸브의 설정압 차압은 정격 회전 시의 LS 차압분이기 때문에, 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압까지 상승했을 때의 유압 펌프의 토출압과 검출 라인의 신호압과의 차압은 액추에이터의 부하압이 낮아 메인 릴리프 밸브가 작동하지 않을 때의 LS 차압보다 커지고, 압력 보상 밸브의 목표 보상 차압은 증가한다. 그 결과, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달하면, 그 이외의 액추에이터에는 지금까지보다도 많은 압유가 공급되고, 증속(増速)되어 버려, 복합 조작성이 현저히 손상된다.

본 발명의 제1 목적은 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 다른 액추에이터가 정지되지 않고, 복합 조작성이 우수한 유압 구동 장치를 제공하는 것이다.

본 발명의 제2 목적은 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 다른 액추에이터가 증속되지 않아, 복합 조작성이 우수한 유압 구동 장치를 제공하는 것이다.

(1) 상기 제1 목적을 달성하기 위해, 본 발명은 엔진과, 이 엔진에 의해 구동되는 가변 용량형의 유압 펌프와, 이 유압 펌프로부터 토출되는 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터와, 상기 유압 펌프로부터 상기 복수의 액추에이터에 공급되는 압유의 유량을 각각 제어하는 복수의 방향 전환 밸브와, 상기 복수의 방향 전환 밸브의 전후 차압을 각각 제어하는 복수의 압력 보상 밸브와, 상기 유압 펌프의 토출압이 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 로드 센싱 제어하는 펌프 제어 수단과, 상기 유압 펌프의 토출압의 상한을 규제하는 메인 릴리프 밸브를 구비하고, 상기 복수의 압력 보상 밸브의 각각의 목표 보상 차압을, 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압에 따라 설정하는 동시에, 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압을 상기 엔진의 회전수에 의존하는 가변치로서 설정한 유압 구동 장치에 있어서, 상기 유압 펌프의 토출압이 상기 메인 릴리프 밸브의 설정압까지 상승할 때, 상기 복수의 압력 보상 밸브의 목표 보상 차압으로서, 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압은 상이한 보정치를 설정하는 목표 보상 차압 보정 수단을 설치하는 것으로 한다.

이와 같이 목표 보상 차압 보정 수단을 설치하고, 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 설정압까지 상승할 때, 목표 보상 차압으로서 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압과는 상이한 보정치를 설정함으로써, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 목표 보상 차압은 0으로 되지 않고, 압력 보상 밸브는 폐쇄되지 않기 때문에, 다른 액추에이터에 압유를 공급할 수 있다. 이 때문에 다른 액추에이터가 정지되지 않아, 양호한 복합 조작성이 확보된다.

(2) 또, 상기 제2 목적을 달성하기 위해, 본 발명은, 상기 (1)에 있어서, 상기 보정치는 상기 엔진의 회전수에 의존하는 가변치인 것으로 한다.

이에 따라 엔진 회전수가 낮아져, 엔진 회전수에 의존하는 가변치로서 설정한 로드 센싱 제어의 목표 차압이 작아져도, 그에 따라 목표 보상 차압으로서 설정되는 보정치를 작게 할 수 있게 되기 때문에, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 로드 센싱 제어의 목표 차압보다도 목표 보상 차압이 커지지 않아, 다른 액추에이터가 증속되지 않고, 양호한 복합 조작성이 확보된다.

(3) 또, 상기 제2 목적을 달성하기 위해, 본 발명은, 상기 (1)에 있어서, 상기 보정치는, 상기 엔진의 회전수에 의존하는 가변치로서 설정한 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압과 동일하거나 그보다도 작은 값인 것으로 한다.

이에 따라 엔진 회전수가 낮아져, 엔진 회전수에 의존하는 가변치로서 설정한 로드 센싱 제어의 목표 차압이 작아져도, 그에 따라 목표 보상 차압으로서 설정되는 보정치가 작아지기 때문에, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 로드 센싱 제어의 목표 차압보다도 목표 보상 차압이 커지지 않아, 다른 액추에이터가 증속되지 않고, 양호한 복합 조작성이 확보된다.

(4) 상기 (1)에 있어서, 바람직하게는, 상기 목표 보상 차압 보정 수단은, 상기 최고 부하압을 검출하는 최고 부하압 라인에 설치되고, 이 최고 부하압 라인으로 검출되는 최고 부하압의 상한을 상기 메인 릴리프 밸브의 설정압보다도 상기 보정치분만큼 낮게 하는 신호압 릴리프 밸브를 가진다.

이에 따라 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 설정압까지 상승할 때, 최고 부하압 라인에 신호압으로서 검출되는 최고 부하압은, 메인 릴리프 밸브의 설정압보다도 보정치분만큼 낮아져, 목표 보상 차압으로서 설정되는 보정치는 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압과는 상이한 것으로 된다.

(5) 또, 상기 제2 목적을 달성하기 위해, 본 발명은, 상기 (4)에 있어서, 상기 신호압 릴리프 밸브는 가변 릴리프 밸브이며, 이 가변 릴리프 밸브는 그 릴리프 설정압을 P_{LMAX0} , 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압을 P_{GR} , 상기 메인 릴리프 밸브의 설정압을 P_R 로 할 때,

$$P_{LMAX0} = P_R - P_{GR} + \alpha$$

(α 는 P_{GR} 보다 작은 값)

으로 되도록 릴리프 설정압(P_{LMAX0})을 설정하는 것으로 한다.

이에 따라 목표 보상 차압 보정 수단에 의해 목표 보상 차압으로서 설정되는 보정치는, $P_R - P_{LMAX0} = P_{GR} - \alpha$ 로 되고, P_{GR} (엔진의 회전수에 의존하는 가변치로서 설정한 로드 센싱 제어의 목표 차압)보다도 작은 값이 된다. 이 때문에, 상기 (3)에서 설명한 것과 같이, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 로드 센싱 제어의 목표 차압보다도 목표 보상 차압이 커지지 않아, 다른 액추에이터가 증속되지 않고, 양호한 복합 조작성이 확보된다.

또, 목표 보상 차압으로서 설정되는 보정치를 P_{GR} 이 아니라, 그것보다도 작은 $P_{GR} - \alpha$ 로 함으로써, 동일 릴리프 설정압 P_{LMAX0} 상당의 신호압을 사용하는 펌프 제어 수단의 로드 센싱 제어를 안정되게 행할 수 있어, 시스템의 안정화를 도모할 수 있다.

(6) 또한, 상기 제2 목적을 달성하기 위해, 본 발명은, 상기 (1)에 있어서, 상기 목표 보상 차압 보정 수단은 상기 유압 펌프의 토출압이 상기 메인 릴리프 밸브의 설정압으로 상승되기 직전에 상기 목표 보상 차압을 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압으로부터 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압으로 전환하는 선택 밸브를 가지는 것으로 한다.

이에 따라 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 설정압으로 상승할 때 목표 보상 차압(보정치)으로서 로드 센싱 제어의 목표 차압이 설정되기 때문에, 상기 (3)에서 설명한 것과 같이, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 로드 센싱 제어의 목표 차압보다도 목표 보상 차압이 커지지 않아, 다른 액추에이터가 증속되지 않고, 양호한 복합 조작성이 확보된다.

또, 이와 같이 선택 밸브를 사용하여 신호압을 전환함으로써, 펌프 제어 수단의 로드 센싱 제어에서는 릴리프 후에도 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압을 사용할 수 있기 때문에, 로드 센싱 제어를 안정되게 행할 수 있어, 시스템의 안정화를 도모할 수 있다.

도면의 간단한 설명

도 1은 본 발명의 제1 실시예에 의한 유압 구동 장치를 나타내는 유압 회로도이다.

도 2는 신호압 가변 릴리프 밸브의 오버 라이드 특성을 나타내는 도면이다.

도 3은 실제의 최고 부하압과 신호압 가변 릴리프 밸브에 의해 제어되는 신호압 라인의 압력(신호압)과의 관계를 나타내는 도면이다.

도 4는 비교예 1을 나타내는 유압 회로도이다.

도 5는 비교예 1에서 붐 인상과 선회를 복합하여 행하였을 때의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압, 최고 부하압, 목표 보상 차압의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 6은 비교예 2를 나타내는 유압 회로도이다.

도 7은 비교예 2에서 붐 인상과 선회를 복합하여 행하였을 때의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압, 신호압, 목표 보상 차압의 시간 변화, 및 비교예 3에서 엔진 회전수를 정격으로 하여 붐 인상과 선회를 복합하여 행하였을 때의 동일 상태량의 시간적 변화를 나타내는 도면이다.

도 8는 비교예 3을 나타내는 유압 회로도이다.

도 9는 비교예 3에서 엔진 회전수를 정격보다 낮게 하여 붐 인상과 선회를 복합하여 행하였을 때의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압, 신호압, 목표 보상 차압의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 10은 본 발명의 제1 실시예에서 엔진 회전수를 정격으로 하여 붐 인상과 선회를 복합하여 행하였을 때의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압, 신호압, 목표 보상 차압의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 11은 본 발명의 제1 실시예에서 엔진 회전수를 정격보다 낮게 하여 붐 인상과 선회를 복합하여 행하였을 때의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압, 신호압, 목표 보상 차압의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 12는 본 발명의 제2 실시예에 의한 유압 구동 장치를 나타내는 유압 회로도이다.

도 13은 본 발명의 제2 실시예에서 엔진 회전수를 정격으로 하여 붐 인상과 선회를 복합하여 행하였을 때의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압, 신호압, 목표 보상 차압의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 14는 본 발명의 제2 실시예에서 엔진 회전수를 정격보다 낮게 하여 붐 인상과 선회를 복합하여 행하였을 때의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압, 신호압, 목표 보상 차압의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 15는 본 발명의 제3 실시예에 의한 유압 구동 장치를 나타내는 유압 회로도이다.

도 16은 본 발명의 제4 실시예에 의한 유압 구동 장치를 나타내는 유압 회로도이다.

실시예

이하, 본 발명의 실시예를 도면을 사용하여 설명한다.

도 1은 본 발명의 제1 실시예에 의한 유압 구동 장치를 나타내는 것이며, 이 유압 구동 장치는 엔진(1)과, 유압원(2)과, 밸브 장치(3)와, 복수의 액추에이터(4a, 4b, . . .)와, 목표 LS 차압 생성 회로(5)를 구비하고 있다.

유압원(2)은, 엔진(1)에 의해 구동되는 가변 용량형의 유압 펌프(10) 및 고정용량형의 파일럿 펌프(11)와, 유압 펌프(10)의 경사 회전(용량)을 제어하는 LS · 마력 제어 레귤레이터(12)를 가지며, LS · 마력 제어 레귤레이터(12)는 유압 펌프(10)의 토출압이 높아지면 유압 펌프(10)의 경사 회전을 줄이는 마력 제어 경사 회전 액추에이터(12a)와, 유압 펌프(10)의 토출압이 복수의 액추에이터(4a, 4b, . . .)의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 로드 센싱 제어하는 LS 제어 밸브(12b) 및 LS 제어 경사 회전 액추에이터(12c)를 구비하고 있다.

LS 제어 밸브(12b)는 액추에이터(12c)를 감압하여 유압 펌프(10)의 경사 회전을 늘리는 측에 위치하는 수압부(12d)와, 액추에이터(12c)를 증압(增壓)하여 유압 펌프(10)의 경사 회전을 줄이는 측에 위치하는 수압부(12e)를 가지며, 수압부(12d)에는 목표 LS 차압 생성 회로(5)의 압력 제어 밸브(51)(후술)의 출력압인 로드 센싱 제어의 목표 차압, 즉 목표 LS 차압이 유도되고, 수압부(12e)에는 압력 제어 밸브(34)(후술)의 출력압(통상은 유압 펌프(10)의 토출압과 최고 부하압과의 차압, 즉 LS 차압)이 로드 센싱 제어 신호압으로서 유도된다. 도면 중, LS 제어 밸브(12b)의 탱크 포트에 접속되는 라인에 붙인 * 표시는, 유압 펌프(10)의 입력측 탱크 라인으로부터 분기(分岐)되는 라인에 붙인 * 표시로 접속되는 것을 의미한다.

밸브 장치(3)는, 액추에이터(4a, 4b, . . .)에 대응하는 밸브 섹션(3a, 3b, . . .)과 그 이외의 밸브 섹션(3p)을 가지며, 밸브 섹션(3a, 3b, . . .)에는 클로즈드 센터형의 복수의 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .), 복수의 압력 보상 밸브(21a, 21b, . . .), 최고 부하압 검출 회로의 일부를 구성하는 셔틀 밸브(22a, 22b, . . .)가 배치되고, 밸브 섹션(3p)에는 메인 릴리프 밸브(30), 가변 언로드 밸브(31), 고정 스톱(32)과 신호압 가변 릴리프 밸브(33)와, 상기 압력 제어 밸브(34)가 배치되어 있다.

방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)는 유압 펌프(10)의 토출 라인(7)에 이어지는 압유 공급 라인(8)에 접속되어, 유압 펌프(2)로부터 액추에이터(4a, 4b, . . .)에 공급되는 압유의 유량과 방향을 각각 제어한다. 또, 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)에는 각각 액추에이터(4a, 4b, . . .)의 구동 시에 그들의 부하압을 인출하는 부하 포트(23a, 23b, . . .)가 설치되고, 이들 부하 포트(23a, 23b, . . .)에 인출된 부하압이 각각 셔틀 밸브(22a, 22b, . . .)의 입력 포트의 한 쪽으로 유도된다. 셔틀 밸브(22a, 22b, . . .)는 토너먼트 방식으로 접속되어 있고, 이에 따라 최종단의 셔틀 밸브(22a)의 출력 포트에 접속된 최고 부하압 라인(35)에 최고 부하압이 신호압으로서 검출된다.

압력 보상 밸브(21a, 21b, . . .)는 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)의 상류측에 배치되고, 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)의 미터인 스로틀부의 전후 차압을 동일하게 하도록 제어하는 것이다. 이 목적을 위하여, 압력 보상 밸브(21a, 21b, . . .)는 각각 개방 방향 작동의 수압부(25a, 25b, . . . 및 26a, 26b, . . .)와 폐쇄 방향 작동의 수압부(27a, 27b, . . .)를 가지며, 수압부(25a, 25b, . . .)에는 압력 제어 밸브(34)의 출력압(통상은 LS 차압)이 유도되고, 수압부(26a, 26b, . . .)에 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)의 상기 부하 포트(23a, 23b, . . .)에 인출된 액추에이터(4a, 4b, . . .)의 부하압(방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)의 미터인 스로틀부의 하류측 압력)이 유도되고, 수압부(27a, 27b, . . .)에는 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)의 미터인 스로틀부의 상류측 압력이 유도되어, 수압부(25a, 25b, . . .)에 유도되는 압력 제어 밸브(34)의 출력압(통상은 LS 차압)에 따라 상기 출력압을 목표 보상 차압으로서 설정하고, 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)의 전후 차압을 상기 목표 보상 차압과 동일하게 하도록 제어한다.

이와 같이 압력 보상 밸브(21a, 21b, . . .)를 구성함으로써, 복수의 액추에이터(4a, 4b, . . .)를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 부하압의 대소에 관계없이 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)의 미터인 스로틀부의 개구 면적에 따른 비율로 압유를 공급할 수 있게 된다. 또, 복합 동작 시에, 유압 펌프(10)의 토출 유량이 방향 전환 밸브(20a, 20b, . . .)가 요구하는 유량에 충족시키지 못하는 포화 상태로 되어도, 포화의 정도에 따라 LS 차압이 저하되고, 이에 따라 압력 보상 밸브(21a, 21b, . . .)의 목표 보상 차압도 작아지므로, 유압 펌프(10)의 토출 유량을 각각의 액추에이터(4a, 4b, . . .)가 요구하는 유량의 비로 재분배할 수 있다.

메인 릴리프 밸브(30)는 압유 공급 라인(8)에 접속되어, 유압 펌프(10)의 토출압의 상한을 규제하는 것이며, 릴리프압을 설정하는 스프링(30a)을 가지고 있다.

가변 언로드 밸브(31)는 동일하게 압유 공급 라인(8)에 접속되어, 유압 펌프(10)의 토출압과 최고 부하압과의 차압을 압력 제어 밸브(51)의 출력압인 목표 LS 차압보다도 약간 큰 값으로 제한하도록 작동한다. 이 목적을 위하여, 가변 언로드 밸브(31)는 폐쇄 방향 작동의 수압부(31a, 31b)와 폐쇄 방향 작동의 스프링(31c), 및 개방 방향 작동의 수압부(31d)를 가지며, 수압부(31a, 31b)에 각각 최고 부하압 라인(35)의 압력(최고 부하압) 및 압력 제어 밸브(51)의 출력압인 목표 LS 차압이 유도되고, 수압부(31d)에 유압 펌프(10)의 토출압이 유도된다.

고정 스톱(32) 및 신호압 가변 릴리프 밸브(33)는 유압 펌프(10)의 토출압이 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압까지 상승될 때, 최고 부하압 라인(35)에 검출된 최고 부하압을 보정하여 압력 제어 밸브(34)의 출력압이 0으로 되지 않도록 하는 것이며, 고정 스톱(32)은 최고 부하압 라인(35)의 도중에 설치되고, 신호압 가변 릴리프 밸브(33)는 최고 부하압 라인(35)의 고정 스톱(32)보다 하류측 부분(이하, 신호압 라인이라고 함)(35a)에 접속되어, 신호압 라인(35a)에 검출되는 최고 부하압의 상한을 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압보다도 압력 제어 밸브(51)의 출력압인 목표 LS 차압 분으로부터 LS 제어 조정치(α)(LS 제어 밸브(12b)의 제어성을 확보하기 위한 값; 후술)을 뺀 값만큼 낮게 한다. 이 목적을 위하여, 신호압 가변 릴리프 밸브(33)는 릴리프압의 설정 수단으로서 폐쇄 방향 작동의 스프링(33a)과 개방 방향 작동의 수압부(33b)를 가지며, 수압부(33b)에 압력 제어 밸브(51)의 출력압인 목표 LS 차압을 유도하여, 스프링(33a)의 설정치와 목표 LS 차압과의 차이의 값으로 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압(P_{LMAX0})(후술)을 부여하는 동시에, 그 스프링(33a)의 설정치는 메인 릴리프 밸브(30)의 스프링(30a) 설정치의 압력(설정압(P_R))보다 상기 α 분

만큼 큰 값으로 설정한다. 이에 따라 신호압 라인(35a)으로 검출되는 최고 부하압이 스프링(33a) 설정치의 압력(= 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압 + α)으로부터 목표 LS 차압을 뺀 값까지 상승하면 신호압 가변 릴리프 밸브(33)가 작동하여, 검출되는 최고 부하압이 그 이상으로는 오르지 않게 된다.

압력 제어 밸브(34)는 압유 공급 라인(8)의 압력(유압 펌프(10)의 토출압)과 신호압 라인(35a)의 압력(최고 부하압)과의 차압을 절대압으로서 출력하는 차압 발생 밸브이고, 증압 방향 작동의 수압부(34a)와 감압 방향 작동의 수압부(34b, 34c)를 가지며, 수압부(34a)에 압유 공급 라인(8)의 압력이 유도되고, 수압부(34b, 34c)에 각각 신호압 라인(35a)의 신호압과 자체 출력압이 유도되고, 이들 압력의 밸런스로 파일럿 펌프(11)의 압력을 기초로 압유 공급 라인(8)의 압력과 신호압 라인(35a)의 신호압과의 차압(LS 차압)과 동일한 압력을 신호압 라인(36)에 출력한다. 이 압력 제어 밸브(34)의 출력압은 신호압 라인(36a, 36b)을 통해 LS 제어 밸브(12b)의 수압부(12e) 및 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 수압부(25a, 25b, ...)로 유도된다.

그리고, 압력 제어 밸브(34)에 의해 LS 차압을 절대압으로서 출력하는 구성은 일본국 특개평 10-89304호 공보에 기재된 발명의 제안에 의한 것이다.

목표 LS 차압 생성 회로(5)는 유량 검출 밸브(50)와 압력 발생 밸브(51)를 가지며, 유량 검출 밸브(50)는 스로틀부(50a)를 가지며 또한 그 스로틀부(50a)가 파일럿 펌프(11)의 토출 라인(9)에 배치되어 있다. 토출 라인(9)의 유량 검출 밸브(50)보다 하류측 라인(9a)에는 파일럿 유압원으로서의 원압(元壓)을 규정하는 릴리프 밸브(40)가 접속되고, 라인(9a)은, 예를 들면 방향 전환 밸브(20a, 20b, ...)를 전환 조작하기 위한 파일럿압을 생성하는 리모트 컨트롤 밸브(도시하지 않음)에 접속되어 있다. 또, 라인(9a)은 분기 라인(9b)을 통해 상기 압력 발생 밸브(34)의 입력 포트에 접속되어, 압력 발생 밸브(34)의 유압원으로서 사용된다.

유량 검출 밸브(50)는 토출 라인(9)을 흐르는 압유의 유량을 스로틀부(50a)의 전후 차압의 변화로서 검출하고, 그 전후 차압을 LS 목표 차압으로서 사용하기 위한 것이다. 여기에서, 토출 라인(9)을 흐르는 압유의 유량은 파일럿 펌프(11)의 토출 유량이며, 이 토출 유량은 엔진(1)의 회전수에 따라 변화하기 때문에, 토출 라인(9)을 흐르는 압유의 유량을 검출하는 것은 엔진(1)의 회전수를 검출하는 것이다. 예를 들면, 엔진(1)의 회전수가 저하되면 상기 유량이 감소되고, 스로틀부(50a)의 전후 차압은 저하된다.

또, 스로틀부(50a)는 개구 면적이 연속적으로 변화되는 가변 스로틀부로서 구성되어 있고, 유량 검출 밸브(50)는 또한 개방 방향 작동의 수압부(50b)와 스로틀 방향 작동의 수압부(50c) 및 스프링(50d)을 가지며, 수압부(50b)에 가변 스로틀부(50a)의 상류측 압력이 유도되고, 수압부(50c)에 가변 스로틀부(50a)의 하류측 압력이 유도되어, 가변 스로틀부(50a) 자체의 전후 차압에 의존하여 그 개구 면적을 변화시키는 구성으로 되어있다. 이와 같이 유량 검출 밸브(50)를 구성하고, 가변 스로틀부(50a)의 전후 차압을 LS 목표 차압으로서 사용함으로써, 엔진 회전수에 따른 포화 현상의 개선이 도모되어, 엔진 회전수를 낮게 설정한 경우에 양호한 미조작성이 얻어진다. 그리고, 이 점은 일본국 특개평 10-196604호 공보에 상세하게 나타나 있다.

압력 발생 밸브(51)는 가변 스로틀부(50a)의 전후 차압을 절대압으로서 출력하는 차압 발생 밸브이며, 증압 방향 작동의 수압부(51a)와 감압 방향 작동의 수압부(51b, 51c)를 가지며, 수압부(51a)에 가변 스로틀부(50a)의 상류측 압력이 유도되고, 수압부(51b, 51c)에 각각 가변 스로틀부(50a)의 하류측 압력과 자체의 출력압이 유도되어, 이들 압력의 밸런스로 라인(9a)의 압력을 기초로 가변 스로틀부(50a)의 전후 차압과 동일한 압력을 신호압 라인(53)에 출력한다. 이 압력 제어 밸브(51)의 출력압은 신호압 라인(53a)을 통해 LS 제어 밸브(12b)의 수압부(12d)에 LS 목표 차압으로서 유도되고, 또한 동일 압력이 신호압 라인(53b)을 통해 가변 언로드 밸브(31)의 수압부(31b) 및 신호압 가변 릴리프 밸브의 수압부(33b)에 유도된다.

여기에서, 가변 스로틀부(50a)의 개구 면적은, 예를 들면 엔진(1)이 정격 회전 시에 15kgf/cm² 정도의 원하는 LS 목표 차압이 얻어지도록 설정되어 있다.

도 2에 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 오버 라이드 특성을 나타낸다. 도면 중, P_{LMAX0} 는 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압, P_R 는 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압, P_{GR} 는 엔진 회전수에 따라 변화되는 목표 LS 차압이다.

신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압(P_{LMAX0})은 목표 LS 차압(P_{GR})에 대하여 하기 식으로 되도록 제어된다.

$$P_{LMAX0} = P_R - P_{GR} + \alpha$$

단, α 는 LS 제어 조정치(후술)

즉, 엔진 회전수가 낮아지는 데 따라 목표 LS 차압(P_{GR})이 작아지므로, 그에 따라 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압(P_{LMAX0})은 커진다.

도 3에, 부하압 라인(35)에 검출되는 실제의 최고 부하압과 상기와 같이 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압(P_{LMAX0})이 제어될 때의 신호압 라인(35a)의 압력(신호압)과의 관계를 나타낸다. 도면 중, P_{LMAX} 가 실제의 최고 부하압, $P_{LMAX'}$ 이 신호압이다.

실제의 최고 부하압(P_{LMAX})이 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압(P_{LMAX0})과 동일하게 될 때까지는 신호압 가변 릴리프 밸브(33)는 작동하지 않으므로, $P_{LMAX'} = P_{LMAX}$ 이다. 실제의 최고 부하압(P_{LMAX})이 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압(P_{LMAX0}) 이상으로 되면 신호압 가변 릴리프 밸브(33)가 작동되기 때문에, 신호압 라인(35a)의 압력($P_{LMAX'}$)은 그 이상으로는 상승하지 않고, P_{LMAX0} 에서 한계점(일정)이 된다. 또, 엔진 회전수가 낮아지는 데 따라 P_{LMAX0} 가 커지므로, 그에 따라 한계점이 되는 신호압($P_{LMAX'}$)도 상승한다.

그 결과, 유압 펌프(10)의 토출압을 P_s , 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 목표 보상 차압을 P_c 라고 하면, 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 릴리프 시에 압력 제어 밸브(34)로부터 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 수압부(25a, 25b, ...)에 출력되는 압력으로 설정되는 목표 보상 차압(P_c)은, 하기 식과 같이 된다.

$$P_c = P_s - P_{LMAX0}$$

$$P_s = P_R \text{로부터}$$

$$P_c = P_{GR} - \alpha$$

다음에, 이상과 같이 구성한 본 실시예의 동작을 종래 기술에 따른 비교예와 대비하여 설명한다.

도 4는, 도 1에 나타난 본 실시예의 유압 구동 장치를 일본국 특개평 10-196604호 공보에 기재된 종래 기술에 따라 변경한 것을 비교예 1로서 나타내는 도면이다. 이 비교예 1은, 도 1에 나타난 밸브 장치(3)를 밸브 장치(301)로 치환(置換)하고, 밸브 장치(301)의 밸브 섹션(301p)에, 도 1에 나타난 고정 스톱(32) 및 신호압 가변 릴리프 밸브(33)를 설치하지 않고, 최고 부하압 라인(35)으로 검출한 최고 부하압을 직접 압력 제어 밸브(34)에 유도하는 구성으로 한 것이다.

이 비교예 1의 구성에서는, 예를 들면 액추에이터(4a, 4b)를 동시에 구동하는 복합 조작 중, 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압에 달한 경우, 설정압에 달하고 있지 않은 다른 쪽의 액추에이터에 압유가 공급되지 않게 된다. 즉, 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터가 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압에 달하면, 모든 액추에이터가 정지되어 버린다.

도 5에 동작예를 나타낸다. 도 5는, 액추에이터(4a)를 유압 셔블의 선회 모터, 액추에이터(4b)를 유압 셔블의 붐 실린더로 하여, 유압 셔블의 전형적 굴삭 동작인, 붐 인상과 선회를 복합하여 행한 경우의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압(P_s), 최고 부하압(P_{LMAX}), 목표 보상 차압(P_c)의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 5에서, 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하면, 최고 부하압(P_{LMAX}) 및 펌프 토출압(P_s)이 함께 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압까지 상승된다. 그 결과, $P_s = P_{LMAX}$ 로 되기 때문에, 압력 제어 밸브(34)로부터 압력 보상 밸브(21a, 21b)에 목표 보상 차압으로서 출력되는 출력압($P_c (= P_s - P_{LMAX}) = 0(\text{kgf/cm}^2)$)으로 되고, 압력 보상 밸브(21a, 21b)에는 방향 전환 밸브(20a, 20b)의 전후 차압만이 수압부(26a, 27a 및 26b, 27b)에 작용한다.

이 상태에서 방향 전환 밸브(20a, 20b)에 압유의 흐름이 다소라도 존재하면, 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 스펴은 폐쇄 방향으로 동작하는 힘을 받는다. 이 때, 압력 보상 밸브(21a, 21b)가 개방되어 있는 한 압유의 흐름이 있기 때문에, 압력 보상 밸브(21a, 21b)는 전폐로 될 때까지 폐쇄 방향의 힘을 계속 받는다. 그 결과, 압력 보상 밸브(21a, 21b)는 전폐로 된다. 이와 같이 압력 보상 밸브(21a, 21b)가 전폐로 됨으로써, 선회모터(4a)에의 압유의 공급은 없어지고, 선회각 속도는 0으로 된다.

상기 결과, 붐 인상과 선회의 복합 조작에 있어서, 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고, 붐 실린더(4b)의 부하압이 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압까지 상승되면, 선회가 정지되어 버려, 조작성을 현저히 손상시킨다.

상기와 같은 문제의 해결수단으로서, GB2195745A에 기재된 것과 같이, 신호압으로서의 P_{LMAX} 에 상한을 설정하는 신호압 릴리프 밸브를 설치하고, 그 설정압을 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압 이하로 하여, 메인 릴리프 밸브(30)의 릴리프 시에 $P_s = P_{LMAX}$ 로 되지 않도록 설정하는 방법이 고려된다.

도 6에 그와 같은 구성을 비교예 2로서 나타낸다. 비교예 2는, 도 1에 나타난 본 실시예의 유압 구동 장치로부터 목표 LS 차압 생성 회로(5)를 제거하고, 유압원(102)에서의 LS · 마력 제어 레귤레이터(112)에, 도 1에 나타난 LS 제어 밸브(12b) 대신 LS 목표치를 일정치로서 설정하는 스프링(112d)을 가지는 LS 제어 밸브(112b)를 설치한 것이며, 도 1에 나타난 밸브 장치(3)를 밸브 장치(302)로 치환하고, 밸브 장치(302)의 밸브 섹션(302p)에, 도 1에 나타난 가변 언로드 밸브(31) 및 신호압 가변 릴리프 밸브(33) 대신, 설정압을 스프링(131c, 133a)으로 각각 고정한 언로드 밸브(131) 및 신호압 릴리프 밸브(133)를 설치한 것이다.

최고 부하압 라인(35)에 고정 스톱(32)을 통해 신호압 릴리프 밸브(133)를 설치하고, 신호압 릴리프 밸브(133)로 제어된 신호압 라인(35a)의 압력($P_{LMAX'}$)을 압력 제어 밸브(34)에 유도함으로써, 메인 릴리프 밸브(30)의 릴리프 시에 압력 제어 밸브(34)에는 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압보다도 낮은 압력($P_{LMAX'}$)이 신호압으로서 유도된다.

도 7은, 비교예 2로 붐 인상과 선회의 복합 조작을 행한 경우의 붐 스트로크, 선회각 속도, 펌프 토출압(P_s), 신호압 라인(35a)의 압력(신호압)($P_{LMAX'}$), 목표 보상 차압(P_c)의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 7에서, 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하면, 최고 부하압(P_{LMAX}) 및 펌프 토출압(P_s)이 함께 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압까지 상승한다. 이 때, 신호압 릴리프 밸브(133)에 의해 제어되는 신호압 라인(35a)의 압력($P_{LMAX'}$)은 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압보다 낮은 압력으로 제한된다. 그 결과, 압력 제어 밸브(34)로부터 압력 보상 밸브(21a, 21b)에 목표 보상 차압으로서 출력되는 출력압($P_c (= P_s - P_{LMAX'})$)은 0으로 되지 않고, 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압과 신호압 릴리프(133)의 설정압의 차압으로 된다.

여기에서, 신호압 릴리프 밸브(133)의 설정압(P_{LMAX0})을 하기 식과 같이 설정 함으로써, 메인 릴리프 밸브(30)가 작동되기 전의 붐 조작 시와 메인 릴리프 밸브(30)의 작동 시에 목표 보상 차압은 변화되지 않는다.

$$P_{LMAX0} = \text{메인 릴리프 설정압} - \text{목표 LS 차압}$$

그 결과, 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달해, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되어도, 선회가 정지되지 않고 복합 조작성이 유지된다.

그러나, 상기 해결 수단을 일본국 특개평 10-196604호 공보에 기재된 유압 구동 장치에 그대로 적용한 경우는, 새로운 문제를 발생한다.

도 8에 그와 같은 구성을 비교예 3으로서 나타낸다. 비교예 3은 도 1에 나타난 본 실시예의 유압 구동 장치를 GB2195745A 기재의 종래 기술의 생각에 따라 수정한 것이며, 도 1에 나타난 밸브 장치(3)를 밸브 장치(303)로 치환하고, 밸브 장치(303)의 밸브 섹션(303p)에, 도 1에 나타난 신호압 가변 릴리프 밸브(33) 대신, 설정압을 스프링(133a)으로 고정한 신호압 릴리프 밸브(133)를 설치한 것이다. 또, 이 비교예 3은 도 1에 나타난 실시예의 기본 개념이며, 본 발명의 일부를 구성하는 것이다.

신호압 릴리프 밸브(133)의 동작은 비교예 2의 것과 동일하다. 또, 비교예 3에서는, 엔진 회전수에 의해 목표 LS 차압이 변동되는 구성으로 되어 있다. 신호압 릴리프 밸브(133)의 스프링(133a)에 의한 설정압은, 엔진 회전수가 정격 회전에 있을 때의 목표 LS 차압분만큼 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압보다 낮게 설정된다.

비교예 3의 엔진 회전수가 정격 회전수에 있는 경우의 동작은 비교예 2와 동일하며, 도 7에 나타낸 것과 같이 붐 인상과 선회의 복합 조작 시에 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되어도, 선회각 속도는 저하되지 않아, 복합 조작성을 유지할 수 있다.

그러나, 엔진 회전수를 정격 회전수보다 낮게 설정한 경우, 비교예 3에서는 목표 LS 차압을 낮게 하여, 정격 시와 동일 방향 전환 밸브(20a, 20b, ...)의 조작 레버 입력량에 대하여, 액추에이터(4a, 4b)의 속도가 늦어지도록 하고 있다.

도 9는, 비교예 3에서 엔진 회전수를 정격 회전수보다 낮게 설정하여 붐 인상과 선회의 복합 조작을 행한 경우의 도 7과 동일한 상태량의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 9에서, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되기 전의 붐 인상 동작 시에는, 최고 부하압($P_{LMAX} (= P_{LMAX'})$)에 대하여, 목표 LS 차압분만큼 높게 펌프 토출압(P_s)이 유지된다. 이 경우의 목표 LS 차압은 엔진 회전수가 정격에 있는 경우와 비교하여 낮게 되어 있으므로, 펌프 토출압과 최고 부하압과의 차압($P_s - P_{LMAX}$), 즉 압력 제어 밸브(34)의 출력압에 의해 설정되는 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 목표 보상 차압(P_c)은, 엔진 회전수가 정격에 있는 경우와 비교하여 낮게 유지된다.

붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되면, 신호압 릴리프 밸브(133)에 의해 신호압 라인(35a)의 압력($P_{LMAX'}$)은 최고 부하압(P_{LMAX})보다 낮게 제한된다. 이 경우, 펌프 토출압(P_s)과 신호압($P_{LMAX'}$)의 차는 엔진 정격 회전 시의 목표 LS 차압이기 때문에, 압력 제어 밸브(34)의 출력압에 의해 설정되는 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 목표 보상 차압(P_c)은 릴리프 전의 붐 동작 시와 비교하여 증가한다.

그 결과, 붐과 복합되고 있는 선회의 각(角)속도는 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하는 동시에 가속되어 버린다. 그 결과, 복합 조작성은 현저히 손상된다.

본 실시예는 상기와 같이 신호압 릴리프 밸브(33)를 가변 릴리프 밸브로 하여, 그 설정압을 엔진 회전수에 따라 변경되는 목표 LS 차압에 따라 바꾼 것이며, 이에 따라 상기의 문제를 해소할 수 있다.

본 실시예의 시스템으로, 비교예와 동일하게 붐 인상과 선회의 복합 조작을 행한 경우의 동작예를 설명한다.

도 10은, 본 실시예의 시스템으로 엔진 회전수를 정격 회전수로 설정하여 붐 인상과 선회의 복합 조작을 행한 경우의 도 7과 동일한 상태량의 시간 변화를 나타내는 도면이며, 도 11은 본 실시예의 시스템으로 엔진 회전수를 정격 회전수보다 낮게 설정하여 붐 인상과 선회의 복합 조작을 행한 경우의 도 7과 동일한 상태량의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 10에서, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되기 전의 붐 인상 동작 시에는, 신호압 가변 릴리프 밸브(33)는 작동되지 않고, 신호압 라인(35a)에는 최고 부하압(P_{LMAX})이 그대로 신호압($P_{LMAX'}$)으로서 검출된다. 또, 최고 부하압($P_{LMAX} (= P_{LMAX'})$)에 대하여, 목표 LS 차압(P_{GR})분만큼 높게 펌프 토출압(P_s)이 유지된다. 이 때문에, 압력 제어 밸브(34)의 출력압에 의해 설정되는 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 목표 보상 차압(P_c)은, 펌프 토출압과 최고 부하압과의 차압($P_s - P_{LMAX}$), 즉 목표 LS 차압(P_{GR})과 동일하게 된다($P_c = P_{GR}$).

붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되면, 최고 부하압(P_{LMAX}) 및 펌프 토출압(P_s)이 함께 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압(P_R)까지 상승된다. 이 때, 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압(P_{LMAX0})은 목표 LS 차압(P_{GR})에 대하여 $P_{LMAX0} = P_R - P_{GR} + \alpha$ 로 제어되고, 신호압 가변 릴리프 밸브(33)에 의해 제어되는 신호압 라인(35a)의 압력($P_{LMAX'}$)은 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압(P_R)보다 낮은 $P_{LMAX'} = P_R - P_{GR} + \alpha$ 로 제한된다. 그 결과, 압력 제어 밸브(34)로부터 압력 보상 밸브(21a, 21b)에 목표 보상 차압으로서 출력되는 출력압($P_c (= P_s - P_{LMAX'})$)은 0으로 되지 않고, 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압과 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압의 차압, 즉 $P_c = P_{GR} - \alpha$ 로 된다.

그 결과, 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되어도, 선회가 정지되지 않고 복합 조작성이 유지된다.

엔진 회전수를 정격 회전수보다 낮게 설정한 경우에도 동일하다. 즉, 도 11에서, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되기 전의 붐 인상 동작 시에는, 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 목표 보상 차압(P_c)은 목표 LS 차압(P_{GR})으로 되고($P_c = P_{GR}$), 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하면, 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 목표 보상 차압($P_c (= P_s - P_{LMAX'})$)은 0으로 되지 않고, 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압과 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압의 차압으로 된다($P_c = P_{GR} - \alpha$). 단, 이 경우의 목표 LS 차압(P_{GR})은 엔진 회전수가 정격에 있는 경우와 비교하여 낮게 되어 있으므로, 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 목표 보상 차압(P_c)은 엔진 회전수가 정격에 있는 경우와 비교하여 낮게 유지된다.

그 결과, 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되어도, 선회가 정지되지 않고 복합 조작성이 유지되며, 또한 선회의 각속도의 증속도 발생하지 않는다.

또, 본 실시예에서는, 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압(P_{LMAX0})을 목표 LS 차압(P_{GR})에 대하여 $P_{LMAX0} = P_R - P_{GR}$ 로 하지 않고, $P_{LMAX0} = P_R - P_{GR} + \alpha$ 로 하고 있다. 그 효과에 대하여 이하에 설명한다.

압력 제어 밸브(34)의 출력압(P_c)은 LS · 마력 제어 레귤레이터(12)의 LS 제어 밸브(12b)에도 로드 센싱 제어 신호압으로서 공급되어 있다. LS 제어 밸브(12b)에는 유압 펌프(10)의 토출 유량을 증가시키는 방향으로 목표 LS 차압(P_{GR})이 유도되고, 토출 유량을 줄이는 방향으로 상기 로드 센싱 제어 신호압(P_c)이 유도되고 있다. 여기에서, $P_c = P_{GR} - \alpha$ 로 함으로써 메인 릴리프 밸브(30)의 릴리프 시에 펌프 토출량은 마력 제어 경사 회전 액추에이터(12a)에 의한 마력 제어 유량 범위 내에서 최대로 되도록 제어된다.

만일, $\alpha = 0$ 으로 한 경우, LS 제어 밸브(12b)는 그 양단 수압부(12d, 12e)의 신호압이 동일해 지기 때문에, 제어성을 잃고, 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압이나 신호압 가변 릴리프 밸브(33)의 설정압의 분산의 영향을 받아, 불안정하게 되어 버린다.

이상의 이유에서, LS 제어 조정치(α)를 설정함으로써 시스템의 안정화를 도모하는 것이 가능하게 된다.

그러나, 이 α 의 설정에 의해, 메인 릴리프 밸브(30)의 릴리프 시에 압력 제어 밸브(34)가 출력하는 목표 보상 차압(P_c)은, 릴리프되지 않은 경우와 비교하여 α 분만큼 낮아져($P_c = P_{GR} \rightarrow P_c = P_{GR} - \alpha$), 복합되어 있는 다른 액추에이터의 속도저하를 발생한다(도 10 및 도 11). 이 점을 고려하여, 실제로는 속도 변화가 현저히 느껴지지 않는 범위에서 α 를 설정한다. 일례로서, α 는 다음과 같이 설정할 수 있다.

$$\alpha = P_{c0} \times 0.14$$

여기서 P_{c0} 은 엔진 정격 회전수에서의 목표 LS 차압이다.

이상과 같이 본 실시예에 의하면, 복수의 액추에이터(4a, 4b, ...)를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압에 달해도, 다른 액추에이터가 정지되거나, 증속되지 않고 양호한 복합 조작성이 유지된다.

본 발명의 제2 실시예를 도 12 도 14에 의해 설명한다. 도면 중, 도 1에 나타난 부재와 동일한 것에는 동일 부호를 붙이고 있다.

도 12에서, 본 실시예의 유압 구동 장치는 밸브 장치(3A)를 가지며, 밸브 장치(3A)의 밸브 섹션(3Ap)에서는, 도 1에 나타난 고정 스톱(32) 및 신호압 가변 릴리프 밸브(33)를 설치하지 않고, 최고 부하압 라인(35)으로 검출한 최고 부하압을 직접 압력 제어 밸브(34)에 유도하고 있다. 또, 압력 제어 밸브(34)의 출력압과 압력 제어 밸브(51)의 출력압인 LS 목표 차압으로 선택 가능하게 되는 선택 밸브(60)가 설치되고, 이 선택 밸브(60)의 출력압이 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 수압부(25a, 25b, ...)로 유도되어 목표 보상 차압이 설정된다.

선택 밸브(60)는 2개의 입력 포트(60a, 60b)와 하나의 출력 포트(60c)를 가지며, 입력 포트(60a)에는 신호압 라인(36) 및 이제부터 분기되는 신호압 라인(36c)을 통해 압력 제어 밸브(34)의 출력압이 유도되고, 입력 포트(60b)에는 신호압 라인(53b) 및 이제부터 분기되는 신호압 라인(53c)을 통해 압력 제어 밸브(51)의 출력압, 즉 목표 LS 차압이 유도되고, 출력 포트(60c)는 신호압 라인(61)을 통해 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 수압부(25a, 25b, ...)에 접속되고, 이들 수압부(25a, 25b, ...)에 선택 밸브(60)의 출력압이 유도된다.

또, 선택 밸브(60)는 제1 입력 포트(60a)를 선택하는 방향으로 작동하는 스프링(60d)과, 제2 입력 포트(60b)를 선택하는 방향으로 작동하는 수압부(60e, 60f)를 가지며, 수압부(60e)에는 최고 부하압 라인(35) 및 이제부터 분기되는 신호압 라인(35b)을 통해 최고 부하압이 유도되고, 수압부(60f)에는 신호압 라인(53c)에서 분기되는 신호압 라인(53d)을 통해 압력 제어 밸브(51)의 출력압, 즉 목표 LS 차압이 유도된다. 스프링(60d)은, 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압과 동일 압력 환산치가 얻어지는 강도, 즉 메인 릴리프 밸브(30)의 스프링(30a)과 동일 강도로 설정되어 있다.

또한, 선택 밸브(60)는 제1 입력 포트(60a)의 압력을 선택하는 도시(圖示) 위치로부터 제2 입력 포트(60b)의 압력을 선택하는 위치로 전환될 때, 압력을 순조롭게 연속적으로 변화시키는 가변 스톱(60g, 60h)을 구비하고 있다.

도 13은 본 실시예의 시스템으로 엔진 회전수를 정격 회전수로 설정하여 붐 인상과 선회의 복합 조작을 행한 경우의 도 10과 동일한 상태량의 시간 변화를 나타내는 도면이며, 도 14는 본 실시예의 시스템으로 엔진 회전수를 정격 회전수보다 낮게 설정하여 붐 인상과 선회의 복합 조작을 행한 경우의 도 11과 동일한 상태량의 시간 변화를 나타내는 도면이다.

도 13에서, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되기 전의 붐 인상 동작 시에는, 선택 밸브(60)는 도시한 위치에 있고, 압력 제어 밸브(34)의 출력압(P_c)이 선택 밸브(60)의 출력압(P_c')으로서 선택되어, 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 목표 보상 차압으로서 설정된다. 또, 최고 부하압(P_{LMAX})에 대하여, 목표 LS 차압(P_{GR})분만큼 높게 펌프 토출압(P_s)이 유지된다. 이 때문에, 압력 제어 밸브(34)의 출력압에 의해 설정되는 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 목표 보상 차압(P_c')은 목표 LS 차압(P_{GR})과 동일하다($P_c' = P_{GR}$).

붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되면, 선택 밸브(60)는 도시 위치로부터 전환되어, 압력 제어 밸브(53)의 출력압인 목표 LS 차압(P_{GR})이 선택 밸브(60)의 출력압(P_c')으로서 선택되어, 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 목표 보상 차압으로서 설정된다($P_c' = P_{GR}$). 이 때의 압력 제어 밸브(34)의 출력압(P_c)은 $P_c = 0$ 이다.

그 결과, 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되어도, 선회가 정지되지 않고 복합 조작성이 유지된다.

엔진 회전수를 정격 회전수보다 낮게 설정한 경우에도 동일하다. 즉, 도 14에서, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되기 전의 붐 인상 동작 시에는, 압력 제어 밸브(34)의 출력압($P_c (= P_c')$)이 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 목표 보상 차압으로서 설정되고, 이 목표 보상 차압(P_c')은 목표 LS 차압(P_{GR})과 동일하다($P_c' = P_{GR}$). 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하면, 압력 제어 밸브(53)의 출력압인 목표 LS 차압(P_{GR})이 압력 보상 밸브(21a, 21b, ...)의 목표 보상 차압으로서 설정되며($P_c' = P_{GR}$), 이 때의 압력 제어 밸브(34)의 출력압(P_c)은 $P_c = 0$ 이다. 단, 이 경우의 목표 LS 차압(P_{GR})은 엔진 회전수가 정격에 있는 경우와 비교하여 낮게 되어 있으므로, 압력 보상 밸브(21a, 21b)의 목표 보상 차압(P_c')은 엔진 회전수가 정격에 있는 경우와 비교하여 낮게 유지된다.

그 결과, 붐 실린더(4b)가 스트로크 엔드에 달하고, 메인 릴리프 밸브(30)가 릴리프되어도, 선회가 정지되지 않고 복합 조작성이 유지되며, 또한 선회의 각속도의 증속도 발생하지 않는다.

또, LS · 마력 제어 레귤레이터(12)의 LS 제어 밸브(12b)에는 압력 제어 밸브(34)로부터의 출력압($P_c (= 0)$)이 공급되고, 펌프 토출량은 마력 제어 경사 회전액추에이터(12a)에 의한 마력 제어 유량 범위 내에서 최대로 되도록 제어된다.

따라서, 본 실시예에 의해서도 제1 실시예와 동일한 효과가 얻어진다. 또, 본 실시예에 의하면, 메인 릴리프 밸브(30)의 릴리프 시에 다른 액추에이터의 속도저하를 발생하지 않고, 또한 마력 제어 레귤레이터(12)의 LS 제어 밸브(12b)를 안정되게 동작시킬 수 있다.

본 발명의 제3 실시예를 도 15에 의해 설명한다. 도면 중, 도 1에 나타난 부재와 동일한 것에는 동일 부호가 붙이고 있다. 제1 및 제2 실시예에서는, 펌프 토출압과 최고 부하압과의 차압을 압력 제어 밸브(34)에 의해 절대압으로서 생성하여, 압력 보상 밸브나 LS 제어 밸브로 유도했지만, 본 실시예는 펌프 토출압과 최고 부하압을 그대로 따로따로 유도하는 것이다.

도 15에서, 본 실시예의 유압 구동 장치는 유압원(2B)과 밸브 장치(3B)를 구비하며, 이 유압원(2B)과 밸브 장치(3B)의 구성이 제1 실시예와 상이하다.

즉, 유압원(2B)은 유압 펌프(10)의 경사 회전(용량)을 제어하는 LS · 마력 제어 레귤레이터(12B)를 가지며, LS · 마력 제어 레귤레이터(12B)는 마력 제어 밸브(12Ba), LS 제어 밸브(12Bb) 및 서보 피스톤(12Bc)을 가지며, 마력 제어 밸브(12Ba)와 서보 피스톤(12Bc)에서 유압 펌프(10)의 토출압이 높아지면 유압 펌프(10)의 경사 회전을 줄이는 마력 제어를 행하고, LS 제어 밸브(12Bb)와 서보 피스톤(12Bc)에서 유압 펌프(10)의 토출압이 복수의 액추에이터(4a, 4b, 4c)의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 로드 센싱 제어를 행한다.

LS 제어 밸브(12Bb)는, 서보 피스톤(12Bc)의 보텀 측실(側室)을 증압하여 유압 펌프(10)의 경사 회전을 증가시키는 측의 단부(端部)에 피스톤 타입의 제1 조작 구동부(12Bd) 및 제2 조작 구동부(12Be)를 가지며, 제1 조작 구동부(12Bd)는 경사 회전 증가측에 작용하는 수압부(70a)와 경사 회전 감소측에 작용하는 수압부(70b)를 가지며, 경사 회전 증가측의 수압부(70a)에 목표 LS 차압 생성 회로(5)의 압력 제어 밸브(51)의 출력압인 로드 센싱 제어의 목표 차압(목표 LS 차압)이 유도되고, 경사 회전 감소측의 수압부(70b)는 탱크에 연이어 통하고, 제2 조작 구동부(12Be)는 경사 회전 감소측에 작용하는 수압부(70c)와 경사 회전 증가측에 작용하는 수압부(70d)를 가지며, 경사 회전 감소측의 수압부(70c)에 유압 펌프(10)의 토출압이 유도되고, 경사 회전 증가측의 수압부(70d)에 신호압 라인(35a)의 압력(통상은 최고 부하압)이 유도된다.

밸브 장치(3B)는 액추에이터(4a, 4b, 4c)에 대응하는 밸브 섹션(3Ba, 3Bb, 3Bc)과 그 이외의 밸브 섹션(3Bp)을 가지며, 밸브 섹션(3Ba, 3Bb, 3Bc)에는, 클로즈드 센터형의 복수의 방향 전환 밸브(20Ba, 20Bb, 20Bc), 복수의 압력 보상 밸브(21Ba, 21Bb, 21Bc)가 배치되고, 밸브 섹션(3Bp)에는 최고 부하압 검출 회로의 일부를 구성하는 셔틀 밸브(22a, 22b), 메인 릴리프 밸브(30), 고정 스톱(32)과 신호압 가변 릴리프 밸브(33)가 배치되어 있다. 밸브 섹션(3Bp)에는 제1 및 제2 실시예에 있던 압력 제어 밸브(34)는 배치되어 있지 않다. 또, 가변 언로드 밸브는 도시를 생략하고 있다.

압력 보상 밸브(21Ba)는 개방 방향 작동의 수압부(73a, 26a)와 폐쇄 방향 작동의 수압부(27a, 74a)를 가지며, 수압부(26a, 27a)에는 제1 실시예와 마찬가지로, 각각 액추에이터(4a)의 부하압(방향 전환 밸브(20Ba)의 미터인 스톱(32)부의 하류측 압력)과 방향 전환 밸브(20Ba)의 미터인 스톱(32)부의 상류측 압력이 유도된다. 한편, 수압부(73a)에는 유압 펌프(10)의 토출압이 유도되고, 수압부(74a)에는 신호압 라인(35a)의 압력(통상은 최고 부하압)이 유도된다. 압력 보상 밸브(21Bb, 21Bc)도 동일하다.

최고 부하압 라인(35)에는, 제1 실시예와 마찬가지로, 고정 스톱(32)과 신호압 릴리프 밸브(33)가 설치되고, 신호압 릴리프 밸브(33)의 설정압을 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압 이하로 하고, 또한 신호압 릴리프 밸브(33)를 가변 릴리프 밸브로 하고, 그 설정압을 엔진 회전수에 따라 변경되는 목표 LS 차압에 따라 바꾸도록 하고 있다.

이와 같이 구성한 본 실시예는, LS 제어 밸브(12Bb)의 제2 조작 구동부(12Be) 및 압력 보상 밸브(21Ba, 21Bb, 21Bc)에 펌프 토출압과 신호압 라인(35a)의 압력(통상은 최고 부하압)을 압력 제어 밸브(34)에 의해 양자의 차압(절대압)으로서 유도하지 않고, 펌프 토출압과 최고 부하압을 그대로 따로따로 유도한 점을 제외하고, 제1 실시예와 실질적으로 동일하며, 따라서, 본 실시예에 의해서도 고정 스톱(32) 및 신호압 가변 릴리프 밸브(33)에 의해 제1 실시예와 동일한 효과가 얻어진다.

본 발명의 제4 실시예를 도 16에 의해 설명한다. 도면 중, 도 1 및 도 15에 나타난 부재와 동일한 것에는 동일 부호를 붙이고 있다. 제1 제3 실시예에서는, 압력 보상 밸브로서 방향 전환 밸브의 미터인 스톱(32)부의 상류측에 배치하는 비포 오리피스 타입을 사용했지만, 본 실시예에서는 방향 전환 밸브의 미터인 스톱(32)부의 하류측에 배치하는 애프터 오리피스 타입을 사용하는 것이다.

도 16에서, 본 실시예의 유압 구동 장치는 밸브 장치(3C)를 가지며, 이 밸브 장치(3C)의 구성이 제1 실시예와 상이하다.

즉, 밸브 장치(3C)는 액추에이터(4a, 4b, 4c)에 대응하는 밸브 섹션(3Ca, 3Cb, 3Cc)과 그 이외의 밸브 섹션(3Bp)을 가지며, 밸브 섹션(3Ca, 3Cb, 3Cc)에는, 클로즈드 센터형의 복수의 방향 전환 밸브(20Ca, 20Cb, 20Cc), 복수의 압력 보상 밸브(21Ca, 21Cb, 21Cc)가 배치되고, 밸브 섹션(3Bp)에는 최고 부하압 검출 회로의 일부를 구성하는 셔틀 밸브(22a, 22b), 메인 릴리프 밸브(30), 고정 스톱(32)과 신호압 가변 릴리프 밸브(33)가 배치되어 있다.

압력 보상 밸브(21Ca)는 방향 전환 밸브(20Ca)의 미터인 스톱(32)부의 하류측에 위치하고, 또한 개방 방향 작동의 수압부(83a)와 폐쇄 방향 작동의 수압부(84a)를 가지며, 수압부(83a)에 방향 전환 밸브(20Ca)의 미터인 스톱(32)부의 하류측 압력이 유도되고, 수압부(84a)에 신호압 라인(35a)의 압력(통상은 최고 부하압)이 유도된다. 압력 보상 밸브(21Cb, 21Cc)도 동일하다.

이와 같이 애프터 오리피스 타입의 압력 보상 밸브(21Ca, 21Cb, 21Cc)를 사용한 경우라도, 액추에이터(4a, 4b, 4c)를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 방향 전환 밸브(20Ca, 20Cb, 20Cc)의 미터인 스톱(32)부의 하류측 압력이 모두 신호압 라인(35a)의 압력과 거의 같은 압력으로 제어되는 결과, 방향 전환 밸브(20Ca, 20Cb, 20Cc)의 미터인 스톱(32)부의 전후 차압도 거의 동일하게 제어되어, 비포 오리피스 타입의 압력 보상 밸브의 경우와 마찬가지로, 부하압의 대소에 관계없이, 또 유압 펌프(10)의 토출 유량이 요구 유량에 충족되지 못하는 포화 상태로 되어도, 방향 전환 밸브(20Ca, 20Cb, 20Cc)의 미터인 스톱(32)부의 개구 면적에 따른 비율로 압유를 공급할 수 있다.

또, 본 실시예에서도, 최고 부하압 라인(35)에 고정 스로틀(32)과 신호압 릴리프 밸브(33)를 설치하고, 신호압 릴리프 밸브(33)의 설정압을 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압 이하로 하고, 또한 신호압 릴리프 밸브(33)를 가변 릴리프 밸브로 하고, 그 설정압을 엔진 회전수에 따라 변경되는 목표 LS 차압에 따라 바꾸도록 하고 있어, 복수의 액추에이터(4a, 4b, 4c)를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압에 달해도, 다른 액추에이터가 정지되거나, 증속되지 않아 양호한 복합 조작성이 유지된다.

산업상 이용 가능성

본 발명에 의하면, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 다른 액추에이터가 정지하지 않고, 양호한 복합 조작성을 확보할 수 있다. 또, 본 발명에 의하면, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에 어느 하나의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 설정압에 달해도, 다른 액추에이터가 증속되지 않아, 양호한 조작성을 확보할 수 있다. 또, 동시에 펌프 LS 제어시스템의 안정화를 유지하는 것이 가능하게 된다.

(57) 청구의 범위

청구항 1.

엔진(1)과, 상기 엔진에 의해 구동되는 가변 용량형의 유압 펌프(10)와, 상기 유압 펌프로부터 토출(吐出)되는 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터(4a, 4b)와, 상기 유압 펌프로부터 상기 복수의 액추에이터에 공급되는 압유의 유량을 각각 제어하는 복수의 방향 전환 밸브(20a, 20b ; 20Ba, 20Bb ; 20Ca, 20Cb)와, 상기 복수의 방향 전환 밸브의 전후 차압을 각각 제어하는 복수의 압력 보상 밸브(21a, 21b ; 21Ba, 21Bb ; 21Ca, 21Cb)와, 상기 유압 펌프의 토출압이 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 로드 센싱 제어하는 펌프 제어 수단(12 ; 12B)과, 상기 유압 펌프의 토출압 상한을 규제하는 메인 릴리프 밸브(30)를 구비하고, 상기 복수의 압력 보상 밸브의 각각의 목표 보상 차압(P_c)을 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압과의 차압($P_s - P_{LMAX}$)에 따라 설정하는 동시에, 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압(P_{GR})을 상기 엔진의 회전수에 의존하는 가변치(加變值)로서 설정한 유압 구동 장치에 있어서, 상기 유압 펌프(10)의 토출압이 상기 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압까지 상승할 때, 상기 복수의 압력 보상 밸브(21a, 21b ; 21Ba, 21Bb ; 21Ca, 21Cb)의 목표 보상 차압(P_c)으로서, 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 복수의 액추에이터(4a, 4b)의 최고 부하압의 차압과는 상이한 보정치($P_{GR} - \alpha$; P_{GR})를 설정하는 목표 보상 차압 보정 수단(32, 33 ; 60)을 설치하는 것을 특징으로 하는 유압 구동 장치.

청구항 2.

제1항에 있어서, 상기 보정치($P_{GR} - \alpha$; P_{GR})는 상기 엔진(1)의 회전수에 의존하는 가변치인 것을 특징으로 하는 유압 구동 장치.

청구항 3.

제1항에 있어서, 상기 보정치($P_{GR} - \alpha$; P_{GR})는 상기 엔진(1)의 회전수에 의존하는 가변치로서 설정한 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압(P_{GR})과 동일하거나 그것보다 작은 값인 것을 특징으로 하는 유압 구동 장치.

청구항 4.

제1항에 있어서, 상기 목표 보상 차압 보정 수단(32, 33)은 상기 최고 부하압을 검출하는 최고 부하압 라인(35, 35a)에 설치되고, 상기 최고 부하압 라인에 검출되는 최고 부하압의 상한을 상기 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압보다도 상기 보정치분($P_{GR} - \alpha$)만큼 낮게 하는 신호압 릴리프 밸브(33)를 가지는 것을 특징으로 하는 유압 구동 장치.

청구항 5.

제4항에 있어서, 상기 신호압 릴리프 밸브(33)는 가변 릴리프 밸브이며, 상기 가변 릴리프 밸브는 상기 릴리프 설정압을 P_{LMAX0} , 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압을 P_{GR} , 상기 메인 릴리프 밸브의 설정압을 P_R 로 할 때,

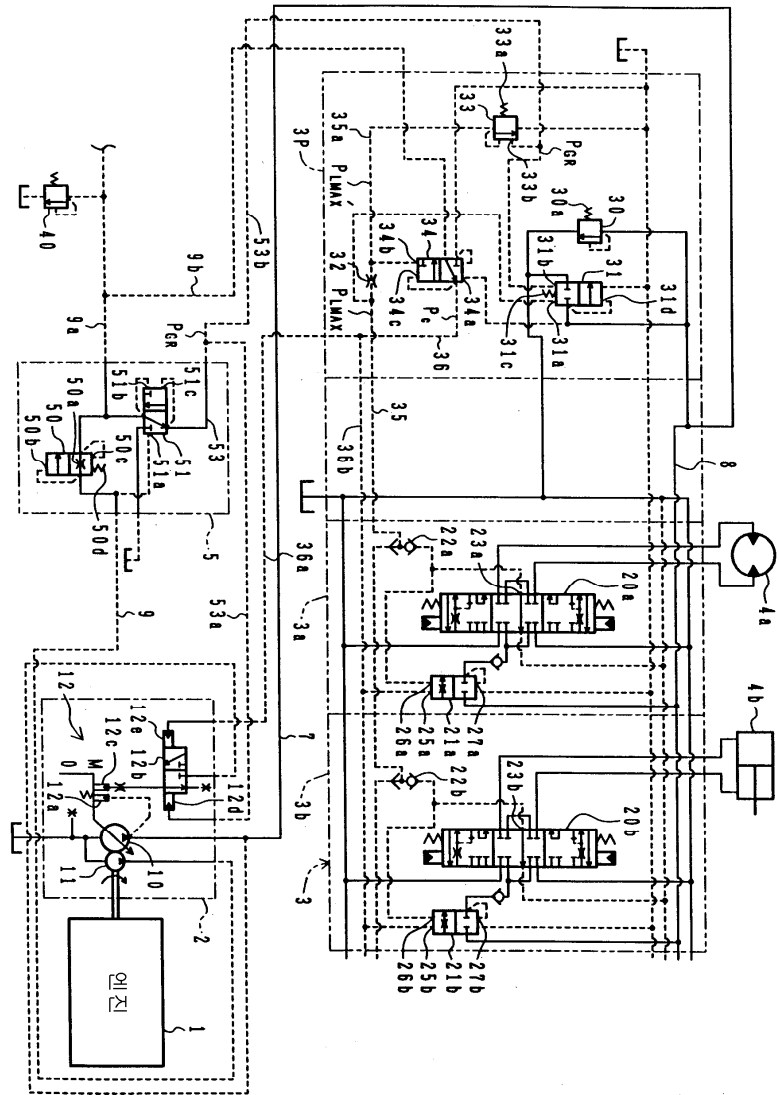
$$P_{LMAX0} = P_R - P_{GR} + \alpha$$
 (α 는 P_{GR} 보다 작은 값)
 로 되도록 릴리프 설정압(P_{LMAX0})을 설정하는 것을 특징으로 하는 유압 구동 장치.

청구항 6.

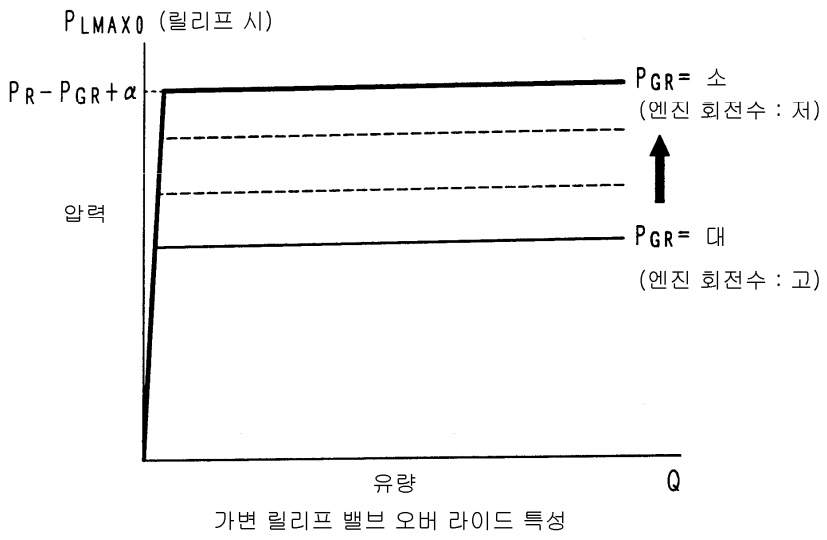
제1항에 있어서, 상기 목표 보상 차압 보정 수단(60)은 상기 유압 펌프(10)의 토출압이 상기 메인 릴리프 밸브(30)의 설정압(P_R)으로 상승되기 직전에 상기 목표 보상 차압(P_c)을 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 복수의 액추에이터(4a, 4b)의 최고 부하압과의 차압($P_s - P_{LMAX}$)으로부터 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압(P_{GR})으로 전환하는 선택 밸브(60)를 가지는 것을 특징으로 하는 유압 구동 장치.

도면

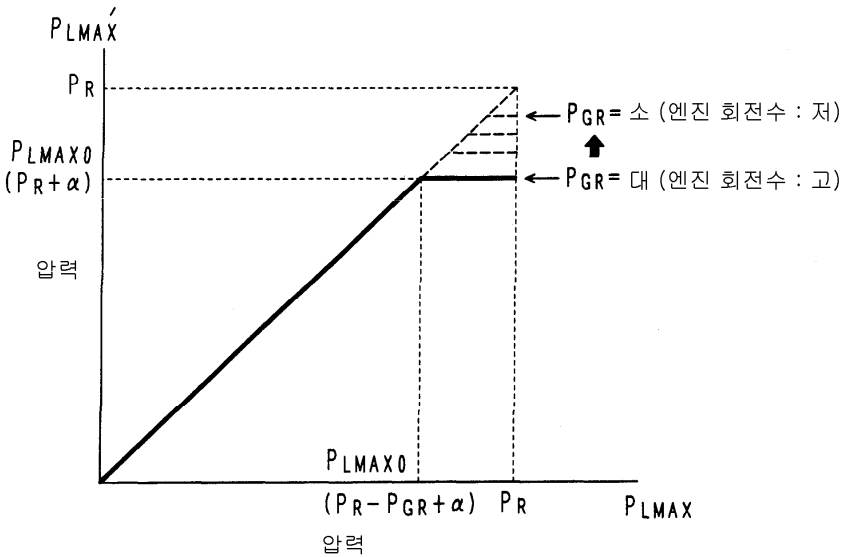
도면1



도면2

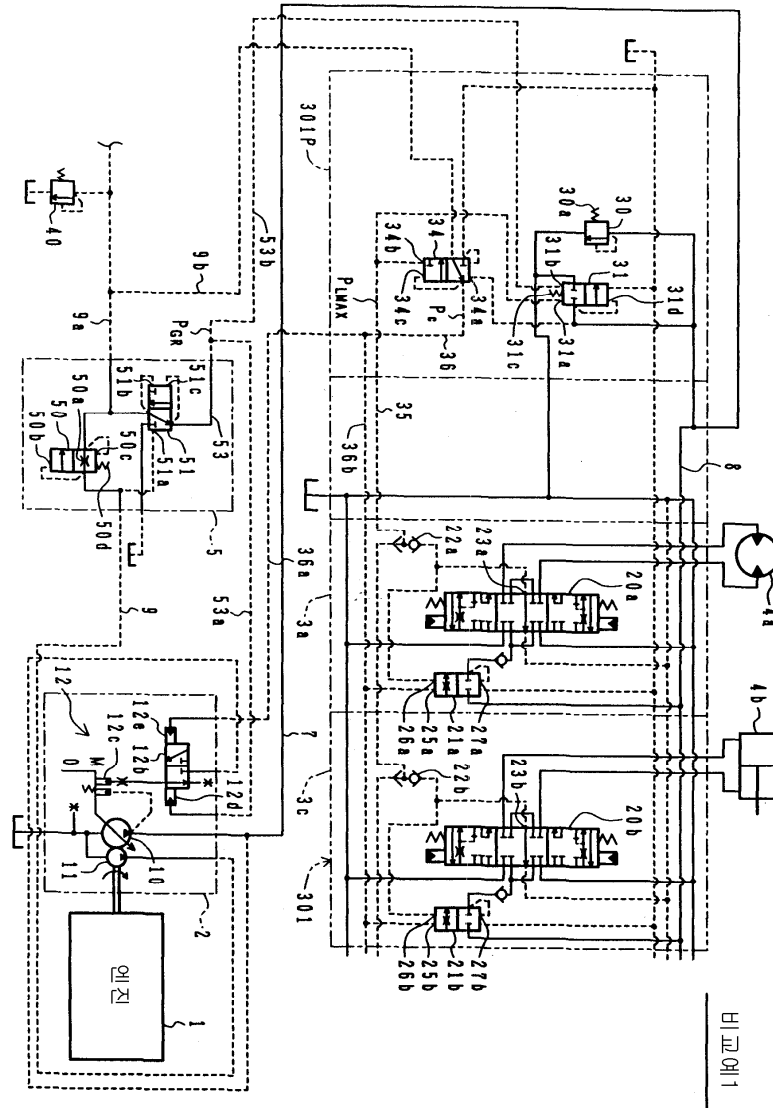


도면3

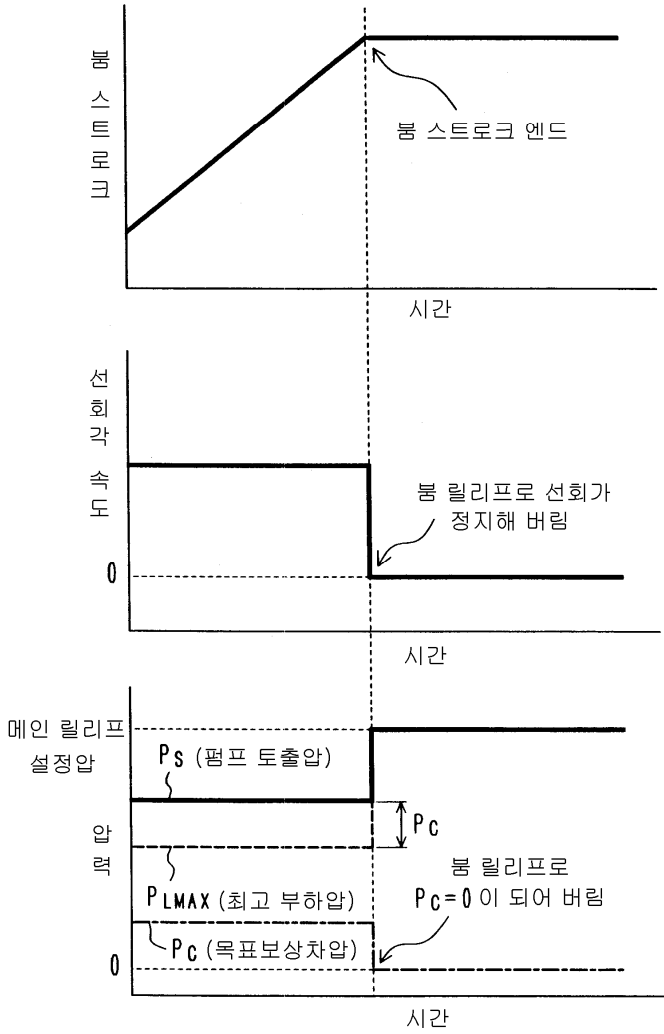


최고 부하압과 릴리프 설정압의 관계

도면4

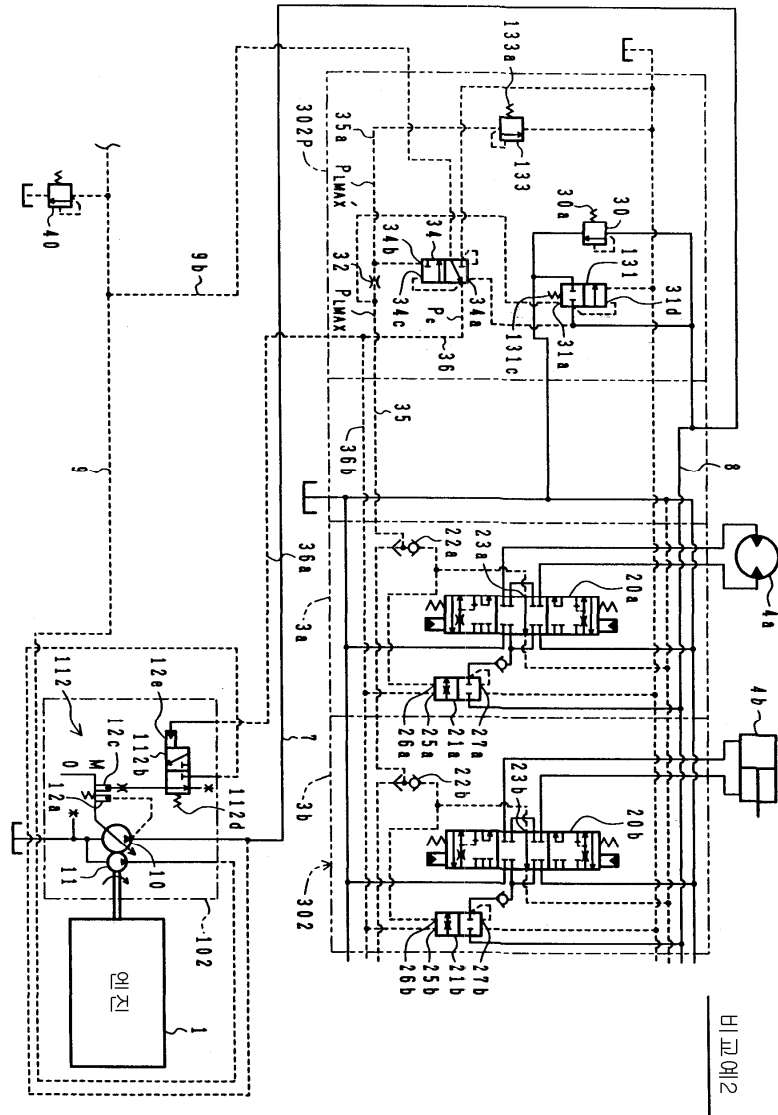


도면5

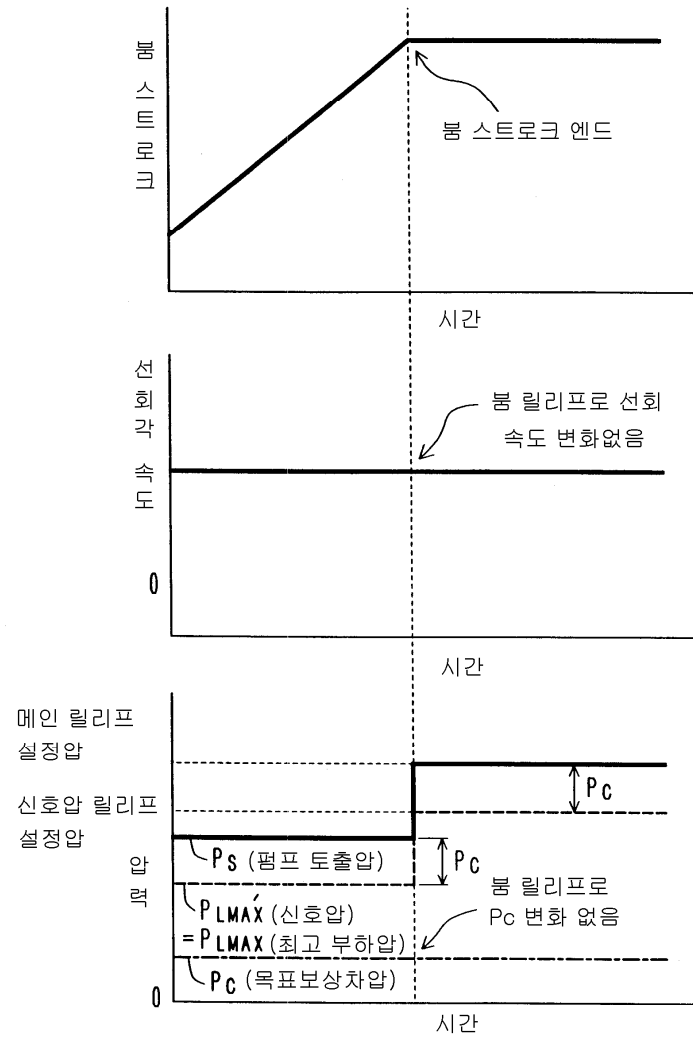


비교예 1의 문제점

도면6

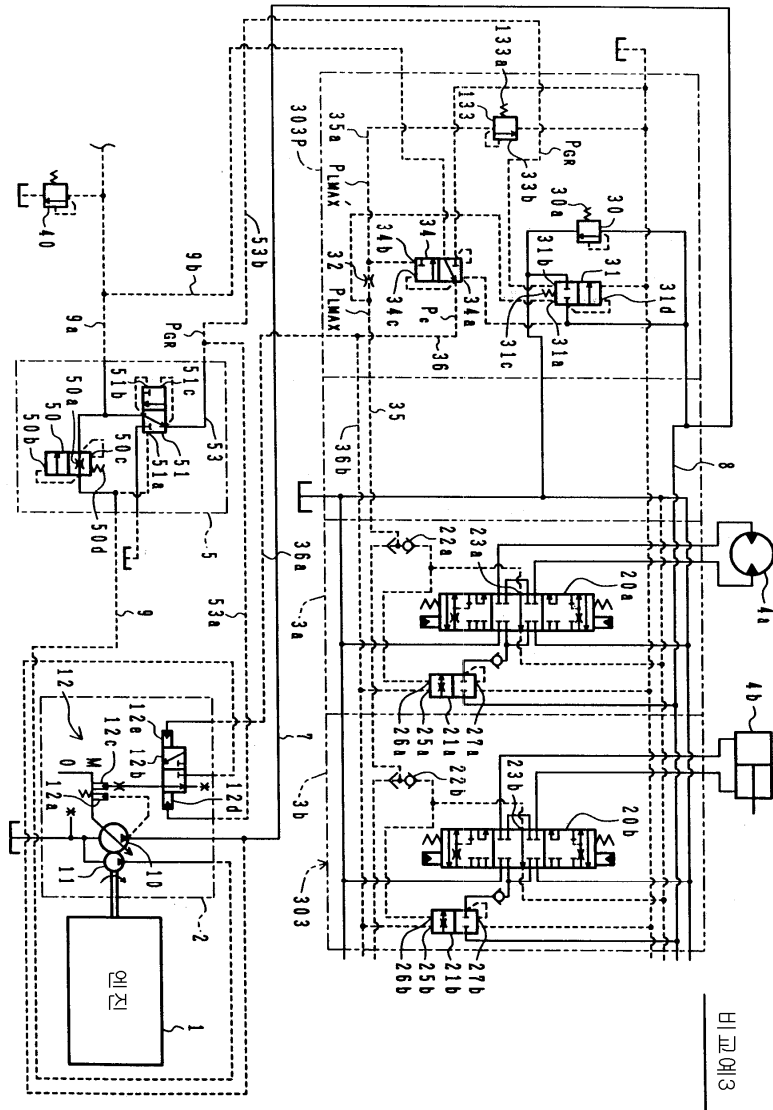


도면7

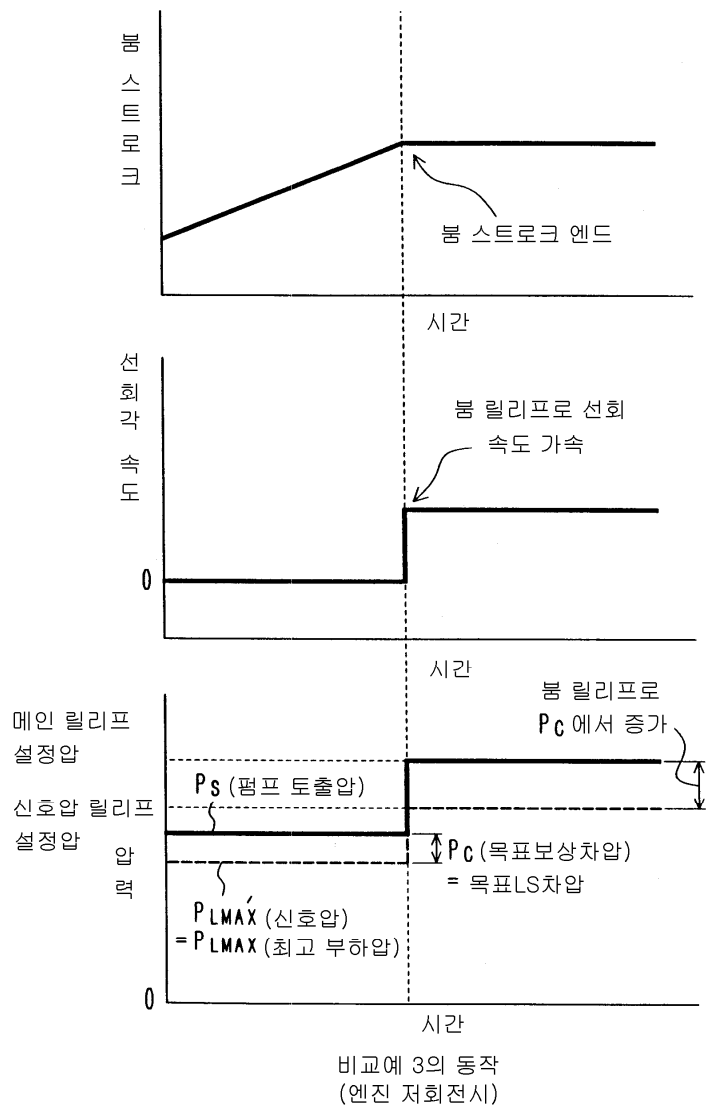


비교예 2의 동작
(비교예 3의 엔진 정격시의 동작)

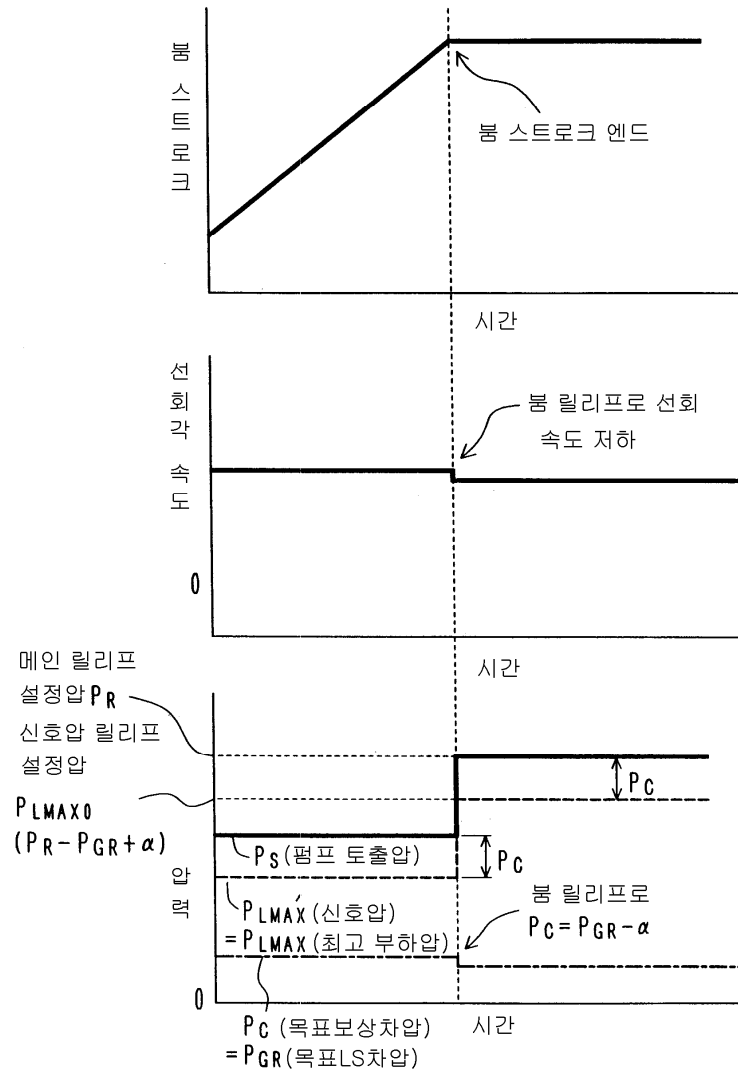
도면8



도면9

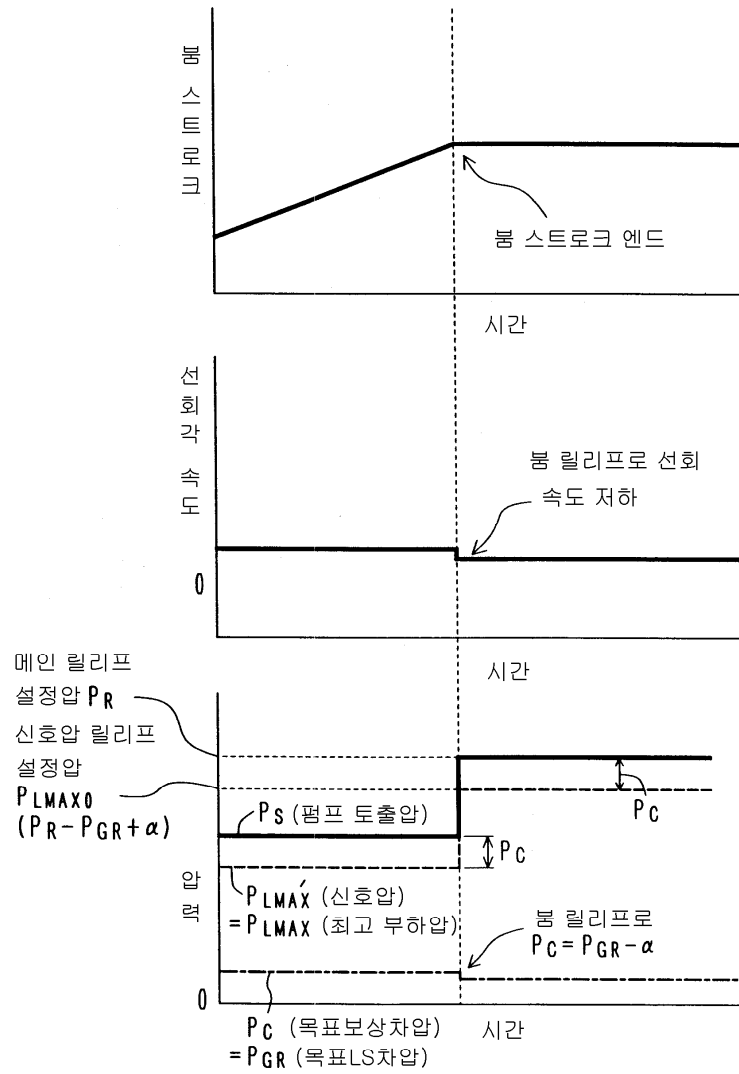


도면10



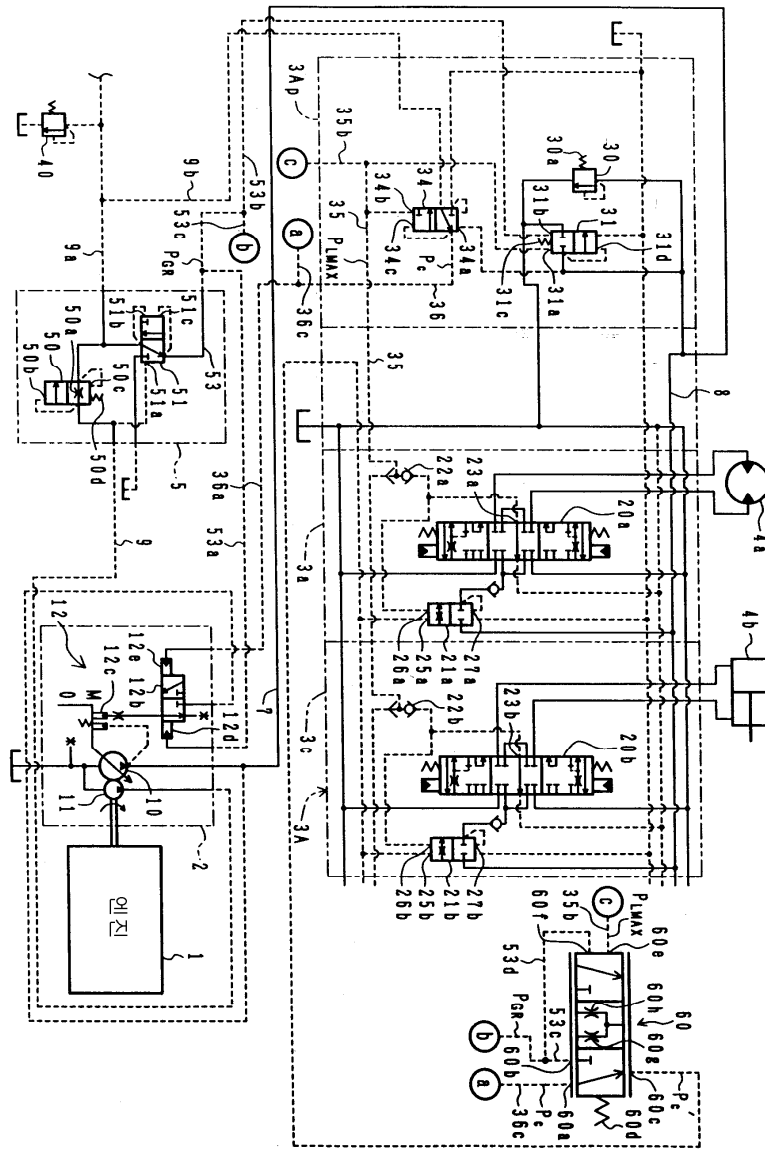
제 1 실시 형태의 동작(엔진 정격시)

도면11

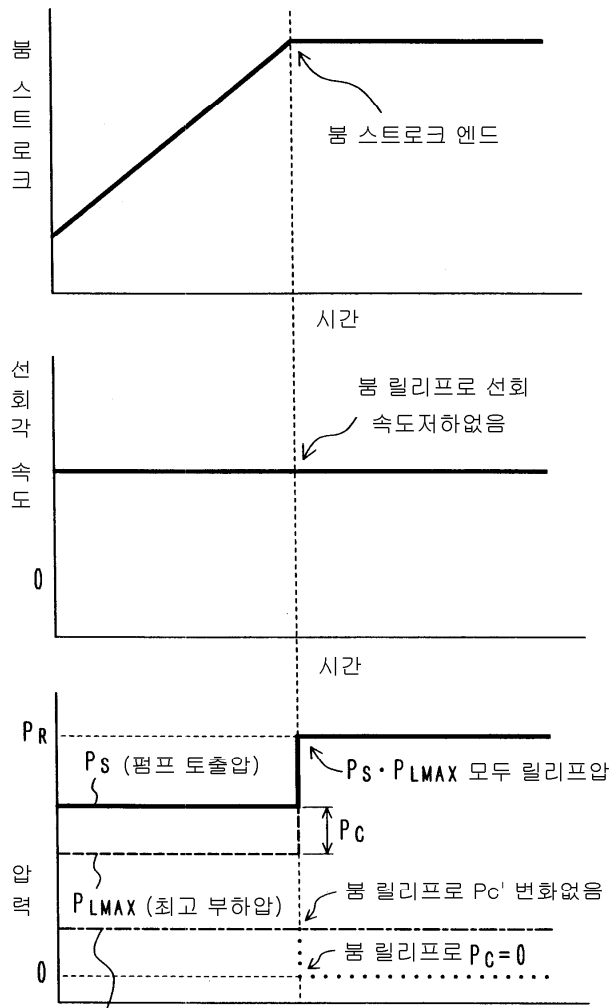


제 1 실시 형태의 동작(엔진 저회전시)

도면12



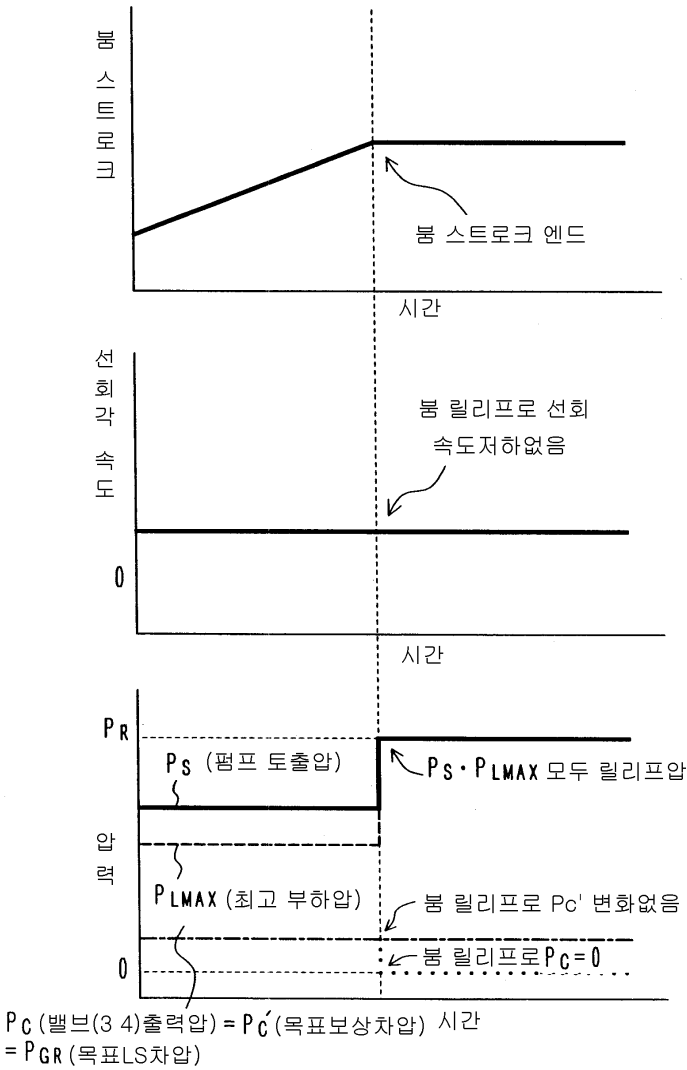
도면13



$$P_c \text{ (밸브(3 4)출력압)} = P_c' \text{ (목표보상차압)}$$
$$= P_{GR} \text{ (목표LS차압)}$$

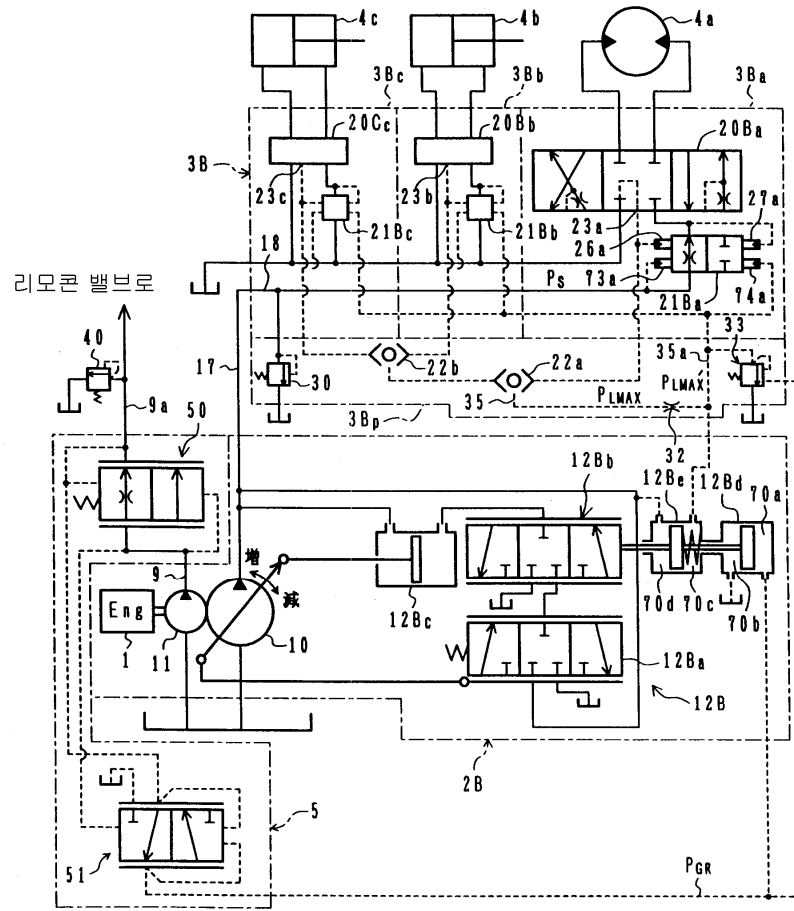
제 2 실시 형태의 동작(엔진 정격시)

도면14



제 2 실시 형태의 동작(엔진 저회전시)

도면15



도면16

