



(19) 대한민국특허청(KR)  
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2017-0107050  
(43) 공개일자 2017년09월22일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)  
**F16H 61/00** (2006.01)  
(52) CPC특허분류  
**F16H 61/0031** (2013.01)  
(21) 출원번호 10-2017-7023431  
(22) 출원일자(국제) 2016년01월19일  
심사청구일자 2017년08월22일  
(85) 번역문제출일자 2017년08월22일  
(86) 국제출원번호 PCT/EP2016/050949  
(87) 국제공개번호 WO 2016/116418  
국제공개일자 2016년07월28일  
(30) 우선권주장  
10 2015 201 107.0 2015년01월23일 독일(DE)

(71) 출원인  
폭스바겐 악티엔 게젤샤프트  
독일 38440 볼프스부르크 베를리네르 립 2  
(72) 발명자  
부흐만 르네  
독일 38518 기프호른 루피넨백 19  
기겔 슈테판  
독일 38528 아덴뷔텔 기프호르너 슈트라쎄 20  
로저라이트 테니스  
독일 38100 브라운슈바이크 술로쓰슈트라쎄 6  
(74) 대리인  
양영준, 안국찬

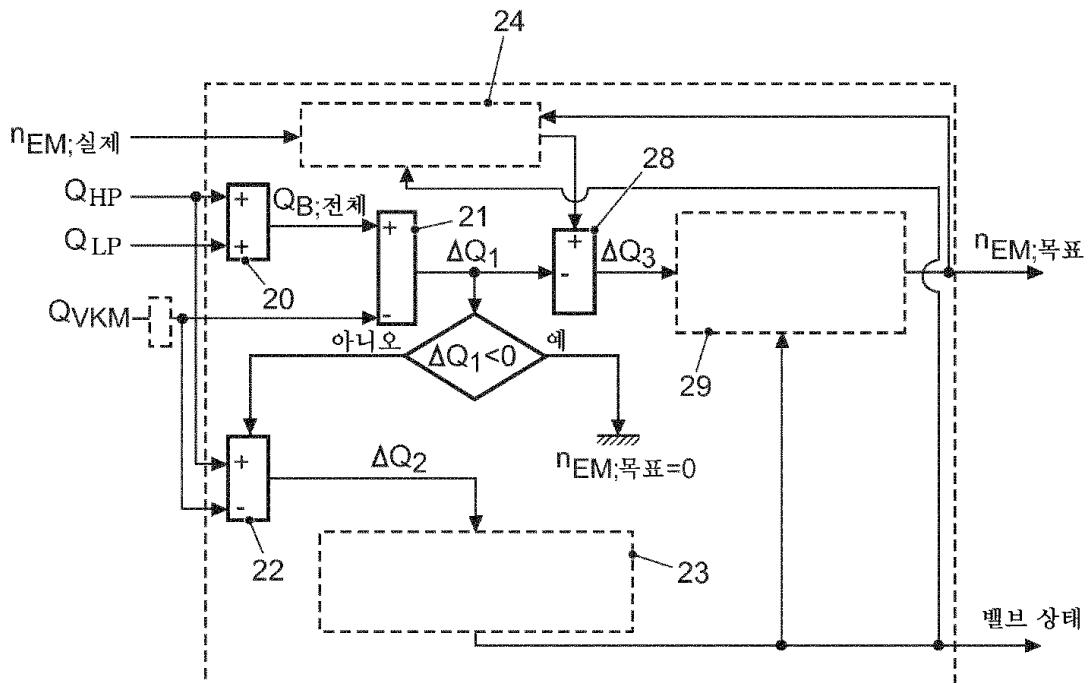
전체 청구항 수 : 총 11 항

(54) 발명의 명칭 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법

### (57) 요약

본 발명은, 자동차 유압 시스템(1)의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법에 관한 것으로, 이 방법에서는 주 오일 펌프(2)가 내연 기관(VKM)에 의해 구동되고, 부 오일 펌프(3)는 전기 모터(4)에 의해 구동되며, 고압 분기(10)에는 적어도 부분적으로 주 오일 펌프(2)에 의해 공급되고, 부 오일 펌프(3)를 이용하여 전환 밸브(18)의 전(뒷면에 계속)

### 대 표 도



환 위치에 따라 상기 고압 분기(10) 또는 저압 분기(11)에 공급되며, 부 오일 펌프(3)는, 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ ) 및 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{\text{VKM}}$ )에 기초하여, 고압 분기(10) 또는 저압 분기(11)로 공급하는 데 이용된다. 요구에 맞는 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어는, 전기 모터(4)의 목표 회전수( $n_{\text{EM,목표}}$ )가 체적 유량 평형( $\Delta Q_3$ ), 전환 밸브(18)의 밸브 상태, 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)에 기반하여 결정됨으로써 가능해지며, 밸브 상태에 따라, 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)가 목표 회전수( $n_{\text{EM,목표}}$ )의 결정에 이용된다.

---

## 명세서

### 청구범위

#### 청구항 1

자동차 유압 시스템(1)의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법이며, 주 오일 펌프(2)가 내연 기관(VKM)에 의해 구동되고, 부 오일 펌프(3)가 전기 모터(4)에 의해 구동되며, 고압 분기(10)에는 적어도 부분적으로 주 오일 펌프(2)에 의해 공급되고, 부 오일 펌프(3)를 이용하여 전환 밸브(18)의 전환 위치에 따라 상기 고압 분기(10) 또는 저압 분기(11)에 공급되며, 부 오일 펌프(3)는, 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ ) 및 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )에 기초하여 고압 분기(10) 또는 저압 분기(11)로 공급하는 데 이용되는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법에 있어서,

전기 모터(4)의 목표 회전수( $n_{EM,\text{목표}}$ )가 체적 유량 평형( $\Delta Q_3$ ), 전환 밸브(18)의 밸브 상태, 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)에 기반하여 결정되며, 밸브 상태에 따라 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)가 목표 회전수( $n_{EM,\text{목표}}$ )의 결정에 이용되는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

#### 청구항 2

제1항에 있어서, 체적 유량 폐회로 제어 편차( $Q_{편차}$ )는 목표 회전수( $n_{EM,\text{목표}}$ ) 및 실제 회전수( $n_{EM,\text{실제}}$ ), 전환 밸브(18)의 밸브 상태, 그리고 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 밸브 특성도(27)에 기반하여 결정되며, 밸브 상태에 따라 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 밸브 특성도(27)가 체적 유량 폐회로 제어 편차( $Q_{편차}$ )를 결정하는 데 이용되는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

#### 청구항 3

제2항에 있어서, 체적 유량 평형( $\Delta Q_3$ )은 체적 유량 폐회로 제어 편차( $Q_{편차}$ )에 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ )와 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )의 차를 가산함으로써 결정되는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

#### 청구항 4

제1항 내지 제3항 중 어느 한 항에 있어서, 주 오일 펌프(2)가 정량 토출 펌프로서 구성되는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

#### 청구항 5

제1항 내지 제3항 중 어느 한 항에 있어서, 주 오일 펌프(2)가 가변 용량형 펌프로서 구성되고, 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ )를 가변 용량형 펌프의 최대 가능 이송 체적 유량( $Q_{VKM, 100\%(n_{VKM})}$ )으로 나누는 나눗셈으로 가변 계수( $f_{\text{가변}}$ )가 계산되며, 상기 가변 계수( $f_{\text{가변}}$ )가 1보다 작은 값을 취하는 경우, 가변 체적 유량( $Q_{VKM, \text{가변}}$ )은 최대 가능 이송 체적 유량( $Q_{VKM, 100\%(n_{VKM})}$ )과 가변 계수( $f_{\text{가변}}$ )의 곱셈으로부터 계산되며, 그 외의 경우에는 최대 가능 이송 체적 유량( $Q_{VKM, 100\%(n_{VKM})}$ )이 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )으로서 사용되는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

#### 청구항 6

제1항 내지 제5항 중 어느 한 항에 있어서, 부 오일 펌프(3)는 정확히, 오직 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )으로만 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ )를 커버할 수는 없으나, 고압 분기(10)의 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )는 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )에 의해 커버될 수 있는 경우에, 저압 분기(11)에 공급하는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

## 청구항 7

제1항 내지 제6항 중 어느 한 항에 있어서, 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )만으로 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ )뿐만 아니라 고압 펌프(10)의 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )도 커버할 수 없는 경우, 부 오일 펌프(3)를 이용하여 고압 분기(10) 대로 이송되는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

## 청구항 8

제1항 내지 제7항 중 어느 한 항에 있어서, 누출을 이용하는 상응하는 시스템 설계를 통해, 저압 분기(11)에 대한 공급이 보장되는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

## 청구항 9

제1항 내지 제8항 중 어느 한 항에 있어서, 내연 기관이 스위치-오프된 주행 상황에서는 부 오일 펌프(3)를 통해 적어도 고압 분기(10)로 공급되며, 출력측에서 함께 회전하는 변속기 또는 클러치(9)의 구성 부품들의 너무 높은 회전수를 방지하기 위해, 자동차 속도에 따라 변속단이 입력 및 해제되거나 사전 선택되는 것을 특징으로 하는, 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법.

## 청구항 10

제1항 내지 제9항 중 어느 한 항에 따른 방법의 실행을 위한 소프트웨어를 포함하는 것을 특징으로 하는 제어기.

## 청구항 11

유압 시스템(1)에 있어서, 제1항 내지 제9항 중 어느 한 항에 따른 방법을 실행하도록 구성된 것을 특징으로 하는 유압 시스템(1).

### 발명의 설명

### 기술 분야

[0001] 본 발명은 자동차 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법에 관한 것이다.

### 배경 기술

[0002] DE 10 2008 040 667 A1호로부터 변속기 장치의 유압 시스템 및 이러한 유형의 유압 시스템의 상응하는 작동 방법이 공지되어 있다. 유압 시스템은 주 오일 펌프 및 부 오일 펌프를 포함한다. 주 오일 펌프는 내연 기관을 이용하여 기능 효율적으로 구동될 수 있다. 부 오일 펌프는 전기 모터에 의해 구동될 수 있다. 유압 시스템은 고압 분기 및 저압 분기를 포함한다. 고압 분기는 1차 회로로, 그리고 저압 분기는 2차 회로로 지정될 수도 있다. 주 오일 펌프는 출력 측에서 1차 회로와 연결된다. 주 오일 펌프는 압력 제한 밸브를 통해 2차 회로와도 연결된다. 부 오일 펌프는 체크 밸브를 통해 주 오일 펌프의 출력 측과 연결된다. 부 오일 펌프는 전환 밸브를 통해 2차 회로와도 연결된다. 부 오일 펌프의 토출측은, 1차 회로 및 2차 회로의 방향으로 차단 가능하고 압력 제한 밸브를 둘러싸는 유압 라인을 통해 2차 회로와 작용 연결될 수 있다. 이러한 유압 라인은 상응하는 전환 밸브를 포함한다. 이 경우, 전환 밸브는 유압 라인을 개방하는 상태 및 유압 라인을 차단하는 상태로 전환될 수 있다. 유압 라인이 전환 밸브에 의해 개방되면, 2차 회로가 부 오일 펌프에 의해 공급된다. 유압 라인이 전환 밸브에 의해 차단되면, 1차 회로가 부 오일 펌프에 의해 공급된다. 전환 밸브는 전기 제어식 솔레노이드 밸브에 의해 파일럿 제어된다. 전환 밸브의 전환 위치에 따라 부 오일 펌프가 고압 분기로 또는 저압 분기로 이송할 수 있다. 유압 시스템의 상응하는 작동 방법에서, 주 오일의 이송 체적이 임계값보다 작을 경우, 부 오일 펌프가 1차 회로로 이송하는 것이 제안된다. 주 오일 펌프의 이송 체적이 상응하는 임계값보다 클 경우에, 전환 밸브는 유압 라인이 개방되어 부 오일 펌프가 2차 회로 또는 저압 분기로 이송하도록 전환된다. 주 오일 펌프는 적어도 1차 압력 회로에 유압 오일을 공급한다. 한 실시예에서, 전환 밸브가 1차 회로의 주 압력에 따라 작동됨으로써, 유압 라인을 개방하는 상태와 유압 라인을 차단하는 상태 간에 전기 구동 없이 가능한 전환 밸브의 스위칭이 달성된다. 이 경우, 전환 밸브는 주 압력이 사전 정의된 임계값과 같거나 더 작은 경우 유압 라인을 차단하고, 주 압력이 임계값보다 큰 경우 유압 라인을 개방하는 구성이 제공될 수 있다. 대안적으로

로, 전환 밸브가 전기 제어 가능한 솔레노이드 밸브에 의해 파일럿 제어될 수 있다.

[0003] EP 1 861 637 B1호로부터 자동차 유압 시스템 및 이러한 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어 방법이 공지되어 있다. 자동차에는 스타트/스톱 기능 및 하이브리드 구동 시스템이 장착되어 있다. 유압 시스템은 주 오일 펌프 및 부 오일 펌프를 포함한다. 주 오일 펌프는 내연 기관에 의해 구동될 수 있으며, 부 펌프는 전기 모터에 의해 구동될 수 있다. 유압 시스템은 주 압력 분기 및 저압 분기를 포함한다. 주 오일 펌프는 주 압력 밸브에 의한 주 압력 및 저압의 설정을 위해 오일 압력을 제공한다. 저압 분기에는 변속기 윤활부 및 기동 요소 냉각부가 할당된다. 주 압력 분기와 저압 분기 사이에 주 압력 밸브가 배치되며, 상기 주 압력 밸브를 이용하여, 주 오일 펌프에 의해 생성된 오일 압력이 주 압력 분기로의 공급을 위한 주 압력 및 저압 분기로의 공급을 위한 저압으로 설정될 수 있다. 연결 라인이 주 압력 밸브의 저압 출력부와 저압 분기를 서로 연결한다. 주 압력 분기와 연결 라인 사이의 추가 라인 내에 체크 밸브가 배치되며, 이 체크 밸브는 저압 분기로의 오일 유입은 방지하면서 주 압력 분기로의 저압 오일의 유입은 가능케 한다. 저압 분기 내에는 전환 밸브가 배치된다. 전환 밸브로부터 하나의 오일 라인은 변속기 윤활부의 요소로 안내되고, 또 다른 오일 라인은 기동 냉각부의 요소로 안내된다. 자동 변속기 및/또는 기동 요소의 유압 제어 장치들의 현재의 그리고/또는 임박한 오일량 요구를 검출하는 오일량 요구 검출 요소가 제공된다. 이 경우, 주 오일 펌프의 현재 오일 펌프 출력이 결정된다. 오일량 요구 및 주 오일 펌프의 오일 펌프 출력으로부터 오일량 추가 요구가 산출된다. 유압 시스템의 한 작동 모드에서는, 주 오일 펌프가 정지되어 있고 부 오일 펌프가 작동된다. 이때, 전환 밸브는, 변속기의 윤활유 공급부와, 기동 요소 또는 상응하는 클러치의 냉각유 공급부가 전기 구동식 부 오일 펌프를 통해 적어도 대부분 차단되도록 작동된다. 이 경우, 전기 구동식 부 오일 펌프가 이러한 오일 압력을 생성함으로써, 상기 오일 압력이 자동 변속기의 시프팅 요소를 위한 압력 조절기로 안내되며, 시프팅 요소는 사전 충전 상태로 유지되거나 사전 충전될 수 있다. 제1 작동 모드에서는, 주행 엔진이 꺼진 경우에도, 즉, 내연 기관이 스위치-오프된 경우에도, 사전 충전을 위한 충분한 오일 압력 공급이 보장되기 때문에, 주행 엔진의 기동 후에, 출발이 경우에 따라 빠르게 실행될 수 있는 것이 보장된다. 주 압력 밸브가 폐쇄되거나, 체크 밸브가 주 오일 펌프와 주 압력 밸브 사이에서 차단 위치에 있거나, 주 오일 펌프가 자체적으로 충분한 차단 효과를 발생시킴으로써, 공통 오일 저장기로의 주 압력 밸브를 통한 역류가 방지된다. 제2 작동 모드에서는, 유압 시스템이 주 오일 펌프로서도, 그리고 부 오일 펌프로서도 구동된다. 전환 밸브는 실질적으로 기동 요소의 냉각유 공급을 위해 개방된다. 주 압력 밸브는, 변속기의 시프팅 요소의 시프팅을 위해 충분히 높은 시프팅 압력이 압력 조절기에 인가되도록 설정된다. 주 압력 밸브를 통해, 전환 밸브로의 오일 유동이 안내되며, 이러한 오일 유동의 압력은 압력 조절기로 안내되는 압력보다 낮다. 전기 구동식 부 오일 펌프는 적어도, 기계 구동식 주 오일 펌프에 의해 제공되는 오일 유동에 추가로 기동 요소의 냉각을 위해 필요한 오일 유동을 공급한다. 이러한 제2 작동 모드에서는 두 오일 펌프가 모두 작동되나, 부 오일 펌프의 출력 소비는, 안전한 작동을 위해 반드시 필요하고, 연료가 절감되어야 하며, 불필요한 유해 물질 방출을 방지해야 하는 범위로 한정된다.

[0004] DE 101 62 973 A1호로부터 유압 시스템 및 유압 시스템의 작동 방법이 공지되어 있다. 유압 시스템은 주 오일 펌프 및 부 오일 펌프를 포함한다. 주 오일 펌프는 차량의 내연 기관에 의해 구동된다. 부 오일 펌프는 전기 모터에 의해 구동된다. 부 오일 펌프용 구동 제어 장치가 유압 클러치 압력을 검출하여, 요구된 유압이 유지되도록 전기 부 오일 펌프를 구동한다. 구동 제어 장치는 오일 온도를 검출하고, 이 오일 온도를 기초로 하여 전기 펌프의 동작 전압을 제어한다. 이에 의해, 전기 오일 펌프에 의해 공급되는 유압이 자동 변속기의 유압 개회로 제어를 위해 요구되는 유압력을 유지해야 하고, 필요한 것보다 더 큰 유압력이 공급되는 일이 방지되어야 한다.

[0005] DE 10 2008 041 402 A1호로부터 상응하는 유압 시스템을 구비한 자동차의 구동 트레인이 공지되어 있다. 유압 시스템은 내연 기관에 의해 구동 가능한 주 오일 펌프 및 전기 작동식 부 오일 펌프를 포함한다. 변속기의 현재 유압 오일 요구가 주 오일 펌프에 의해 제공될 수 없을 경우, 유압 오일 온도가 상응하는 한계값보다 낮을 경우, 부 오일 펌프의 연결 지속 경과 시간이 상응하는 한계값보다 작은 경우에만, 주 오일 펌프가 스위치-온되도록, 제어 장치가 주 오일 펌프의 전기 모터를 제어한다. 전기 모터는 스위치-온 상태에서, 브레이크 페달 작동, 변속기 선택 레버의 선택 위치, 입력된 실제 변속단, 그리고 가속 페달의 페달 작동에 기초하여, 비교적 적은 회전수를 갖는 제1 출력단에서 또는 비교적 높은 회전수를 갖는 제2 출력단에서 작동될 수 있다.

[0006] 동일 유형의, 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어를 위한 방법은 아직 최적으로 구성되지 않았다. 종래 기술에서는 요구에 맞춘 유압 시스템의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어가 제한된 형태로만 수행된다.

## 발명의 내용

## 해결하려는 과제

[0007]

본 발명의 과제는, 요구에 따른 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어가 가능하도록, 도입부에 언급한 유압 시스템의 제어 방법을 구성하고 개선하는 것이다.

## 과제의 해결 수단

[0008]

본 발명의 기초를 이루는 상기 과제는 청구항 제1항의 특징을 갖는 방법에 의해 해결된다. 전기 모터의 목표 회전수가 전환 밸브의 밸브 상태 및 저압 펌프 특성도 및 고압 펌프 특성도에 기반하여 결정된다. 전환 밸브의 전환 위치에 따라, 즉, 밸브 상태에 따라, 저압 펌프 특성도 또는 고압 펌프 특성도가 사용된다. 부 오일 펌프가 저압 분기에 공급하는 경우 저압 펌프 특성도가 사용된다. 부 오일 펌프가 고압 분기에 공급하는 경우 고압 펌프 특성도가 사용된다. 저압 펌프 특성도는 저압 분기로의 부 오일 펌프의 이송 체적과, 이를 위해 필요한 전기 모터 회전수 간의 관계를 나타낸다. 고압 펌프 특성도는 고압 분기로의 부 오일 펌프의 이송 체적과, 이를 위해 필요한 전기 모터의 회전수 간의 관계를 나타낸다. 고압 회로와 저압 회로 내 압력 레벨이 상이하기 때문에, 동일한 이송 체적을 달성하기 위해 상이한 회전수가 필요하다. 저압 펌프 특성도 및 고압 펌프 특성도는 상이한 인자들, 예를 들어 고압 분기 또는 저압 분기 내 압력 레벨, 오일 온도, 고압 분기의 액추에이터의 구성 및 개수, 냉각 및/또는 윤활될 구성 부품의 구성 및 배치 등에 좌우될 수 있다. 저압 펌프 특성도 및 고압 펌프 특성도는 측정들에 의해 결정될 수 있다. 상응하게 측정된 저압 펌프 특성도 및 상응하는 고압 특성도가 부 오일 펌프의 전기 모터의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어를 위해 이용됨으로써, 요구에 대한 더 정확한 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어가 가능하다. 상기 방법 및 관련 유압 시스템은, 유압 시스템, 특히 부 오일 펌프의 전기 모터의 요구에 맞는 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어가 수행되는 장점을 갖는다.

[0009]

요구는 바람직하게 이하와 같이 결정된다. 먼저, 전기 모터의 실제 회전수가 결정된다. 또한, 체적 유량 전체 요구가 결정된다. 이러한 체적 유량 전체 요구는 고압 분기의 체적 유량 요구와 저압 분기의 체적 유량 요구의 가산에 의해 산출될 수 있다. 주 오일 펌프를 통해, 결정된 체적 유량이 제공된다. 상기 제공된 체적 유량이 체적 유량 전체 요구와 비교된다. 체적 유량 전체 요구가 주 오일 펌프에 의해 제공된 체적 유량과 같거나 더 작을 경우, 부 오일 펌프는 불필요하다. 즉, 전기 모터의 목표 회전수는 0으로 설정될 수 있다. 이는, 저압 펌프 특성도 및 상응하는 고압 펌프 특성도의 상응하는 구성을 통해 수행될 수 있다.

[0010]

체적 유량 전체 요구가 주 오일 펌프의 가용 체적 유량을 통해 커버될 수 없을 경우, 우선 순위가 더 높은 소비 장치, 즉, 고압 분기의 체적 유량 요구가 주 오일 펌프의 가용 체적 유량과 비교된다. 고압 분기의 체적 유량 요구가 주 오일 펌프에 의해 커버될 수 있을 경우, 유압 전환 밸브는, 저압 분기가 특히 부 오일 펌프에 의해 공급받도록 작동된다. 이 경우, 전환 밸브가 특히 폐쇄된다. 한편으로, 주 오일 펌프의 과잉 공급이 낮은 우선 순위의 저압 분기로 분배된다. 다른 한편으로, 저압 분기의 잔여 체적 유량 요구는 전기 구동식 부 오일 펌프에 의해 커버되며, 부 오일 펌프는, 저압 분기의 체적 유량 요구가 커버될 때까지 저압 펌프 특성도에 의해 제어된다.

[0011]

주 오일 펌프의 가용 체적 유량이 주 압력 분기의 체적 유량 요구를 커버하기에 불충분할 경우, 유압 전환 밸브는, 고압 분기가 추가로 부 오일 펌프에 의해 공급받도록 작동된다. 이 경우, 특히 전환 밸브가 개방된다. 적어도 고압 분기 내의 체적 유량 부족분 요구가 부 오일 펌프에 의해 커버된다. 바람직하게는, 부 오일 펌프를 통해, 부 오일 펌프를 통한 고압 분기 내의 체적 유량 부족분 요구보다 더 많이 이송됨으로써, 상응하는 누출 위치들을 갖는 유압 시스템의 상응하는 시스템 설계에 의해, 동시에 저압 분기에 대한 공급이 보장된다. 바람직하게는, 누출 위치들이 고압 분기와 저압 분기 사이에 존재함으로써, 과잉 체적 유량이 냉각 및 윤활 목적을 위해 저압 분기로 안내된다.

[0012]

전기 펌프의 폐회로 제어는 이하와 같이 구성된다. 유압 시스템의 체적 유량 요구의 실제 상황의 정확한 고려를 위해, 제1 체적 유량 평형에 체적 유량 폐회로 제어 편차가 가산된다. 제1 체적 유량 평형은 다시, 고압 분기의 요구량에 저압 분기의 요구를 가산하고, 주 오일 펌프에 의해 제공된 체적 유량을 감산하여 산출된다. 체적 유량 폐회로 제어 편차를 구하기 위해, 먼저 전기 모터의 실제 회전수와 전기 모터의 목표 회전수의 차를 구한다. 밸브 상태, 저압 펌프 특성도 또는 상응하는 고압 펌프 특성도, 그리고 목표 회전수와 실제 회전수의 회전수 차를 이용하여, 체적 유량 폐회로 제어 편차가 결정된다. 체적 유량 폐회로 제어 편차는 제1 체적 유량 평형에 가산되고, 그로부터 추가의 체적 유량 평형이 산출된다. 밸브 상태 및 산출된 추가 체적 유량 평형에 따라 고압 분기 또는 저압 분기를 위한 상응하는 펌프 특성도로부터 전기 모터를 위한 목표 회전수가 도출된다.

[0013]

일 구성에서, 주 오일 펌프가 정량 토출 펌프로서 구성된다. 정량 토출 펌프는 행정 축소식 정량 토출 펌프로

서 구성될 수 있다.

[0014] 대안적인 구성에서, 주 오일 펌프는 결정된 가변 체적 유량의 형성을 위한 가변 용량형 펌프로서 구성된다. 이를 위해 이제 본원 방법에서는 가변 계수가 고려된다. 가변 계수는 고압 분기 및 저압 분기의 유압 영역의 요구를 가변 용량형 펌프의 최대 가능 이송 체적 유량으로 나눈 나눗셈으로부터 도출된다. 가변 계수가 1보다 작은 값을 취하는 경우에만, 최대 이송 체적 유량과 가변 계수의 곱셈으로부터 가변 유량이 계산된다. 그와 달리, 가변 계수가 1보다 크거나 같은 값을 취하는 경우, 가변 용량형 펌프가 최대로 개방되고, 다른 관점에서는 정량 펌프와 유사하게 처리될 수 있다. 본원 방법에서 가변 계수가 결정된다. 이러한 가변 계수로부터, 가변 용량형 펌프의 별도의 주 오일 펌프 특성도를 통해 펌프 가변 용량이 계산될 수 있다. 주 오일 펌프 특성도는 예를 들어 상응하는 검사대 측정을 통해 결정될 수 있다.

[0015] 가변 용량형 펌프의 용량 조정이 유압식으로 수행되는 경우, 계산된 가변 용량 요구는 다시 고압 분기의 체적 유량 요구에 추가 요구로서 함께 산입된다.

[0016] 방법의 이용 가능성은 다양하게 도출된다. 특히, 내연 기관이 스위치-오프된 주행 상황에서는 부 오일 펌프를 통해 적어도 고압 분기로 공급될 수 있기 때문에, 변속단이 입력 및 해제되거나 사전 선택될 수 있다. 또한, 부 오일 펌프에 의해 적어도 훨 세트 윤활이 보장된다. 견인 모드 또는 "세일링(sailing)" 모드에서, 또는 자동 스타트/스톱 시스템의 사용 시, 내연 기관은 스위치-오프되나, 출력측에서 함께 회전하는 변속기 또는 클러치의 구성 부품들의 너무 높은 회전수를 방지하기 위해, 변속단들이 자동차 속도에 따라 상응하게 트랙킹된다.

[0017] 특히, 차량은 스타트/스톱 자동 장치를 포함한다. 방법에 의해, 특히 스타트/스톱 자동 장치가 높은 주행 속도에서도 가능하며, 그리고/또는 내연 기관이 스위치-오프된 자동차의 세일링 모드가 구현될 수 있으며, 이때 변속단은 속도에 따라 트랙킹될 수 있으며, 주어진 시점에 클러치가 결합될 수 있고, 엔진이 스타트될 수 있다.

[0018] 또한, 방법에 의해, 냉각유 요구가 더 높은 경우에도 요구에 맞는 부 오일 펌프의 개회로 제어 및/또는 폐회로 제어가 보장됨으로써, 냉각유 요구가 더 높은 경우에도 상응하는 스타트/스톱 기능 또는 "세일링" 모드가 가능하다. 이에 의해, 자동 스타트/스톱 시스템 또는 "세일링"의 가능성이 증대된다.

[0019] 활성화 그리고 냉각 및 윤활 목적을 위한 유압 보조 에너지의 제공을 통한 손실이 감소될 수 있다. 전기 유압식 주차 잠금 장치가 유압 시스템에 의해 작동 가능하게 하는 것도 고려될 수 있다. 이러한 주차 잠금 장치는 "전자식 주차 브레이크(park-by-wire)"라고도 지칭된다.

[0020] 따라서, 도입부에 언급한 단점들이 방지되고 상응한 장점들이 달성된다.

[0021] 본 발명에 따른 방법을 더 개량하고 개선하는 여러 가능성이 존재한다. 이를 위해, 먼저 청구항 제1항의 종속 청구항들을 참조한다. 이하, 본 발명의 바람직한 구성이 도면 및 관련 설명을 참조로 상세히 설명된다.

### 도면의 간단한 설명

[0022] 도 1은 주 오일 펌프 및 부 오일 펌프를 갖는 유압 시스템을 상당히 개략화한 도면이다.

도 2는 부 오일 펌프의 제어를 설명하는 개략적인 선도이다.

도 3은 2개의 펌프 특성도, 즉, 고압 펌프 특성도 및 저압 펌프 특성도를 이용한 부 오일 펌프의 전기 모터의 목표 회전수 결정을 설명하는 개략도이다.

도 4는 밸브 상태의 결정을 설명하는 개략도이다.

도 5는 2개의 펌프 특성도를 이용한 체적 유량 폐회로 제어 편차 결정을 설명하는 개략도이다.

도 6은 선택적 가변 용량형 펌프의 개회로 제어의 개략도이다.

### 발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

[0023] 도 1에는 유압 시스템(1)이 도시되어 있다. 유압 시스템(1)은 주 오일 펌프(2)를 포함한다. 주 오일 펌프(2)는 내연 기관(VKM)에 의해 구동된다. 또한, 유압 시스템(1)은 부 오일 펌프(3)를 포함한다. 부 오일 펌프(3)는 전기 모터(4)에 의해 구동된다. 주 오일 펌프(2) 및 부 오일 펌프(3)는 변속기 오일 받이(6)로부터 흡입 필터(5)를 통해 변속기 오일을 이송한다. 주 오일 펌프(2)는 메카트로닉 유닛(7)에 변속기 오일을 공급한다. 메카트로닉 유닛(7)으로부터 상응하는 액추에이터(8) 또는 클러치(9)에도 압력 오일이 공급된다. 클러치(9)는 특히 더블 클러치로서 구성된다.

- [0024] 유압 시스템(1)은 고압 분기(10) 및 저압 분기(11)를 포함한다. 액추에이터(8) 및 클러치(9)는 고압 분기(10)의 부분이다. 저압 분기(11)의 부분은 냉각부(12), 휠 세트 윤활부(13) 및 귀환부(14)이다. 이 경우, 도 1에서 도면의 좌측에 2개의 피니언으로 도시된 바와 같이, 변속기에는 냉각유 또는 윤활유가 냉각부(12) 또는 휠 세트 윤활부(13)를 통해 공급된다.
- [0025] 부 오일 펌프(3)는 주 오일 펌프(2)에 대해 병렬로, 마찬가지로 상응하는 오일을 메카트로닉 유닛(7)에 공급한다. 이 경우, 메카트로닉 유닛(7)과 부 오일 펌프(3) 사이에 체크 밸브(15)가 제공된다. 체크 밸브(15)는 메카트로닉 유닛(7) 내에 통합될 수 있거나, 메카트로닉 유닛(7)과 별도로 배치될 수 있으며, 공급 라인(16)을 통해 메카트로닉 유닛(7)과 연결될 수 있다.
- [0026] 또한, 바람직하게는, 체크 밸브(17)는 공급 라인(16) 내에서 주 오일 펌프(2)의 하류에 배치된다. 일 구성에서, 체크 밸브(17)는 주 오일 펌프(2) 내에 통합될 수 있다. 대안적으로, 도 1에 도시된 바와 같이, 체크 밸브(17)는 메카트로닉 유닛(7) 내에 통합될 수 있거나, 주 오일 펌프(2) 및 메카트로닉 유닛(7)과 별도로 구성 및 배치될 수 있다. 도 1에 도시된 구성에서, 주 오일 펌프(2)는 정량 토출 펌프로서 구성될 수 있다. 대안적인 구성에서, 주 오일 펌프(2)는 가변 형으로 또는 가변 용량형 펌프로서 구성될 수 있다.
- [0027] 전환 밸브(18)는 부 오일 펌프(3)의 하류에 제공된다. 전환 밸브(18)의 출력부 중 하나는 기능적으로 체크 밸브(15) 및 고압 분기(10)의 공급 라인(16)과 작용 연결된다. 전환 밸브(18)의 다른 출력부는 저압 분기(11)와 연결된다. 전환 밸브(18)는 슬라이드 밸브로서 구성된다. 복귀는 스프링을 통해 이루어진다. 전환 밸브(18)의 제어는 메카트로닉 유닛(7) 내의 (미도시된) 전기 파일럿 제어 밸브를 통해 수행된다. 이를 위해, 전환 밸브(18)는 제어 라인(19)을 통해 메카트로닉 유닛(7)과 연결된다. 제어 라인(19)은 고압 분기(10)의 부분이다.
- [0028] 주 오일 펌프(2)는 부 오일 펌프(3)를 통해 과급될 수 있으며, 메카트로닉 유닛(7)은 귀환부(14)를 통해 주 오일 펌프(2)의 흡입관과 연결된다. 귀환부(14) 또는 상응하는 공급 라인은 메카트로닉 유닛(7)에 의해 전환 가능하다. 오일 압력 및 냉각유 체적 유량이 요구되는 경우, 발생하는 시스템 누출을 제외하고, 부 오일 펌프(3)에 의해 오일 체적 유량이 귀환부(14)를 통해 주 오일 펌프(2)의 흡입관 내로 흐른다. 주 오일 펌프(2)의 흡입관의 오일 충전 상태에서 흡입 어려움이 발생하지 않는다.
- [0029] 미도시된 다른 귀환부를 통해 변속기 오일이 상응하게 변속기 오일 받이(6) 내로 흐른다.
- [0030] 이하, 도 2를 참조로 유압 시스템(1), 특히 전기 모터(4) 및 전환 밸브(18)의 개회로 제어 또는 폐회로 제어가 설명된다. 방법은 (미도시된) 제어기 내에서 구현된다.
- [0031] 방법의 입력 변수는 전기 모터(4)의 실제 회전수( $n_{EM, \text{실제}}$ ) 및 체적 유량 요구 -즉, 고압 분기(10)의 소비 장치의 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ ) 및 저압 분기(11)의 소비 장치의 체적 유량 요구( $Q_{LP}$ ) -그리고 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )이다. 상이한 유압 영역, 즉, 고압 분기(10) 및 저압 분기(11)는 각각 체적 유량 요구( $Q_{HP}$  및  $Q_{LP}$ ) 형태의 상이한 요구를 통지한다.
- [0032] 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )에는 고압 분기(10)의 누출, 클러치(9)의 작동을 위한 동적 미분, 변속단 액추에이터의 작동을 위한 동적 미분 동작 및 동적 안전 미분 동작 및 특수 상태들이 산입된다. 특수 상태들은 예를 들어 스트트/스톱 주행 상황, 내연 기관이 스위치-오프된 세일링 모드 등을 포함한다. 이 경우, 누출은 검사대에서 측정된 (미도시된) 특성도로부터 획득될 수 있다.
- [0033] 저압 분기(11)의 체적 유량 요구( $Q_{LP}$ )는 특히 클러치(9)의 냉각부(12)를 위한 요구, 휠 세트 윤활부(13)를 위한 요구 및 경우에 따라 안전 오프셋을 포함할 수 있다.
- [0034] 체적 유량( $Q_{VKM}$ )은 주 오일 펌프(2)를 통해 현재 이송된 체적 유량을 기술한다. 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )은 바람직하게 변속기 오일 받이(6) 내의 변속기 오일의 온도( $T_{sump}$ ) 및 연소 엔진(VKM)의 회전수( $n_{VK}$ )로부터 상응하는 특성도를 이용하여 산출될 수 있다.
- [0035] 먼저 전환 밸브(18)의 개회로 제어가 체적 유량 요구( $Q_{HP}, Q_{LP}$ )에 따라 설명된다.
- [0036] 방법 단계(20)에서, 체적 유량 요구( $Q_{HP}, Q_{LP}$ )가 전체 체적 유량 요구( $Q_{B, \text{전체}}$ )에 가산된다. 방법 단계(21)에서, 체적 유량 요구( $Q_{B, \text{전체}}$ )가 기계식 펌프를 통해 제공된 공급량, 즉, 체적 유량( $Q_{VKM}$ )에 대립된다. 방법 단계(21)

에서  $Q_{B,\text{전체}}$ 와  $Q_{V\text{KM}}$ 의 차가 산출된다. 방법 단계(21)의 결과로서, 제1 체적 유량 평형( $\Delta Q_1$ )이 산출된다. 상기 제1 체적 유량 평형( $\Delta Q_1$ )은 양의 값일 수도 있고 음의 값일 수도 있다. 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ )는 양의 값으로 제1 체적 유량 평형( $\Delta Q_1$ )에 산입된다. 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )은 음의 값으로 제1 체적 유량 평형( $\Delta Q_1$ )에 산입된다.

[0037] 제1 체적 유량 평형( $\Delta Q_1$ )이 0보다 작거나 같은 값을 가질 경우, 주 오일 펌프(2)의 가용 공급량으로 충분하다. 전기식 부 오일 펌프(3)는 트리거되지 않는다. 전기 모터(4)의 목표 회전수( $n_{EM,\text{목표}}$ )는 0으로 세팅된다(도 2 참조).

[0038] 제1 체적 유량 평형( $\Delta Q_1$ )이 0보다 큰 값을 가질 경우, 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ )가 주 오일 펌프(2)만으로는 커버될 수 없다. 이 경우, 또 다른 방법 단계(22)에서 제2 체적 유량 평형( $\Delta Q_2$ )이 산출되며, 고압 분기(10)의 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )가 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )에 대립된다. 이 경우, 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )는 양의 값으로 산입되고, 가용 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )은 음의 값으로 제2 체적 유량 평형( $\Delta Q_2$ )으로 산입된다. 이러한 제2 체적 유량 평형( $\Delta Q_2$ )으로부터, 고압 분기(10)의 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )를 커버하기 위해, 주 오일 펌프(2)의 공급량, 즉, 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )이 충분한지가 판독될 수 있다.

[0039] 체적 유량 평형( $\Delta Q_2$ )이 0보다 크거나 같은지 또는 작은지에 대한 비교를 토대로 밸브 상태(HP 및 LP)가 세팅된다. 이러한 방법 단계(23)가 도 4에 도시되어 있다. 제2 체적 유량 평형( $\Delta Q_2$ )이 0보다 크거나 같은 경우, 주 오일 펌프(2)의 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )은 우선 순위가 가장 높은 소비 장치에 고압 분기(10)의 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )를 공급하기에 불충분하다. 유압 전환 밸브(18)가 개방됨으로써, 부 오일 펌프(3)가 추가로 고압 분기(10)에 체적 유량을 공급한다. 이 경우, 저압 분기(11)에 더 이상 부 오일 펌프(3)의 체적 유량이 직접 공급되지 않는다.  $\Delta Q_2$ 가 0보다 큰 경우, 충분한 누출을 갖는 상응하는 시스템 설계를 통해, 동시에 저압 분기(11)로의 체적 유량 요구( $Q_{LP}$ )의 공급이 보장된다. 밸브 상태로서, HP = 1, LP = 0이 출력된다.

[0040] 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )이 고압 분기(10)의 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ )뿐만 아니라 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )도 단독으로 커버할 수 없을 경우, 부 오일 펌프(3)를 이용하여 고압 분기(10) 내로 체적 유량이 이송된다.

[0041] 제2 체적 유량 평형( $\Delta Q_2$ )이 0보다 작을 경우, 주 오일 펌프(2)의 공급량, 즉, 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )은 고압 분기(10)의 소비 장치에 상응하는 체적 유량을 공급하기에 충분하다. 유압 전환 밸브(18)는 폐쇄된다. 이로써, 또 다른 단계에서 한편으로, 과잉 공급량 또는 체적 유량 평형( $\Delta Q_2$ )이 저압 분기(11)로 분배된다. 다른 한편으로, 잔여 요구는 부 오일 펌프(3)를 이용하여, 이송된 범위, 즉, 체적 유량 요구( $Q_{LP}$ ) 이하 또는 그 이상으로 개회로 제어된다. 밸브 상태로서, HP = 0, LP = 1이 출력된다.

[0042] 부 오일 펌프(3)는, 주 오일 펌프(2)에 의해서만 체적 유량 전체 요구( $Q_{B,\text{전체}}$ )가 커버될 수는 없으나, 고압 분기(10)의 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )은 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{V\text{KM}}$ )에 의해 커버될 수 있을 경우, 저압 분기(11)에 정확히 체적 유량이 공급된다.

[0043] 이하, 도 2, 3, 및 5를 참조로 부 오일 펌프(3)의 폐회로 제어가 설명된다.

[0044] 방법 단계(24)에서, 전기 모터(4)의 목표 회전수( $n_{EM,\text{목표}}$ ) 및 전기 모터(4)의 실제 회전수( $n_{EM,\text{실제}}$ )로부터 체적 유량 폐회로 제어 편차( $Q_{편차}$ )가 산출된다(도 2 및 도 4 참조).

[0045] 도입부에 언급한 단점은, 전기 모터(4)의 목표 회전수( $n_{EM,\text{목표}}$ )가 제3 체적 유량 평형( $\Delta Q_3$ ), 전환 밸브(18)의 밸브 상태, 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)를 참조하여 결정되며, 이 경우 밸브 상태에 따라 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)가 목표 회전수( $n_{EM,\text{목표}}$ )의 결정을 위해 사용된다. 고압 펌프 특성도(27)는 측정들에 기반하며, 전기 모터(4)의 회전수( $n_{EM}$ )와, 부 오일 펌프(3)를 통해 고압 분기(10)로 이송된 체적 유량 간의 관계를 가급적 정확하게 기술한다. 저압 펌프 특성도(26)는 마찬가지로 측정들에 기반하며, 전

기 모터(4)의 회전수( $n_{EM}$ )와, 부 오일 펌프(3)를 통해 저압 분기(11)로 공급된 체적 유량 간의 관계를 가급적 정확하게 기술한다.

[0046] 이를 위해, (도 5 참조) 방법 단계(25)에서, 목표 회전수( $n_{EM, 목표}$ ) 및 실제 회전수( $n_{EM, 실제}$ )의 차가 산출된다. 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)를 토대로 체적 유량 폐회로 제어 편차( $Q_{편차}$ )가 결정된다. 전환 밸브(18)가 폐쇄되고 부 오일 펌프(3)가 저압 분기(11) 내로 이송할 경우, 즉, 밸브 상태가  $HP = 0$ ,  $LP = 1$ 일 경우, 저압 펌프 특성도(26)가 사용된다. 전환 밸브(18)가 개방되고 부 오일 펌프(3)가 고압 회로(10)로 이송할 경우, 즉, 밸브 상태가  $HP = 1$ ,  $LP = 0$ 일 경우, 고압 펌프 특성도(27)가 사용된다.

[0047] 방법 단계(28)(도 2 참조)에서, 제1 체적 유량 평형( $\Delta Q_1$ ) 및 체적 유량 폐회로 제어 편차( $Q_{편차}$ )로부터 제3 체적 유량 평형( $\Delta Q_3$ )이 산출된다. 상기 제3 체적 유량 평형( $\Delta Q_3$ )은 방법 단계(29)(도 2 및 도 3 참조)에서, 밸브 상태에 따라 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)를 이용하여 부 오일 펌프(3)의 목표 회전수( $n_{EM, 목표}$ )를 결정하기 위해 이용된다. 이 경우, 밸브 상태에 따라, 저압 펌프 특성도(26) 또는 고압 펌프 특성도(27)가 사용된다. 저압 펌프 특성도(26)는, 전환 밸브(18)가 폐쇄되고 부 오일 펌프(3)가 저압 분기(11)로 이송할 경우에 사용된다. 고압 펌프 특성도(27)는, 전환 밸브(18)가 개방되고 부 오일 펌프(3)가 고압 회로(10) 내로 이송할 경우에 사용된다.

[0048] 부 오일 펌프(3)의 이송량( $Q_{EM}$ )은 마찬가지로 변속기 오일 받이(6) 내의 오일의 온도( $T_{sump}$ )에 좌우되며, 목표 회전수( $n_{EM, 목표}$ )와 이송량( $Q_{EM}$ ) 사이의 관계가 예를 들어 다른 특성도를 통해 기술될 수 있다.

[0049] 이하, 선택적 가변 용량형 펌프 메커니즘이 도 6을 참조로 상세히 설명된다. 방법은 유량( $Q_{VKM}$ ) 및 가변 계수( $f_{가변}$ )의 생성을 위해 가변 용량형 펌프 메커니즘을 고려한다. 이를 위해, 먼저 가변 계수( $f_{가변}$ )가 계산된다. 이 가변 계수는 체적 유량 전체 요구( $Q_{B, 전체} (= Q_{HP} + Q_{LP})$ )를 가변 용량형 펌프의 최대 가능 이송 유량( $Q_{VKM, 100\%_{(n_{VKM})}}$ )으로 나누는 나눗셈으로 산출된다. 최대 가능 이송 체적 유량( $Q_{VKM, 100\%_{(n_{VKM})}}$ )은 내연 기관(VKM)의 현재 회전수( $n_{VKM}$ )에 좌우된다. 가변 계수( $f_{가변}$ )가 1보다 작은 값을 취할 경우, 가변 이송 체적 유량( $Q_{VKM, 가변}$ )은 가변 계수( $f_{가변}$ )와 최대 가능 이송 체적 유량( $Q_{VKM, 100\%_{(n_{VKM})}}$ )의 곱셈으로부터 계산된다. 이 경우, 이송 체적 유량( $Q_{VKM, 가변}$ )은 주 오일 펌프(2)의 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )을 형성한다.

[0050] 그렇지 않은 경우, 가변 용량형 펌프는 최대로 개방되고, 다른 관점에서 정량 토출 펌프와 유사하게 간주될 수 있다. 최대 가능 이송 체적 유량( $Q_{VKM, 100\%_{(n_{VKM})}}$ )은 가용 체적 유량( $Q_{VKM}$ )으로서 사용된다. 추가로, 모델이 가변 계수( $f_{가변}$ )를 출력한다. 이로부터, (미도시된) 가변 용량형 펌프의 별도의 특성도를 통해 펌프 가변 용량이 계산될 수 있다. 가변 용량형 펌프의 용량 조정이 유압식으로 수행되면, 계산된 가변 용량 요구는 다시 체적 유량 요구( $Q_{HP}$ )에 추가 요구로서 산입된다.

## 부호의 설명

[0051] 1: 유압 시스템

2: 주 오일 펌프

3: 부 오일 펌프

4: 전기 모터

5: 흡입 필터

6: 변속기 오일 받이

7: 메카트로닉 유닛

8: 액추에이터

9: 클러치

- 10: 고압 분기
- 11: 저압 분기
- 12: 냉각부
- 13: 휠 세트 윤활부
- 14: 귀환부
- 15: 체크 밸브
- 16: 공급 라인
- 17: 체크 밸브
- 18: 전환 밸브
- 19: 제어 라인
- 20: 방법 단계:  $Q_{HP}$ 와  $Q_{LP}$ 의 가산
- 21: 방법 단계:  $Q_{B, \text{전체}}$ 와  $Q_{VKM}$ 의 차 계산
- 22: 방법 단계:  $Q_{HP}$ 와  $Q_{VKM}$ 의 차 계산
- 23: 방법 단계: 밸브 상태의 결정
- 24: 방법 단계: 체적 유량 폐회로 제어 편차( $Q_{편차}$ )의 결정
- 25: 방법 단계:  $n_{EM, \text{목표}}$ 와  $n_{EM, \text{실제}}$ 의 차 계산
- 26: 저압 펌프 특성도
- 27: 고압 펌프 특성도
- 28: 방법 단계: 체적 유량 평형( $\Delta Q_3$ ) 결정
- 29: 방법 단계:  $n_{EM, \text{목표}}$  결정
- VKM: 내연 기관
- $n_{EM, \text{실제}}$ : 전기 모터의 실제 회전수
- $n_{EM, \text{목표}}$ : 전기 모터의 목표 회전수
- $Q_{HP}$ : 고압 회로의 체적 유량 요구
- $Q_{LP}$ : 저압 분기의 체적 유량 요구
- $Q_{VKM}$ : 주 오일 펌프의 가용 체적 유량
- $Q_{B, \text{전체}}$ : 체적 유량 전체 요구
- $\Delta Q_1$ : 제1 체적 유량 평형
- $\Delta Q_2$ : 제2 체적 유량 평형
- $\Delta Q_3$ : 제3 체적 유량 평형
- $Q_{편차}$ : 체적 유량 폐회로 제어 편차
- $n_{VKM}$ : 내연 기관의 현재 회전수

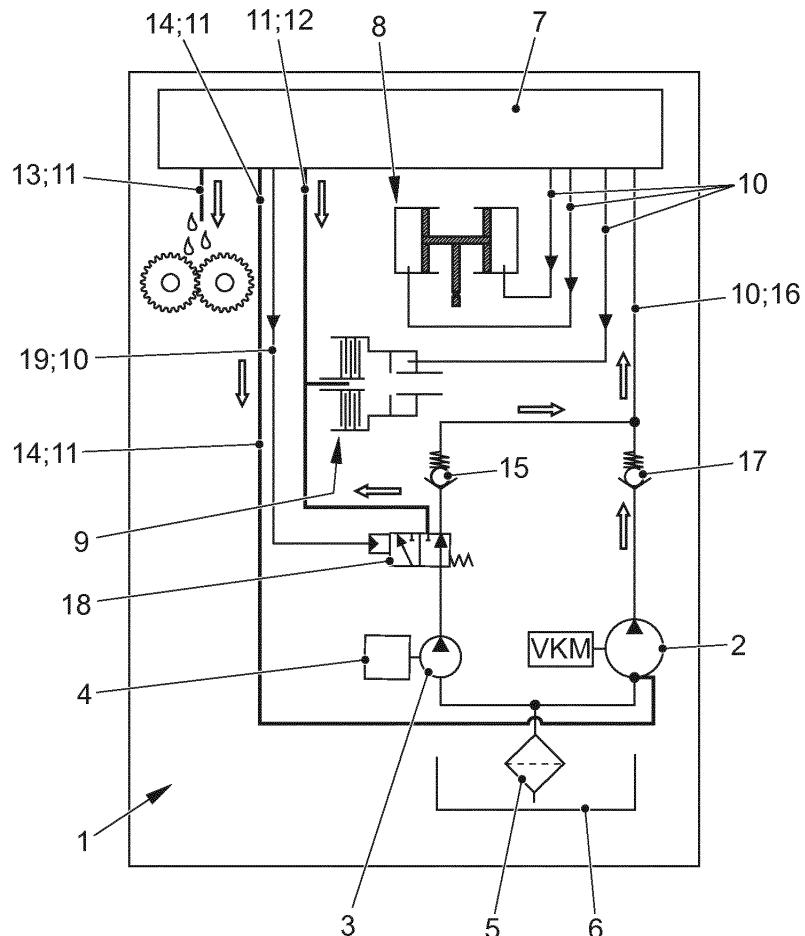
$Q_{V\text{KM}}$ , 100%( $n_{V\text{KM}}$ ): 가변 용량형 펌프의 최대 가능 이송 체적 유량

$Q_{V\text{KM},\text{가변}}$ : 가변 용량형 펌프의 이송 체적 유량

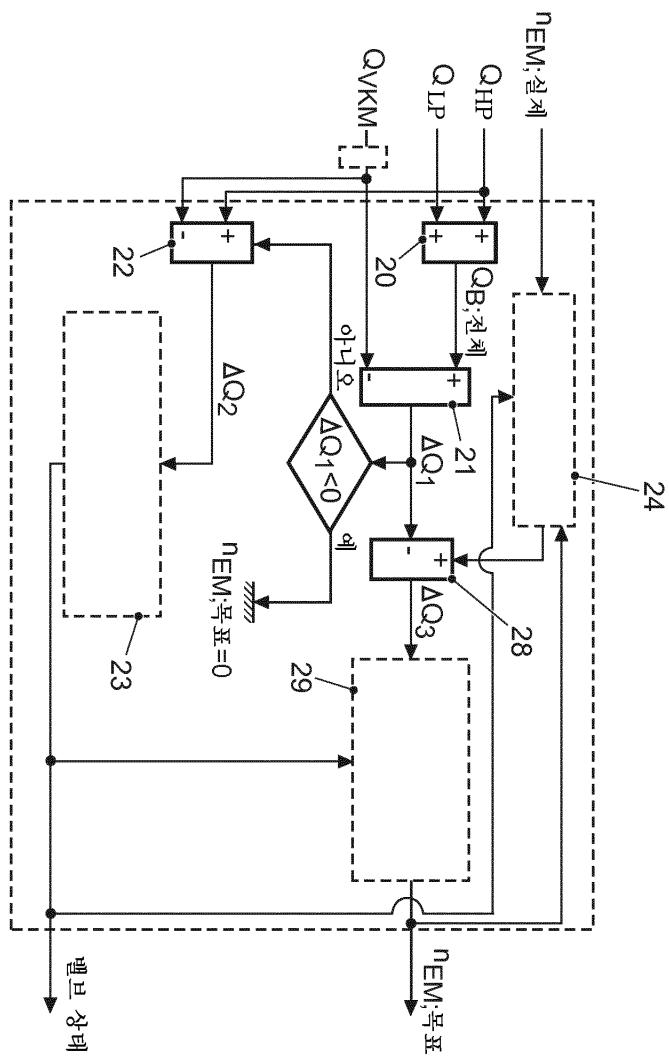
### $f_{\text{가변}}$ : 가변 계수

도면

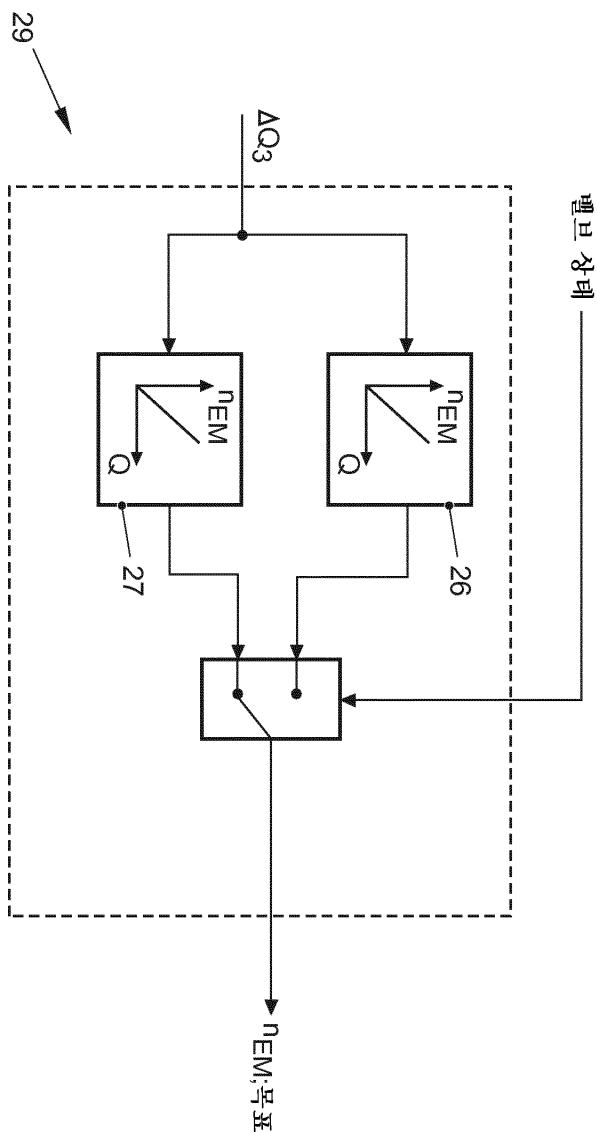
## 도면1



도면2

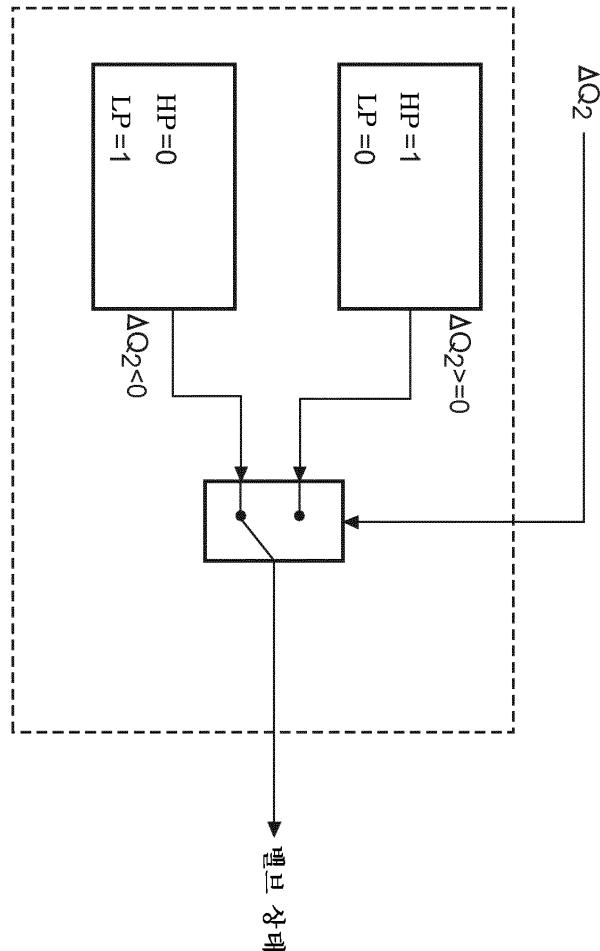


도면3

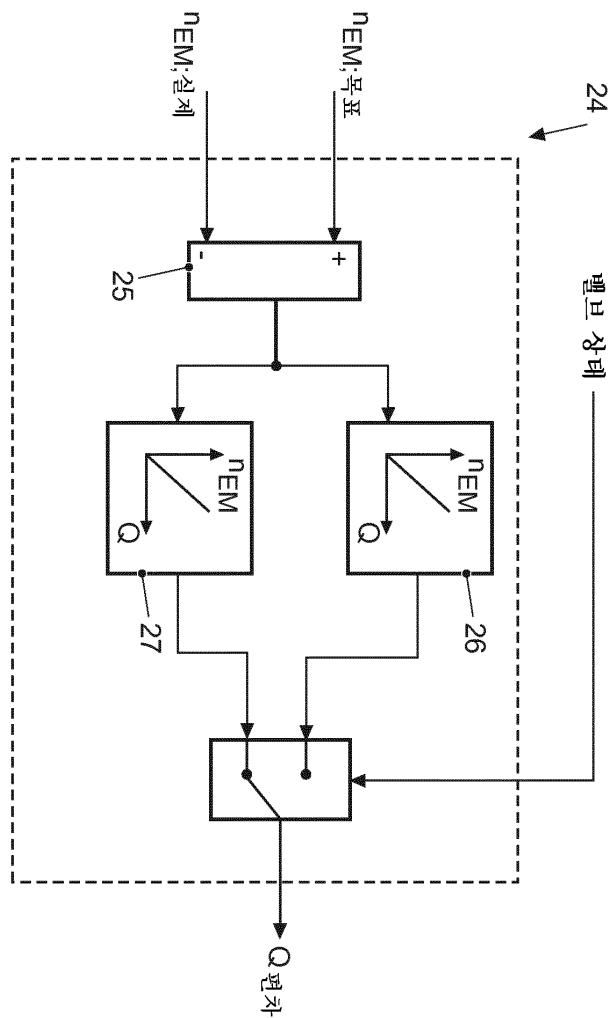


도면4

23



도면5



## 도면6

