



(19) 대한민국특허청(KR)  
 (12) 등록특허공보(B1)

(45) 공고일자 2018년07월10일  
 (11) 등록번호 10-1876895  
 (24) 등록일자 2018년07월04일

- (51) 국제특허분류(Int. Cl.)  
*E02F 9/22* (2006.01) *F15B 11/028* (2006.01)  
*F15B 11/05* (2006.01) *F15B 13/02* (2006.01)
- (52) CPC특허분류  
*E02F 9/2221* (2013.01)  
*E02F 9/2225* (2013.01)
- (21) 출원번호 10-2016-7023314
- (22) 출원일자(국제) 2015년06월10일  
 심사청구일자 2016년08월25일
- (85) 번역문제출일자 2016년08월25일
- (65) 공개번호 10-2016-0113249
- (43) 공개일자 2016년09월28일
- (86) 국제출원번호 PCT/JP2015/066779
- (87) 국제공개번호 WO 2015/198868  
 국제공개일자 2015년12월30일

(30) 우선권주장  
 JP-P-2014-128018 2014년06월23일 일본(JP)

- (56) 선행기술조사문현  
 WO2014061507 A1  
 JP2003113802 A  
 JP2008224039 A  
 JP2004308899 A

전체 청구항 수 : 총 5 항

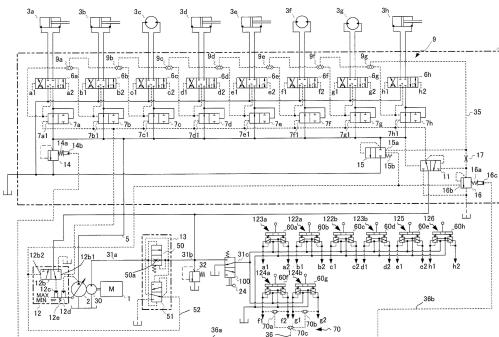
심사관 : 이강엽

(54) 발명의 명칭 건설 기계의 유압 구동 장치

**(57) 요 약**

주행 모터(3f, 3g)가 조작되어, 메인 펌프(2)의 토출압이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)까지 상승했을 때에는, 신호압 릴리프 밸브(16)의 셋팅압이 제 3 값(PA1)으로부터 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)보다 작은 제 4 값(PA2)으로 증가하고, 또한 제 2 값(PS2)과 제 4 값(PA2)의 차가 목표 LS 차압보다 작아지도록 구성한다. 이로써 로드 센싱 제어를 행하는 건설 기계의 유압 구동 장치에 있어서, 액추에이터 중 1 개가 스트로크 엔드에 도달하고, 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 셋팅압까지 상승한 경우에도, 타방의 액추에이터가 정지하지 않고, 또한 특정의 액추에이터의 조작 시에 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 증가하도록 구성한 경우에, 특정의 액추에이터의 부하압이 메인 릴리프 밸브의 증가한 셋팅압까지 상승하지 않게 된다.

**대 표 도**



(52) CPC특허분류

*E02F 9/2267* (2013.01)

*F15B 11/028* (2013.01)

*F15B 11/05* (2013.01)

*F15B 13/024* (2013.01)

*B60Y 2200/412* (2013.01)

(72) 발명자

**이토 마사미치**

일본국 이바라키켄 츠치우라시 간다츠마치 650, 히  
다치 쟁키 가부시키가이샤 츠치우라 공장 내

**다케바야시 요시후미**

일본국 이바라키켄 츠치우라시 간다츠마치 650, 히  
다치 쟁키 가부시키가이샤 츠치우라 공장 내

**나카무라 나츠키**

일본국 이바라키켄 츠치우라시 간다츠마치 650, 히  
다치 쟁키 가부시키가이샤 츠치우라 공장 내

---

**오카자키 야스하루**

일본국 도야마켄 도야마시 후지코시혼마치 1쵸메  
1반 1고, 가부시키가이샤 후지코시 내

**야마다 겐지**

일본국 도야마켄 도야마시 후지코시혼마치 1쵸메  
1반 1고, 가부시키가이샤 후지코시 내

## 명세서

### 청구범위

#### 청구항 1

원동기에 의해 구동되는 가변 용량형의 유압 펌프와,

이 유압 펌프에 의해 토출된 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터와,

상기 유압 펌프로부터 상기 복수의 액추에이터로 공급되는 압유의 유량을 제어하는 복수의 유량 제어 밸브와,

상기 복수의 유량 제어 밸브의 전후 차압이 목표 보상 차압과 동등해지도록 상기 복수의 유량 제어 밸브의 전후 차압을 각각 제어하는 복수의 압력 보상 밸브와,

상기 유압 펌프의 토출압이 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 상기 유압 펌프의 용량을 로드 센싱 제어하는 펌프 제어 장치와,

상기 유압 펌프의 토출압의 최대 압력을 제한하는 메인 릴리프 밸브와,

상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압을 검출하고, 검출한 최고 부하압을 최고 부하압 라인에 출력하는 최고 부하압 검출 회로와,

상기 최고 부하압 라인에 스로틀을 개재하여 접속되며, 상기 스로틀의 하류측에 유도된 최고 부하압의 최대 압력을 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압보다 낮은 압력으로 제한하는 신호압 릴리프 밸브를 구비하고,

상기 유압 펌프의 토출압과 상기 스로틀의 하류측의 최고 부하압의 차압이 상기 펌프 제어 장치에 유도되며, 상기 펌프 제어 장치는, 상기 차압이 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압과 동등해지도록 상기 유압 펌프의 용량을 제어함과 함께, 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 스로틀의 하류측의 최고 부하압의 차압이 상기 목표 보상 차압으로서 상기 복수의 압력 보상 밸브에 유도되는 건설 기계의 유압 구동 장치에 있어서,

상기 메인 릴리프 밸브는, 상기 복수의 액추에이터 중 특정의 액추에이터가 조작되고 있지 않을 때에는, 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 제 1 값에 있고, 상기 특정의 액추에이터가 조작되었을 때에는, 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 상기 제 1 값으로부터 상기 제 1 값보다 큰 제 2 값으로 증가하도록 구성되며,

상기 신호압 릴리프 밸브는, 상기 특정의 액추에이터가 조작되고 있지 않아, 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 상기 제 1 값에 있을 때에는, 상기 신호압 릴리프 밸브의 셋팅압이 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 1 값보다 작은 제 3 값에 있고, 상기 특정의 액추에이터가 조작되어, 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 상기 제 2 값으로 증가할 때에는, 상기 신호압 릴리프 밸브의 셋팅압이 상기 제 3 값으로부터, 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 2 값보다 작은 제 4 값으로 증가하며, 또한 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 1 값과 상기 신호압 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 3 값의 차와, 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 2 값과 상기 신호압 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 4 값의 차가, 모두, 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압보다 작아지도록 구성되는 것을 특징으로 하는 건설 기계의 유압 구동 장치.

#### 청구항 2

제 1 항에 있어서,

상기 신호압 릴리프 밸브는, 상기 신호압 릴리프 밸브의 셋팅압이 제 3 값으로부터 제 4 값으로 증가할 때, 상기 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 제 1 값으로부터 제 2 값으로 증가하는 값과 동일한 값만큼 셋팅압이 증가하도록 구성되는 것을 특징으로 하는 건설 기계의 유압 구동 장치.

#### 청구항 3

제 1 항에 있어서,

상기 신호압 릴리프 밸브는, 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압이 작아짐에 따라 상기 셋팅압의 제 3 값 및 제 4 값이 커져 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 스로틀의 하류측의 최고 부하압의 차압이 작아지도록 구성되는 것을 특징으로 하는 건설 기계의 유압 구동 장치.

## 청구항 4

제 1 항에 있어서,

상기 복수의 유량 제어 밸브를 전환 조작하기 위한 조작 파일럿압을 생성하는 조작 장치를 더 구비하고,

상기 메인 렐리프 밸브는, 상기 특정의 액추에이터의 조작 장치가 생성하는 조작 파일럿압이 인가되는 제 1 수압부를 가지고, 상기 제 1 수압부에 인가되는 조작 파일럿압이 임계값보다 낮을 때에는, 상기 셋팅압은 상기 제 1 값이며, 상기 조작 파일럿압이 상기 임계값 이상이 되면, 상기 셋팅압은 상기 제 2 값으로 증가하고,

상기 신호압 렐리프 밸브는, 상기 특정의 액추에이터의 조작 장치가 생성하는 조작 파일럿압이 인가되는 제 2 수압부를 가지고, 상기 제 2 수압부에 인가되는 조작 파일럿압이 상기 임계값보다 낮을 때에는, 상기 셋팅압은 상기 제 3 값이며, 상기 조작 파일럿압이 상기 임계값 이상이 되면, 상기 셋팅압은 상기 제 4 값으로 증가하는 것을 특징으로 하는 건설 기계의 유압 구동 장치.

## 청구항 5

제 1 항에 있어서,

상기 건설 기계는 유압 셔블이며,

상기 특정의 액추에이터는, 상기 유압 셔블의 주행 모터인 것을 특징으로 하는 건설 기계의 유압 구동 장치.

## 발명의 설명

### 기술 분야

[0001] 본 발명은, 가변 용량형의 유압 펌프를 구비한 유압 셔블 등 건설 기계의 유압 구동 장치에 관한 것이며, 특히, 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압의 차압을 목표 차압으로 유지하도록 유압 펌프의 용량을 제어하는 로드 센싱 제어를 행하는 건설 기계의 유압 구동 장치에 관한 것이다.

### 배경 기술

[0002] 종래부터, 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압의 차압을 목표 차압으로 유지하도록 유압 펌프의 용량을 제어하는 로드 센싱 제어를 행하는 유압 구동 장치가, 유압 셔블과 같은 건설 기계에 이용되고 있고, 그 일례가 특허 문헌 1에 기재되어 있다.

[0003] 특히 문헌 1 기재의 유압 구동 장치에 있어서는, 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압의 차압을 절대압으로서 출력하는 차압 감압 밸브를 설치하고, 이 절대압을 피드백 LS 차압으로서 펌프 제어레이터의 LS 제어 밸브에 유도하고, 또한 LS 제어 밸브에 엔진의 회전수에 의존하여 가변이 되는 절대압을 목표 LS 차압으로서 유도하여, 로드 센싱 제어를 행함과 함께, 차압 감압 밸브로부터 출력되는 절대압(유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압)을 복수의 압력 보상 밸브에 목표 보상 차압으로서 유도하여, 각각의 유량 제어 밸브의 전후 차압을 제어하고 있다.

[0004] 이와 같이 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압을 복수의 압력 보상 밸브에 목표 보상 차압으로서 유도하여 각각의 유량 제어 밸브의 전후 차압을 제어함으로써, 2개 이상의 액추에이터를 동시 조작한 경우에, 유압 펌프의 토출 유량이 복수의 유량 제어 밸브가 요구하는 유량에 충족되지 않는 세츄레이션 상태가 되었을 때, 세츄레이션의 정도에 따라 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압이 저하되고, 이에 따라 압력 보상 밸브의 목표 보상 차압도 작아져 유량 제어 밸브의 전후 차압이 작아지므로, 유압 펌프의 토출 유량을 각각의 유량 제어 밸브가 요구하는 유량의 비로 재분배할 수 있어, 양호한 복합 조작성을 확보할 수 있다.

[0005] 또한, 엔진의 회전수에 의존하여 가변이 되는 절대압을 목표 LS 차압으로서 LS 제어 밸브에 유도하여 로드 센싱 제어를 행함으로써, 엔진 회전수를 정격으로부터 낮춘 경우에는 그에 따라 목표 LS 차압이 작아지므로, 유압 펌프로부터 액추에이터로 공급되는 압유의 유량이 줄어, 미(微)조작성을 향상시킬 수 있다.

[0006] 한편, 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압을 목표 보상 차압으로서 복수의 압력 보상 밸브에 유도하는 유압 구동 장치에 있어서는, 2개 이상의 액추에이터를 동시 조작한 경우에, 일방의 액추에이터가 실린더

타입이며, 그 액추에이터가 스트로크 엔드에 도달했을 때 등에, 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압이 0이 되기 때문에, 목표 보상 차압도 0이 되고, 그 결과, 각 압력 보상 밸브가 전폐(全閉)가 되어, 타방의 액추에이터가 정지되어 버린다.

[0007] 특히 문헌 1에 있어서는, 그러한 액추에이터의 정지를 방지하기 위해, 최고 부하압 라인에, 목표 LS 차압에 따라 셋팅압이 가변이 되는 신호압 가변 릴리프 밸브를 배치하고, 어느 특정의 액추에이터가 스트로크 엔드에 도달하여, 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 셋팅압까지 상승한 경우에, 신호압 가변 릴리프 밸브에 의해 최고 부하압의 최대 압력을 인 릴리프 밸브의 셋팅압보다 낮은 압력으로 제한하고 있다. 이에 따라, 특정의 액추에이터가 스트로크 엔드에 도달한 경우에도, 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압이 0이 되지 않아 압력 보상 밸브는 전폐되지 않기 때문에, 타방의 액추에이터는 정지되지 않아, 양호한 복합 조작성이 유지된다.

[0008] 한편, 어느 특정의 액추에이터를 조작한 경우에만, 메인 릴리프 밸브의 셋팅압을 제 1 값으로부터 제 2 값으로 소정값만큼 증가시켜, 유압 펌프의 최대 토출압을 증가시키도록 한, 이른바 승압 회로가 알려져 있고, 그 일례가 특히 문헌 2에 기재되어 있다.

[0009] 특히 문헌 2에 있어서는, 유압 셔블과 같은 주행식의 굴삭 기계에 있어서, 주행 조작 장치의 조작 파일럿압을 메인 릴리프 밸브에 유도하고, 주행 조작 장치의 조작 레버를 조작한 경우에만, 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 제 1 값으로부터 제 2 값으로 증가하도록 메인 릴리프 밸브를 가변 릴리프 밸브로서 구성하고 있다. 이로써 주행 조작 시에 주행 모터의 필요한 출력 토크를 확보하여, 주파성(走破性)을 향상시킬 수 있다.

## 선행기술문헌

### 특허문헌

[0010] (특허문헌 0001) 일본국 특허 제3854027호 공보

(특허문헌 0002) 일본국 실용신안등록 2600928호 공보

## 발명의 내용

### 해결하려는 과제

[0011] 그러나, 특히 문헌 1에 기재와 같이, 최고 부하압 라인에 신호압 가변 릴리프 밸브를 설치한 로드 센싱 제어 시스템의 유압 구동 장치에 있어서, 특히 문헌 2에 기재와 같이, 주행 조작 시에 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 제 1 값으로부터 제 2 값으로 증가하도록 메인 릴리프 밸브를 가변 릴리프 밸브로서 구성한 경우에는, 다음과 같은 문제가 있는 것을 알 수 있었다.

[0012] 즉, 주행 조작 시에 주행 모터가 장애물이나 오르막 주행면의 경사 등의 영향으로 회전이 정지된 경우, 본래이면, 유압 펌프의 토출압은 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 2 값까지 상승할 것이지만, 최고 부하압의 최대 압력이 신호압 가변 릴리프 밸브에 의해 최고 부하압의 최대 압력이 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 1 값보다 작은 압력으로 제한되어 버리기 때문에, 로드 센싱 제어의 작용으로, 유압 펌프의 토출압은 신호압 가변 릴리프 밸브에 의해 제한된, 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 1 값보다 작은 최고 부하압에 로드 센싱 제어의 목표 차압을 가산한 압력까지밖에 상승할 수 없게 된다. 그 결과, 주행 모터의 부하압은 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 2 값까지 상승할 수 없어, 메인 릴리프 밸브의 셋팅압의 증가에 의한 주행 모터의 출력 토크 확보의 효과가 얻어지지 않게 된다.

[0013] 본 발명의 목적은, 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압의 차압을 목표 차압으로 유지하도록 유압 펌프의 용량을 제어하는 로드 센싱 제어를 행하는 건설 기계의 유압 구동 장치에 있어서, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에, 액추에이터 중 1개가 스트로크 엔드에 도달한 경우 등, 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 셋팅압까지 상승한 경우에도, 타방의 액추에이터가 정지하지 않고, 또한 메인 릴리프 밸브의 셋팅압을 가변으로 하여, 특정의 액추에이터의 조작 시에 메인 릴리프 밸브의 셋팅압이 증가하도록 구성한 경우에, 특정의 액추에이터의 부하압을 메인 릴리프 밸브의 증가한 셋팅압까지 확실하게 상승시킬 수 있는 유압 구동 장치를 제공하는 것이다.

## 과제의 해결 수단

[0014]

상기 목적을 달성하기 위해, 본 발명은, 원동기에 의해 구동되는 가변 용량형의 유압 펌프와, 이 유압 펌프에 의해 토출된 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터와, 상기 유압 펌프로부터 상기 복수의 액추에이터로 공급되는 압유의 유량을 제어하는 복수의 유량 제어 밸브와, 상기 복수의 유량 제어 밸브의 전후 차압이 목표 보상 차압과 동등해지도록 상기 복수의 유량 제어 밸브의 전후 차압을 각각 제어하는 복수의 압력 보상 밸브와, 상기 유압 펌프의 토출압이 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압보다 목표 차압만큼 높아지도록 상기 유압 펌프의 용량을 로드 센싱 제어 장치와, 상기 유압 펌프의 토출압의 최대 압력을 제한하는 메인 릴리프 밸브와, 상기 복수의 액추에이터의 최고 부하압을 검출하고, 검출한 최고 부하압을 최고 부하압 라인에 출력하는 최고 부하압 검출 회로와, 상기 최고 부하압 라인에 스크로틀을 개재하여 접속되며, 상기 스크로틀의 하류측에 유도된 최고 부하압의 최대 압력을 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압보다 낮은 압력으로 제한하는 신호압 릴리프 밸브를 구비하고, 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 스크로틀의 하류측의 최고 부하압의 차압이 상기 펌프 제어 장치에 유도되며, 상기 펌프 제어 장치는, 상기 차압이 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압과 동등해지도록 상기 유압 펌프의 용량을 제어함과 함께, 상기 유압 펌프의 토출압과 상기 스크로틀의 하류측의 최고 부하압의 차압이 상기 목표 보상 차압으로서 상기 복수의 압력 보상 밸브에 유도되는 건설 기계의 유압 구동 장치에 있어서, 상기 메인 릴리프 밸브는, 상기 복수의 액추에이터 중 특정의 액추에이터가 조작되고 있지 않을 때에는, 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압이 제 1 값에 있고, 상기 특정의 액추에이터가 조작되었을 때에는, 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압이 상기 제 1 값으로부터 상기 제 1 값보다 큰 제 2 값으로 증가하도록 구성되며, 상기 신호압 릴리프 밸브는, 상기 특정의 액추에이터가 조작되고 있지 않아, 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압이 상기 제 1 값에 있을 때에는, 상기 신호압 릴리프 밸브의 세팅압이 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 1 값보다 작은 제 3 값에 있고, 상기 특정의 액추에이터가 조작되어, 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압이 상기 제 2 값으로 증가할 때에는, 상기 신호압 릴리프 밸브의 세팅압이 상기 제 3 값으로부터, 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 2 값보다 작은 제 4 값으로 증가하며, 또한 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 1 값과 상기 신호압 릴리프 밸브의 세팅압의 제 3 값의 차와, 상기 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 2 값과 상기 신호압 릴리프 밸브의 세팅압의 제 4 값의 차가, 모두, 상기 로드 센싱 제어의 목표 차압보다 작아지도록 구성한 것으로 한다.

[0015]

이와 같이 메인 릴리프 밸브와 신호압 릴리프 밸브를 설치함으로써, 특정의 액추에이터 이외의 액추에이터의 조작 시에는, 신호압 릴리프 밸브의 세팅압이 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 1 값보다 작은 제 3 값에 있기 때문에, 특정의 액추에이터 이외의 액추에이터가 스트로크 엔드에 도달하고, 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 1 값까지 상승한 경우에, 최고 부하압은 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 1 값보다 작은 압력으로 제한되며, 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압이 0이 되지 않아 압력 보상 밸브는 전폐하지 않기 때문에, 이 경우에도 특정의 액추에이터 이외의 액추에이터(타방의 액추에이터)는 정지되지 않아, 양호한 복합 조작성이 유지된다.

[0016]

또한, 특정의 액추에이터의 조작 시에는, 메인 릴리프 밸브의 세팅압이 제 1 값으로부터 제 2 값으로 증가함과 함께, 신호압 릴리프 밸브의 세팅압이 제 3 값으로부터, 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 2 값보다 작은 제 4 값으로 증가하고, 또한 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 2 값과 신호압 릴리프 밸브의 세팅압의 제 4 값의 차의 값이 로드 센싱 제어의 목표 차압보다 작아지도록 구성했기 때문에, 로드 센싱 제어의 작용으로 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 2 값까지 상승하고, 특정의 액추에이터의 부하압을 메인 릴리프 밸브의 증가한 세팅압의 제 2 값까지 확실하게 상승시켜, 필요한 구동력을 확보할 수 있다.

[0017]

또한, 그 상태에서 다른 액추에이터를 구동하는 복합 조작을 하여, 다른 액추에이터가 스트로크 엔드에 도달해, 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 2 값까지 상승한 경우에는, 최고 부하압은 메인 릴리프 밸브의 세팅압의 제 2 값보다 작은 제 4 값의 압력으로 제한되기 때문에, 특정의 액추에이터 이외의 액추에이터를 조작한 경우와 같이, 유압 펌프의 토출압과 최고 부하압의 차압이 0이 되지 않아 압력 보상 밸브는 전폐하지 않기 때문에, 이 경우에도 타방의 액추에이터는 정지되지 않아, 양호한 복합 조작성이 얻어진다.

### 발명의 효과

[0018]

본 발명에 의하면, 유압 펌프의 토출압과 복수의 액추에이터의 최고 부하압의 차압을 목표 차압으로 유지하도록 유압 펌프의 용량을 제어하는 로드 센싱 제어를 행하는 건설 기계의 유압 구동 장치에 있어서, 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에, 액추에이터 중 1개가 스트로크 엔드에 도달한 경우 등, 유압 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 세팅압까지 상승한 경우에도, 타방의 액추에이터가 정지되지 않아, 양호한 복합 조작성을 얻을 수 있다. 또한, 메인 릴리프 밸브의 세팅압을 가변으로 하여, 특정의 액추에이터의 조작 시에 메인 릴리프 밸브의 세팅압이 증가하도록 구성한 경우에, 특정의 액추에이터의 부하압을 메인 릴리프 밸브의 증가

한 셋팅압까지 확실하게 상승시켜, 필요한 구동력을 확보할 수 있다.

### 도면의 간단한 설명

[0019] 도 1은, 본 발명의 일 실시 형태에 관한 유압 셔블(건설 기계)의 유압 구동 장치를 나타내는 도면이다.

도 2는, 메인 릴리프 밸브와 신호압 가변 릴리프 밸브의 주행 조작 신호 압력에 대한 셋팅압의 변화를 나타내는 도면이다.

도 3은, 본 발명의 유압 구동 장치가 탑재되는 유압 셔블의 외관을 나타내는 도면이다.

도 4는, 비교예를 나타내는 도면이다.

도 5에 있어서, 좌측의 (a)는, 도 4에 나타내는 비교예에 있어서, 주행 이외의 조작 장치의 조작 레버를 입력하고, 메인 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 셋팅압에 도달했을 때의 토출압과 신호압 가변 릴리프 밸브에 의해 최대 압력이 제한된 최고 부하와의 관계를 나타내는 도면이며, 우측의 (b)는, 도 4에 나타내는 비교예에 있어서, 주행 조작 장치의 조작 레버를 입력하고 또한 주행 조작 신호 압력이 임계값 이상이며, 메인 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 셋팅압에 도달했을 때의 토출압과 신호압 가변 릴리프 밸브에 의해 최대 압력이 제한된 최고 부하압과의 관계를 나타내는 도면이다.

도 6에 있어서, 좌측의 (a)는, 도 1에 나타내는 실시 형태에 있어서, 주행 이외의 조작 장치의 조작 레버를 입력하고, 메인 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 셋팅압에 도달했을 때의 토출압과 신호압 가변 릴리프 밸브에 의해 최대 압력이 제한된 최고 부하압과의 관계를 나타내는 도면이며, 우측의 (b)는, 도 1에 나타내는 실시 형태에 있어서, 주행 조작 장치의 조작 레버를 입력하고 또한 주행 조작 신호 압력이 임계값 이상이며, 메인 펌프의 토출압이 메인 릴리프 밸브의 셋팅압에 도달했을 때의 토출압과 신호압 가변 릴리프 밸브에 의해 최대 압력이 제한된 최고 부하압과의 관계를 나타내는 도면이다.

### 발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

[0020] 이하, 본 발명의 실시 형태를 도면을 따라 설명한다.

[0021] ~구성~

[0022] 도 1은, 본 발명의 일 실시 형태에 관한 유압 셔블(건설 기계)의 유압 구동 장치를 나타내는 도면이다.

[0023] 도 1에 있어서, 본 실시 형태의 유압 구동 장치는, 원동기(예를 들면 디젤 엔진)(1)와, 그 원동기(1)에 의해 구동되어, 압유 공급로(5)에 압유를 토출하는 가변 용량형의 메인 펌프(2)(유압 펌프)와, 원동기(1)에 의해 구동되어, 압유 공급로(31a)에 압유를 토출하는 고정 용량형의 파일럿 펌프(30)와, 메인 펌프(2)에 의해 토출되는 압유에 의해 구동되는 복수의 액추에이터(3a, 3b, 3c, 3d, 3e, 3f, 3g, 3h)와, 압유 공급로(5)에 접속되어, 메인 펌프(2)로부터 복수의 액추에이터(3a~3h)로 공급되는 압유의 흐름을 제어하는 컨트롤 밸브 유닛(4)과, 로드 센싱 제어와 토크 제어에 의해 메인 펌프(2)의 토출 유량을 제어하는 레귤레이터(12)(펌프 제어 장치)를 구비하고 있다.

[0024] 컨트롤 밸브 유닛(4)은, 압유 공급로(5)에 접속되어, 메인 펌프(2)로부터 복수의 액추에이터(3a~3h)로 공급되는 압유의 유량·흐름 방향을 제어하는 복수의 유량 제어 밸브(6a, 6b, 6c, 6d, 6e, 6f, 6g, 6h)와, 복수의 유량 제어 밸브(6a~6h)의 전후 차압이 목표 보상 차압과 동등해지도록 복수의 유량 제어 밸브(6a~6h)의 전후 차압을 각각 제어하고, 복수의 유량 제어 밸브(6a~6h)에 의해 제어되는 압유의 유량이 복수의 유량 제어 밸브(6a~6j)의 미터인(meter-in)의 개구 면적에 비례하도록 제어하는 복수의 압력 보상 밸브(7a, 7b, 7c, 7d, 7e, 7f, 7g, 7h)와, 압유 공급로(5)에 접속되어, 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)의 최대 압력을 제한하는 메인 릴리프 밸브(14)와, 압유 공급로(5)에 접속되어, 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)이 액추에이터(3a~3h)의 최고 부하압에 언로드 차압(Pun0)을 가산한 셋팅압(언로드압)보다 높아지면 개방 상태가 되어 압유 공급로(5)의 압유를 탱크로 되돌리는 언로드 밸브(15)와, 유량 제어 밸브(6a~6h)의 부하 포트에 토너먼트 방식으로 접속되어, 액추에이터(3a~3h)의 최고 부하압(Plmax)을 검출하는 셔틀 밸브(9a, 9b, 9c, 9d, 9e, 9f, 9g)를 가지고, 최종단(最終段)의 셔틀 밸브(9g)의 출력 포트에 접속된 최고 부하압 라인(35)에 검출한 최고 부하압(Plmax)을 출력하는 최고 부하압 검출 회로(9)와, 최고 부하압 라인(35)에 스로틀(고정 스로틀)(17)을 개재하여 접속되어, 최고 부하압 라인(35)의 스로틀(17)의 하류측에 유도된 최고 부하압(Plmaxa)의 최대 압력을 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압보다 낮은 압력으로 제한하는 신호압 릴리프 밸브(16)와, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)과 최고 부하압 라인(35)의 스로틀(17)의 하류측의 최고 부하압(Plmaxa)의 차압을 절대압(Pls)으로서 출력

하는 차압 감압 밸브(11)를 구비하고 있다.

[0025] 액추에이터(3a)는, 예를 들면 유압 셔블의 봄(104a)(도 3)을 구동하는 봄 실린더이고, 액추에이터(3b)는, 예를 들면 유압 셔블의 아암(104b)(도 3)을 구동하는 아암 실린더이며, 액추에이터(3c)는, 예를 들면 유압 셔블의 상부 선회체(109)(도 3)를 구동하는 선회 모터이고, 액추에이터(3d)는, 예를 들면 베켓(104c)(도 3)을 구동하는 베켓 실린더, 액추에이터(3e)는, 예를 들면 스윙 포스트(103)(도 3)를 구동하는 스윙 실린더이며, 액추에이터(3f)는, 예를 들면 하부 주행체의 좌측 크롤러(101a)(도 3)를 구동하는 좌측 주행 모터이고, 액추에이터(3g)는, 예를 들면 유압 셔블의 하부 주행체의 우측 크롤러(101b)(도 3)를 구동하는 우측 주행 모터이며, 액추에이터(3h)는, 예를 들면 블레이드(106)(도 3)를 구동하는 블레이드 실린더이다.

[0026] 또한, 본 실시 형태의 유압 구동 장치는, 상기의 구성에 추가하여, 파일럿 펌프(30)의 압유 공급로(31a)에 접속되어, 파일럿 펌프(30)의 토출 유량을 절대압(PGR)으로서 검출하는 원동기 회전수 검출 밸브(13)와, 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 하류측의 파일럿 압유 공급로(31b)에 접속되어, 파일럿 압유 공급로(31b)에 일정한 파일럿압(Ppi)을 생성하는 파일럿 릴리프 밸브(32)와, 파일럿 압유 공급로(31b)에 접속되어, 게이트 록 레버(24)에 의해 하류측의 압유 공급로(31c)를 압유 공급로(31b)에 접속할지 탱크에 접속할지를 전환하는 게이트 록 밸브(100)와, 게이트 록 밸브(100)의 하류측의 파일럿 압유 공급로(31c)에 접속되어, 일정한 파일럿압(Ppi)에 의거하여 유량 제어 밸브(6a~6h)를 전환 조작하기 위한 조작 파일럿압(a1, a2 ; b1, b2 ; c1, c2 ; d1, d2 ; e1, e2 ; f1, f2 ; g1, g2 ; h1, h2)을 생성하는 1쌍의 파일럿 밸브(감압 밸브)를 각각 구비한 복수의 파일럿 밸브 유닛(60a, 60b, 60c, 60d, 60e, 60f, 60g, 60h)과, 파일럿 밸브 유닛(60f, 60g)의 1쌍의 파일럿 밸브의 출력라인에 토너먼트 방식으로 접속된 셔틀 밸브(70a, 70b, 70c)를 구비한 주행 조작 검출 회로(특정 액추에이터 조작 검출 회로)(70)를 구비하고 있다.

[0027] 원동기 회전수 검출 밸브(13)는, 파일럿 펌프(30)의 압유 공급로(31a)와 파일럿 압유 공급로(31b)의 사이에 접속된 유량 검출 밸브(50)와, 그 유량 검출 밸브(50)의 전후 차압을 절대압(PGR)으로서 출력하는 차압 감압 밸브(51)를 가지고 있다.

[0028] 유량 검출 밸브(50)는 통과 유량(파일럿 펌프(30)의 토출 유량)이 증대함에 따라 개구 면적을 크게 하는 가변 스로틀부(50a)를 가지고 있다. 파일럿 펌프(30)의 토출유는 유량 검출 밸브(50)의 가변 스로틀부(50a)를 통과하여 파일럿 유로(31b)측으로 흐른다. 이 때, 유량 검출 밸브(50)의 가변 스로틀부(50a)에는 통과 유량이 증가함에 따라 커지는 전후 차압이 발생하고, 차압 감압 밸브(51)는 그 전후 차압을 절대압(PGR)으로서 신호 압력라인(52)에 출력한다. 파일럿 펌프(30)의 토출 유량은 원동기(1)의 회전수에 따라 변화되기 때문에, 가변 스로틀부(50a)의 전후 차압을 검출함으로써, 파일럿 펌프(30)의 토출 유량을 검출할 수 있고, 원동기(1)의 회전수를 검출할 수 있다.

[0029] 파일럿 밸브 유닛(60a, 60b, 60c, 60d, 60e, 60f, 60g, 60h)은, 각각, 봄용의 조작 장치(123a), 아암용의 조작 장치(122a), 선회용의 조작 장치(122b), 베켓용의 조작 장치(123b), 스윙용의 조작 장치(125), 좌측 주행용의 조작 장치(124a), 우측 주행용의 조작 장치(124b), 블레이드용의 조작 장치(126)에 구비되고, 오퍼레이터가 조작 레버를 조작함으로써 동작하여, 대응하는 조작 파일럿압(a1, a2 ; b1, b2 ; c1, c2 ; d1, d2 ; e1, e2 ; f1, f2 ; g1, g2 ; h1, h2)을 생성하도록 되어 있다.

[0030] 셔틀 밸브(70a, 70b, 70c)가 접속되는 파일럿 밸브 유닛(60f, 60g)은 주행용이며, 주행용의 조작 장치(124a, 124b)가 조작되었을 때에 대응하는 조작 파일럿압(조작 파일럿압(f1, f2 ; g1, g2) 중 가장 높은 압력)이 주행 조작 신호 압력(Ptpi)으로서 셔틀 밸브(70a, 70b, 70c)에 의해 검출되고, 최종단의 셔틀 밸브(70c)의 출력 포트에 접속된 신호 압력 라인(36, 36a, 36b)에 검출한 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 출력된다.

[0031] 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 차압 감압 밸브(51)로부터 출력된 절대압(PGR)은 목표 LS 차압으로서 레귤레이터(12)에 유도됨과 함께, 언로드 밸브(15)의 폐쇄 방향 작동측에 셋팅압(Pun0)의 일부로서 유도된다. 차압 감압 밸브(11)로부터 출력된 절대압(Pls)은 메인 펌프(2)의 레귤레이터(12)에 피드백 LS 차압으로서 유도됨과 함께, 압력 보상 밸브(7a~7h)의 개방 방향 작동측에 목표 보상 차압으로서 유도된다. 또한, 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 차압 감압 밸브(51)로부터 출력된 절대압(PGR)은 신호압 릴리프 밸브(16)에 셋팅압(PA)(후술함)의 일부로서 유도된다. 한편, 주행 조작 검출 회로(70)에 의해 검출된 주행 조작 신호 압력(Ptpi)은 신호 압력 라인(36a)을 개재하여 메인 릴리프 밸브(14)에 셋팅압(PS)(후술함)의 일부로서 유도됨과 함께, 신호 압력 라인(36b)을 개재하여 신호압 릴리프 밸브(16)에도 셋팅압(PA)(후술함)의 일부로서 유도된다.

[0032] 레귤레이터(12)는, LS 제어 밸브(12b)와, LS 제어 피스톤(용량 제어 액추에이터)(12c)과, 토크 제어(마력 제어)

피스톤(용량 제어 액추에이터)(12d)과, 스프링(12e)을 가지고 있다.

[0033]

LS 제어 밸브(12b)는, LS 제어 피스톤(12c)에 일정한 파일럿압(Ppi)을 유도하는 방향으로 작동하는 측의 단부에 수압부(12b1)를 가지고, LS 제어 피스톤(12c)의 압유를 탱크에 방출하는 방향으로 작동하는 측의 단부에 수압부(12b2)를 가지고 있다. 수압부(12b1)에 차압 감압 밸브(11)로부터 출력되어 전환 밸브(80)를 경유한 절대압(Pls)(파드백 LS 차압)이 유도되고, 수압부(12b2)에 원동기 회전수 검출 밸브(13)로부터 출력된 절대압(PGR)(목표 LS 차압)이 유도되며, Pls>PGR일 때 LS 제어 밸브(12b)는 일정한 파일럿압(Ppi)을 LS 제어 피스톤(12c)에 유도하고, Pls<PGR일 때 LS 제어 밸브(12b)는 LS 제어 피스톤(12c)의 압유를 탱크에 방출하도록 동작한다. LS 제어 피스톤(12c)은, 일정한 파일럿압(Ppi)이 유도되어, 압력이 상승하면 메인 펌프(2)의 털팅(용량)을 감소시켜, 압유가 탱크에 방출되고, 압력이 감소하면 메인 펌프(2)의 털팅(용량)을 증가시키도록 동작한다. 이로써 차압 감압 밸브(11)로부터 출력된 절대압(Pls)(메인 펌프(2)의 토출압(Pp)과 최고 부하압 라인(35)의 스로틀(17)의 하류측의 최고 부하압(Plmaxa)의 차압(파드백 LS 차압)이 원동기 회전수 검출 밸브(13)로부터 출력된 절대압(PGR)(목표 LS 차압)과 동등해지도록 제어되고, 그 결과, 메인 펌프(2)의 토출압이 액추에이터(3a~3h)의 최고 부하압(Plmaxa)보다 목표 차압(PGR)만큼 높아지도록 제어된다. 이와 같이 LS 제어 밸브(12b)와 LS 제어 피스톤(12c)은, 메인 펌프(2)의 토출압이 액추에이터(3a~3h)의 최고 부하압(Plmaxa)보다 목표 차압(PGR)만큼 높아지도록 메인 펌프(2)의 용량을 제어하는 로드 센싱 제어부를 구성하고 있다.

[0034]

토크 제어 피스톤(12d)은, 메인 펌프(2)의 토출압이 유도되고, 그 토출압의 상승에 의해 메인 펌프(2)의 털팅(용량)을 감소시킴으로써, 메인 펌프(2)의 흡수 토크가 소정 토크를 초과하지 않도록 토크 제어를 행한다. 스프링(12e)은 그 토크 제어의 제한 토크를 설정한다. 이로써 토크 제어 피스톤(12d)과 스프링(12e)은, 메인 펌프(2)의 토출압이 높아질 때, 메인 펌프(2)의 흡수 토크가 소정의 제한 토크를 초과하지 않도록 메인 펌프(2)의 용량을 제어하는 토크 제어부를 구성하고 있다.

[0035]

압력 보상 밸브(7a~7h)는, 개방 방향 작동측에 차압 감압 밸브(11)로부터 출력된 절대압(Pls)이 유도되는 수압부(7a1, 7b1, 7c1, 7d1, 7e1, 7f1, 7g1, 7h1)를 가지고, 절대압(Pls)이 목표 보상 차압으로서 설정된다. 압력 보상 밸브(7a~7h)는 유량 제어 밸브(6a~6h)의 전후 차압이 목표 보상 차압과 동등해지도록 제어한다. 이로써 복수의 액추에이터를 동시에 구동하는 복합 조작 시에, 액추에이터의 부하압의 대소에 관계없이, 유량 제어 밸브의 개구 면적비에 따라 메인 펌프(2)의 토출 유량을 분배하여, 양호한 복합 조작성을 확보할 수 있다. 또한, 메인 펌프(2)의 토출 유량이 요구 유량에 충족되지 않는 세츄레이션 상태가 된 경우에는, 그 공급 부족의 정도에 따라 차압 감압 밸브(11)가 출력하는 절대압(Pls)이 저하되어, 압력 보상 밸브의 목표 보상 차압이 저하되기 때문에, 이 경우에도 유량 제어 밸브의 개구 면적비에 따라 메인 펌프(2) 토출 유량을 분배하여, 양호한 복합 조작성을 확보할 수 있다.

[0036]

언로드 밸브(15)는, 폐쇄 방향 작동측에 원동기 회전수 검출 밸브(13)로부터 출력된 절대압(PGR)(목표 LS 차압)이 유도되는 수압부(15a)를 가지고, 또한 동일한 폐쇄 방향 작동측에 스프링(15b)이 배치되어 있다. 또한, 언로드 밸브(15)는, 개방 방향 작동측에 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)이 인가되고, 폐쇄 방향 작동측에 최고 부하압 검출 회로(9)에 의해 검출된 최고 부하압(Plmax)이 인가되는 구성으로 되어 있다. 언로드 밸브(15)의 셋팅압은, 절대압(PGR)(목표 LS 차압)과 스프링(15b)의 가압력과 최고 부하압(Plmax)에 의하여 규정된다. 즉, 언로드 밸브(15)의 셋팅압은, 절대압(PGR)(목표 LS 차압)과 스프링(15b)의 가압력의 압력 환산값과 최고 부하압(Plmax)을 가산한 압력으로서 부여되고, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 언로드 밸브(15)의 셋팅압보다 높아지면 언로드 밸브(15)는 개방 상태가 되어 압유 공급로(5)의 압유를 탱크로 되돌리도록 동작하며, 이로써 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 목표 LS 차압(PGR)에 스프링(15a)의 가압력의 압력 환산값을 가산한 압력보다 높아지지 않도록 제어된다. 스프링(15a)의 가압력의 압력 환산값은 통상 목표 LS 차압(PGR)보다 작은 값이다.

[0037]

메인 릴리프 밸브(14)는 폐쇄 방향 작동측에 스프링(14a)과 수압부(14b)(제 1 수압부)를 가지고, 수압부(14b)는 신호 압력 라인(36a)에 접속되어, 주행 조작 검출 회로(70)에 의해 검출된 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 인가된다. 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것도 조작되고 있지 않아, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 탱크압일 때, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS)은 스프링(14a)으로 설정한 제 1 값(PS1)이다. 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 적어도 1개가 조작되어, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상이 되었을 때, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS)은 스프링(14a)과 수압부(14b)에 인가되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)에 의해 제 1 값(PS1)으로부터 제 1 값(PS1)보다 큰 제 2 값(PS2)으로 증가한다. 이와 같이 메인 릴리프 밸브(14)는, 메인 릴리프 밸브(14)는 셋팅압(PS)이 수압부(14b)에 인가되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)에 의해 2값(PS1, PS2)으로

변화되는 가변 릴리프 밸브로서 구성되어 있다.

[0038] 신호압 릴리프 밸브(16)는, 폐쇄 방향 작동측에 스프링(16a)을 가지고 또한 개방 방향 작동측에 제 1 수압부(16b)를 가지며, 수압부(16b)는 신호 압력 라인(52)에 접속되고, 신호압 릴리프 밸브(16)는, 셋팅압(PA)이 수압부(14b)에 인가되는 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 출력압(절대압)(PGR)에 의해 변화되는 가변 릴리프 밸브로서 구성되어 있다.

[0039] 또한, 신호압 릴리프 밸브(16)는, 폐쇄 방향 작동측에 제 2 수압부(16c)(제 2 수압부)를 가지고, 수압부(16c)는 신호 압력 라인(36b)에 접속되어, 주행 조작 검출 회로(70)에 의해 검출된 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 수압부(16c)에 인가된다. 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것도 조작되고 있지 않아, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 텡크압일 때, 신호압 릴리프 밸브(16)의 셋팅압(PA)은 스프링(16a)의 가압력과 수압부(16b)에 인가되는 절대압(PGR)에 의거하는 제 3 값(PA1)이다. 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 적어도 1개가 조작되어, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상일 때, 신호압 릴리프 밸브(16)의 셋팅압(PA)은 제 3 값(PA1)으로부터 제 3 값(PA1)보다 큰 제 4 값(PA2)으로 증가한다. 이와 같이 신호압 릴리프 밸브(16)는, 셋팅압(PA)이 수압부(16c)에 인가되는 압력에 의해 2값(PA1, PA2)으로 변화되는 가변 릴리프 밸브로서도 구성되어 있다. 이하에 있어서, 신호압 릴리프 밸브(16)를 신호압 가변 릴리프 밸브라고 한다.

[0040] 도 2는, 메인 릴리프 밸브(14)와 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 주행 조작 신호 압력(Ptpi)에 대한 셋팅압의 변화를 나타내는 도면이다. 도면 중, 가로축은 주행 조작 검출 회로(70)에 의해 검출되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이며, 세로축은 메인 릴리프 밸브(14)와 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압(PS, PA)이다.

[0041] 도 2에 있어서, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것도 조작되고 있지 않아, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 텡크압일 때, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS)은 스프링(14a)의 가압력에 의해 제 1 값(PS1)에 있고, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 적어도 1개가 조작되어, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상이 되었을 때, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS)은, 수압부(14b)에 인가되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)에 의해 제 1 값(PS1)으로부터 제 1 값(PS1)보다 큰 제 2 값(PS2)으로  $\Delta Pt1$ 만큼 증가한다.  $\Delta Pt1$ 은 메인 릴리프 밸브(14)의 수압부(14b)에 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 인가됨으로써 설정되는 압력값이다.

[0042] 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것도 조작되고 있지 않아, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 텡크압일 때, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압(PA)은 스프링(16a)의 가압력과 수압부(16b)에 인가되는 절대압(PGR)에 의해 제 3 값(PA1)에 있고, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 적어도 1개가 조작되어, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상이 되었을 때, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압(PA)은, 수압부(16c)에 인가되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)에 의해 제 3 값(PA1)으로부터 제 3 값(PA1)보다 큰 제 4 값(PA2)으로  $\Delta Pt2$ 만큼 증가한다.  $\Delta Pt2$ 는 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 수압부(16c)에 임계값(Ptr)보다 높은 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 인가됨으로써 설정되는 압력값이다. 본 실시 형태에 있어서는,  $\Delta Pt2 = \Delta Pt1$ 이다.

[0043] 여기서, 스프링(16a)은 압력값(PS1+ $\alpha$ ) 상당의 스프링 상수를 가지도록 구성되어 있고, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압(PA)은 스프링(16a)과, 수압부(16b)에 인가되는 절대압(PGR)과, 수압부(16c)에 인가되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)에 의해 하기 식이 되도록 제어된다.

[0044] <수압부(16c)에 인가되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 텡크압일 때>

$$PA1 = PS1 + \alpha - PGR$$

[0046] <수압부(16c)에 인가되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상일 때>

$$PA2 = PS1 + \alpha + \Delta Pt2 - PGR$$

$$= PS1 + \alpha + \Delta Pt1 - PGR$$

$$= PS2 + \alpha - PGR$$

[0050] 상기 식을 변형하면,

$$PA1 = PS1 - (PGR - \alpha)$$

$$PA2 = PS2 - (PGR - \alpha)$$

[0053] 또한,  $\alpha$ 는 0보다 크고 PGR 미만인 LS 제어 조정값이다( $0 < \alpha < PGR$ ).

[0054] 즉, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것도 조작되고 있지 않을 때와, 주행용의 조작 장치(124a, 124b)

중 적어도 1개가 조작되었을 때의 어느 경우도, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압(PA1, PA2)은 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS1, PS2)보다 PGR- $\alpha$  만큼 낮은 값이 되도록 제어된다. 전술한 바와 같이  $0 < \alpha < PGR$ 이기 때문에, PGR- $\alpha$ 는 목표 LS 차압(로드 센싱 제어의 목표 차압)(PGR)보다 작은 값이 된다.

[0055] 바꿔 말하면, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것도 조작되고 있지 않아, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이 제 1 값(PS1)에 있을 때에는, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압(PA1)이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 1 값(PS1)보다 낮은 제 3 값(PA1)에 있고, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 적어도 1개가 조작되어, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이 제 2 값(PS2)으로 증가할 때에는, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압이 제 3 값(PA1)으로부터, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)보다 작은 제 4 값(PA4)으로 증가하고, 또한 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 1 값(PS1)과 신호압 가변 릴리프 밸브의 셋팅압의 제 3 값(PA1)의 차 ( $\Delta Pt_1$ )와, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)과 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압의 제 4 값(PA2)의 차가, 모두, 로드 센싱 제어의 목표 차압(PGR)보다 작아지도록, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)는, 구성되어 있다.

[0056] 또한, 수압부(16b)에 인가되는 절대압(PGR)이 목표 LS 차압으로서 레귤레이터(12)에 유도되고 있기 때문에, 목표 LS 차압(로드 센싱 제어의 목표 차압)(PGR)이 작아짐에 따라 셋팅압의 제 3 값(PA1) 및 제 4 값(PA2)이 커져 메인 펌프(2)의 토큰압과 스포틀(17)의 하류측의 최고 부하압(Plmaxa)의 차압(차압 감압 밸브(11)로부터 출력된 절대압(Pls))이 작아지도록, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)는, 구성되어 있다.

[0057] 도 3은, 상기 서술한 유압 구동 장치가 탑재되는 유압 셔블의 외관을 나타내는 도면이다.

[0058] 도 3에 있어서, 작업 기계로서 잘 알려져 있는 유압 셔블은, 하부 주행체(101)와, 상부 선회체(109)와, 스윙식의 프론트 작업기(104)를 구비하고, 프론트 작업기(104)는, 봄(104a), 아암(104b), 베켓(104c)으로 구성되어 있다. 상부 선회체(109)는 하부 주행체(101)에 대하여 선회 모터(3c)에 의해 선회 가능하다. 상부 선회체(109)의 전부(前部)에는 스윙 포스트(103)가 장착되고, 이 스윙 포스트(103)에 프론트 작업기(104)가 상하 운동 가능하게 장착되어 있다. 스윙 포스트(103)는 스윙 실린더(3e)의 신축에 의해 상부 선회체(109)에 대하여 수평 방향으로 회전 운동 가능하며, 프론트 작업기(104)의 봄(104a), 아암(104b), 베켓(104c)은 봄 실린더(3a), 아암 실린더(3b), 베켓 실린더(3d)의 신축에 의해 상하 방향으로 회전 운동 가능하다. 하부 주행체(102)의 중앙 프레임에는, 블레이드 실린더(3h)의 신축에 의해 상하 동작을 행하는 블레이드(106)가 장착되어 있다. 하부 주행체(101)는, 주행 모터(3f, 3g)의 회전에 의해 좌우의 크롤러(101a, 101b)를 구동함으로써 주행을 행한다.

[0059] 상부 선회체(109)에는 캐노피 타입의 운전실(108)이 설치되고, 운전실(108) 내에는, 운전석(121), 프론트/선회용의 좌우의 조작 장치(122, 123)(도 3에서는 좌측만 도시), 주행용의 조작 장치(124a, 124b)(도 4에서는 좌측만 도시), 스윙용의 조작 장치(125)(도 1 참조) 및 블레이드용의 조작 장치(126)(도 1 참조), 게이트 록 레버(24) 등이 설치되어 있다. 조작 장치(122, 123)의 조작 레버는 중립 위치부터 십자 방향을 기준으로 한 임의의 방향으로 조작 가능하며, 좌측의 조작 장치(122)의 조작 레버를 전후 방향으로 조작할 때, 조작 장치(122)는 선회용의 조작 장치(122b)(도 1)로서 기능하고, 동(同) 조작 장치(122)의 조작 레버를 좌우 방향으로 조작할 때, 조작 장치(122)는 아암용의 조작 장치(122a)(도 1)로서 기능하고, 우측의 조작 장치(123)의 조작 레버를 전후 방향으로 조작할 때, 조작 장치(123)는 봄용의 조작 장치(123a)(도 1)로서 기능하며, 동 조작 장치(123)의 조작 레버를 좌우 방향으로 조작할 때, 조작 장치(123)는 베켓용의 조작 장치(123b)(도 1)로서 기능한다.

[0060] ~비교예~

[0061] 도 4는, 비교예를 나타내는 도면이다. 이 비교예는, 도 1에 나타낸 본 실시 형태의 유압 구동 장치에 있어서, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)를 특허 문헌 1 기재의 신호압 가변 릴리프 밸브(116)로 치환한 것이다. 바꿔 말하면, 특히 문헌 1에 기재와 같이, 최고 부하압 라인(35)에 신호압 가변 릴리프 밸브(116)를 설치한 로드 센싱 제어 시스템의 유압 구동 장치에 있어서, 특히 문헌 2에 기재와 같이, 주행 조작 시에 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이 제 1 값(PS1)으로부터 제 2 값(PS2)으로 증가하도록 메인 릴리프 밸브(14)를 가변 릴리프 밸브로서 구성한 경우의 것이다.

[0062] 도 4에 있어서, 신호압 가변 릴리프 밸브(116)는, 도 1에 나타내는 본 발명의 실시 형태에 있었던 수압부(16c)를 구비하고 있지 않다. 이 때문에 신호압 가변 릴리프 밸브(116)의 셋팅압(PA)은 수압부(16b)에 인가되는 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 출력압(절대압)(PGR)에 대하여, 하기 식이 되도록 제어된다.

[0063] PA=PS1+  $\alpha$  -PGR

- [0064] 상기 식을 변형하면,
- [0065]  $PA=PS1-(PGR-\alpha)$
- [0066] 전술한 바와 같이, PS1은 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것도 조작되고 있지 않을 때의 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이며, PS1+ $\alpha$ 는 스프링(16a)의 스프링 상수에 의해 설정되는 압력값이다.  $\alpha$ 는 0보다 크고 PGR 미만인 LS 제어 조정값이다.
- [0067] 도 4에 나타내는 비교예의 그 이외의 구성은 도 1에 나타낸 본 실시 형태의 유압 구동 장치와 동일하다.
- [0068] 비교예에 있어서는, 신호압 가변 릴리프 밸브(116)를 설치하였으므로, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것도 조작되고 있지 않아, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 텅크압일 때에는, 신호압 가변 릴리프 밸브(116)의 작용으로, 차압 감압 밸브(11)에 유도되는 최고 부하압(Plmaxa)은 신호압 가변 릴리프 밸브(116)의 셋팅압(PS1-(PGR- $\alpha$ ))으로 제한되기 때문에, 봄 실린더(3a) 등 실린더 타입의 액추에이터가 스트로크 엔드에 도달한 경우에 있어서도, 차압 감압 밸브(11)로부터 출력되는 절대압(Pls)이 0이 되는 경우가 없다. 이 때문에, 그 상태에서 다른 액추에이터를 복합 조작하고 있는 경우에는, 그 밖의 액추에이터가 동작을 정지하는 경우가 없다.
- [0069] 그러나, 비교예에는 다음과 같은 문제가 있다.
- [0070] 메인 릴리프 밸브(14)는, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 적어도 1개가 조작되어, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상이 되었을 때에만, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압을 PS1로부터 PS2로 증가시킨다. 그 목적은, 주행 시에 주행 모터(3f, 3g)의 필요한 출력 토크를 확보하여, 주파성을 향상시키기 위해서이다.
- [0071] 그러나, 비교예 1의 구성에서는, 주행 조작 시에 주행 모터(3f, 3g)가 장애물이나 오르막 주행면의 경사 등의 영향으로 회전이 정지된 경우, 로드 센싱 제어의 작용으로, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)은 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)보다 낮은, 신호압 가변 릴리프 밸브(116)에 의해 제한된 최고 부하압(Plmaxa)에 로드 센싱 제어의 목표 차압(PGR)을 가산한 압력까지밖에 상승할 수 없게 된다. 그 결과, 주행 모터(3f, 3g)의 부하압은 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)까지 상승하지 않아, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 증가에 의한 주행 모터(3f, 3g)의 출력 토크 확보의 효과가 얻어지지 않게 된다.
- [0072] 도 5의 좌측 (a)는, 도 4에 나타내는 비교예에 있어서, 주행 이외의 조작 장치의 조작 레버를 입력하고, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS1)에 도달했을 때의 토출압(Pp)과 신호압 가변 릴리프 밸브(116)에 의해 최대 압력이 제한된 최고 부하압(Plmaxa)의 관계를 나타내는 도면이다.
- [0073] 주행 모터(3f, 3g) 이외의 액추에이터(예를 들면 봄 실린더(3a))가 스트로크 엔드에 도달한 경우, 도 5의 좌측 (a)에 나타내는 바와 같이, 액추에이터의 부하압이 상승하여, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)은 셋팅압의 제 1 값(PS1)까지 상승한다. 이 때, 최고 부하압 라인(35)의 스로틀(17)의 하류측의 최고 부하압(Plmaxa)은 신호압 가변 릴리프 밸브(116)에 의해 PS1-(PGR- $\alpha$ )로 제한되고, 이 최고 부하압(Plmaxa)이 차압 감압 밸브(11)에 유도된다. 차압 감압 밸브(11)로부터 출력된 절대압(Pls)은 목표 보상 차압으로서 압력 보상 밸브(7a~7h)에 유도된다. 이 때, 목표 보상 차압(Pp-Plmaxa)은 0보다 크고 PGR 미만의 값으로 유지되므로, 압력 보상 밸브(7a~7h)가 전폐되지 않아, 이 상태에서 다른 액추에이터를 복합 동작시킬 수 있다.
- [0074] 또한, 신호압 가변 릴리프 밸브(116)의 수압부(16b)에는 원동기 회전수 검출 밸브(13)에 의해 출력되어 목표 LS 차압이 되는 절대압(PGR)이 유도된다. 이 때문에, 어떠한 원동기 회전수의 경우에도 신호압 가변 릴리프 밸브(116)에 의해 최고 부하압(Plmaxa)이 PS1-(PGR- $\alpha$ )로 제한되므로, 원동기(1)의 회전수에 관계없이, 양호한 복합 조작성을 얻을 수 있다.
- [0075] 한편, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 적어도 1개가 조작되어, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상이 되었을 때에는, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)에 의해 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이 제 1 값(PS1)으로부터 제 2 값(PS2)으로 증가한다.
- [0076] 도 5의 우측 (b)는, 도 4에 나타내는 비교예에 있어서, 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 적어도 1개가 조작되어, 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상이 되며, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS2)에 도달했을 때의 토출압(Pp)과 신호압 가변 릴리프 밸브(116)에 의해 최대 압력이 제한된 최고 부하압(Plmaxa)과의 관계를 나타내는 도면이다.
- [0077] 주행 모터(3f, 3g)가 장애물이나 오르막 주행면의 경사 등의 영향으로 회전이 정지된 경우, 도 5의 우측 (b)에 나타내는 바와 같이, 주행 조작 레버의 입력에 따른 주행 모터(3f, 3g)의 부하압이 상승하여, 메인 펌프(2)의

토출압(Pp)이 PS2까지 일단 상승한다.

[0078] 그러나, 일방에 있어서, 상기한 바와 같이, 신호압 가변 릴리프 밸브(116)에 의해 최고 부하압(Plmaxa)은 PS1-(PGR-a)로 제한되므로, 차압 감압 밸브(11)로부터 출력되는 절대압(Pls)(Pp-Plmaxa)은 PGR+(PS2-PS1)-a가 된다. PS2-PS1=ΔPt1이며, 통상, ΔPt1은 목표 LS 차압인 PGR보다 큰 값으로 설정된다. 이 때문에 절대압(Pls)은 목표 LS 차압(PGR)보다 커져 버린다.

[0079] 메인 펌프(2) 레귤레이터(12)에 설치된 LS 제어 밸브(12b)의 도 4 중 좌단에 PGR이, 도 4 중 우단에 Pls가 각각 유도되고 있으므로, Pls>PGR인 경우에는, LS 제어 밸브(12b)는 도 4 중에서 좌측 방향으로 눌려 우측의 위치로 전환되며, 파일럿 릴리프 밸브(32)에 의해 일정한 값으로 유지된 파일럿 1차압이 LS 제어 밸브(12b)를 개재하여 LS 제어 피스톤(12c)에 유도되고, LS 제어 피스톤(12c)에 의해 메인 펌프(2)의 틸팅을 작게 한다. 메인 펌프(2)의 틸팅 감소는, Pls가 PGR과 동등해질 때까지 계속된다. 그 결과, 도 5의 (b)에 나타내는 바와 같이, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)은 PS1+a 까지 저하되어 유지된다.

[0080] 즉, 주행 모터(3f, 3g)의 부하압이 주행 조작 시의 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압인 PS2까지 상승하지 않는 것이 되어, 메인 릴리프 밸브(14)를 가변으로 하도록 하고 있음에도 불구하고, 필요한 주행 모터(3f, 3g)의 출력 토크가 얻어지지 않는다는 문제가 발생한다.

[0081] ~동작~

[0082] 이어서, 도 1에 나타낸 본 실시 형태의 동작을 설명한다.

[0083] 우선, 원동기(1)에 의해 구동되는 고정 용량형의 파일럿 펌프(30)로부터 토출된 압유는, 압유 공급로(31a)에 공급된다. 압유 공급로(31a)에는 원동기 회전수 검출 밸브(13)가 접속되어 있고, 원동기 회전수 검출 밸브(13)는 유량 검출 밸브(50)와 차압 감압 밸브(51)에 의해 파일럿 펌프(30)의 토출 유량에 따른 유량 검출 밸브(50)의 전후 차압을 절대압(PGR)(목표 LS 차압)으로서 출력한다. 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 하류에는 파일럿 릴리프 밸브(32)가 접속되어 있어, 파일럿 압유 공급로(31b)에 일정한 압력(파일럿 1차압)(Ppi)을 생성하고 있다.

[0084] (a) 모든 조작 장치의 조작 레버가 중립인 경우

[0085] 모든 조작 장치의 조작 레버가 중립인 경우, 메인 릴리프 밸브(14)의 수압부(14b) 및 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 수압부(16c)에는, 주행 조작 검출 회로(70)의 셔틀 밸브(70a, 70b, 70c) 및 신호 압력 라인(36, 36a, 36b)을 개재하여 탱크압이 유도된다. 이 때, 도 2에 나타나 있는 바와 같이, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압은 스프링(14a)으로 설정된 제 1 값(PS1)이며, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압은 스프링(16a)과 수압부(16b)에 의해 설정된 제 3 값(PA1), 즉 PS1-(PGR-a)이 된다.

[0086] 또한, 모든 조작 장치의 조작 레버가 중립이므로, 모든 유량 제어 밸브(6a~6h)가 중립 위치가 된다. 모든 유량 제어 밸브(6a~6h)가 중립 위치이므로, 최고 부하압 검출 회로(9)는, 최고 부하압(Plmax)으로서 탱크압을 검출한다. 이 최고 부하압(Plmax)은 언로드 밸브(15)에 유도된다.

[0087] 언로드 밸브(15)에 최고 부하압(Plmax)으로서 탱크압이 유도되므로, 탱크압이 0이라고 가정하면, 언로드 밸브(15)의 셋팅압은, 수압부(15a)에 인가되는 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 출력압(PGR)(목표 LS 차압)과 스프링(15b)의 가압력의 압력 환산값을 가산한 값이며, 압유 공급로(5)의 압력(Pp)은, 그 셋팅압에 의해, 목표 LS 차압(PGR)에 스프링(15b)의 가압력의 압력 환산값을 가산한 압력으로 유지된다(Pp>PGR).

[0088] 또한, 최고 부하압(Plmax)은 스로틀(17)을 개재하여 스로틀(17)의 하류측에 유도되고, 스로틀(17)의 하류측의 최고 부하압(Plmaxa)이 차압 감압 밸브(11)와 신호압 가변 릴리프 밸브(16)에 유도된다. 상기한 바와 같이, 이 때의 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압은 PS1-(PGR-a)이며, 탱크압으로 유지되고 있는 Plmax보다 매우 높으므로, Plmax는 신호압 가변 릴리프 밸브(16)에 의해 제한되지 않고, Plmaxa=Plmax가 된다.

[0089] 차압 감압 밸브(11)는 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)과 최고 부하압(Plmaxa(=Plmax))의 차압(Pp-Plmaxa)을 절대압(Pls)으로서 출력한다.

[0090] 모든 조작 장치의 조작 레버가 중립인 경우에는, 상기한 바와 같이 Plmaxa(=Plmax)는 탱크압이기 때문에, 탱크 압이 0이라고 가정하면, Pls=Pp-Plmaxa=Pp>PGR의 관계가 성립하고 있다.

[0091] 차압 감압 밸브(11)로부터 출력된 절대압(Pls)은 피드백 LS 차압으로서 레귤레이터(12)의 LS 제어 밸브(12b)에 유도된다. LS 제어 밸브(12b)는, Pls와 PGR을 비교하여, Pls>PGR이므로, LS 제어 밸브(12b)는 도 1에서 좌측 방향으로 눌려 우측의 위치로 전환되고, 파일럿 릴리프 밸브(32)에 의해 생성되는 일정한 파일럿 1차압(Ppi)을

LS 제어 피스톤(12c)에 유도한다. LS 제어 피스톤(12c)에 일정한 파일럿 1차압(Ppi)이 유도되므로, 메인 펌프(2)의 용량(유량)은 최소로 유지된다.

[0092] (b) 주행 이외의 조작 장치의 조작 레버를 입력한 경우

주행 이외의 조작 장치의 조작 레버를 입력한 경우, 메인 릴리프 밸브(14)의 수압부(14b) 및 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 수압부(16c)에는, (a)의 경우와 마찬가지로, 주행 조작 검출 회로(70)의 셔틀 밸브(70a, 70b, 70c) 및 신호 압력 라인(36, 36a, 36b)을 개재하여 탱크압이 유도된다. 이 때, 도 2에 나타나 있는 바와 같이, 메인 릴리프 밸브(14)의 세팅압은 스프링(14a)으로 설정된 제 1 값(PS1)이며, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 세팅압은 스프링(16a)과 수압부(16b)에 의해 설정된 제 3 값(PA1), 즉 PS1-(PGR- a)이 된다.

[0094] 주행 이외의 조작 장치의 조작 레버, 예를 들면 블 조작 레버를 입력한 경우를 생각한다.

블 조작 레버를 블 실린더(3a)가 신장되는 방향, 즉 블 상승 방향으로 입력하면, 블용의 파일럿 밸브 유닛(60a)에 의해 블 상승의 조작 파일럿압(a1)이 출력되어, 유량 제어 밸브(6a)가 도 1에서 우측 방향으로 전환된다. 유량 제어 밸브(6a)가 중립 위치로부터 전환되면, 블 실린더(3a)에 압유가 공급됨과 함께, 블 실린더(3a)의 부하압이 유량 제어 밸브(6a)의 부하 포트를 개재하여 셔틀 밸브(9a, 9b, 9c, 9d, 9e, 9f, 9g)를 포함하는 최고 부하압 검출 회로(9)에 의해 최고 부하압(Plmax)으로서 검출되고, 이 최고 부하압(Plmax)이 언로드 밸브(15)에 유도됨과 함께, 스로틀(17)의 하류측에 유도되며, 스로틀(17)의 하류측에 있어서 최고 부하압(Plmaxa)이 차압 감압 밸브(11)와 신호압 가변 릴리프 밸브(16)에 유도된다.

[0096] 최고 부하압(Plmax)이 언로드 밸브(15)에 유도됨으로써, 언로드 밸브(15)의 세팅압은, 수압부(15a)에 인가되는 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 출력압(PGR)(목표 LS 차압)과 스프링(15b)의 가압력의 압력 환산값과 최고 부하압(Plmax)(블 실린더(3a)의 보텀측의 부하압)을 가산한 압력(PGR+스프링(15b)의 가압력의 압력 환산값+Plmax)으로 상승하여, 압유 공급로(5)의 압유를 탱크로 배출하는 유로를 차단한다.

[0097] 한편, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 세팅압은 상기한 바와 같이 PS1-(PGR- a)이며, 스로틀(17)의 하류측에 있어서의 최고 부하압(Plmaxa)의 최대 압력은 PS1-(PGR- a)로 제한된다.

[0098] 차압 감압 밸브(11)는, 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)과 최고 부하압(Plmaxa)의 차압(Pp-Plmaxa)을 절대압(Pls)으로서 출력하고, 이 절대압(Pls)은 퍼드백 LS 차압으로서 레귤레이터(12)의 LS 제어 밸브(12b)에 유도된다. LS 제어 밸브(12b)는, Pls와 PGR을 비교한다.

[0099] 블 상승의 조작 레버를 입력한 직후에는, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)은 블 실린더(3a)의 부하압에 비해 낮기 때문에( $Pp < Plmax$ ), 차압 감압 밸브(11)로부터 출력되는 절대압(퍼드백 LS 차압)(Pls)은  $Pls = Pp - Plmaxa < PGR$ 이 된다.

[0100] 레귤레이터(12)의 LS 제어 밸브(12b)는,  $Pls < PGR$ 이기 때문에, 도 1에서 우측 방향으로 눌려 좌측의 위치로 전환되고, LS 제어 피스톤(12c)의 압유를 탱크에 방출하여, 메인 펌프(2)의 텔팅(용량)을 증가시킨다. 메인 펌프(2)의 텔팅 증가는,  $Pls = PGR$ , 즉  $Pp = Plmaxa + PGR$ 가 될 때까지 계속된다.

[0101] 메인 펌프(2)로부터 압유 공급로(5)에 토출된 압유는, 압력 보상 밸브(7a), 유량 제어 밸브(6a)를 개재하여 블 실린더(3a)의 보텀측으로 공급되어, 블 실린더(3a)를 신장시킨다. 블 실린더(3a)가 신장되어 스트로크 엔드에 도달하면, 블 실린더(3a)의 부하압 및 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)은, 메인 릴리프 밸브(14)의 세팅압(PS1)까지 상승한다.

[0102] 도 6의 좌측 (a)는, 주행 이외의 조작 장치의 조작 레버를 입력하고, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 메인 릴리프 밸브(14)의 세팅압(PS1)에 도달했을 때의 토출압(Pp)과 신호압 가변 릴리프 밸브(16)에 의해 최대 압력이 제한된 최고 부하압(Plmaxa)과의 관계를 나타내는 도면이다.

[0103] 도 6의 좌측 (a)에 나타내는 바와 같이, 메인 릴리프 밸브(14)의 세팅압이 PS1이기 때문에, 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)은 PS1까지 상승한다.

[0104] 한편, 스로틀(17)의 하류측에 있어서의 최고 부하압(Plmaxa)은, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 세팅압이 PS1-(PGR- a)이기 때문에, 그 세팅압(PS1-(PGR- a))으로 제한된다. 그 결과, 차압 감압 밸브(11)로부터 출력되는 절대압(Pls)은,

$$Pls = Pp - Plmaxa = PS1 - (PS1 - (PGR - a)) = PGR - a$$

- [0106] 가 된다. 여기서,  $\alpha$ 는 상기한 바와 같이 0보다 크고 PGR 미만의 값이므로,
- [0107]  $0 < P_{ls} < P_{GR}$
- [0108] 이 된다.
- [0109] 이로써 룸 실린더(3a)가 스트로크 엔드에 도달하여 그 부하압이 메인 털리프 밸브(14)의 셋팅압(PS1)에 도달한 경우에 있어서도, 피드백 LS 차압( $P_{ls}$ )이 0이 되는 경우가 없기 때문에, 압력 보상 밸브(7a~7h)가 전폐되지 않고, 그 상태에서 그 밖의 액추에이터를 복합 조작하고 있는 경우에도, 다른 액추에이터가 동작을 정지하는 경우가 없다.
- [0110] 또한, 신호압 가변 털리프 밸브(16)의 수압부(16b)에는 원동기 회전수 검출 밸브(13)에 의해 출력되어 목표 LS 차압이 되는 절대압(PGR)이 유도되고, 목표 LS 차압(PGR)이 작아짐에 따라 신호압 가변 털리프 밸브(16)의 셋팅 압의 제 3 값(PA1) 및 제 4 값(PA2)이 커져 차압 감압 밸브(11)로부터 출력되는 절대압( $P_{ls}$ )(메인 펌프(2)의 토출압(Pp)과 스로틀(17)의 하류측에 있어서의 최고 부하압( $P_{lmaxa}$ )의 차압)이 작아진다. 이 때문에, 원동기 회전수의 변화로 목표 LS 차압(PGR)이 어떠한 값으로 변화되었다고 해도, 신호압 가변 털리프 밸브(16)에 의해 최고 부하압( $P_{lmaxa}$ )의 최대 압력이 PS1-(PGR- $\alpha$ )로 제한되고, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)과 스로틀(17)의 하류측에 있어서의 최고 부하압( $P_{lmaxa}$ )의 차압( $P_{ls}$ )은 목표 LS 차압(PGR)에 따라 변화되므로, 원동기(1)의 회전수에 관계없이, 양호한 복합 조작성을 얻을 수 있다.
- [0111] (c) 주행 조작 장치의 조작 레버를 입력한 경우
- [0112] 주행용의 조작 장치(124a, 124b) 중 어느 것 혹은 양방의 조작 레버를 입력한 경우, 주행 조작 검출 회로(70)의 셔틀 밸브(70a, 70b, 70c)에 의해 고압 선택되어, 메인 털리프 밸브(14)의 수압부(14b)와 신호압 가변 털리프 밸브(16)의 수압부(16c)에 유도된 주행 조작 신호 압력( $P_{tpi}$ )이 임계값( $P_{tr}$ ) 이상이 되면, 도 2에 나타나 있는 바와 같이, 메인 털리프 밸브(14)의 셋팅압은, 스프링(14a)으로 설정된 제 1 액추에이터(PS1)에 수압부(14b)의 주행 조작 신호 압력( $P_{tpi}$ )에 의해 설정된 값( $\Delta P_t$ )을 가산한 PS2로 증가하고, 신호압 가변 털리프 밸브(16)의 셋팅압은, 스프링(16a)과 수압부(16b)로 설정된 제 3 값(PA1)에 수압부(16c)의 주행 조작 신호 압력( $P_{tpi}$ )에 의해 설정된 값( $\Delta P_t$ )을 가산한 PA2, 즉  $PS2 + \alpha - PGR$ 로 증가한다.
- [0113] 여기서, 주행용 조작 장치(124a)의 좌측 주행 파일럿 밸브 유닛(60f)의 도면 중 좌측의 파일럿 밸브(감압 밸브)가 조작된 경우를 생각한다. 파일럿 밸브의 조작 파일럿압(f1)이, 유량 제어 밸브(6f)의 도 1에서 좌측에 유도되므로, 유량 제어 밸브(6f)가 우측 방향으로 눌려 좌측의 위치로 전환된다. 이로써 좌측 주행 모터(3f)의 도 1에서 좌측의 포트에 압유가 공급됨과 함께, 좌측 주행 모터(3f)의 부하압이 유량 제어 밸브(6f)의 부하 포트, 셔틀 밸브(9e, 9f, 9g)를 경유하여 최고 부하압( $P_{lmax}$ )으로서 검출되고, 이 최고 부하압( $P_{lmax}$ )이 언로드 밸브(15)에 유도됨과 함께, 스로틀(17)을 개재하여 스로틀(17)의 하류측에 유도되고, 최고 부하압( $P_{lmaxa}$ )으로서 차압 감압 밸브(11)와 신호압 가변 털리프 밸브(16)에 유도된다.
- [0114] 최고 부하압( $P_{lmax}$ )이 언로드 밸브(15)에 유도됨으로써, 언로드 밸브(15)의 셋팅압은, 수압부(15a)에 인가되는 원동기 회전수 검출 밸브(13)의 출력압(PGR)(목표 LS 차압)과 스프링(15b)의 가압력의 압력 환산값과 최고 부하압( $P_{lmax}$ )(좌측 주행 모터(3f)의 부하압)을 가산한 압력( $PGR + 스프링(15b)$ 의 가압력의 압력 환산값+ $P_{lmax}$ )으로서 상승하고, 압유 공급로(5)의 압유를 탱크로 배출하는 유로를 차단한다.
- [0115] 한편, 주행 조작 신호 압력( $P_{tpi}$ )이 임계값( $P_{tr}$ ) 이상인 경우에는, 신호압 가변 털리프 밸브(16)의 셋팅압은 상기한 바와 같이  $PS2 - (PGR - \alpha)$ 이며, 스로틀(17)의 하류측에 있어서의 최고 부하압( $P_{lmaxa}$ )의 최대 압력이  $PS2 - (PGR - \alpha)$ 로 제한된다.
- [0116] 차압 감압 밸브(11)는, 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)과 스로틀(17)의 하류측에 있어서의 최고 부하압( $P_{lmaxa}$ )의 차압( $Pp - P_{lmaxa}$ )을 절대압( $P_{ls}$ )으로서 출력하고, 이 절대압( $P_{ls}$ )은 피드백 LS 차압으로서 레귤레이터(12)의 LS 제어 밸브(12b)에 유도된다.
- [0117] LS 제어 밸브(12b)는, (b)의 경우와 같이,  $P_{ls}$ 와 PGR를 비교하여,  $P_{ls}$ 가 PGR과 동등해지도록 메인 펌프(2)의 털팅을 제어한다. 메인 펌프(2)로부터 압유 공급로(5)에 토출된 압유는, 압력 보상 밸브(7f), 유량 제어 밸브(6f)를 개재하여 좌측 주행 모터(3f)에 공급되어, 좌측 주행 모터(3f)를 회전시킨다.
- [0118] 여기서, 좌측 주행 모터(3f)의 부하압이 장애물이나 오르막 주행면의 경사 등에 의해 증가하여, 회전이 정지되면, 좌측 주행 모터(3f)의 부하압 및 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)이 상승하여, 주행 조작 신호 압력( $P_{tpi}$ )이 임계값( $P_{tr}$ ) 이상인 경우에는, 도 2에 나타나 있는 바와 같이 메인 털리프 밸브(14)의 셋

팅압이 PS2가 되기 때문에, 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)은 PS2까지 상승한다.

[0119] 도 6의 우측 (b)는, 주행 조작 장치의 조작 레버를 입력하고 또한 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상이며, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS2)에 도달했을 때의 토출압(Pp)과 신호 압 가변 릴리프 밸브(16)에 의해 최대 압력이 제한된 최고 부하압(Plmaxa)과의 관계를 나타내는 도면이다.

[0120] 도 6의 우측 (b)에 나타내는 바와 같이, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이 PS2이기 때문에, 압유 공급로(5)의 압력(메인 펌프(2)의 토출압)(Pp)은 PS2까지 상승한다.

[0121] 한편, 스로틀(17)의 하류측에 있어서의 최고 부하압(Plmaxa)은, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압이 PS2-(PGR-a)이기 때문에, 그 셋팅압(PS2-(PGR-a))으로 제한된다. 그 결과, 차압 감압 밸브(11)로부터 출력되는 절대압(Pls)은,

$$Pls = Pp - Plmaxa = PS2 - (PS1 - (PGR-a)) = PGR - a$$

[0123] 가 된다. 여기서, a는 상기한 바와 같이 0보다 크고 PGR 미만의 값이므로,

$$0 < Pls < PGR$$

[0125] 이 된다.

[0126] 례글레이터(12)의 LS 제어 밸브(12b)는, Pls < PGR이기 때문에, 도 1에서 우측 방향으로 눌려 좌측의 위치로 전환되고, LS 제어 피스톤(12c)의 압유를 탱크에 방출하여, 메인 펌프(2)의 틸팅(용량)을 증가시킨다. 메인 펌프(2)의 틸팅 증가는, Pls = PGR, 즉 Pp = Plmaxa + PGR가 될 때까지 계속된다.

[0127] 즉, 좌측 주행 모터(3f)의 부하압이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS2)에 도달하려고 한 경우에, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 작용에 의해 최고 부하압(Plmaxa)이 PS2-(PGR-a)로 제한되고, 피드백 LS 차압(Pls)이 PGR-a가 되(Pls가 도 4에 나타낸 비교예와 같이 PGR보다 커지지 않으므로), 메인 펌프(2)의 토출압(좌측 주행 모터(3f)의 부하압)은 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS2)까지 상승하여 비교예와 같이 메인 펌프(2)의 로드 센싱 제어가 원인으로 좌측 주행 모터(3f)의 부하압이 PS2에 도달하지 않는 경우는 없다.

[0128] 또한, 좌측 주행 모터(3f)의 부하압이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS2)에 도달한 경우에, 차압 감압 밸브(11)로부터 목표 보상 차압으로서 출력되는 절대압(Pls)이 0이 되지 않으므로, 그 상태에서 다른 액추에이터를 복합 조작하고 있는 경우에도, 그 밖의 액추에이터가 동작을 정지하는 경우가 없다.

[0129] 또한, 상기 (b)의 주행 이외의 조작 장치의 조작 레버를 입력한 경우와 같이, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 수압부(16b)에는 원동기 회전수 검출 밸브(13)에 의해 출력되어 목표 LS 차압이 되는 절대압(PGR)이 유도되고 있기 때문에, 원동기 회전수의 변화로 목표 LS 차압(PGR)이 어떠한 값으로 변화되었다고 해도, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)에 의해 최고 부하압(Plmaxa)의 최대 압력이 목표 LS 차압(PGR)에 따라 제한되므로, 원동기(1)의 회전수에 관계없이, 양호한 복합 조작성을 얻을 수 있다.

[0130] 또한, 본 실시 형태에서는, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압이 제 3 값(PA1)으로부터 제 4 값(PA2)으로 증가할 때, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이 제 1 값(PS1)으로부터 제 2 값(PS2)으로 증가하는 값( $\Delta Pt1$ )과 동일한 값( $\Delta Pt2$ )만큼 셋팅압이 증가한다. 이로써 주행 모터(3f, 3g) 이외의 액추에이터를 구동하고 있는 상태로부터 주행 모터(3f, 3g)를 동시에 구동하는 복합 조작으로 이행하고 또한 주행 모터(3f, 3g)의 부하압이 상승하여 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)까지 상승할 때, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)과 최고 부하압(Plmaxa)의 차압은 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 PS2까지 상승하는 전후에 있어서 동일한 값으로 유지된다. 이 때문에 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 PS2까지 상승하는 전후에 있어서, 압력 보상 밸브(7a~7h)의 목표 보상 차압이 변화되지 않고, 주행 모터(3f, 3g) 이외의 액추에이터의 동작 속도가 변화되지 않아, 양호한 복합 조작성이 얻어진다.

[0131] ~효과~

[0132] 이상과 같이 본 실시 형태에 있어서는, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)는 폐쇄 방향 작동측에 제 2 수압부(16c)를 가지고, 제 2 수압부(16c)가 인가되는 주행 조작 신호 압력(Ptpi)이 임계값(Ptr) 이상이 되면, 메인 릴리프 밸브(16)의 셋팅압이 PS1로부터 PS2로 증가하는데 맞춰 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압이 PA1로부터 PA2(=PS2-(PGR-a))로 증가한다. 이에 따라, 좌측 주행 모터(3f)의 부하압이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압(PS2)에 도달하려고 한 경우에, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 작용에 의해 Pls < PGR의 관계가 얻어지기 때문에, 도 6의 (b)에 나타내는 바와 같이 로드 센싱 제어로 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)을 PS2까지 상승시킬 수

있고, 주행 시에 주행 모터(3f, 3g)의 필요한 출력 토크를 확보하여, 주파성을 향상시킬 수 있다.

[0133] 또한, 좌측 주행 모터(3f)의 부하압이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)에 도달한 경우에 있어서도, 차압 감압 밸브(11)로부터 목표 보상 차압으로서 출력되는 절대압(P1s)이 0이 되지 않으므로, 그 상태에서 다른 액추에이터를 복합 조작하고 있는 경우에도, 그 밖의 액추에이터가 동작을 정지하는 경우가 없어, 양호한 복합 조작성이 유지된다.

[0134] 또한, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 수압부(16b)에는 원동기 회전수 검출 밸브(13)에 의해 출력되어 목표 LS 차압이 되는 절대압(PGR)이 유도되고 있기 때문에, 원동기 회전수의 변화로 목표 LS 차압(PGR)이 어떠한 값으로 변화되었다고 해도, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)에 의해 최고 부하압(Plmaxa)의 최대 압력이 PS1- (PGR-a)로 제한되므로, 원동기(1)의 회전수에 관계없이, 양호한 복합 조작성을 얻을 수 있다.

[0135] 또한, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압이 제 3 값(PA1)으로부터 제 4 값(PA2)으로 증가할 때, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이 제 1 값(PS1)으로부터 제 2 값(PS2)으로 증가하는 값( $\Delta Pt1$ )과 동일한 값( $\Delta Pt2$ )만큼 셋팅압이 증가하기 때문에, 주행 모터(3f, 3g) 이외의 액추에이터를 구동하고 있는 상태로부터 주행 모터(3f, 3g)를 동시에 구동하는 복합 조작으로 이행하고 또한 주행 모터(3f, 3g)의 부하압이 상승하여 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)까지 상승할 때, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)과 최고 부하압(Plmaxa)의 차압은 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 PS2까지 상승하는 전후에 있어서 동일한 값으로 유지된다. 이 때문에 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)이 PS2까지 상승하는 전후에 있어서, 압력 보상 밸브(7a~7h)의 목표 보상 차압이 변화되지 않고, 주행 모터(3f, 3g) 이외의 액추에이터의 동작 속도가 변화되지 않아, 양호한 복합 조작성이 얻어진다.

[0136] ~그 외~

[0137] 이상의 실시 형태에서는, 건설 기계가 유압 셔블이며, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압을 증가시키는 경우에 조작되는 특정의 액추에이터가 주행 모터(3f, 3g)인 경우에 대하여 설명했지만, 특정의 액추에이터는 주행 모터 이외의 액추에이터여도 되고, 1개의 액추에이터여도 복수의 액추에이터여도 된다. 예를 들면, 특정의 액추에이터는 봄 실린더(3a), 아암 실린더(3b), 베켓 실린더(3d) 중 적어도 1개여도 되고, 이러한 액추에이터가 조작되었을 때에 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압을 증가시킴으로써, 예를 들면 굴삭 적하물 작업에 있어서의 굴착력이나 작업 속도를 증대시킬 수 있어, 작업 효율을 향상시킬 수 있다.

[0138] 또한, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압을 증가시킴으로써 구동력을 증대시키는 것이 바람직한 액추에이터를 구비한 건설 기계이면, 유압 주행 크레인 등, 유압 셔블 이외의 건설 기계에 본 발명을 적용해도 된다.

[0139] 또한, 상기 실시 형태에서는, 메인 펌프(2)의 토출압과 최고 부하압(Plmaxa)을 절대압으로서 출력하는 차압 감압 밸브(11)를 설치하고, 그 출력압(P1s)을 압력 보상 밸브(7a~7h)에 유도하여 목표 보상 차압을 설정하고 또한 피드백 차압으로서 LS 제어 밸브(12b)에 유도했지만, 차압 감압 밸브(11)를 설치하지 않고, 메인 펌프(2)의 토출압과 최고 부하압을 각각의 유로에서 압력 제어 밸브(7a~7h)나 LS 제어 밸브(12b)에 유도하도록 해도 된다.

[0140] 또한, 상기 실시 형태에서는, 목표 LS 차압을 원동기 회전수 검출 밸브(13)로부터 출력되는 절대압(PGR)에 의해, 원동기(1)의 회전수에 따라 변화되는 값으로서 설정했지만, 원동기의 회전수에 따라 목표 LS 차압을 변화시킬 필요가 없는 경우에는, 목표 LS 차압은 고정값이어야 된다.

[0141] 또한, 상기 실시 형태에서는, 신호압 가변 릴리프 밸브(16)의 셋팅압이 제 3 값(PA1)으로부터 제 4 값(PA2)으로 증가할 때, 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압이 제 1 값(PS1)으로부터 제 2 값(PS2)으로 증가하는 값( $\Delta Pt1$ )과 동일한 값( $\Delta Pt2$ )만큼 셋팅압이 증가되었지만, 증가 후의 제 4 값(PA2)과 메인 릴리프 밸브(14)의 셋팅압의 제 2 값(PS2)의 차가 목표 LS 차압(PGR)보다 작으면,  $\Delta Pt2$ 는  $\Delta Pt1$ 과 동일한 값이 아니어도 된다. 예를 들면,  $\Delta Pt2$ 를  $\Delta Pt1$ 보다 작게 설정해도 되고, 이 경우에는, 주행 복합 조작으로 이행했을 때, 메인 펌프(2)의 토출압(Pp)과 최고 부하압(Plmaxa)의 차압(P1s)이 작아짐으로써, 주행 속도가 느려져, 주행 복합 조작에서의 안전성을 향상시킬 수 있다.

## 부호의 설명

[0142] 1 원동기

2 메인 펌프(유압 펌프)

3a~3h 액추에이터

3f, 3g 주행 모터(특정의 액추에이터)

4 컨트롤 밸브 유닛

6a~6h 유량 제어 밸브

7a~7h 압력 보상 밸브

9 최고 부하압 검출 회로

12 레귤레이터(펌프 제어 장치)

12c LS 제어 피스톤(용량 제어 액추에이터)

12d 토크 제어 피스톤(용량 제어 액추에이터)

14 메인 릴리프 밸브

14b 메인 릴리프 밸브의 수압부(제 1 수압부)

15 언로드 밸브

16 신호압 가변 릴리프 밸브(신호압 릴리프 밸브)

16c 신호압 가변 릴리프 밸브의 수압부(제 2 수압부)

17 스로틀

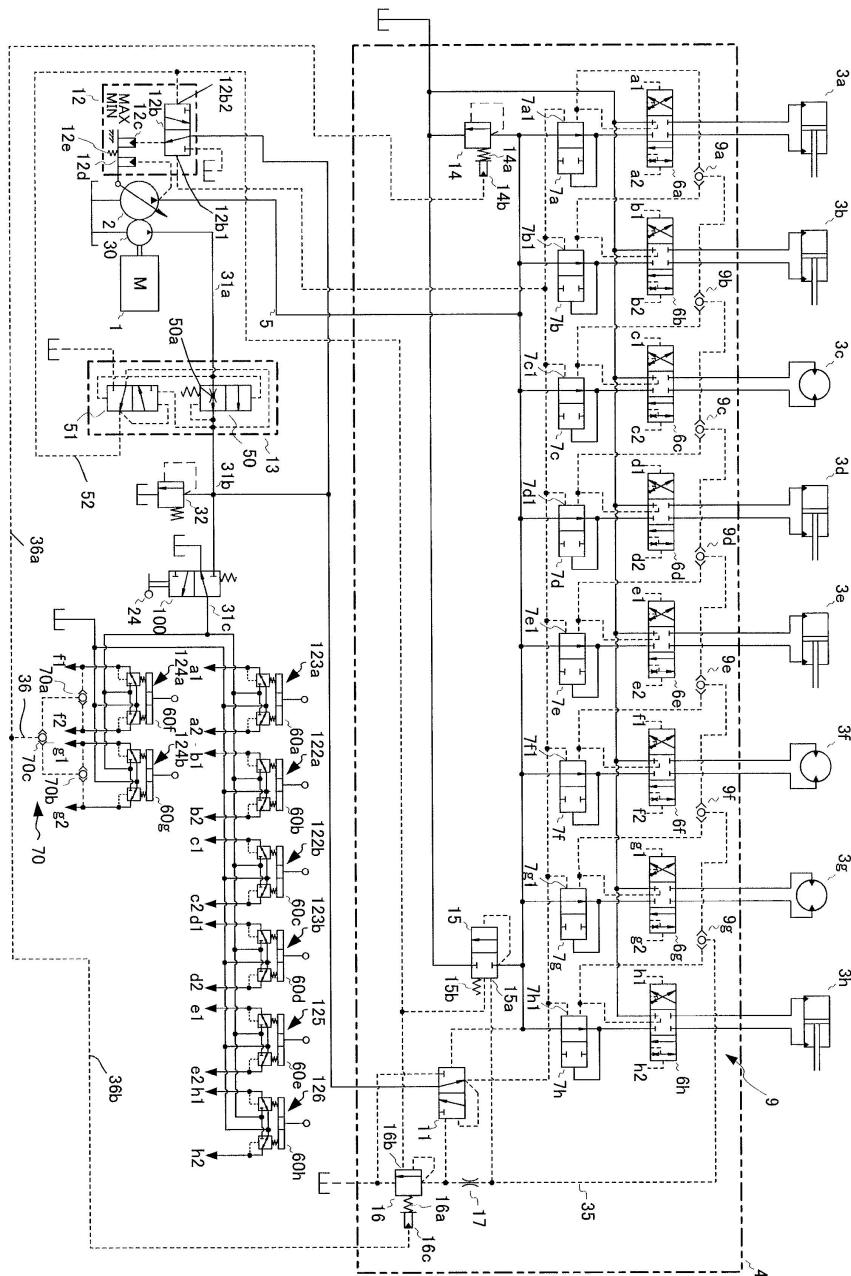
35 최고 부하압 검출 라인

70 주행 조작 검출 회로

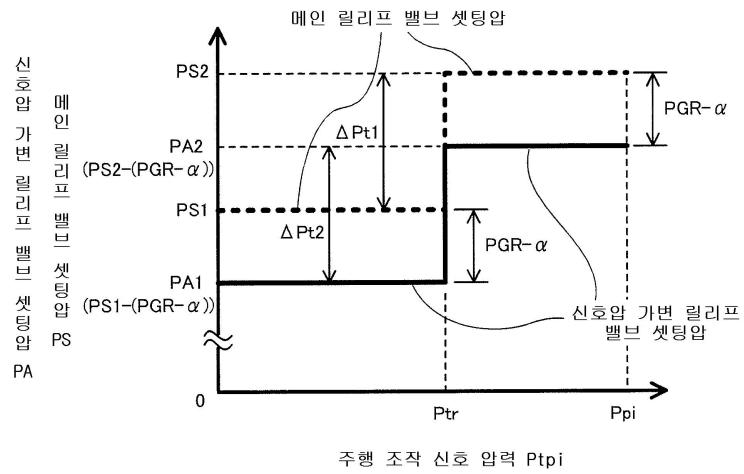
124a, 124b 주행용의 조작 장

도면

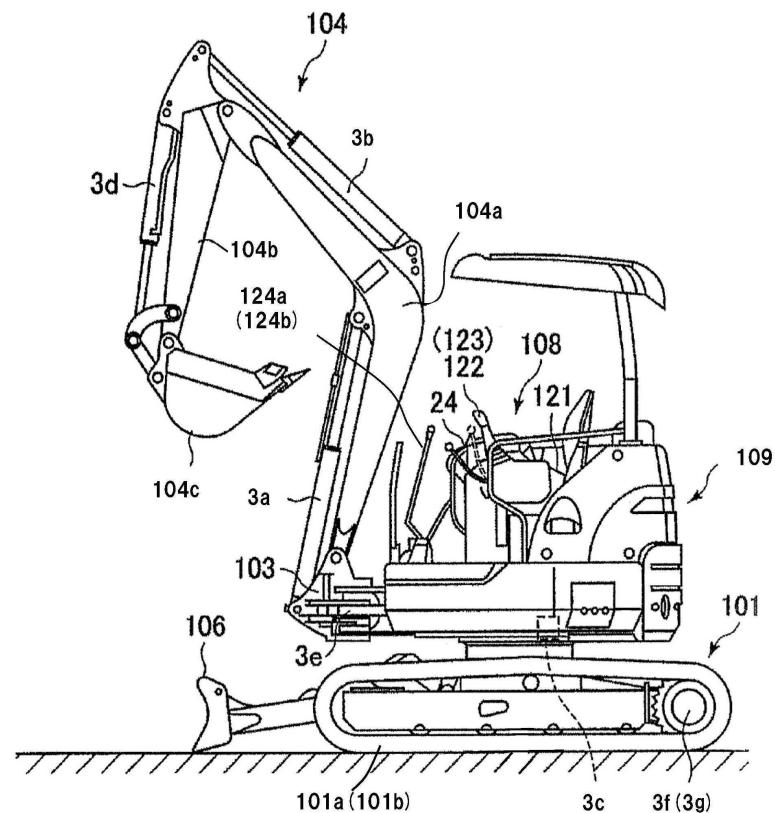
도면1



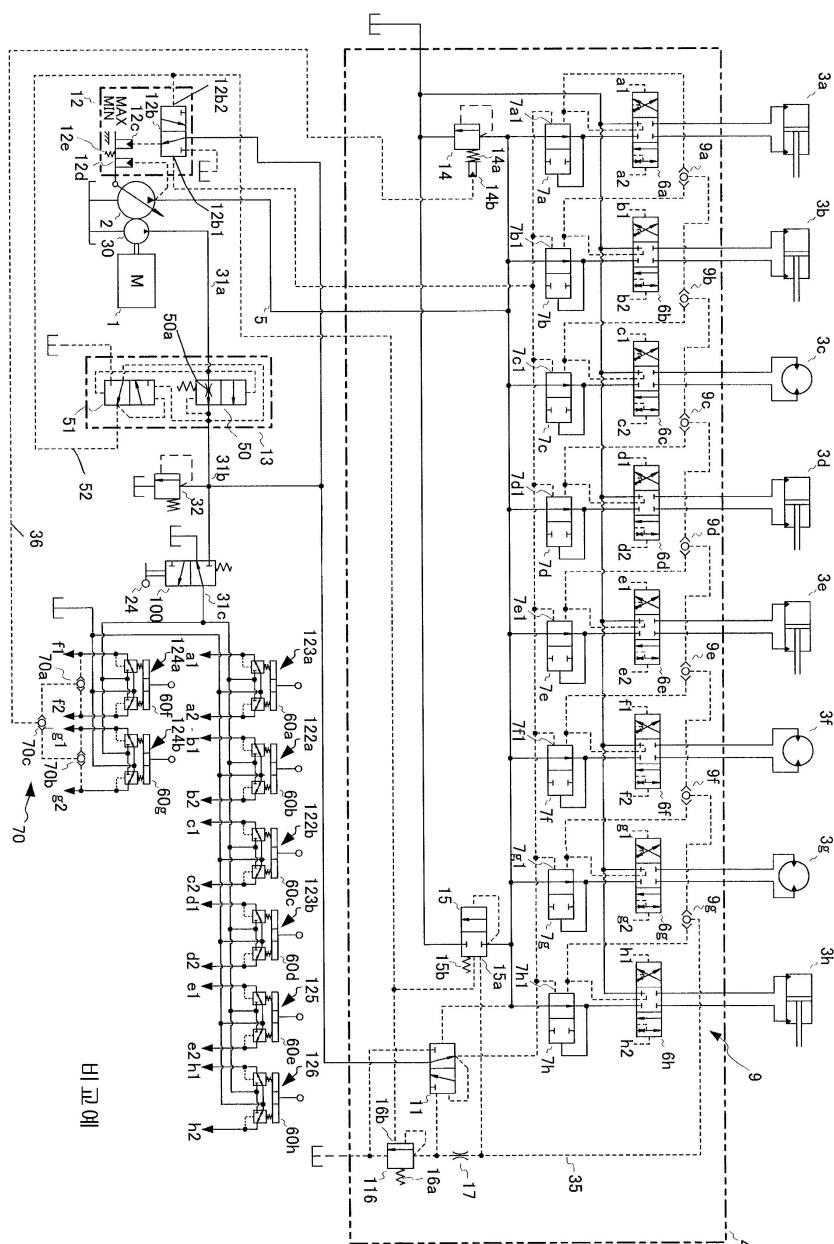
## 도면2



## 도면3



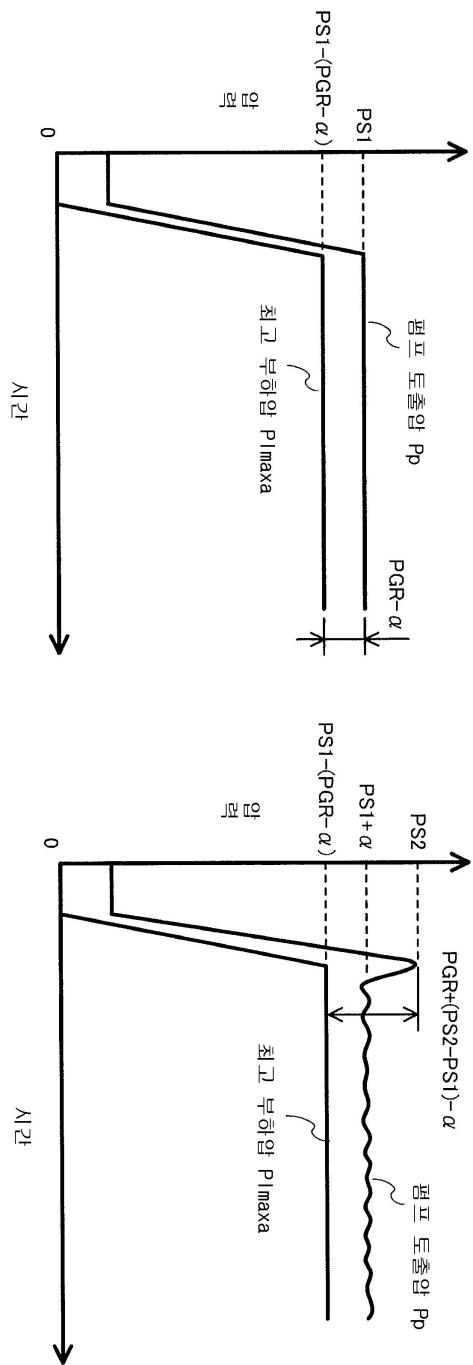
도면4



四四

## 도면5

(a) 주행 이외의 액추에이터 부하압이 릴리프압에 도달한 경우



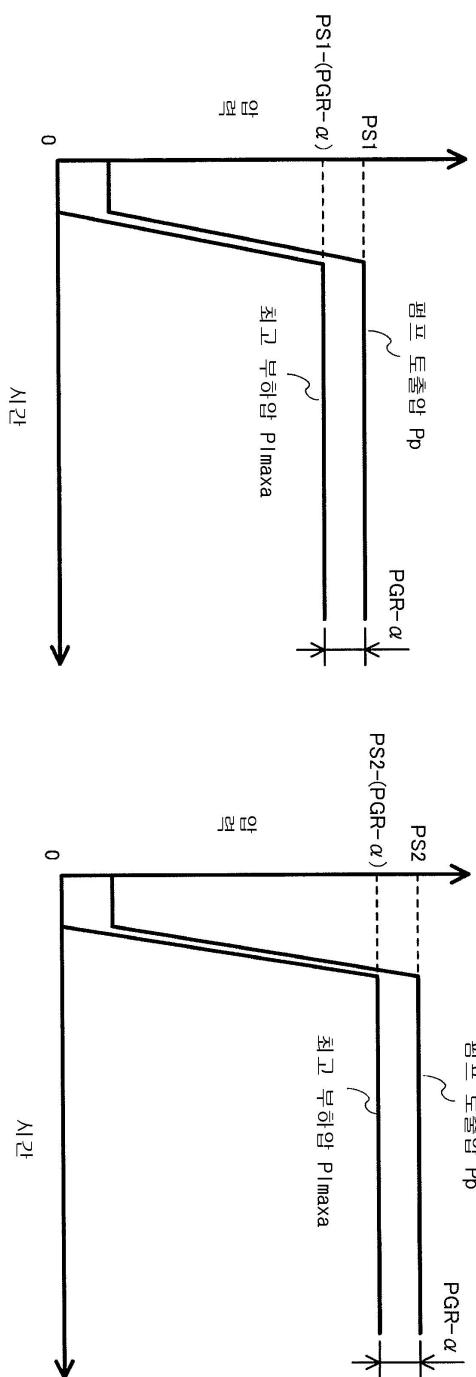
(b) 주행 모터 부하압이 릴리프압에 도달하려고 한 경우

## 비교 예

## 도면6

## 본 발명

(a) 주행 이외의 액축에 이터 부하 압이 릴리프압에 도달한 경우



(b) 주행 모터 부하 압이 릴리프압에 도달한 경우

