



(19) 대한민국특허청(KR)  
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2014-0045302  
(43) 공개일자 2014년04월16일

- (51) 국제특허분류(Int. Cl.)  
F16H 61/38 (2006.01) F16H 61/42 (2010.01)  
F16H 61/431 (2010.01)
- (21) 출원번호 10-2013-7018249
- (22) 출원일자(국제) 2011년12월14일  
심사청구일자 없음
- (85) 번역문제출일자 2013년07월12일
- (86) 국제출원번호 PCT/US2011/064815
- (87) 국제공개번호 WO 2012/082843  
국제공개일자 2012년06월21일
- (30) 우선권주장  
61/423,296 2010년12월15일 미국(US)

- (71) 출원인  
알리슨 트랜스미션, 인크.  
미국 인디애나 (우편번호 46222) 인디애나폴리스  
원 알리슨 웨이
- (72) 발명자  
롱, 찰스, 에프.  
미국, 인디애나 46167, 피츠보로, 파운 코트 237  
웨버, 다렌, 제이.  
미국, 인디애나 46237, 인디애나폴리스, 피넬탑  
드라이브 4019  
폴러, 존, 윌리엄 에드워드  
영국, 랜카셔셔어 피알2 1엔큐, 프레스톤, 윈필드  
레인, 윈필드 메우스 3
- (74) 대리인  
강명구

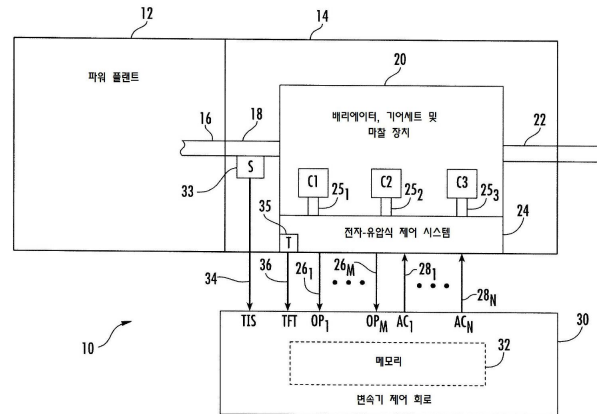
전체 청구항 수 : 총 49 항

(54) 발명의 명칭 차량 변속기용 듀얼 펌프 조절기 시스템

(57) 요약

차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치 및 방법이 개시된다. 하나 이상의 마찰 결합 장치가 제1 펌프에 유체 결합되고, 윤활 및 냉각 서브-시스템이 통상적으로 제2 펌프에 유체 결합된다. 예시적으로, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계값 유체 흐름 속도 미만이고 유체의 온도가 온도 임계값을 초과하고 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 임계 요구량을 초과할 때 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 유체 흐름이 차단되고, 대신에 제2 펌프에 의해 공급된 유체가 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유도되어 유체가 제1 및 제2 펌프 모두에 의해 하나 이상의 마찰 결합 장치에 공급된다.

대표도



## 특허청구의 범위

### 청구항 1

차량 변속기에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치로서,

-제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프,

-제2 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 변속기의 윤활 및 냉각 서브-시스템으로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프,

-제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 클 때, 제2 유체 통로로부터 제1 유체 통로로 유체를 유도하고 제1 유체 통로와 제2 유체 통로 사이에 유체 결합된 제1 밸브, 및

-제1 및 제2 유체 통로와 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합된 제2 밸브를 포함하고, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계값 유체 흐름 속도 미만이고 유체의 온도가 온도 임계값을 초과하고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 초과하도록 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 임계 요구량을 초과할 때 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 및 제2 유체 통로를 차단하고 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치에 제1 및 제2 펌프에 의해 공급되는 장치.

### 청구항 2

제1항에 있어서, 제1 밸브는 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제2 유체 통로 내의 유체 압력보다 클 때 제2 유체 통로로부터 제2 유체 통로로 유체 흐름을 허용하고, 이와는 달리 제1 유체 통로와 제2 유체 통로 사이의 유체 흐름을 차단하도록 구성되는 볼 체크 밸브를 포함하는 장치.

### 청구항 3

제1항에 있어서, 제2 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함하고, 스프링 포켓은 제어된 압력의 유체를 수용하며, 제2 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체의 제어된 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수인 장치.

### 청구항 4

제3항에 있어서, 제1 유체 통로에 유체 결합된 유체 입구 및 제2 밸브의 스프링 포켓에 유체 결합된 유체 출구를 갖는 트립 밸브를 추가로 포함하고, 트립 밸브는 제2 밸브의 스프링 포켓에 제어된 압력의 유체를 공급하기 위하여 제어 신호에 응답하는 장치.

### 청구항 5

제4항에 있어서, 제어 신호를 생성하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 내부에 저장된 지시를 갖는 메모리를 포함한 제어 회로를 추가로 포함하는 장치.

### 청구항 6

제5항에 있어서, 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함하고, 메모리는 제1 임계 유체 흐름 속도와 상관되는 내부에 저장된 응급 저속 임계값을 가지며, 메모리 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값 미만인지를 결정함으로써 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계 유체 속도보다 작은지를 결정하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하는 장치.

### 청구항 7

제6항에 있어서, 해당 온도 값을 생성하고 제1 및 제2 펌프에 의해 제공된 유체의 온도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함하고, 온도 임계값과 유체 유동 요구 임계값이 메모리 내에 저장되며, 변속기의 입력 샤프트의 회전

속도가 응급 저속 임계값 미만이고 온도 값이 임계값 온도보다 크며 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 요구 임계값보다 클 경우 제어 신호를 생성하고 유체 흐름 요구량을 결정하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하는 장치.

**청구항 8**

제5항에 있어서, 메모리 내에 저장된 지시는 스프링 포켓에 대해 트립 밸브에 의해 공급된 유체 압력이 소정의 위치에 대해 스톱을 제어하도록 스프링의 편향력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수로서 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하며, 상기 소정의 위치 내에서 유체가 제1 및 제2 펌프에 의해 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치에 제1 유체 통로를 통하여 공급되도록 제2 밸브가 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 및 제2 유체 통로를 차단하는 장치.

**청구항 9**

제1항에 있어서, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제2 임계 유체 흐름 속도보다 작지만 제1 임계 유체 흐름 속도보다 클 때, 그리고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 작을 때 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 유체 통로를 차단하고 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합하며, 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치로만 제1 펌프에 의해 공급되고, 유체는 제2 유체 통로를 통하여 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제2 펌프에 의해 공급되는 장치.

**청구항 10**

제9항에 있어서, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제2 임계 유체 흐름 속도보다 크고, 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 클 때 제2 밸브는 제1 및 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템을 결합하며, 유체는 제1 펌프에 의해 제1 유체 통로를 통하여 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 윤활 및 냉각 시스템에 공급되고, 유체는 제2 펌프에 의해 제2 유체 통로를 통하여 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급되는 장치.

**청구항 11**

제10항에 있어서, 제2 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함하고, 제2 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수이고, 제2 밸브는 스프링 포켓이 비워질 때 스톱의 하나의 단부의 면적 및 스프링의 편향력의 함수로서 정해진 유체 압력에 대해 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 조절하는 장치.

**청구항 12**

제11항에 있어서, 제2 밸브의 스프링 포켓을 선택적으로 비우기 위한 수단을 추가로 포함하는 장치.

**청구항 13**

제1항에 있어서, 변속기는 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 윤활 및 냉각 서브시스템에 추가로 또 다른 유체-이용 서브-시스템을 추가로 포함하고, 또 다른 유체-이용 서브시스템은 제3 유체 통로를 통하여 제2 밸브에 유체 결합되고, 제2 밸브는 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계 유체 흐름 속도보다 작고 유체의 온도가 온도 임계값보다 크며 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 요구 임계값보다 클 때 제3 유체 통로로부터 제1 및 제2 유체 통로를 추가로 차단하며, 이에 따라 제1 및 제2 유체 펌프를 통한 또 다른 유체-이용 서브-시스템에 대한 유체 흐름이 차단되는 장치.

**청구항 14**

제13항에 있어서, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제2 임계 유체 흐름 속도보다 작지만 제1 임계 유체 흐름 속도보다 클 때, 그리고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 크고 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 요구 임계값보다 클 때, 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 유체 통로를 차단하고 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 차단하며, 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치와 또

다른 유체-이용 서브-시스템으로만 제1 및 제2 펌프에 의해 공급되는 장치.

**청구항 15**

제14항에 있어서, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제3 임계 유체 흐름 속도보다 작지만 제2 임계 유체 흐름 속도보다 클 때, 그리고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 작을 때 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 유체 통로를 차단하고 제1 유체 통로를 제3 유체 통로에 유체 결합하며 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합하며, 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치와 또 다른 유체-이용 서브-시스템으로만 제1 펌프에 의해 공급되고, 유체는 제2 유체 통로를 통하여 윤활 및 냉각 서브-시스템으로만 제2 펌프에 의해 공급되는 장치.

**청구항 16**

제15항에 있어서, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제3 임계 유체 흐름 속도보다 클 때, 그리고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 클 때, 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템에 제1 및 제2 유체 통로를 유체 결합하고 제3 유체 통로에 제1 유체 통로를 유체 결합하며, 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 하나 이상의 마찰 결합 장치, 또 다른 유체-이용 서브-시스템 및 윤활 및 냉각 시스템에 제1 펌프에 의해 공급되고, 유체는 제2 유체 통로를 통하여 윤활 및 냉각 서브-시스템으로 제2 펌프에 의해 공급되는 장치.

**청구항 17**

제13항에 있어서, 제2 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함하고, 제2 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수이고, 제2 밸브는 스프링 포켓이 비워질 때 스톱의 하나의 단부의 면적 및 스프링의 편향력의 함수로서 정해진 유체 압력에 대해 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 조절하는 장치.

**청구항 18**

제17항에 있어서, 제2 밸브의 스프링 포켓을 선택적으로 비우기 위한 수단을 추가로 포함하는 장치.

**청구항 19**

제13항에 있어서, 또 다른 유체-이용 서브-시스템은 배리에이터와 토크 변환기 중 하나를 포함하는 장치.

**청구항 20**

하나 이상의 마찰 결합 장치 및 하나 이상의 마찰 결합 장치에 추가로 또는 이와는 개별적으로 유체-이용 서브-시스템을 포함하는 차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치로서,

-제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하고, 유체 공급원으로부터 제1 유체 통로를 통하여 유체-이용 서브-시스템에 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프,

-제2 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 변속기의 윤활 및 냉각 서브-시스템으로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프,

-제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 클 때, 제2 유체 통로로부터 제1 유체 통로로 유체를 유도하고 제1 유체 통로와 제2 유체 통로 사이에 유체 결합된 제1 밸브, 및

-제1 및 제2 유체 통로, 유체-이용 서브-시스템 및 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합된 제2 밸브를 포함하고, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계값 유체 흐름 속도 미만이고 유체의 온도가 온도 임계값을 초과하고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 초과하도록 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 임계 요구량을 초과할 때 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 및 제2 유체 통로를 차단하고 제1 유체 통로를 유체-이용 서브-시스템에 유체 결합하며, 이에 따라 유체는 제

1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치와 유체-이용 서브-시스템에 제1 및 제2 펌프에 의해 공급되는 장치.

**청구항 21**

제20항에 있어서, 제1 밸브는 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제2 유체 통로 내의 유체 압력보다 클 때 제2 유체 통로로부터 제2 유체 통로로 유체 흐름을 허용하고, 이와는 달리 제1 유체 통로와 제2 유체 통로 사이의 유체 흐름을 차단하도록 구성되는 볼 체크 밸브를 포함하는 장치.

**청구항 22**

제20항에 있어서, 제2 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함하고, 스프링 포켓은 제어된 압력의 유체를 수용하며, 제2 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체의 제어된 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수인 장치.

**청구항 23**

제22항에 있어서, 제1 유체 통로에 유체 결합된 유체 입구 및 제2 밸브의 스프링 포켓에 유체 결합된 유체 출구를 갖는 트립 밸브를 추가로 포함하고, 트립 밸브는 제2 밸브의 스프링 포켓에 제어된 압력의 유체를 공급하기 위하여 제어 신호에 응답하는 장치.

**청구항 24**

제23항에 있어서, 제어 신호를 생성하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 내부에 저장된 지시를 갖는 메모리를 포함한 제어 회로를 추가로 포함하는 장치.

**청구항 25**

제24항에 있어서, 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함하고, 메모리는 제1 임계 유체 흐름 속도와 상관되는 내부에 저장된 저속 임계값 및 제1 임계 유체 흐름 속도 미만의 제2 임계 유체 흐름 속도와 상관되는 내부에 저장된 응급 저속 임계값을 가지며, 메모리 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값보다는 크지만 저속 임계값 미만인지를 결정함으로써 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계 유체 속도보다 작은지를 결정하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하는 장치.

**청구항 26**

제25항에 있어서, 해당 온도 값을 생성하고 제1 및 제2 펌프에 의해 제공된 유체의 온도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함하고, 온도 임계값과 유체 유동 요구 임계값이 메모리 내에 저장되며, 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 저속 임계값 미만이고 온도 값이 임계값 온도보다 크며 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 요구 임계값보다 클 경우 제어 신호를 생성하고 유체 흐름 요구량을 결정하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하는 장치.

**청구항 27**

제24항에 있어서, 메모리 내에 저장된 지시는 스프링 포켓에 대해 트립 밸브에 의해 공급된 유체 압력이 소정의 위치에 대해 스톱을 제어하도록 스프링의 편향력 및 제1 경로 내의 유체 압력의 함수로서 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하며, 상기 소정의 위치 내에서 유체가 제1 및 제2 펌프에 의해 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 유체-이용 서브-시스템에 제1 유체 통로를 통하여 공급되도록 제2 밸브가 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 및 제2 유체 통로를 차단하고 제1 유체 통로를 제3 유체 통로에 유체 결합하는 장치.

**청구항 28**

제27항에 있어서, 유체-이용 서브-시스템은 토크 변환기와 배리에이터 중 하나를 포함하는 장치.

**청구항 29**

하나 이상의 마찰 결합 장치, 윤활 및 냉각 서브-시스템에 추가로 또는 이와는 개별적으로 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 유체-이용 서브-시스템을 포함하는 차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치로서,

-제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프,

-유체 공급원으로부터 제2 유체 통로에 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프, 및

-제1 및 제2 유체 통로, 유체-이용 서브-시스템 및 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합된 밸브를 포함하고, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 임계 유체 흐름 속도보다 크고 유체의 온도가 온도 임계값 미만일 때 밸브는 제1 유체 통로를 유체-이용 서브-시스템에 유체 결합하고 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합하여 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 제1 펌프에 의해 하나 이상의 마찰 결합 장치와 유체-이용 서브-시스템에 공급되고, 유체는 제2 유체 통로를 통하여 단지 제2 유체 펌프에 의해 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급되는 장치.

**청구항 30**

제29항에 있어서, 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함하고, 스프링 포켓은 제어된 압력의 유체를 수용하며, 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체의 제어된 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수인 장치.

**청구항 31**

제30항에 있어서, 제1 유체 통로에 유체 결합된 유체 입구 및 밸브의 스프링 포켓에 유체 결합된 유체 출구를 갖는 트립 밸브를 추가로 포함하고, 트립 밸브는 밸브의 스프링 포켓에 제어된 압력의 유체를 공급하기 위하여 제어 신호에 응답하는 장치.

**청구항 32**

제31항에 있어서, 제어 신호를 생성하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 내부에 저장된 지시를 갖는 메모리를 포함한 제어 회로를 추가로 포함하는 장치.

**청구항 33**

제32항에 있어서, 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함하고, 메모리는 임계 유체 흐름 속도와 상관되는 내부에 저장된 저속 임계값을 가지며, 메모리 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 저속 임계값보다는 큰지를 결정함으로써 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 임계 유체 속도보다 큰지를 결정하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하는 장치.

**청구항 34**

제33항에 있어서, 해당 온도 값을 생성하고 제1 및 제2 펌프에 의해 제공된 유체의 온도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함하고, 온도 임계값은 메모리 내에 저장되며, 메모리 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 저속 임계값보다 크고 온도 값이 임계값 온도보다 작을 경우 제어 신호를 생성하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하는 장치.

**청구항 35**

제32항에 있어서, 메모리 내에 저장된 지시는 스프링 포켓에 대해 트립 밸브에 의해 공급된 유체 압력이 소정의 위치에 대해 스톱을 제어하도록 스프링의 편향력 및 제1 경로 내의 유체 압력의 함수로서 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하며, 상기 소정의 위치 내에서 유체가 단지 제1 펌프에 의해 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 유체-이용 서브-시스템에 공급되고 유체가 단지 제2 유체 펌프에 의해 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급되도록 밸브는 단지 제1 유체 통로를 유체-이용 서브-시스템에 유체 결합하고 단지 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합하는 장치.

**청구항 36**

제29항에 있어서, 유체-이용 서브-시스템은 토크 변환기와 배리어이터 중 하나를 포함하는 장치.

**청구항 37**

하나 이상의 마찰 결합 장치 및 윤활 및 냉각 서브-시스템을 포함하는 차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치로서,

-제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프,

-유체 공급원으로부터 제2 유체 통로에 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프, 및

-제1 및 제2 유체 통로 및 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합된 밸브를 포함하고, 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 임계 유체 흐름 속도보다 크고 유체의 온도가 온도 임계값보다 클 때 밸브는 제1 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합하여 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 제1 펌프에 의해 하나 이상의 마찰 결합 장치와 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급되고, 유체는 제2 유체 통로를 통하여 제2 유체 펌프에 의해 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급되는 장치.

**청구항 38**

제37항에 있어서, 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함하고, 스프링 포켓은 제어된 압력의 유체를 수용하며, 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체의 제어된 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수인 장치.

**청구항 39**

제38항에 있어서, 제1 유체 통로에 유체 결합된 유체 입구 및 밸브의 스프링 포켓에 유체 결합된 유체 출구를 갖는 트립 밸브를 추가로 포함하고, 트립 밸브는 밸브의 스프링 포켓에 제어된 압력의 유체를 공급하기 위하여 제어 신호에 응답하는 장치.

**청구항 40**

제39항에 있어서, 제어 신호를 생성하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 내부에 저장된 지시를 갖는 메모리를 포함한 제어 회로를 추가로 포함하는 장치.

**청구항 41**

제40항에 있어서, 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함하고, 메모리는 임계 유체 흐름 속도와 상관되는 내부에 저장된 저속 임계값을 가지며, 메모리 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 저속 임계값보다는 큰지를 결정함으로써 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 임계 유체 속도보다 큰지를 결정하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하는 장치.

**청구항 42**

제41항에 있어서, 해당 온도 값을 생성하고 제1 및 제2 펌프에 의해 제공된 유체의 온도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함하고, 온도 임계값은 메모리 내에 저장되며, 메모리 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 저속 임계값보다 크고 온도 값이 임계값 온도보다 작을 경우 제어 신호를 생성하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하는 장치.

**청구항 43**

제40항에 있어서, 메모리 내에 저장된 지시는 스프링 포켓에 대해 트립 밸브에 의해 공급된 유체 압력이 소정의 위치에 대해 스톱을 제어하도록 스프링의 편향력 및 제1 경로 내의 유체 압력의 함수로서 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함하며,

상기 소정의 위치 내에서 유체가 제1 펌프에 의해 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급되고 유체가 제2 유체 펌프에 의해 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급되도록 밸브는 제1 및 제2 유체 통로를

운할 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합하는 장치.

**청구항 44**

제43항에 있어서, 변속기는 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 운할 및 냉각 서브시스템에 추가로 또 다른 유체-이용 서브-시스템을 추가로 포함하고, 또 다른 유체-이용 서브시스템은 밸브에 유체 결합되고, 밸브는 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계 유체 흐름 속도보다 크고 유체의 온도가 온도 임계값보다 클 때 제1 유체 통로를 또 다른 유체-이용 서브-시스템에 추가로 유체 결합하고, 이에 따라 유체가 또한 제1 유체 통로를 통하여 제1 펌프에 의해 또 다른 유체-이용 서브-시스템에 공급되는 장치.

**청구항 45**

제44항에 있어서, 유체-이용 서브-시스템은 토크 변환기와 배리에이터 중 하나를 포함하는 장치.

**청구항 46**

하나 이상의 마찰 결합 장치를 포함하는 차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치로서,

-제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프,

-제1 유체 통로와 유체 연통하는 하나의 단부 및 상기 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함한 밸브, 및

-밸브의 스프링 포켓을 비우거나 또는 조절된 압력을 선택적으로 공급하기 위한 수단을 포함하고, 밸브 내에서 스톱의 위치는 제1 통로 내의 유체 압력, 스프링 포켓 내의 유체 압력 및 스프링의 편향력의 함수이고, 밸브는 조절된 압력이 밸브의 스프링 포켓에 공급될 때 조절된 압력, 제1 유체 통로 내의 유체 압력 및 스프링의 편향력의 함수로서 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 조절하고, 밸브는 스프링 포켓이 비워질 때 스톱의 하나의 단부의 면적 및 스프링의 편향력의 함수로서 정해진 유체 압력으로 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 조절하는 장치.

**청구항 47**

제46항에 있어서, 하나 이상의 마찰 결합 장치로부터 분리되지만 이에 추가로 또 다른 유체-이용 서브-시스템을 추가로 포함하고, 밸브는 제1 유체 통로를 또 다른 유체-이용 서브-시스템에 선택적으로 유체 결합하는 장치.

**청구항 48**

제46항에 있어서, 변속기는 운할 및 냉각 서브-시스템을 포함하고, 유체 공급원으로부터 제2 유체 통로로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프를 추가로 포함하며, 밸브는 제2 유체 통로를 운할 및 냉각 시스템에 선택적으로 유체 결합하는 장치.

**청구항 49**

제48항에 있어서, 밸브는 제1 유체 통로를 운할 및 냉각 시스템에 선택적으로 유체 결합하는 장치.

**명세서**

**기술분야**

[0001] 이 출원은 35 U.S.C. § 119(e) 하에서 명시적으로 본 명세서에 참조로 인용되고, 2010년 12월 15일자로 출원된 미국 가특허 출원 제61/423,296호에 대한 우선권을 주장한다.

[0002] 본 출원은 일반적으로 차량 변속기에 관한 것으로, 더 구체적으로는 이러한 변속기 내에서 유체의 압력 및 흐름을 제어하기 위한 시스템 및 방법에 관한 것이다.

**배경기술**

[0003] 차량 변속기 내의 종래의 변속기 유체 공급 시스템은 변속기 유체를 변속기의 다양한 구성요소 및 서브-시스템에 공급하는 하나 이상의 유체 펌프를 포함할 수 있다. 둘 이상의 이러한 유체 펌프를 포함하는 변속기 내에서,

다양한 유체 압력, 온도 및/또는 흐름 조건 동안에 유체 흐름 요건을 만족시키기 위하여 이러한 펌프에 의해 공급된 유체의 압력 및/또는 흐름을 제어하는 것이 선호될 수 있다.

**발명의 내용**

- [0004] 본 발명은 첨부된 청구항에 언급된 하나 이상의 특징부를 개시하며, 단독으로 또는 조합하여 하기 특징들이 특허가능한 주안점을 포함한다.
- [0005] 본 발명은 첨부된 청구항에 언급된 하나 이상의 특징부 및/또는 하기 하나 이상의 특징부 및 이의 조합을 포함할 수 있다. 차량 변속기에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치는 제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프, 제2 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 변속기의 윤활 및 냉각 서브-시스템으로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프, 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 클 때, 제2 유체 통로로부터 제1 유체 통로로 유체를 유도하고 제1 유체 통로와 제2 유체 통로 사이에 유체 결합된 제1 밸브, 및 제1 및 제2 유체 통로와 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합된 제2 밸브를 포함한다. 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계값 유체 흐름 속도 미만이고 유체의 온도가 온도 임계값을 초과하고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 초과하도록 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 임계 요구량을 초과할 때 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 및 제2 유체 통로를 차단할 수 있다. 따라서, 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치에 제1 및 제2 펌프에 의해 공급될 수 있다.
- [0006] 제1 밸브는 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제2 유체 통로 내의 유체 압력보다 클 때 제2 유체 통로로부터 제2 유체 통로로 유체 흐름을 허용하고, 이와는 달리 제1 유체 통로와 제2 유체 통로 사이의 유체 흐름을 차단하도록 구성되는 볼 체크 밸브를 포함할 수 있다.
- [0007] 제2 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함할 수 있고, 스프링 포켓은 제어된 압력의 유체를 수용한다. 제2 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체의 제어된 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수일 수 있다. 장치는 제1 유체 통로에 유체 결합된 유체 입구 및 제2 밸브의 스프링 포켓에 유체 결합된 유체 출구를 갖는 트립 밸브를 추가로 포함할 수 있다. 트립 밸브는 제2 밸브의 스프링 포켓에 제어된 압력의 유체를 공급하기 위하여 제어 신호에 응답할 수 있다. 장치는 제어 신호를 생성하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 내부에 저장된 지시를 갖는 메모리를 포함한 제어 회로를 추가로 포함할 수 있다. 장치는 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함할 수 있다. 메모리는 제1 임계 유체 흐름 속도와 상관되는 내부에 저장된 응급 저속 임계값을 가질 수 있으며, 메모리 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값 미만인지를 결정함으로써 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계 유체 속도보다 작은지를 결정하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함할 수 있다. 장치는 해당 온도 값을 생성하고 제1 및 제2 펌프에 의해 제공된 유체의 온도를 결정하기 위한 수단을 추가로 포함할 수 있다. 온도 임계값과 유체 유동 요구 임계값이 메모리 내에 저장될 수 있으며, 변속기의 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값 미만이고 온도 값이 임계값 온도보다 크며 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 요구 임계값보다 클 경우 제어 신호를 생성하고 유체 흐름 요구량을 결정하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함할 수 있다.
- [0008] 메모리 내에 저장된 지시는 스프링 포켓에 대해 트립 밸브에 의해 공급된 유체 압력이 소정의 위치에 대해 스톱을 제어하도록 스프링의 편향력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수로서 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로에 의해 실행가능한 지시를 포함할 수 있으며, 상기 소정의 위치 내에서 유체가 제1 및 제2 펌프에 의해 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치에 제1 유체 통로를 통하여 공급되도록 제2 밸브가 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 및 제2 유체 통로를 차단한다.
- [0009] 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제2 임계 유체 흐름 속도보다 작지만 제1 임계 유체 흐름 속도보다 클 때, 그리고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 작을 때 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 유체 통로를 차단하고 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합할 수 있다. 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치로만 제1 펌프에 의해 공급될 수 있고, 유체는 또한 제2 유체 통로

를 통하여 윤활 및 냉각 서브-시스템으로만 제2 펌프에 의해 공급될 수 있다. 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제2 임계 유체 흐름 속도보다 크고, 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 클 때 제2 밸브는 제1 및 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템을 결합할 수 있다. 유체는 제1 펌프에 의해 제1 유체 통로를 통하여 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 윤활 및 냉각 시스템에 공급될 수 있고, 유체는 제2 펌프에 의해 제2 유체 통로를 통하여 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급될 수 있다. 제2 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함할 수 있다. 제2 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수일 수 있고, 제2 밸브는 스프링 포켓이 비워질 때 스톱의 하나의 단부의 면적 및 스프링의 편향력의 함수로서 정해진 유체 압력에 대해 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 조절할 수 있다. 장치는 제2 밸브의 스프링 포켓을 선택적으로 비우기 위한(exhausting) 수단을 추가로 포함할 수 있다.

[0010] 변속기는 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 윤활 및 냉각 서브시스템에 추가로 또 다른 유체-이용 서브-시스템을 추가로 포함할 수 있다. 또 다른 유체-이용 서브시스템은 제3 유체 통로를 통하여 제2 밸브에 유체 결합될 수 있다. 제2 밸브는 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계 유체 흐름 속도보다 작고 유체의 온도가 온도 임계값보다 크며 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 요구 임계값보다 클 때 제3 유체 통로로부터 제1 및 제2 유체 통로를 추가로 차단할 수 있다. 이에 따라 제1 및 제2 유체 펌프를 통한 또 다른 유체-이용 서브-시스템에 대한 유체 흐름이 차단될 수 있다. 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제2 임계 유체 흐름 속도보다 작지만 제1 임계 유체 흐름 속도보다 클 때, 그리고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 크고 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 요구 임계값보다 클 때, 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 유체 통로를 차단하고 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 차단할 수 있다. 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치와 또 다른 유체-이용 서브-시스템으로만 제1 및 제2 펌프에 의해 공급될 수 있다. 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제3 임계 유체 흐름 속도보다 작지만 제2 임계 유체 흐름 속도보다 클 때, 그리고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 작을 때 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 유체 통로를 차단할 수 있고, 제1 유체 통로를 제3 유체 통로에 유체 결합하며 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합할 수 있다. 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치와 또 다른 유체-이용 서브-시스템으로만 제1 펌프에 의해 공급될 수 있고 유체는 제2 유체 통로를 통하여 윤활 및 냉각 서브-시스템으로만 제2 펌프에 의해 공급될 수 있다. 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제3 임계 유체 흐름 속도보다 클 때, 그리고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 작도록 유체의 온도가 온도 임계값보다 클 때, 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템에 제1 및 제2 유체 통로를 유체 결합하고 제3 유체 통로에 제1 유체 통로를 유체 결합할 수 있다. 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 하나 이상의 마찰 결합 장치, 또 다른 유체-이용 서브-시스템 및 윤활 및 냉각 시스템에 제1 펌프에 의해 공급될 수 있고, 유체는 제2 유체 통로를 통하여 윤활 및 냉각 서브-시스템으로 제2 펌프에 의해 공급될 수 있다.

[0011] 제2 밸브는 제1 유체 통로와 유체 연통되는 하나의 단부 및 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함할 수 있다. 제2 밸브 내에서 스톱의 위치는 스프링의 편향력, 스프링 포켓 내의 유체 압력 및 제1 통로 내의 유체 압력의 함수이고, 제2 밸브는 스프링 포켓이 비워질 때 스톱의 하나의 단부의 면적 및 스프링의 편향력의 함수로서 정해진 유체 압력에 대해 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 조절할 수 있다. 장치는 제2 밸브의 스프링 포켓을 선택적으로 비우기 위한 수단을 추가로 포함할 수 있다. 또 다른 유체-이용 서브-시스템은 배리에이터와 토크 변환기 중 하나를 포함할 수 있다.

[0012] 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 하나 이상의 마찰 결합 장치에 추가로 또는 이와는 개별적으로 유체-이용 서브-시스템을 포함하는 차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치는 제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하고, 유체 공급원으로부터 제1 유체 통로를 통하여 유체-이용 서브-시스템에 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프, 제2 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 변속기의 윤활 및 냉각 서브-시스템으로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프, 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력보다 클 때, 제2 유체 통로로부터 제1 유체 통로로 유체를 유도하고 제1 유체 통로와 제2 유체 통로 사이에 유체 결합된 제1 밸브, 및 제1 및 제2 유체 통로, 유체-이용 서브-시스템 및 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합된 제2 밸브를 포함할 수 있다. 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 제1 임계값 유체 흐름

속도 미만이고 유체의 온도가 온도 임계값을 초과하고 제2 유체 통로 내의 유체 압력이 적어도 임계 압력 크기 만큼 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 초과하도록 유체 흐름 요구량이 유체 흐름 임계 요구량을 초과할 때 제2 밸브는 윤활 및 냉각 서브-시스템으로부터 제1 및 제2 유체 통로를 차단하고 제1 유체 통로를 유체-이용 서브-시스템에 유체 결합할 수 있다. 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 하나 이상의 마찰 결합 장치와 유체-이용 서브-시스템에 제1 및 제2 펌프에 의해 공급될 수 있다.

[0013] 하나 이상의 마찰 결합 장치, 윤활 및 냉각 서브-시스템에 추가로 또는 이와는 개별적으로 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 유체-이용 서브-시스템을 포함하는 차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치는 제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프, 유체 공급원으로부터 제2 유체 통로에 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프, 및 제1 및 제2 유체 통로, 유체-이용 서브-시스템 및 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합된 밸브를 포함할 수 있다. 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 임계 유체 흐름 속도보다 크고 유체의 온도가 온도 임계값 미만일 때 밸브는 제1 유체 통로를 유체-이용 서브-시스템에 유체 결합하고 제2 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합할 수 있다. 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 단지 제1 펌프에 의해 하나 이상의 마찰 결합 장치와 유체-이용 서브-시스템에 공급되고, 유체는 제2 유체 통로를 통하여 단지 제2 유체 펌프에 의해 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급될 수 있다.

[0014] 하나 이상의 마찰 결합 장치 및 윤활 및 냉각 서브-시스템을 포함하는 차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치는 제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프, 유체 공급원으로부터 제2 유체 통로에 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제2 펌프, 및 제1 및 제2 유체 통로 및 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합된 밸브를 포함할 수 있다. 제1 유체 통로 내의 유체의 흐름 속도가 임계 유체 흐름 속도보다 크고 유체의 온도가 온도 임계값보다 클 때 밸브는 제1 유체 통로를 윤활 및 냉각 서브-시스템에 유체 결합할 수 있다. 이에 따라 유체는 제1 유체 통로를 통하여 제1 펌프에 의해 하나 이상의 마찰 결합 장치와 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급될 수 있고, 유체는 제2 유체 통로를 통하여 제2 유체 펌프에 의해 윤활 및 냉각 서브-시스템에 공급될 수 있다. 또 다른 유체-이용 서브-시스템은 배리어터 및 토크 변환기 중 하나를 포함할 수 있다.

[0015] 하나 이상의 마찰 결합 장치를 포함하는 차량 변속기 내에서 유체 흐름을 제어하기 위한 장치는 제1 유체 통로를 통하여 유체 공급원으로부터 하나 이상의 마찰 결합 장치로 유체를 공급하기 위하여 변속기의 입력 샤프트에 의해 구동되는 제1 펌프, 제1 유체 통로와 유체 연통하는 하나의 단부 및 상기 하나의 단부의 방향으로 스프링의 편향 하에서 스프링 포켓 내에 배치된 마주보는 단부를 갖는 스톱을 포함한 밸브, 및 밸브의 스프링 포켓을 비우거나 또는 조절된 압력을 선택적으로 공급하기 위한 수단을 포함할 수 있다. 밸브 내에서 스톱의 위치는 제1 통로 내의 유체 압력, 스프링 포켓 내의 유체 압력 및 스프링의 편향력의 함수일 수 있다. 밸브는 조절된 압력이 밸브의 스프링 포켓에 공급될 때 조절된 압력, 제1 유체 통로 내의 유체 압력 및 스프링의 편향력의 함수로서 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 조절할 수 있다. 밸브는 또한 스프링 포켓이 비워질 때 스톱의 하나의 단부의 면적 및 스프링의 편향력의 함수로서 정해진 유체 압력으로 제1 유체 통로 내의 유체 압력을 조절할 수 있다.

[0016] 본 발명은, 첨부된 청구범위에 언급된 하나 이상의 특징들 및/또는 하나 이상의 하위 특징들 및 이들의 조합을 포함한다.

**도면의 간단한 설명**

[0017] 본 명세서에 기술된 시스템과 방법들은 첨부된 도면들에서 제한적인 방식이 아니라 단지 예로서 예시되어 있다. 예시의 간략성과 단순성을 위해, 도면에 예시된 요소들은 반드시 실측으로 도시되지는 않는다. 예를 들어, 몇몇 요소들의 수치들은 명확성을 위해 다른 요소들에 비해 과장되게 도시될 수도 있다. 또한, 적절한 것으로 간주된 위치에서, 상응 요소 또는 유사 요소들을 가리키기 위해 도면들 중에서 도면부호들이 반복되었다.

도 1은 토로이달 트랙션 드라이브 차량 변속기의 작동을 제어하기 위한 시스템의 일 예시적인 실시 형태의 블록도.

도 2a는 도 1에 도시된 토로이달 트랙션 드라이브 차량 변속기의 일부를 형성하는 배리어터의 일 예시적 실시

형태의 작동을 도시하는 도면.

도 2b는 도 2a의 배리어터의 작동을 추가로 도시하는 도면.

도 3은 도 1에 도시된 토로이달 트랙션 드라이브 차량 변속기의 일부를 형성하는 전자-유압 제어 시스템의 일 예시적인 실시 형태의 도면.

도 4는 듀얼 펌프 압력 및 흐름 조절기 밸브의 일 작동 상태를 도시하는, 도 3에 도시된 전자-유압 제어 시스템의 클러치 및 배리어터 유체 압력 및 유체 흐름 제어 서브-시스템의 확대도.

도 5는 듀얼 펌프 압력 및 흐름 조절기 밸브의 다른 작동 상태를 도시하는 도 4와 유사한 도면.

도 6은 듀얼 펌프 압력 및 흐름 조절기 밸브의 다른 작동 상태를 도시하는 도 4와 유사한 또 다른 도면.

도 7은 듀얼 펌프 압력 및 흐름 조절기 밸브의 다른 작동 상태를 도시하는 도 4와 유사한 또 다른 도면.

도 8은 듀얼 펌프 압력 및 흐름 조절기 밸브의 다른 작동 상태를 도시하는 도 4와 유사한 또 다른 도면.

도 9는 통상적인 토크 변환기가 도 1 내지 도 3에 도시된 배리어터를 교체하는 자동 변속기 내에 배치된 도 4 내지 도 8의 클러치 및 배리어터 유체 압력 및 유체 흐름 제어 서브-시스템을 도시하는 도 4와 유사한 또 다른 도면.

**발명을 실시하기 위한 구체적인 내용**

[0018] 본 발명의 사상의 이해를 돕기 위하여, 첨부된 도면에 도시된 다수의 예시적 실시 형태가 이를 나타내기 위해 사용될 것이다.

[0019] 본 발명의 개념들이 다양한 변형예 및 대안예의 형태로 제공될 수 있지만, 본 명세서의 특정의 대표적인 실시 형태들이 예로서 도면에 도시되어 있고 하기에서 상세하게 기술될 것이다. 그러나, 본 발명의 개념을 본 명세서에 개시된 특정 형태들로 제한하려는 의도가 아니며, 그 반대로, 본 발명은 첨부된 청구항들에서 정의된 것과 같이 본 발명의 범위와 사상을 벗어나지 않고서 모든 변형예, 균등예 및 대안예들을 다루기 위한 것임을 이해해야 한다.

[0020] 본 명세서에서, 용어 "한 실시 형태", "실시 형태", "실례의 실시 형태" 등은 본 명세서에 기술된 실시 형태가 구체적인 특징, 구성, 또는 형태를 포함할 수 있으나 반드시 특정의 특징, 구성, 또는 형태를 포함할 필요는 없다는 것을 가리킨다. 게다가, 이러한 문구들은 반드시 동일한 실시 형태를 지칭할 필요는 없다. 또한, 한 구체적인 특징, 구성, 또는 형태가 한 실시 형태에 관해 기술될 때, 그 외의 다른 실시 형태들에 관해 명시적으로 기술되던지 아닌지 간에 이러한 특징, 구성, 또는 형태에 영향을 끼치는 것은 당업자의 기술 내에 있는 것으로 간주된다.

[0021] 이제, 도 1을 참조하면, 토로이달 트랙션 드라이브 자동 변속기(toroidal traction drive automatic transmission, 14)의 작동을 제어하기 위한 시스템(10)의 일 예시적 실시 형태가 블록도로 도시된다. 도시된 실시 형태에서, 파워 플랜트 또는 에너지 센터(12)는 파워 플랜트(12)의 회전식 출력 샤프트(16)가 통상적인 방식으로 변속기(14)의 회전식 입력 샤프트(18)에 결합되도록 자동 변속기(14)에 결합된다. 입력 샤프트(18)는 도시된 실시 형태에서 예를 들어, 하나 이상의 통상적인 선택적 결합가능한 클러치 또는 이와 유사한 것과 같은 복수의 선택적 결합가능한 마찰 장치를 추가로 포함하는 조합 배리어터(variator) 및 기어 세트(20)에 결합되고, 조합 배리어터 및 기어 세트(combination variator and gear set, 20)의 출력부는 회전식 출력 샤프트(22)에 결합된다. 조합 배리어터 및 기어 세트(20)는 예시적으로 전자-유압 제어 시스템(24)에 의해 제어되고, 이의 일부 세부사항은 하기에서 더 상세하게 기재될 것이다.

[0022] 파워 플랜트(12)는 일반적으로 출력 샤프트(16)에서 회전 구동력을 생성하는 장치이다. 파워 플랜트(12)의 예에는 예컨대, 스파크 점화식, 압축 점화 또는 다른 변형예의 내연 기관, 스팀 엔진, 또는 하나 이상의 다른 연료 공급원, 하나 이상의 전기 발전기, 및 등으로부터 기계적 에너지를 생성하는 엔진 유형의 하나 이상의 조합이 포함되지만 이로 제한되지 않아야 한다.

[0023] 조합 배리어터 및 기어 세트(20)는 예시적으로 통상적인 기어 세트에 결합되는 통상적인 풀-토로이달, 트랙션-드라이브 배리어터를 포함한다. 도 2a 및 도 2b를 참조하면, 풀-토로이달, 트랙션-드라이브 배리어터(40)와 같은 구조적 특징부들 중 일부의 일 예시적 실시 형태가 도시된다. 도시된 실시 형태에서, 배리어터(40)는 서로 독립적으로 회전하는 한 쌍의 마주보는 토로이달-형태의 디스크(42, 44)를 포함한다. 예를 들어, 디스크

(42)는 디스크(42)가 파워 플랜트(12)에 의해 직접 회전구동되도록 변속기(14)의 입력 샤프트(18)에 직접 연결된다. 대안으로, 디스크(42)는 예를 들어, 하나 이상의 기어 세트 또는 다른 구조물과 같은 하나 이상의 구조물을 통하여 변속기의 입력 샤프트(18)에 연결될 수 있다. 이 개시의 목적으로, 변속기의 입력 샤프트(18)와 디스크(42) 사이의 관계를 나타내기 위해 사용된 용어 "결합된"은 직접 연결, 즉 변속기(14)의 입력 샤프트(18)와 디스크(42) 사이의 결합 또는 변속기(14)의 입력 샤프트(18)와 디스크(42) 사이에 개재된 하나 이상의 구조물을 통한 변속기(14)의 입력 샤프트(18)와 디스크(42) 사이의 간접 연결로서 정의된다. 예시적으로, 디스크(44)는 배리에이터(40)의 출력 샤프트(46)에 고정되게 결합되고, 디스크(44)가 샤프트(18) 주위에서 자유롭게 회전하도록 샤프트(18)에 회전가능하게 결합된다. 배리에이터(40)의 출력 샤프트(46)는 배리에이터(40)의 출력 샤프트(46)가 파워 플랜트(12)와 변속기(14)를 운반하는 차량(도시되지 않음)의 하나 이상의 휠을 구동하도록 하나 이상의 변속기 기어를 통하여 직접 또는 간접적으로 변속기(14)의 출력 샤프트(22)에 결합된다.

[0024] 마주보는 내부 아치-형 표면들, 예를 들어, 디스크(42, 44)의 오목한 표면들 사이에 다수의 롤러(48)가 예시적으로 배치되고, 트랙션 유체(도시되지 않음)는 디스크(42, 44)의 내부 표면과 이러한 롤러(48) 각각의 롤링 표면 사이에 배치된다. 도시된 실시 형태에서, 이에 따라 다양한 롤러(48)들의 롤링 표면은 디스크(42, 44)의 내부 표면과 구조적 방식으로 접촉하지 않고, 게다가 토크가 트랙션 유체를 통하여 두 디스크(42, 44)들 사이에서 다양한 롤러(48)에 의해 전달된다. 이는 토크가 디스크(42, 44)의 아치형 내부 표면과 롤러(48)의 롤링 표면 사이의 구조적 접촉부를 통해서가 아니라 트랙션 유체를 통하여 2개의 디스크(42, 44) 사이에서 전달되기 때문이며, 배리에이터는 트랙션-드라이브 장치로 지칭된다.

[0025] 도 2a 및 도 2b에 도시된 실시 형태에서, 2개의 이러한 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)는 2개의 디스크(42, 44)의 마주보는 내부 표면들 사이에 작동가능하게 배치된 것으로 도시된다. 예를 들어, 통상적인 유압 구동식 피스톤의 형태인 롤러 액추에이터(50<sub>1</sub>)는 브래킷(52<sub>1</sub>)을 통하여 롤러(48<sub>1</sub>)에 결합되고, 또 다른 통상적인 유압 구동식 피스톤의 형태인 또 다른 롤러 액추에이터(50<sub>2</sub>)는 브래킷(52<sub>2</sub>)을 통하여 롤러(48<sub>2</sub>)에 결합된다. 브래킷(52<sub>1</sub>, 52<sub>2</sub>)은 회전식 샤프트를 나타내지 않고 이 샤프트 주위에서 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)는 회전가능하게 구동될 수 있다. 게다가, 브래킷(52<sub>1</sub>, 52<sub>2</sub>)은 이 주위에서 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)가 회전하는 구조물을 나타낸다. 하나의 실제 응용에서, 예를 들어, 브래킷(52<sub>1</sub>, 52<sub>2</sub>)은 브래킷(52<sub>1</sub>, 52<sub>2</sub>)과 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)가 도 2a 및 도 2b에 도시된 도면에 대해 일반적으로 수직으로 연장되도록 이의 측면 상에서 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)의 중심 허브에 부착되도록 구성된다.

[0026] 유압 제어식 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)는 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)의 일 측면에 가해진 고-측 유압과 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)의 마주보는 측면에 가해진 저-측 유압을 선택적으로 제어함으로써 각각 제어될 수 있다. 네트 유압, 즉 가해진 고-측 유압과 저-측 유압 사이의 차이에 의해 생성된 트랙션력은 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)에 의해 트랙션 유체를 통하여 2개의 디스크(42, 44)에 전달되고, 이 가해진 트랙션력은 2개의 디스크(42, 44) 사이에서 전달된 토크를 형성한다. 따라서, 2개의 디스크(42, 44) 사이에 전달된 토크의 크기와 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)에 가해진 네트 유압 사이에 직접적인 관계가 존재한다. 각각의 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)는 유압 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)에 가해진 네트 유압에 의해 형성된 디스크(42, 44)에 대해 토크를 전달하기 위하여 필요한 디스크(42, 44)에 대한 위치 및 틸트 각으로 전진하고 진행한다. 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)에 가해진 네트 유압의 크기 차이는 출력 샤프트에 전달된 토크를 변화시킨다. 2개의 디스크(42, 44)에 대해 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)에 의해 가해진 토크의 방향은 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)에 가해진 고 및 하측 압력의 상대적인 크기에 의해 정해진다. 일 예시적인 실시 형태에서, 예를 들어, 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)는 고측 유압이 저측 유압보다 클 경우 2개의 디스크(42, 44)에 양의 토크를 가하며, 역으로 저측 유압이 고측 유압보다 클 경우 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)는 2개의 디스크에 대해 음의 토크를 가한다. 대안의 실시 형태에서, 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)는 저측 유압이 고측 유압보다 클 경우 2개의 디스크(42, 44)에 양의 토크를 가할 수 있으며, 역으로 고측 유압이 저측 유압보다 클 경우 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)는 2개의 디스크에 대해 음의 토크를 가할 수 있다. 임의의 경우, 롤러(48<sub>1</sub>, 48<sub>2</sub>)는 프리-캐스토링하고(free-castoring), 출력 에너지와 동일한 입력 에너지를 기초로 드라이브 트레인 속도와 엔진의 정확한 정합비를 제공하는 위치를 찾기 위해 액추에이터(50<sub>1</sub>, 50<sub>2</sub>)에 응답한다.

[0027] 일 예시적 응용에서, 배리에이터(40)는 도 2a 및 도 2b에 도시된 실시 형태가 이러한 응용의 절반을 나타내도록 서로 고정되게 결합된 쌍을 이루는 디스크(42) 및 또한 서로 고정되게 결합된 쌍을 이루는 디스크(44)를 갖는 2

세트 또는 쌍의 디스크(42, 44)를 포함한다. 이 예시적 응용에서, 3개의 롤러가 총 6개의 롤러(48<sub>1</sub>-48<sub>6</sub>)와 6개의 해당 유압 제어식 액추에이터(50<sub>1</sub>-50<sub>6</sub>)에 대해 각각의 마주보는 세트의 디스크(42, 44) 사이에 배치된다. 그러나, 배리어(40)의 이 특정 응용은 단지 예로서 도시 및 기재되며, 형상이 단지 부분적으로 토로이달 형상으로 구성되고 및/또는 유압 제어식 액추에이터(50) 및 몇몇의 롤러(48)를 포함하는 몇몇의 쌍의 디스크(42, 44)가 구비된 배리어(40)의 다른 실시 형태가 대안으로 사용될 수 있다. 배리어(40)의 작동이 일반적으로 유압식으로 제어되는 것과 같이 도시 및 기재될지라도, 이 개시는 배리어(40)의 작동이 단지 전자 또는 전자-기계 구조물을 통하여 제어되는 실시 형태를 고려한다.

[0028] 제차, 도 1을 참조하면, 조합 배리어 및 기어 세트(20) 내의 기어 세트는 예시적으로 배리어, 예를 들어, 도 2에 관해 도시 및 기재된 배리어(40)에 결합 또는 이와 일체로 구성되고, 적어도 2개의 자동 선택가능한 기어비를 형성하는 하나 이상의 통상적인 유성 기어 세트(들) 및/또는 다른 기어 세트(들)를 포함한다. 조합 배리어 및 기어 세트(20)는 예시적으로 다수의 종래의 마찰 장치, 예를 들어 2개의 기어비를 사이에서 변속기(14)의 쉬프팅을 제어하기 위해 선택적으로 제어될 수 있는 클러치를 추가로 포함한다. 대안의 실시 형태에서, 기어 세트는 하나 이상이 유성 기어 세트, 하나 이상의 다른 종래의 기어 세트와 조합되는 하나 이상의 유성 기어 세트, 또는 전적으로 하나 이상의 비-유성 기어 세트를 포함할 수 있다.

[0029] 도 1에 도시된 예시 실시 형태에서, 변속기(14)는 예를 들어, 3개의 종래의 클러치(C1, C2, C3)의 형태인 3개의 마찰 장치를 포함한다. 이 실시 형태에서, 각각의 클러치(C1, C2, C3)는 예를 들어, 전자-유압 제어 시스템(24)의 제어 하에서 유체 압력에 의해 종래의 방식으로 작동된다. 이에 관하여, 유체 통로(25<sub>1</sub>)는 클러치(C1)와 전자-유압 제어 시스템(24) 사이에 유체 결합되고(fluidly coupled), 유체 통로(25<sub>2</sub>)는 클러치(C2)와 전자-유압 제어 시스템(24) 사이에서 유체 결합되며, 유체 통로(25<sub>3</sub>)는 클러치(C3)와 전자-유압 제어 시스템(24) 사이에 유체 결합된다. 전자-유압 제어 시스템(24)은 각각 유체 통로(25<sub>1</sub> - 25<sub>3</sub>) 내에서 유체 압력을 제어함으로써 클러치(C1-C3)의 작동을 제어하도록 작동될 수 있다.

[0030] 기어 세트 및 클러치(C1, C2, C3)는 예시적으로 변속기(14)의 4가지의 개별 작동 모드를 제공하도록 배열되고, 변속기(14)의 다양한 작동 모드는 클러치(C1, C2, C3)의 작동에 의해 선택적으로 제어된다. 제1 작동 모드(M1)에서, 예를 들어, 클러치(C1)가 이용되고, 예를 들어 결합되며, 동시에 클러치(C2, C3)는 분리되고, 예를 들어, 결합 해제되며, 이 모드에서 전진 또는 후진 런치가 달성될 수 있고, 변속기(14)가 있는 차량은 시간당 최대 10 마일의 차량 속도로 작동될 수 있다. 제2 작동 모드(M2)에서, 다른 예로서, 클러치(C2)는 결합되는 동시에 클러치(C1, C3)는 결합해제되고, 이 모드에서, 차량은 시간당 최대 약 10 마일 내지 30 마일의 차량 속도로 작동될 수 있다. 제3 작동 모드(M3)에서, 다른 예로서, 클러치(C3)는 결합되는 동시에 클러치(C1, C2)는 결합해제되고, 이 모드에서, 차량은 시간당 약 30 마일의 차량 속도로 작동될 수 있다. 제4 작동 모드(M0)에서, 다른 예로서, 클러치(C1, C2, C3)는 결합해제되고, 이 모드에서 변속기(14)는 중립 상태이다. 각각의 작동 모드 내에서, 변속기(14)의 출력 샤프트(22)에 가해진 토크는 배리어, 예를 들어 배리어(40)에 의해 제어된다. 다양한 작동 모드(M1, M2, M3)들 간의 변이 상태에서, 배리어 토크는 하나의 작동 모드로부터 다른 작동 모드로의 변이를 돕기 위해 예시적으로 역전된다.

[0031] 시스템(10)은 변속기(14)의 전체 작동을 제어 및 관리하는 변속기 제어 회로(30)를 추가로 포함한다. 변속기 제어 회로(30)는 해당 신호 경로(26<sub>1</sub> - 26<sub>M</sub>)를 통하여 전자-유압 제어 시스템(24) 내에 포함된 해당 작동 파라미터 센서에 전기적으로 연결되는 M개의 작동 파라미터 입력(OP<sub>1</sub> - OP<sub>M</sub>)을 포함하고, 여기서 M은 임의의 양의 정수일 수 있다. 전자-유압 제어 시스템(24) 내에 포함된 하나 이상의 작동 파라미터 센서의 예는 후술될 것이며, 이는 변속기 제어 회로(30)에 의해 수신되는 신호 경로(26<sub>1</sub> - 26<sub>M</sub>)에서 해당 작동 파라미터 신호를 생성한다. 변속기(14)는 변속기 입력 샤프트(18)의 회전 속도를 감지하도록 배치된 변속기 입력 샤프트 속도 센서(33)를 추가로 포함한다. 속도 센서(33)는 신호 경로(34)를 통하여 제어 회로(30)의 변속기 입력 속도(TIS) 입력에 전기적으로 연결된다. 속도 센서(33)는 통상적일 수 있으며, 변속기 입력 샤프트(18)의 회전 속도에 해당하는 회전 속도를 생성하도록 구성된다. 변속기(14)는 변속기(14) 내에서 순환하는 변속기 유체의 작동 온도를 감지하도록 배치된 온도 센서(35)를 추가로 포함한다. 온도 센서(34)는 신호 경로(36)를 통하여 제어 회로(30)의 변속기 유체 온도 입력(TFT)에 전기적으로 연결된다. 온도 센서(35)는 통상적일 수 있으며, 변속기(14) 내에서 순환하는 변속기 유체의 작동 온도에 해당하는 온도 신호를 생성하도록 구성된다.

[0032] 변속기(14)는 해당 신호 경로(28<sub>1</sub> - 28<sub>N</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)의 액추에이터 제어 출력(AC<sub>1</sub> - AC<sub>N</sub>)의

해당 개수들 중 상이한 하나에 각각 전기적으로 연결되는 전자-유압 제어 시스템(24) 내에 포함된 N개의 전기적으로 제어가능한 액추에이터를 추가로 포함하고, 여기서 N은 임의의 양의 정수일 수 있다. 전자-유압 제어 시스템(24) 내에 포함된 하나 이상의 전기적으로 제어가능한 액추에이터의 예는 후술될 것이며, 이는 변속기(14)의 다양한 작동 특징들을 제어하기 위하여 해당 신호 경로(28<sub>1</sub> - 28<sub>N</sub>) 상에서 변속기 제어 회로(30)에 의해 생성된 액추에이터 제어 신호에 응답한다.

[0033] 예시적으로, 변속기 제어 회로(30)는 마이크로프로세서-기반이고, 일반적으로 변속기(14)의 작동을 제어하기 위하여, 보다 구체적으로는 전자-유압 제어 시스템(24)의 작동을 제어하기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 내부에 저장된 지시를 포함하는 메모리 유닛(32)을 포함한다. 그러나, 이 개시는 변속기 제어 회로(30)가 마이크로프로세서-기반이 아니지만 일반적으로 변속기(14)의 작동을 제어하고 보다 구체적으로 메모리 유닛(32) 내에 저장된 하나 이상의 세트의 하드웨어 지시 및/또는 소프트웨어 지시를 기초로 전자-유압 시스템(24)의 작동을 제어하도록 구성되는 다른 실시 형태를 고려한다.

[0034] 이제, 도 3을 참조하면, 도 1의 전자-유압 제어 시스템(24)의 하나의 예시적 실시 형태에 대한 개략도가 도시된다. 도시된 실시 형태에서, 전자-유압 제어 시스템(24)은 대략적으로 개별 제어 섹션들; 배리에이터 트림 제어 서브-시스템(56A), 배리에이터 액추에이터 서브-시스템(56B) 및 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)을 포함하는 배리에이터 제어 섹션(56), 클러치 제어 섹션(58), 및 클러치 및 배리에이터 압력 제어 섹션(98)으로 대략적으로 분할된다.

[0035] 클러치 및 배리에이터 압력 및 유체 흐름 제어 섹션(98)을 구체적으로 언급하면, 통상적인 유체 펌프(60)가 변속기 유체, 예를 들어, 통상적인 변속기 오일을 배리에이터 트림 제어 섹션(56A), 배리에이터 스위칭 및 오류 감지 섹션(56C)에 공급하도록 구성되고, 변속기 유체의 공급원(64), 예를 들어, 통상적인 변속기 펌프(64)로부터 클러치 제어 섹션(58)에 공급하도록 구성된다. 일 예시적인 실시 형태에서, 유체 펌프(60)는 변속기(14)의 입력 샤프트(18)를 통하여 엔진(12)의 드라이브 샤프트(16)에 의해 구동되는 통상적인 양-변위 펌프이고, 다수의 마찰 제어 장치, 예를 들어, 클러치에 그리고 배리에이터에 펌프(64)로부터의 가압된 유체를 공급하도록 크기가 형성되고 구성된다. 도시된 실시 형태에서, 유체 펌프(60)의 유체 입구는 유체 통로(62)를 통하여 펌프(64)에 유체 결합된다. 예시적으로, 온도 센서(35)는 온도 센서(35)가 변속기(14)에 대해 어디든지 대안으로 배치 또는 위치될 수 있을지라도, 센서(35)에 의해 생성된 온도 신호가 펌프(64) 내의 변속기 유체의 온도에 해당하도록 펌프(64)에 유체 결합되거나 또는 이에 의해 배치된다.

[0036] 펌프(60)의 유체 출구는 클러치 메인 유체 통로(65)를 통하여 유체 포트 및 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 단부에, 체크 볼 밸브(101)의 유체 출구에, 배리에이터 트림 밸브(70)의 유체 입구에, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)의 유체 포트에, 통상적인 흐름 감소기를 통하여 제어 메인 유체 통로(104)에, 통상적인 메인 압력 조절기 밸브(180)의 유체 포트에, 메인 클러치 밸브 릴리프 밸브(186)의 유체 입구, 그리고 클러치 제어 섹션(58) 내에 포함된 2개의 트림 밸브(152, 154)의 유체 포트에 유체 결합된다. 클러치 및 배리에이터 압력 제어 섹션(98)은 변속기 유체, 예를 들어, 통상적인 변속기 오일을 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)에, 그리고 일부 작동 조건 하에서 유체 펌프(60)에 의해 유체의 공급을 보충하기 위해 유체 통로(65)에 공급하도록 구성된 또 다른 통상적인 유체 펌프(100)를 추가로 포함한다. 일 예시적인 실시 형태에서, 유체 펌프(100)는 변속기(14)의 입력 샤프트(18)를 통하여 엔진(12)의 드라이브 샤프트(16)에 의해 구동되는 통상적인 양-변위 펌프이고, 통상적인 변속기 윤활 시스템에 가압된 유체를 공급하도록 크기가 형성되고 구성된다. 도시된 실시 형태에서, 유체 펌프(100)의 유체 입구는 유체 통로(62)를 통하여 펌프(64)에 유체 결합된다. 펌프(100)의 유체 출구는 유체 냉각기/루브 유체 통로(fluid cooler/lube fluid passageway, 102)를 통하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 유체 포트 그리고 체크 볼 밸브(101)의 유체 입구에 유체 결합된다. 전자-유압 제어 시스템(24)의 일부 작동 조건 하에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)는 유체 통로(162)를 통하여 변속기(14)의 통상적인 냉각기 및 윤활 서브-시스템(160)에 유체 펌프(100)에 의해 공급되는 유체를 유도한다. 도시된 실시 형태에서, 유체 통로(162)는 냉각기 릴리프 밸브(164)의 유체 입구 그리고 통상적인 냉각기(166)의 유체 입구에 유체 결합된다. 냉각기(166)의 유체 출구는 유체 필터(168)를 통하여 유체 포트 그리고 기어 윤활 조절기 밸브(170)의 단부에 유체 결합되고, 각각 기어 윤활 및 배리에이터 윤활 통로(172, 174)에 유체 결합된다. 일반적으로 클러치 및 배리에이터 압력 제어 섹션(98)의 구조 및 작동 및 구체적으로 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 구조 및 작동에 관한 추가 세부사항은 하기에서 상세히 기재될 것이다.

[0037] 제어 메인 유체 통로(104)는 통상적인 제어 메인 압력 릴리프 밸브(182) 및 제어 메인 압력 조절기 밸브(180)의 유체 입구 및 유체 포트, 통상적인 제어 메인 압력 축적기 밸브(184)의 유체 입구, 액추에이터(154, 158, 164,

168, 85, 87)의 제어 메인 입력부 및 밸브(152, 154, 162, 96, 82, 88, 76)의 유체 포트에 유체 결합된다. 제어 메인 통로(104)는 제어 메인 유체를 전술된 액추에이터 및 밸브에 공급한다.

[0038] 이제 배리에이터 제어 섹션(56)의 배리에이터 트림 제어 서브-시스템(56A)을 참조하면, 배리에이터 메인 유체 통로(68)는 하에서 상세히 기재된 바와 같이 특정 작동 조건 하에서 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)를 통하여 클러치 메인 유체 통로(65)에 의해 공급된다. 배리에이터 메인 유체 통로(68)는 배리에이터 오류 밸브(76)의 일 단부와 배리에이터 트림 밸브(72)의 유체 입구에 유체 결합된다. 배리에이터 트림 밸브(72)는 신호 경로(28<sub>2</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전깃거으로 연결된다. 배리에이터 트림 밸브(72)의 또 다른 유체 입구는 배출부(exhaust)에 유체 결합되고, 배리에이터 트림 밸브(72)의 유체 출구는 배리에이터 메인 유체 통로가 결합되는 단부에 마주보는 배리에이터 오류 밸브(76)의 단부에 유체 결합되며, 또한 통상적인 모드 댐퍼(118)를 통하여 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)의 유체 포트에 유체 결합된다. 또 다른 배리에이터 트림 밸브(70)는 신호 경로(28<sub>1</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 연결되는 액추에이터(74)를 포함한다. 배리에이터 트림 밸브(70)의 하나의 유체 입구는 클러치 배리에이터 메인 유체 통로(65)에 유체 결합된다. 배리에이터 트림 밸브(70)의 또 다른 유체 입구는 배출부에 유체 결합되고, 배리에이터 트림 밸브(70)의 유체 출구는 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)의 또 다른 유체 포트에 유체 결합된다. 액추에이터(74, 84)는 예시적으로 통상적인 전자 구동식 솔레노이드이고, 트림 밸브(70, 72)는 각각 신호 경로(28<sub>1</sub>, 28<sub>2</sub>) 상의 변속기 제어 회로(30)에 의해 생성된 제어 신호에 따라 가변-압력 변속기 유체를 공급하는 가변-블리드 밸브(variable-bleed valve)이다.

[0039] 통상 작동 조건 하에서, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 모드 댐퍼(118)의 출구로부터 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)으로 배리에이터 메인 유체를 전달하고, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 단부 챔버에 배리에이터 트림 밸브(70)의 유체 출구를 전달하여 이러한 정상 작동 조건 하에서 배리에이터 트림 밸브(72)는 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)을 제어하며, 배리에이터 액추에이터 제어 서브-시스템(56B)의 엔드로드 통로와 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 유체 압력이 배리에이터 트림 밸브(70)에 의해 조절된다. 다른 작동 조건 하에서, 예를 들어 냉간 시동 및/또는 특정 오류 조건 하에서, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 일 단부 챔버를 비워서(exhaust) 듀얼 펌프 조절기 밸브(190)는 메인 유체 통로(65) 내의 유체 압력(이에 따라 다른 메인 유체 통로 내의 유체 압력)을 일정한 유체 압력으로 조절하고, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 클러치 메인 유체 통로(65)로부터 직접 배리에이터 스위칭 트림 밸브(70)로 유체를 전달하여 이러한 다른 작동 조건 하에서 배리에이터 트림 밸브(70)가 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)을 제어한다. 배리에이터 트림 제어 서브-시스템(56A)의 구조 및 작동에 관한 추가 세부사항이 그 전체가 본 명세서에 참조로 인용되고 대리인 문서 번호가 ATP-0054-USP/46582-212954이고 공개류 중의 미국 특허 출원에 기재된다.

[0040] 이제 배리에이터 제어 섹션(56)의 배리에이터 액추에이터 서브-시스템(56B)을 참조하면, 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)에 유체 결합된 유체 통로(112)는 배리에이터 고-측 유체 유체 통로(S1)를 형성하고, 유체 통로(116)는 또한 배리에이터 하-측 유체 통로(S2)를 형성하는 배리에이터 스위칭 서브섹션(56C)에 유체 결합된다. 도 3에 도시된 실시 형태에서, 배리에이터는 6개의 액추에이터(50<sub>1</sub> - 50<sub>6</sub>), 예를 들어, 통상적인 피스톤을 포함하고, 배리에이터 고-측 유체 통로(112)는 해당 통상적인 댐퍼(122<sub>1</sub>-122<sub>6</sub>)를 통하여 각각의 이러한 액추에이터(50<sub>1</sub> - 50<sub>6</sub>)의 고측에 유체 결합된다. 통상적인 체크 밸브(126)는 유체 통로(128)와 배리에이터 고-측 유체 통로(112) 사이에 개재된다. 배리에이터 저-측 유체 통로(116)는 해당 통상적인 댐퍼(136<sub>1</sub> - 136<sub>6</sub>)를 통하여 각각의 액추에이터(50<sub>1</sub> - 50<sub>6</sub>)의 하측에 유체 결합되며, 또 다른 통상적인 체크 밸브(140)는 배리에이터 저-측 유체 통로(116)와 유체 통로(128) 사이에 개재된다. 유체 통로(128)는 액추에이터(50<sub>6</sub>)의 고측과 하측 사이에 추가로 유체 결합되는 엔드로드 릴리프 밸브(endload relief valve, 130)에 유체 결합된다. 엔드로드 릴리프 밸브(130)의 일 예시적인 작동 방법 및 예시적 구조에 대한 추가 세부사항이 대리인 문서 번호가 46582-209632(ATP-0047-USP)인 공개류 중의 미국 특허 출원 제61/287,020호에 기재되고, 이의 개시는 그 전체가 본 명세서에 참조로 인용된다.

[0041] 유체 통로(128)는 또 다른 유체 통로(132)에 추가로 유체 결합되고, 엔드로드 포트 또는 통로(135)는 또 다른 유체 통로(134)에 유체 결합된다. 도 3에 도시된 배리에이터 멀티플렉스 밸브(220)의 상태, 즉 스트로크(stroked) 상태에서, 유체 통로(132)는 엔드로드 포트 또는 통로(135) 내의 유체 압력이 유체 통로(128)에 의해 공급되도록 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)를 통하여 유체 통로(134)에 유체 결합된다. 일반적으로, 엔

드로드 포트 또는 통로(135) 내의 유체 압력은 배리에이터 디스크를 슬립 상태로 유지시키기 위하여 필요한 배리에이터 디스크 상의 압력 부하이다. 정상 작동 조건 하에서 도 3에 도시된 바와 같이, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 엔드로드 유체 통로(128) 내의 유체 압력이 S1 및 S2에서 유체 압력에 의해 조절되도록 유체 통로(128)에 엔드로드 포트 또는 통로(135)를 직접 유체 결합한다. 다른 작동 조건 하에서, 예를 들어, 냉간 시동 및 특정 오류 조건 하에서, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 대리인 문서 번호가 ATP-0054-USP/46582-212954이고 공계류중의 미국 특허 출원에 더 상세히 기재된 바와 같이, 정해진 압력의 유체, 예를 들어, 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 클러치 메인 유체를 유체 통로(134)를 통하여 엔드로드 유체 포트 또는 통로(135)에 전달한다.

[0042] 배리에이터 오류 밸브(76)는 일 단부에서 배리에이터 메인 유체 통로(68)와 이의 마주보는 단부에서 배리에이터 트립 밸브(72)의 유체 출구 사이에 유체 결합된다. 배리에이터 오류 밸브(76)는 배리에이터 오류가 존재하는지를 결정하기 위하여 배리에이터 트립 밸브(72)의 유체 출구와 배리에이터 메인 유체 통로(68) 사이의 압력 차이에 응답하는 스펴(142)을 포함한다. 도 3에 도시된 실시 형태에서, 예를 들어, 배리에이터 메인 유체 통로(68) 내의 유체 압력은 배리에이터 트립 밸브(72)의 유체 출구 내의 압력보다 상당히 크며, 스펴(142)은 상향 가압되고, 이에 따라 배출 백필 유체 통로(EB)(108)가 유체 통로(144)에 유체 결합된다. 이는 도 3에 도시된 스펴(142)의 위치이다. 대신에 배리에이터 트립 밸브(72)의 유체 출구 내의 유체 압력이 배리에이터 메인 유체 통로(68) 내의 유체 압력보다 상당히 클 경우, 스펴(142)은 하향 가압되고, 이에 따라 제어 메인(COM) 유체 통로(104)는 유체 통로(144)에 유체 결합된다. 예시적으로, 배리에이터 오류 밸브(76)는 스펴(142)의 2개의 극단 위치들 사이에서 특정 정도의 히스테리시스(hysteresis)를 갖도록 설계되며, 일 실시 형태에서 히스테리시스는 배리에이터 메인 유체 통로(68)와 배리에이터 트립 밸브(72)의 유체 출구 사이의 압력 차이는 스펴(142)이 위치를 변경하기 전에 대략 15% 내지 20%보다 크도록 대략 15% 내지 20%이다. 이 히스테리시스 값은 단지 예시로서 제공되며, 다른 히스테리시스 값이 사용될 수 있거나 또는 어떠한 히스테리시스 값도 대안으로 사용되지 않을 수 있다.

[0043] 이제, 배리에이터 제어 섹션(56)의 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)을 참조하면, 쌍을 이루는 배리에이터 제어 밸브(82, 88)는 각각 신호 경로(28<sub>3</sub>, 28<sub>4</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 연결되는 액추에이터(85, 95)를 포함한다. 도시된 실시 형태에서, 액추에이터(85, 95)는 통상적인 전자 구동식 솔레노이드이다. 액추에이터(85, 95)는 정상 작동 조건 하에서 배리에이터 트립 밸브(72)에 의해 제공되거나 또는 다른 작동 조건 하에서 예를 들어, 냉간 시동 및 특정 오류 조건 하에서 배리에이터 제어 섹션(56)의 배리에이터 액추에이터 서브-시스템(56B)에 대해 배리에이터 트립 밸브(70)에 의해 제공되는 S1 및 S2 유체 압력을 선택적으로 공급하고 밸브(82, 88)를 선택적으로 제어하기 위하여 신호 경로(28<sub>3</sub>, 28<sub>4</sub>) 상의 변속기 제어 회로(30)에 의해 생성된 제어 신호에 응답한다. 배리에이터 제어 밸브(82, 88)의 구조 및 작동에 관한 추가 세부사항은 그 전체가 본 명세서에 참조로 인용되고 대리인 문서 번호가 ATP-0052-USP/46582-212952인 공계류 중의 미국 특허 출원에 기재된다.

[0044] 이제 클러치 제어 섹션(58)을 참조하면, 예시적으로 클러치 메인 유체 통로(65)는 함께 트립 시스템을 형성하는 각각의 쌍의 클러치 트립 밸브(150, 152)에 유체 결합된다. 클러치 트립 밸브(150, 152)는 예시적으로 신호 경로(28<sub>5</sub>, 28<sub>6</sub>)에 의해 각각 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 연결되는 액추에이터(154, 158)를 각각 포함한다. 각각의 클러치 트립 밸브(150, 152)의 하나의 제어 유체 입구는 제어 메인 유체 통로(104)에 유체 결합되고, 각각의 클러치 트립 밸브(150, 152)의 또 다른 제어 유체 입구는 배출부에 유체 결합된다. 도시된 실시 형태에서, 액추에이터(154, 158)는 예시적으로 통상적인 전자 구동식 솔레노이드이다. 각각의 클러치 트립 밸브(150, 152)의 유체 출구는 각각의 쌍의 클러치 제어 밸브(162, 96)의 유체 입구에 유체 결합된다. 클러치 트립 밸브(150, 152)는 신호 경로(28<sub>5</sub>, 28<sub>6</sub>) 상에서 변속기 제어 회로(30)에 의해 생성된 신호를 통하여 변속기 제어 회로(30)의 제어 하에서 선택적으로 각각 클러치 메인 유체 통로(65)를 클러치 제어 밸브(162, 96)에 결합하도록 각각 구성된다.

[0045] 클러치 제어 밸브(162, 96)는 전자 액추에이터, 예를 들어 전기 제어식 솔레노이드(164, 168)를 포함하고, 상기 솔레노이드는 각각 신호 경로(28<sub>7</sub>, 28<sub>8</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 각각 연결된다. 각각의 클러치 제어 밸브(162, 96)의 하나의 제어 유체 입구는 제어 메인(COM) 유체 통로(104)에 유체 결합되고, 또 다른 제어 유체 입구는 배출부에 유체 결합된다. 클러치 제어 밸브(96)는 C2 클러치 유체 통로(25<sub>2</sub>)에 직접 유체 결합되고, 클러치 메인 유체 도는 배출 백필(exhaust backfill)은 유체 통로(25<sub>2</sub>)에 의해 액추에이터(154, 158),

164, 168)의 다양한 상태 조합을 통하여 C2 클러치에 선택적으로 적용된다. 클러치 제어 밸브(162)는 각각의 C1 및 C3 클러치 유체 통로(25<sub>1</sub>, 25<sub>3</sub>)에 직접 추가로 유체 결합되고, 클러치 메인 유체 또는 배출 백필은 유체 통로(25<sub>1</sub>)에 따라 C1 클러치에 클러치 제어 밸브(162)를 통하여 선택적으로 유도되거나 또는 C3 클러치는 액추에이터(154, 158, 164, 168)의 다양한 상태 조합을 통하여 유체 통로(25<sub>3</sub>)에 의해 유도된다. 클러치(C1 - C3)는 이에 따라 제어 밸브(162, 96)를 통하여 클러치 메인 유체 및 배출 배압을 다양한 클러치(C1 - C3)에 선택적으로 유도함으로써 각각 클러치 제어 밸브(162, 96)와 클러치 트립 밸브(150, 152)의 액추에이터(154, 158, 164, 168)의 작동 상태를 기초로 선택적으로 작동되고, 즉 결합되며, 작동해제되고, 즉 결합해제된다.

[0046] 클러치 제어 서브섹션(58)의 구조 및 작동에 관한 추가 세부사항이 대리인 문서 번호가 46582-209546 (ATP-0043-USP)인 공개특허 중의 미국 특허 출원 제61/287,031호 및 대리인의 문서 번호가 46582-209547 (ATP-0044-USP)인 공개특허 중의 미국 특허 출원 제61/287,038호에 제시되며, 이의 개시는 그 전체가 본 명세서에 참조로 인용된다.

[0047] 예시된 실시 형태에서, 센서는 배리에이터 오류 밸브(76), 배리에이터 제어 밸브(88), 클러치 트립 밸브(154) 및 각각의 클러치 제어 밸브(162, 96)에 작동가능하게 배열되고, 이에 따라 각각의 밸브(76, 88, 154, 162, 96)의 작동 상태를 모니터링할 수 있으며 추가로 특정 변속기 작동 상태 오류를 모니터링할 수 있다. 일 예시적인 실시 형태에서, 이러한 센서는 통상적인 압력 센서가 임의의 하나 이상의 압력 스위치로 대체될 수 있을지라도 통상적인 압력 스위치의 형태로 제공된다. 예시된 실시 형태에서, 예를 들어, 압력 스위치(146)는 배리에이터 제어 밸브(88)의 유체 포트에 유체 결합되고, 신호 경로(26<sub>1</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 연결된다. 또 다른 압력 스위치가 배리에이터 오류 밸브(76)의 유체 포트(144)에 유체 결합되고, 신호 경로(26<sub>2</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 연결된다. 또 다른 압력 스위치(184)가 클러치 제어 밸브(162)의 유체 포트에 유체 결합되고, 신호 경로(26<sub>3</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 연결된다. 또 다른 압력 스위치(188)는 클러치 제어 밸브(96)의 유체 포트에 유체 결합되고, 신호 경로(26<sub>4</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 연결된다. 추가 또 다른 압력 스위치(186)는 클러치 트립 밸브(154)의 유체 포트에 유체 결합되고, 신호 경로(26<sub>5</sub>)를 통하여 변속기 제어 회로(30)에 전기적으로 연결된다.

[0048] 압력 스위치(146, 148, 184, 188, 186)에 의해 생성된 신호는 변속기 제어 회로(30)에 의해 처리될 수 있으며, 이에 따라 이들 압력 스위치의 상태, 이에 따라 각각의 밸브(76, 88, 154, 162, 96)의 작동 상태의 변속기 제어 회로(30)에 의해 모니터링 및 진단이 가능하다. 예를 들어, 도 3에 도시된 실시 형태에서, 압력 스위치(148)가 배리에이터 오류 밸브(76)의 상태, 예를 들어, 정상 또는 배리에이터 오류에 해당하는 신호를 생성하도록 구성된다. 도 3에 도시된 바와 같이 스펴(142)이 상향 가압되어 배출 백필 유체 통로(exhaust backfill fluid passageway)(EB)(108)를 유체 통로(144)에 유체 결합하도록 배리에이터 메인 유체 통로(68) 내의 유체 압력이 배리에이터 트립 밸브(72)의 유체 출구에서보다 상당히 클 경우에, 이는 압력 스위치(148)가 낮은 또는 논리적으로 "0"의 신호를 생성하는 배리에이터의 정상 작동에 해당한다. 대신에, 배리에이터 트립 밸브(72) 내의 유체 압력이 배리에이터 메인 유체 통로(68) 내의 압력보다 충분히 큰 경우, 스펴(142)이 하향 가압되어(도면에 도시되지 않음) 스펴(142)이 제어 메인(COM) 유체 통로(104)를 유체 통로(144)에 유체 결합한다. 이는 배리에이터 오류 조건에 해당하며, 이러한 배리에이터 오류 조건 하에서 압력 스위치(148)는 높은 또는 논리적으로 "1"의 상태로 변환된다. 따라서, 정상 작동 조건 하에서, 압력 스위치(148)는 낮은 또는 "0"의 신호를 생성하고, 배리에이터 오류 조건 하에서 압력 스위치(148)는 높은 또는 "1"의 신호를 생성한다. 변속기 제어 회로(30)의 메모리(32)는 예시적으로 배리에이터가 정상적으로 작동되는지 또는 배리에이터의 오류가 존재하는지를 결정하기 위하여 압력 스위치(148)에 의해 생성된 신호를 처리하기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 내부에 저장된 지시를 포함한다.

[0049] 압력 스위치(146)에 의해 생성된 신호의 진단과 관련된 추가 세부사항이 후술될 것이다. 압력 스위치(184, 186, 188)에 의해 생성된 신호의 진단에 관한 추가 세부사항이 대리인 문서 번호가 46582-209546 (ATP-0043-USP)인 공개특허 중의 미국 특허 출원 제61/287,031호에 기재된다.

[0050] 이제, 도 4 내지 도 8을 참조하면, 클러치 및 배리에이터 압력 및 유체 흐름 제어 섹션(98)의 구조 및 작동에 관한 추가 세부사항이 도시된다. 도 4 내지 도 8에 도시된 실시 형태에서, 도 3에 도시된 섹션(98)의 동일한 구성요소를 식별하기 위해 동일한 도면부호가 사용된다. 그러나, 섹션(98)의 이해를 돕고 예시의 용이를 위해, 다양한 유체 통로의 일부 연결부가 도시되고 및/또는 절두되며, 클러치 및 배리에이터 압력 및 유체 흐름 제어 섹션(98)에 유체 결합되는 서브-시스템 일부는 블록의 형태로 도시된다. 예를 들어, 도 4 내지 도 8에서, 클러치

메인 유체 통로(65)는 유체 통로(203)를 통하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 일 단부에 유체 연결되고, 통상적인 흐름 감소기를 통하여 블록 형태로 나타내진 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)(VPM), 또한 블록 형태로 나타내진 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C), 또한 블록 형태로 나타내진 클러치 제어 섹션(58)에 유체 연결되며, 또한 통상적인 흐름 감소기를 통한 유체 통로(222) 그리고 유체 통로(224)를 경유하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)에 유체 결합되고, 유체 통로(226)를 통하여 배리에이터 트림 밸브(70)의 유체 입구에 유체 연결된다. 도 3에 도시된 클러치 메인 유체 통로(65)와 다른 장치 및/또는 섹션 및/또는 서브시스템 간의 유체 연결부 및/또는 결합부는 도 4 내지 도 8에서 생략된다. 추가로, 도 3에 도시된 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)의 다양한 구성요소들이 단일의 블록(160)으로서 도 4 내지 도 8에 도시된다.

[0051] 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)는 밸브(190) 내에, 예를 들어, 통상적인 밸브 하우징(도시되지 않음) 내에 압력 하에서 축방향으로 병진운동하는 스톱(200)을 포함한다. 스톱(200)은 다수의 랜드(204, 206, 208, 210, 212)를 형성하고 일 단부(202)로부터 마주보는 단부(204)까지 스톱(200)을 따라 순차적으로 배치된다. 내부에서 스톱(200)의 단부(202)가 병진운동하는 밸브(190)의 단부는 통상적인 흐름 감소기를 통하여 유체 통로(203)에 의해 클러치 메인 유체 통로(65)에 유체 결합된다. 스톱 기저(216)는 스프링 포켓(230)의 터미널 단부 내에 그리고 이에 배치되고, 통상적인 밸브 스프링(218)이 스톱 기저(216)와 스톱(200)의 단부(214) 사이에 결합되고 이를 따라 연장된다. 밸브 스프링(218)은 압축되고, 이에 따라 스톱(200)의 단부(214)와 스톱 기저(216)에 대해 그리고 이들 사이에 스프링 편향력 또는 스프링 력을 가한다. 스톱 기저(216)의 위치가 스프링 포켓(230)의 일 단부에 고정되기 때문에, 스톱(200)은 스톱 단부(202)의 방향으로 밸브 스프링(218)의 편향 하에 있다. 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)은 유체 통로(229)를 통하여 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)의 유체 출구에 추가로 유체 결합되고, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 유체 통로(228)를 통하여 배리에이터 트림 밸브(70)의 유체 출구에 유체 결합된다. 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)에 유체 연결되는 유체 통로(162)는 2개의 개별 유체 통로(232)를 통하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)에 유체 결합된다.

[0052] 전술된 바와 같이, 배리에이터 트림 밸브(70)는 예시적으로 클러치 메인 유체 통로(65)로부터 이의 유체 입구에서 유체를 수용하고 신호 경로(28<sub>1</sub>) 상에서 변속기 제어 회로(30)에 의해 생성된 제어 신호에 따라 이의 출구에서 가변-압력 변속기 유체를 공급하는 통상적인 가변-블리드 밸브이다. 배리에이터 트림 밸브(70)의 유체 출구는 유체 통로(229)를 통하여 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)에 유체 결합된다. 도 8에 관해 도시 및 기재된 바와 같이 변속기(14)의 특정 소정의 작동 조건 하에서, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 도 8에 관하여 하기에서 상세히 기재된 바와 같이 정해진 기준 압력이 이러한 소정의 작동 조건 하에서 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 공급되도록 유체 통로(229)에 정해진 기준 압력을 유체 결합한다. 그러나, 도 4 내지 도 7에 관하여 기재 및 예시된 바와 같이, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 배리에이터 트림 밸브(70)에 의해 생성된 가변-압력 변속기 유체가 이의 유체 출구에서 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 공급되도록 유체 통로(229)를 유체 통로(228)에 유체 결합한다. 이러한 정상 작동 조건 하에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190) 내에서 스톱(200)의 위치는 스톱(200)의 단부(202)에서 유체 압력, 스톱(200)의 마주보는 단부(214)에서 유체 압력과 밸브 스프링(218)의 편향력에 의해 정해진다. 따라서, 변속기(14)의 정상 작동 조건 하에서 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190) 내에서 스톱(200)의 위치는 유속, 이에 따라 클러치 유체 통로(65)에 공급된 변속기 유체의 압력, 배리에이터 트림 밸브(70)에 의해 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 공급된 유체의 압력, 및 밸브 스프링(218)의 편향력의 함수이다. 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 유체 압력은 일반적으로 변화가능하고, 예를 들어, 일부 작동 조건 하에서 펌프(60)에 의해 공급된 유체의 유속 및 펌프(100)에 의해 공급된 유체의 유속, 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 배리에이터 트림 밸브(70)에 의해 공급된 유체의 압력 및 스프링(218)의 편향력의 함수로서 대략 200 psi 내지 800 psi 사이에서 변화가능하다.

[0053] 이제, 구체적으로 도 4를 참조하면, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 일 작동 위치, 즉 밸브(190) 내의 스톱(200)의 일 작동 위치가 도시된다. 도 4에서, 스톱(200)의 단부(202)는 유체 통로(203)의 말단 단부에 또는 이에 인접하게 배치된다. 밸브(190), 즉 밸브(190) 내에서 스톱(200)의 이 위치는 예시적으로 펌프(60, 100)를 구동하는 변속기(14)의 입력 샤프트의 저 회전 속도, 변속기 유체가 저 점도를 가지며 이에 따라 액추에이터 및 마찰 결합 장치를 통하여 그리고 이 주위에서 상당히 누출되기 쉬운 것과 같은 높은 변속기 작동 온도 및 클러치 제어 섹션(58)으로부터의 높은 변속기 유체 흐름 요건을 특징으로 한다. 이러한 작동 조건 하에서, 배리에이터 트림 밸브(70)에 의해 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)에 공급되는 유체 압력은 스톱(200)의 단부(202)에 인가된 유체 압력, 밸브 스프링(218)의 편향력, 및 이 유체 압력의 조합된 힘이 완전히 비스트로크된 위치로 스톱(200)을 배치시키도록 제어 회로(30)에 의해 제어되고, 즉 이는 유체 통로(203)의 말단 단부에 또는 이에 인접하게 스톱(200)의 단부(202)가 배치된다. 이 위치에서, 랜드(208)는 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기

유체가 배리에이터 제어 서브-시스템(56C)으로부터 차단되어 이에 공급되지 않도록 유체 통로(224)로부터 유체 통로(68)를 차단한다. 추가로, 랜드(208)는 유체 통로(224)로부터 유체 통로(232)를 차단하고 랜드(210)는 유체 통로(102)로부터 유체 통로(234)를 차단하여 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체가 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로부터 차단되어 이에 공급되지 않고, 유체 통로(102) 내의 변속기 유체는 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로부터 차단되어 이에 공급되지 않는다.

[0054] 볼 체크 밸브(101)는 클러치 메인 유체 통로(65)에 유체 결합된 출구 및 유체 통로(102)에 유체 결합된 입구를 갖는다. 볼 체크 밸브(101)는 밸브(101)가 개방되고 이의 유체 입구로부터 이의 유체 출구를 통하여 유체 흐름이 허용되도록 볼(103)이 이동되는 이의 유체 입구와 이의 유체 출구 간의 압력 임계점을 형성한다. 일 예시적인 실시 형태에서, 이 압력 임계값은 밸브(101)가 다른 압력 임계값을 형성하도록 설계 또는 선택될 수 있을지라도 대략 200 psi이다. 임의의 경우에, 전술된 바와 같이 랜드(208, 210)가 각각 유체 통로(232, 234)를 차단하는 작동 조건 하에서, 유체 통로(102) 내의 유체 압력은 체크 볼 밸브(101)의 압력 임계값을 초과하고 펌프(100)에 의해 공급된 변속기 유체가 체크 볼 밸브(101)를 통하여 클러치 메인 유체 통로(65) 내로 흐름 때까지 펌프(100)의 작동으로 인해 신속히 증가한다. 따라서, 클러치 메인 유체 통로(65)를 통한 낮은 변속기 유체 흐름, 높은 변속기 유체 온도 및 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체에 대한 높은 흐름 요건을 야기하는 낮은 변속기 입력 속도를 특징으로 하는 작동 조건 하에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)는 배리에이터 제어 서브-시스템(56C) 및 윤활 및 냉각 시스템(160)에 대한 변속기 유체의 흐름을 차단하도록 스톱(200)을 배치시키기 위하여 밸브(190)의 스프링 포켓(230) 내의 유체 압력을 제어하고, 체크 볼 밸브(101)는 펌프(60, 100)가 클러치 메인 유체 통로(65)를 통하여 전자-유압식 제어 시스템(24)의 클러치 제어 섹션(58)에만 변속기 유체를 공급하도록 도 4에 도시된 바와 같이 밸브(101)의 압력 임계점을 초과하여 유체 통로(102, 65) 사이의 압력 차에 따라 개방된다.

[0055] 제어 회로(30)의 메모리(32)는 도 4에 도시된 위치에 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스톱(200)을 배치시키기 위하여 전술된 작동 조건 하에서 배리에이터 트립 밸브(70)의 작동을 제어하도록 제어 회로(30)에 의해 실행 가능한 내부에 저장된 지시를 갖는다. 일 실시 형태에서, 클러치 메인 유체 통로(65)는 변속기의 입력 샤프트(18)의 회전 속도를 모니터링함으로써, 예를 들어, 신호 경로(34) 상에서 변속기 입력 속도 센서(33)에 의해 생성된 속도 신호를 모니터링하거나 또는 과위 플랜트(12)와 연계된 제어 회로로부터 과위 플랜트의 출력 샤프트(16)의 회전 속도 값을 수신하고 변속기(14)의 입력 샤프트(18)의 회전 속도가 응급 저속 임계값 미만인지를 결정함으로써 제어 회로(30)에 의해 결정된다.

[0056] 예시적으로, 메모리(32) 내에 저장된 지시는 변속기 입력 샤프트 속도 값, 예를 들어 하나 이상의 저장된 테이블, 유체 통로(65) 내의 유체의 유속, 및/또는 유체 압력과 상관되도록 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 통상적인 지시를 추가로 포함한다. 이러한 지시는 유체 통로(65) 내의 유체의 유속 및/또는 유체 압력과 변속기 입력 샤프트 사이의 상관관계를 유체 작동 온도의 효과로 포함하는 통상적인 지시를 추가로 포함할 수 있고, 이 정보는 변속기 유체 온도 센서(35)로부터 취득될 수 있다. 일 예시적인 실시 형태에서, 응급 저속 임계값(emergency low speed threshold value)은 다른 임계값(들)이 대안으로 사용될 수 있을지라도 대략 7 gpm의 응급 저 변속기 유체 유속 또는 대략 200 psi의 해당 응급 저속 클러치 메인 유체 압력과 상관되는 RPM 값일 수 있다.

[0057] 일 실시 형태에서, 높은 변속기 유체 온도 조건은 신호 경로(36) 상에서 변속기 유체 온도 센서(35)에 의해 생성된 온도 신호를 모니터링하고 및/또는 하나 이상의 알려진 온도 평가 알고리즘을 통하여 변속기 유체의 온도를 추정하며 변속기 유체의 온도가 온도 임계값을 초과하는지를 결정함으로써 제어 회로(30)에 의해 결정된다. 일 예시적인 실시 형태에서, 온도 임계값은 다른 임계값(들)이 대안으로 사용될 수 있을지라도 대략 120° C일 수 있다.

[0058] 밸브(190)의 스프링 포켓(230) 내에서 스프링(219)의 편향력은 알려졌으며 제어 회로(20)의 메모리(32) 내에 예시적으로 저장된다. 제어 회로(30)의 메모리(32) 내에 저장된 지시는 다양한 마찰 결합 장치, 예를 들어, 클러치(C1, C2, C3)의 작동을 제어하기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행될 수 있는 통상적인 지시를 추가로 포함하고, 제어 회로(30)는 이에 따라 마찰 결합 장치 및/또는 다른 변속기 유체 제어 구성요소 및 서브-시스템에 의한 변속기 유체 흐름 요건의 정보를 갖는다. 일 예시적인 실시 형태에서, 고 변속기 유체 흐름 요건 조건은 변속기의 다양한 구성요소에 의해 요구된 현재의 변속기 유체 흐름을 결정하고, 현재의 변속기 유체 흐름 요건이 유체 흐름 요건 임계점을 초과하는지를 결정함으로써 제어 회로(30)에 의해 결정된다. 일 예시적인 실시 형태에서, 유체 흐름 요건 임계점은 다른 임계값(들)이 대안으로 사용될 수 있을지라도 대략 7 gpm일 수 있다.

[0059] 도시된 실시 형태에서, 변속기 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값 미만이고, 변속기 유체의 온도가 온도 임계값을 초과하며 변속기 유체 흐름 요건이 유체 흐름 요건 임계값을 초과하는 경우 도 4에 도시된 위치에 스플(200)을 위치시키는 스프링 포켓(230)에 밸브(70)가 유체 압력을 공급하도록 메모리(32) 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트(18)의 회전 속도를 모니터링하고, 변속기 유체의 온도를 모니터링하고, 현재의 변속기 유체 흐름 요건을 모니터링하며, 신호 경로(281) 상에서 배리에이터 트립 밸브(70)의 액추에이터(74)에 공급된 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 지시를 추가로 포함한다. 도 4에 도시된 위치에 스플(200)을 배치시키기 위하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 배리에이터 트립 밸브(70)에 의해 공급되는 필요한 유체 압력은 전술된 바와 같이 변속기(14)의 입력 샤프트(18)의 현재의 회전 속도, 메모리(32) 내에 저장되고 이로부터 알려진 밸브 스프링(218)의 편향력, 및 메모리(32) 내에 저장될 수 있고 이로부터 알려지는 스플(200)의 단부 면(202)의 면적으로부터 결정되는 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 현재의 유체 압력의 함수이다. 따라서, 메모리(32) 내에 저장된 지시는 전술된 바와 같이 변속기(14)의 적절한 작동 조건 하에서 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 유체 압력, 밸브 스프링(218)의 편향력 및 스플(200)의 단부(202)의 면적의 함수로서 도 4에 도시된 위치에 스플(200)을 배치시키기 위하여 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 공급되는 필요한 유체 압력을 연산하고, 배리에이터 트립 밸브(70)가 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 연산된 유체 압력을 공급하도록 액추에이터(74)에 제공될 필요가 있는 제어 신호를 연산하며, 신호 경로(281)를 통하여 액추에이터(74)에 연산된 제어 신호를 공급함으로써 도 4에 도시된 위치로 스플(200)을 제어하기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 지시를 추가로 포함한다. 예시적으로, 메모리(32) 내에 저장된 지시는 제어 회로(30)가 유체가 공급되는 위치로, 적어도 일시적으로 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C) 및/또는 윤활 및 냉각 유체 서브-시스템(160)으로 스플(200)을 이동시키기 위하여 작동가능한 이후에 단지 소정의 기간 동안에 도 4에 도시된 위치에 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)를 유지시키기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 지시를 추가로 포함할 수 있다.

[0060] 이제, 도 5를 참조하면, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 또 다른 작동 위치, 즉 밸브(190) 내의 스플(200)의 또 다른 작동 위치가 도시된다. 도 5에서, 스플(200)의 단부(202)는 유체 통로(203)의 말단 단부로부터 이격되도록, 즉 도 5에서 유체 통로(203)의 말단 단부의 우측에 배치된다. 밸브(190), 즉 밸브(190) 내의 스플(200)의 이 위치는 예시적으로 변속기(14)의 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값보다 크지만 응급 저속 임계값보다 큰 또 다른 저속 임계값보다 작은 것을 제외하고 도 4에 관해 기술된 동일한 작동 조건을 특징으로 한다.

[0061] 응급 저속 임계값보다 크지만 또 다른 저속 임계값보다 작은 변속기 입력 샤프트(18)의 회전 속도, 높은 변속기 유체 온도 및 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체에 대한 높은 흐름 요건으로부터 야기되는 클러치 메인 유체 통로(65)를 통하여 낮은 변속기 유체 흐름을 특징으로 하는 이러한 작동 조건 하에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 배리에이터 트립 밸브(70)에 의해 공급된 유체 압력은 제어 회로(30)에 의해 제어되어 이 유체 압력의 조합된 힘, 밸브 스프링(218)의 편향력 및 스플(200)의 단부(202)에 가해진 유체 압력은 도 5에 도시된 위치로 스플(200)을 배치시키고, 스플(200)의 단부(202)는 유체 통로(203)의 말단 단부로부터 이격되는 방향으로 이동된다. 이 위치에서, 랜드(208)는 유체 통로(224)가 클러치 메인 유체 통로(65)를 배리에이터 메인 유체 통로(68)에 유체 연결하여 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체가 배리에이터 제어 서브-시스템(56C)에 공급되도록 유체 통로(68)를 지나 이동한다. 도 5에 도시된 스플(200)의 위치에서, 그러나 랜드(208)는 유체 통로(224)로부터 유체 통로(232)의 차단을 지속하고, 랜드(210)는 유체 통로(102)로부터 유체 통로(234)의 차단을 지속하여 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체가 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로부터 차단되어 이에 공급되지 않고 유체 통로(102) 내의 변속기 유체는 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로부터 차단되어 이에 공급되지 않는다.

[0062] 랜드(208, 210)가 전술된 바와 같이 각각 유체 통로(232, 234)를 지속적으로 차단하기 때문에, 유체 통로(102, 65) 내의 유체 압력의 차이는 재차 체크 볼 밸브(101)의 압력 임계값을 초과할 것이며, 이에 따라 펌프(100)에 의해 공급된 변속기 유체는 도 4에 관하여 전술된 바와 같이 클러치 메인 유체 통로(65) 내로 체크 볼 밸브(101)를 통하여 흐른다. 따라서, 저 변속기 유체 흐름에서 야기되는 응급 저속 임계값보다 크지만 클러치 메인 유체 통로(65)를 통하여 도 4에 관해 기재된 것보다는 큰 다른 저속 임계값과 응급 저속 임계값 사이의 변속기 입력 속도, 높은 변속기 유체 온도 및 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체에 대한 높은 유동 요구를 특징으로 하는 작동 조건 하에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)는 윤활 및 냉각 시스템(160)으로의 변속기 유체의 흐름을 차단하지만 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)으로의 변속기 유체 흐름을 허용하고, 체크 볼 밸브(101)는 유체 통로(102, 65) 간의 압력 차이에 따라 개방되어 펌프(60, 100)는 클러치 제어 섹션(58) 및 전

자-유압식 제어 시스템(24)의 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)에 클러치 메인 유체 통로(65)를 통하여 변속기 유체를 공급한다.

[0063] 도 5에 도시된 위치로 제어 회로(30)에 의한 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 제어는 예시적으로 응급 저속 임계값에 대해 현재의 변속기 입력 속도를 비교 이외에 도 4에 관해 전술된 바와 같이 수행되고, 제어 회로(30)는 현재의 변속기 입력 속도가 두 가지의 저속 임계값 사이에 있는 경우 도 5에 도시된 위치로 스펴(200)을 제어하고 도 다른 저속 임계값과 응급 저속 임계값에 대한 현재의 변속기 입력 속도를 비교한다. 따라서, 예시된 실시 형태에서, 메모리(32) 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트(18)의 회전 속도를 모니터링하고, 변속기 유체의 온도를 모니터링하며, 현재의 변속기 유체 흐름 요건을 모니터링하고, 밸브(70)가 도 5에 도시된 위치에 스펴(200)을 배치하는 스프링 포켓(230)에 유체 압력을 공급하도록 신호 경로(281) 상에 배리에이터 트립 밸브(70)의 액추에이터(74)에 공급된 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 지시를 추가로 포함할 수 있고, 변속기 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값보다는 크기만 응급 저속 임계값보다는 큰 또 다른 저속 임계값보다는 작은 경우, 변속기 유체의 온도는 온도 임계값을 초과하고, 변속기 유체 흐름 요건은 유체 흐름 요건 임계값보다 크다. 도 5에 도시된 위치에 스펴(200)을 배치하기 위하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 배리에이터 트립 밸브(70)에 의해 공급되는 유체 압력은 도 4에 관해 전술된다. 예시적으로, 메모리(32) 내에 저장된 지시는 제어 회로(30)가 유체가 공급되는 위치로, 적어도 일시적으로 윤활 및 냉각 유체 서브-시스템(160)으로 스펴(200)을 이동시키기 위하여 작동가능한 이후에 단지 소정의 기간 동안에 도 5에 도시된 위치에 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)를 유지시키기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 지시를 추가로 포함할 수 있다.

[0064] 이제, 도 6를 참조하면, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 또 다른 작동 위치, 즉 밸브(190) 내의 스펴(200)의 또 다른 작동 위치가 도시된다. 도 6에서, 스펴(200)의 단부(202)는 유체 통로(203)의 말단 단부로부터 더 이격되도록, 즉 도 5에서 밸브의 단부(202)의 위치가 도 4 및 도 6에 도시된 위치 사이에 있도록 유체 통로(203)의 말단 단부의 우측에 배치된다. 밸브(190), 즉 밸브(190) 내의 스펴(200)의 이 위치는 예시적으로 도 5에 도시된 바와 같이 스펴(200)을 배치하기 위하여 상한 임계값으로서 사용되는 저속 임계값보다 큰 변속기의 입력 샤프트(18)의 회전 속도 및 온도 임계값보다 작은 변속기 유체 온도로부터 야기되는 클러치 메인 유체 통로(65)를 통한 변속기 유체의 적절한 흐름을 특징으로 한다.

[0065] 온도 임계값보다 작은 변속기 유체 온도 및 도 5에 도시된 위치로 밸브(190)를 제어하기 위한 상한 속도 임계값으로서 사용되는 저속 임계값보다 큰 변속기 입력 샤프트(18)의 회전 속도로부터 야기되는 클러치 메인 유체 통로(65)를 통한 적절한 변속기 유체 흐름을 특징으로 하는 이러한 작동 조건 하에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 배리에이터 트립 밸브(70)에 의해 공급된 유체 압력은 제어 회로(30)에 의해 제어되어 이 유체 압력의 조합된 힘, 밸브 스프링(218)의 편향력 및 스펴(200)의 단부(202)에 가해진 유체 압력은 도 5에 도시된 것보다 유체 통로(203)의 말단 단부로부터 더 이격되어 이동된다. 이 위치에서, 유체 통로(224)는 배리에이터 메인 유체 통로(68)에 클러치 메인 유체 통로(65)를 지속적으로 유체 연결하여 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체는 배리에이터 제어 서브-시스템(56C)에 공급된다. 랜드(208)는 또한 유체 통로(224)로부터 유체 통로(232)를 지속적으로 차단하고 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체는 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로부터 차단되어 이에 공급되지 않는다. 그러나, 도 6에 도시된 위치에 스펴(200)이 배치됨에 따라서, 랜드(210)는 유체 통로(102)로부터 유체 통로(234)를 더 이상 차단하지 않아서 밸브(190)는 유체 통로(102)에 유체 통로(234)를 유체 연결하고, 이에 따라 펌프(100)에 의해 유체 통로(102)에 공급된 변속기 유체는 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)에 공급된다. 게다가, 랜드(210)가 유체 통로(102)로부터 유체 통로(234)를 더 이상 차단하지 않기 때문에, 유체 통로(102, 65) 내의 유체 압력의 차이는 체크 볼 밸브(101)의 압력 임계값을 초과하지 않고, 체크 볼(103)은 이에 따라 밸브(101)를 폐쇄하여 펌프(100)에 의해 공급된 변속기 유체는 체크 볼 밸브(101)를 통하여 클러치 메인 유체 통로(65) 내로 유동하지 않는다. 따라서, 온도 임계값 미만의 변속기 유체 온도와 저속 임계값보다 큰 변속기 입력 속도를 특징으로 하는 작동 조건 하에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)는 클러치 메인 유체 통로(65)로부터 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로 변속기 유체의 흐름을 차단하지만 클러치 메인 유체 통로(65)에 대해 단지 펌프(60)에 의해 공급된 변속기 유체 흐름은 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C) 그리고 클러치 제어 섹션(58)으로 흐를 수 있고, 추가로 단지 펌프(100)에 의해 공급된 변속기 유체 흐름은 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로 유체 통로(102)로부터 흐를 수 있다.

[0066] 도 6에 도시된 위치로 제어 회로(30)에 의한 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 제어는 예시적으로 현재의 변속기 입력 속도가 도 5에 도시된 위치로 스펴을 제어할 때 상한 속도 임계값으로 사용된 저속 임계값보다 클 때 그리고 변속기 유체의 온도가 온도 임계값 미만일 때에만 스펴(200)이 도 6에 도시된 위치로 제어 회로(30)에

의해 제어되는 것을 제외하고 도 4 및 도 5에 대해 전술된 바와 같이 수행된다. 따라서, 예시된 실시 형태에서, 메모리(32) 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트(18)의 회전 속도를 모니터링하고, 변속기 유체의 온도를 모니터링하며, 변속기 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값보다는 큰 저속 임계치보다 크고 변속기 유체의 온도가 온도 임계치보다 작은 경우에 밸브(70)가 도 6에 도시된 위치에 스프링 포켓(230)에 유체 압력을 공급하도록 신호 경로(281) 상에 배리에이터 트림 밸브(70)의 액추에이터(74)에 공급된 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 지시를 추가로 포함할 수 있다. 도 6에 도시된 위치에 스프링 포켓(230)을 배치하기 위하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 배리에이터 트림 밸브(70)에 의해 공급될 필요가 있는 유체 압력은 도 4에 관하여 전술된 바와 같다.

[0067] 이제, 도 7을 참조하면, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 또 다른 작동 위치, 즉 밸브(190) 내의 스프링(200)의 또 다른 작동 위치가 도시된다. 도 7에서, 스프링(200)의 단부(202)는 유체 통로(203)의 말단 단부로부터 더 이격되도록, 즉 도 6에서 밸브의 단부(202)의 위치가 도 5 및 도 7에 도시된 위치 사이에 있도록 유체 통로(203)의 말단 단부의 우측에 배치된다. 밸브(190), 즉 밸브(190) 내의 스프링(200)의 이 위치는 예시적으로 도 5에 도시된 바와 같이 스프링(200)을 배치하기 위하여 상한 임계값으로서 사용되는 저속 임계값보다 큰 변속기의 입력 샤프트(18)의 회전 속도 및 온도 임계값보다 큰 변속기 유체 온도로부터 야기되는 클러치 메인 유체 통로(65)를 통한 변속기 유체의 높거나 또는 적절한 흐름 동안에 고냉각 요건을 특징으로 한다.

[0068] 이러한 작동 조건 하에서, 이 유체 압력의 조합된 힘, 밸브 스프링(218)의 편향력 및 스프링(200)의 단부(202)에 가해진 유체 압력이 스프링(200)을 도 7에 도시된 위치로 배치시키도록 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 배리에이터 트림 밸브(70)에 의해 공급된 유체 압력이 제어 회로(30)에 의해 제어되고, 스프링(200)의 단부(202)는 도 6에 도시된 것보다 유체 통로(203)의 말단 단부로부터 더 이격되어 이동된다. 이 위치에서, 유체 통로(224)는 배리에이터 메인 유체 통로(68) 및 클러치 제어 섹션(58)에 클러치 메인 유체 통로(65)를 지속적으로 유체 연결하여 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 변속기 유체는 클러치 제어 섹션(58) 및 배리에이터 제어 서브-시스템(56C)에 공급된다. 유체 통로(234)는 게다가 유체 통로(102)에 지속적으로 유체 연결되어 펌프(100)에 의해 유체 통로(102)에 공급된 변속기 유체가 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)에 지속적으로 공급된다. 그러나, 도 6에 도시된 위치에 스프링(200)이 배치됨에 따라, 랜드(208)는 유체 통로(234)로부터 유체 통로(224)를 더 이상 차단하지 않고, 이에 따라 밸브(190)는 유체 통로(234)를 유체 통로(224)에 유체 연결하여 펌프(60)에 의해 제어 메인 유체 통로(65)에 공급된 변속기 유체는 펌프(100)에 의해 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)에 공급된 변속기 유체의 흐름을 보충하기 위해 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)에 공급된다. 체크 볼 밸브(101)는 펌프(100)에 의해 공급된 변속기 유체가 체크 볼 밸브(101)를 통하여 클러치 메인 유체 통로(65) 내로 유동하지 않도록 도 7에 도시된 스프링(200)의 위치에서 폐쇄된 상태로 유지된다. 따라서, 온도 임계값보다 큰 변속기 유체 온도 및 저속 임계값보다 큰 변속기 입력 속도를 특징으로 하는 작동 조건 하에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)에 따라 단지 펌프(60)에 의해 클러치 메인 유체 통로(65)에 공급된 변속기 유체 흐름은 클러치 제어 섹션(58), 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C) 및 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로 흐르고, 추가로 단지 펌프(100)에 의해 공급된 변속기 유체 흐름은 유체 통로(102)로부터 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로 흐른다.

[0069] 도 7에 도시된 위치로 제어 회로(30)에 의한 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 제어는 예시적으로 현재의 변속기 입력 속도가 도 5에 도시된 위치로 스프링을 제어할 때 상한 속도 임계값으로 사용된 저속 임계값보다 클 때 그리고 변속기 유체의 온도가 온도 임계값을 초과할 때에만 스프링(200)이 도 7에 도시된 위치로 제어 회로(30)에 의해 제어되는 것을 제외하고 도 4 내지 도 6에 대해 전술된 바와 같이 수행된다. 따라서, 예시된 실시 형태에서, 메모리(32) 내에 저장된 지시는 변속기의 입력 샤프트(18)의 회전 속도를 모니터링하고, 변속기 유체의 온도를 모니터링하며, 변속기 입력 샤프트의 회전 속도가 응급 저속 임계값보다는 큰 저속 임계치보다 크고 변속기 유체의 온도가 온도 임계치보다 클 경우에 밸브(70)가 도 7에 도시된 위치에 스프링 포켓(230)에 유체 압력을 공급하도록 신호 경로(281) 상에 배리에이터 트림 밸브(70)의 액추에이터(74)에 공급된 제어 신호를 조절하기 위하여 제어 회로(30)에 의해 실행가능한 지시를 추가로 포함할 수 있다. 도 7에 도시된 위치에 스프링(200)을 배치하기 위하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 배리에이터 트림 밸브(70)에 의해 공급될 필요가 있는 유체 압력은 도 4에 관하여 전술된 바와 같다.

[0070] 이제, 도 8을 참조하면, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 또 다른 작동 위치가 도시된다. 도 8에 도시된 작동 상태에서, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 도 4 내지 도 7의 경우와 같이 배리에이터 트림 밸브(70)의 가변-압력 유체 출구 이외에 정해진 기준 압력을 유체 통로(229)에 유체 결합하도록 작동되어 정해진 기준 압력이 적어도 하나의 소정의 작동 조건 하에서 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 공

급된다. 도 8에 도시된 실시 형태에서, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(221)는 유체 통로(221)를 통하여 배기부(EX)에 유체 결합되고, 이 실시 형태에서 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 유체 통로(229)를 유체 통로(221)에 유체결합하기 위하여 하나 이상의 소정의 작동 조건 하에서 작동가능하여 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)이 비워진다. 이 경우에, 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 유체 압력은 일정 값의 유체 압력, 예를 들어 400 psi이고, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)이 비워지기 때문에 상기 압력은 스프링(218)의 편향력 및 이의 단부(202)에서 스톱(200)의 면의 면적의 함수이다. 대안의 실시 형태에서, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 하나 이상의 유체 통로를 통하여 하나 이상의 다른 일정 값의 양의 기준 압력에 유체 결합될 수 있으며, 이러한 실시 형태에서, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 일정 값의 양의 기준 압력을 공급하기 위하여 하나 이상의 이러한 유체 통로에 유체 통로(229)를 유체 결합하도록 하나 이상의 소정의 작동 조건 하에서 작동될 수 있다. 이러한 경우에, 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 일정 값의 양의 유체 압력은 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 제공된 기준 압력의 값, 스프링(218)의 편향력 및 단부(202)에서 스톱(200)의 면의 면적의 함수이다.

[0071] 일 예시적인 실시 형태에서, 배리에이터 멀티플렉스 밸브(220)가 정해진 기준 압력을 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 유체 결합하는 적어도 하나의 소정의 작동 조건은 변속기(14)와 연계된 하나 이상의 오류 조건을 포함한다. 대안으로 또는 추가로, 적어도 하나의 소정의 작동 조건은 냉간 시동 조건, 예를 들어, 적어도 최소 작동 온도로의 작동의 결과로서 워밍 업(warming up)에 앞서 변속기(14)의 냉간 작동을 포함할 수 있다. 배리에이터 멀티플렉스 밸브(220)가 정해진 기준 압력을 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)의 스프링 포켓(230)에 유체 결합하는 적어도 하나의 소정의 작동 조건은 당업자에게 자명할 것이며, 임의의 이러한 하나 이상의 작동 조건은 본 개시에 의해 고려된다. 임의의 경우에, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)는 "정상" 작동 조건 하에서 유체 통로(228)를 유체 통로(229)에 선택적으로 결합하거나 또는 예를 들어, 배출, 적어도 하나의 소정의 작동 조건, 예를 들어, 오류 및/또는 냉간 시동 조건 하에서 유체 통로(229)를 기준 압력에 선택적으로 결합하기 위하여 제어 회로(30)의 제어 하에서 작동가능하다. 추가로, 배리에이터 압력 멀티플렉스 밸브(220)의 이러한 제어에 대한 추가 세부사항은 대리인 문서 번호가 ATP-0054-USP/46582-212954인 공-계류중의 미국 특허 출원에 기재된다.

[0072] 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)가 스프링 포켓(230)에 일정한 값의 기준 압력을 공급함으로써 진술된 바와 같이 제어될 때, 스톱(200)은 도 6에 관하여 기재된 바와 같이, 즉 유체 통로(68)에 유체 결합된 유체 통로(224)에 대해 예시적으로 배치되어 클러치 메인 유체 통로(65) 내의 유체는 클러치 제어 섹션(58) 및 배리에이터 스위칭 서브-시스템(56C)에 공급되며, 유체 통로(234)는 유체 통로(162)에 유체 결합되어 펌프(100)에 의해 공급된 유체는 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)에 공급된다. 랜드(208)는 클러치 메인 유체 통로(65)가 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)에 공급되지 않도록 유체 통로(224)로부터 유체 통로(232)를 차단하며, 체크 볼 밸브(101)는 펌프(100)에 의해 공급된 유체가 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)으로만 공급되도록 폐쇄된다. 이 실시 형태에서, 스톱(200)의 단부(202) 면의 면적과 스프링(218)의 편향력은 일정 값의 기준 압력, 예를 들어, 배출물이 스프링 포켓(230)에 공급될 때 스톱(200)이 도 8에서와 같이 배치되도록 선택된다.

[0073] 도 4 내지 도 8에 관하여 본 명세서에 도시 및 기재된 사상은 배리에이터뿐만 아니라 그 외의 다른 유형의 차량 변속기를 포함하는 자동 변속기에 적용되는 것으로 이해될 것이다. 이제, 도 9를 참조하면, 예를 들어, 대안의 변속기 실시 형태가 도시되며, 이 실시 형태에서 유체 흐름 제어 섹션(240)이 이용된다. 도시된 실시 형태에서, 차량 변속기는 배리에이터이기보다는 통상적인 일체형 또는 부착된 토크 변환기(250)를 포함하는 통상적인 차량 변속기이다. 유체 흐름 제어 섹션(240)은 이와는 달리 도 3 내지 도 8에 관해 기재 및 도시된 유체 흐름 제어 섹션(98)과 동일하며, 동일한 도면부호는 이에 따라 동일한 구성요소를 나타내기 위하여 도 9에서 사용된다. 이 실시 형태에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)는 클러치 제어 섹션(58), 토크 변환기(250) 및 윤활 및 냉각 서브-시스템(160)에 대한 유체 흐름을 제어하기 위하여 도 4 내지 도 9에 관하여 진술된 바와 같이 제어될 수 있다.

[0074] 이제, 도 10을 참조하면, 예시되고 기재된 사상이 적용될 수 있는 추가 유형의 차량 변속기의 또 다른 예가 도시된다. 도 10에 도시된 실시 형태에서, 차량 변속기는 유체 흐름 제어 섹션(300)이 이용되고, 윤활 및 냉각 서브-시스템(160) 및 클러치 제어 섹션(58)만을 포함하는 통상적인 차량 변속기이다. 도시된 실시 형태에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)에 결합된 유체 통로(68)가 생략된다. 유체 흐름 제어 섹션(300)은 이와는 달리 도 3 내지 도 8에 관해 도시 및 기재된 유체 흐름 제어 섹션(98)과 동일하며, 이에 따라 동일한 도면부호가 동일한 구성요소를 나타내기 위해 도 10에서 사용된다. 이 실시 형태에서, 듀얼 펌프 압력 조절기 밸브(190)는 클러치 제어 섹션(58) 및 윤활 및 냉각 서브-시스템(98)에 대한 유체 흐름을 제어하기 위하여 도 4 및 도 6 내지 도 8

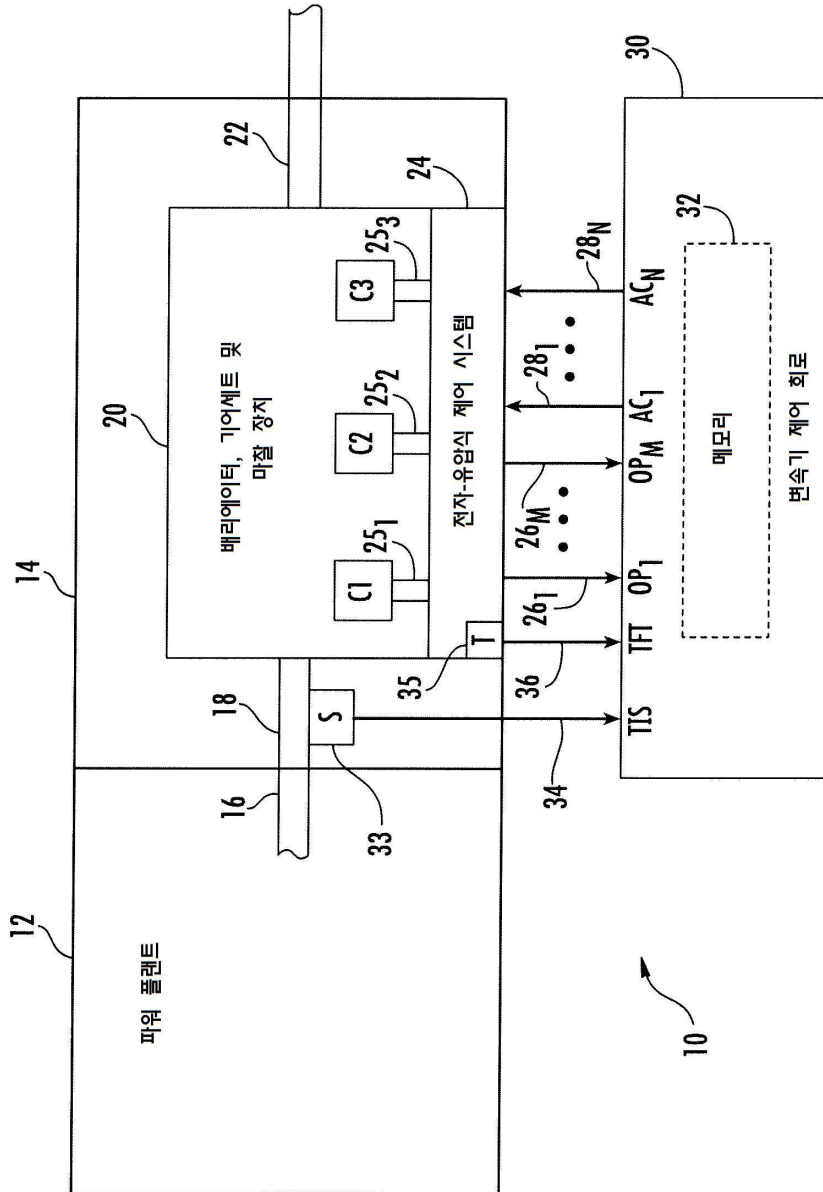
에 관하여 전술된 바와 같이 제어될 수 있다.

[0075]

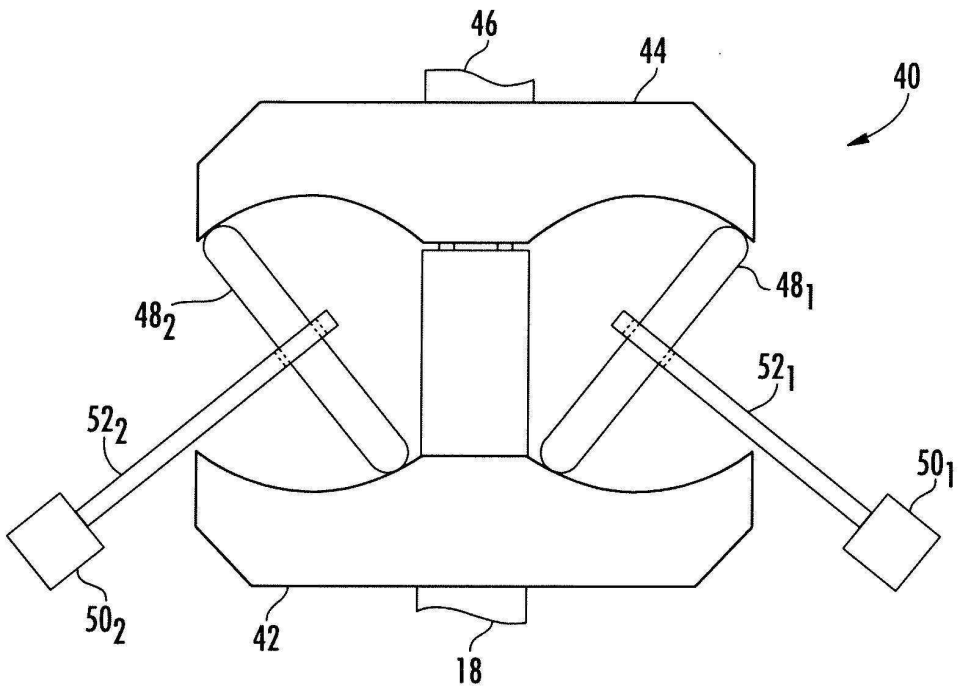
본 발명은 상기 도면들 및 설명에 의해 상세하게 도시되고 설명되지만, 도면과 설명은 본 발명을 설명하기 위한 것이며 본 발명을 제한하지 않는다. 본 발명에 관한 도시된 실시 형태들이 도시되고 설명되며 본 발명의 사상으로부터 제공되는 모든 변화 및 수정은 보호된다.

도면

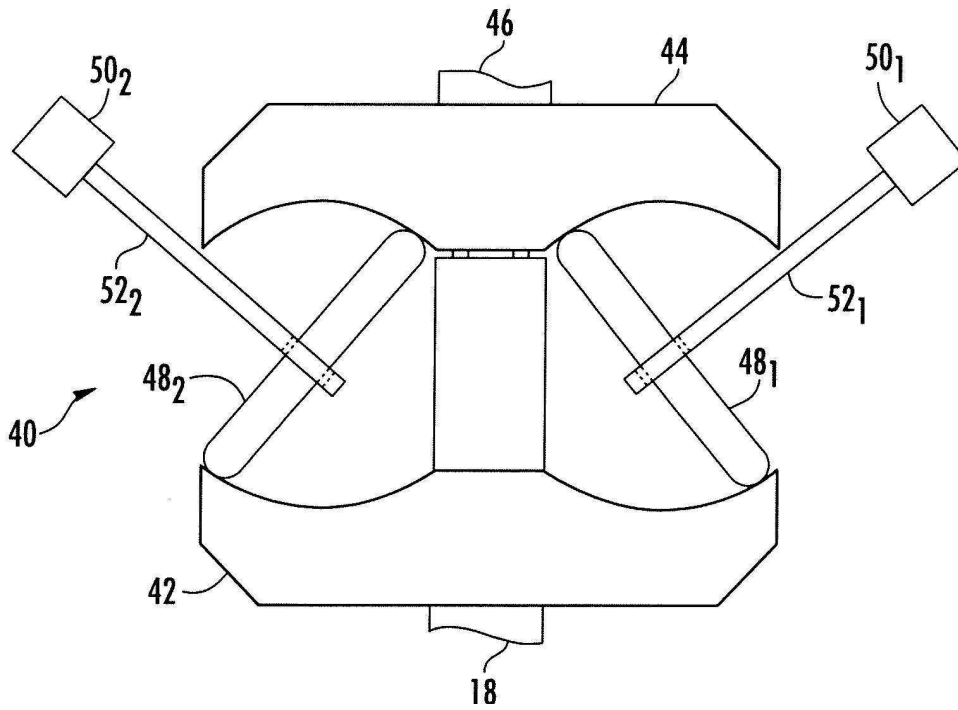
도면1



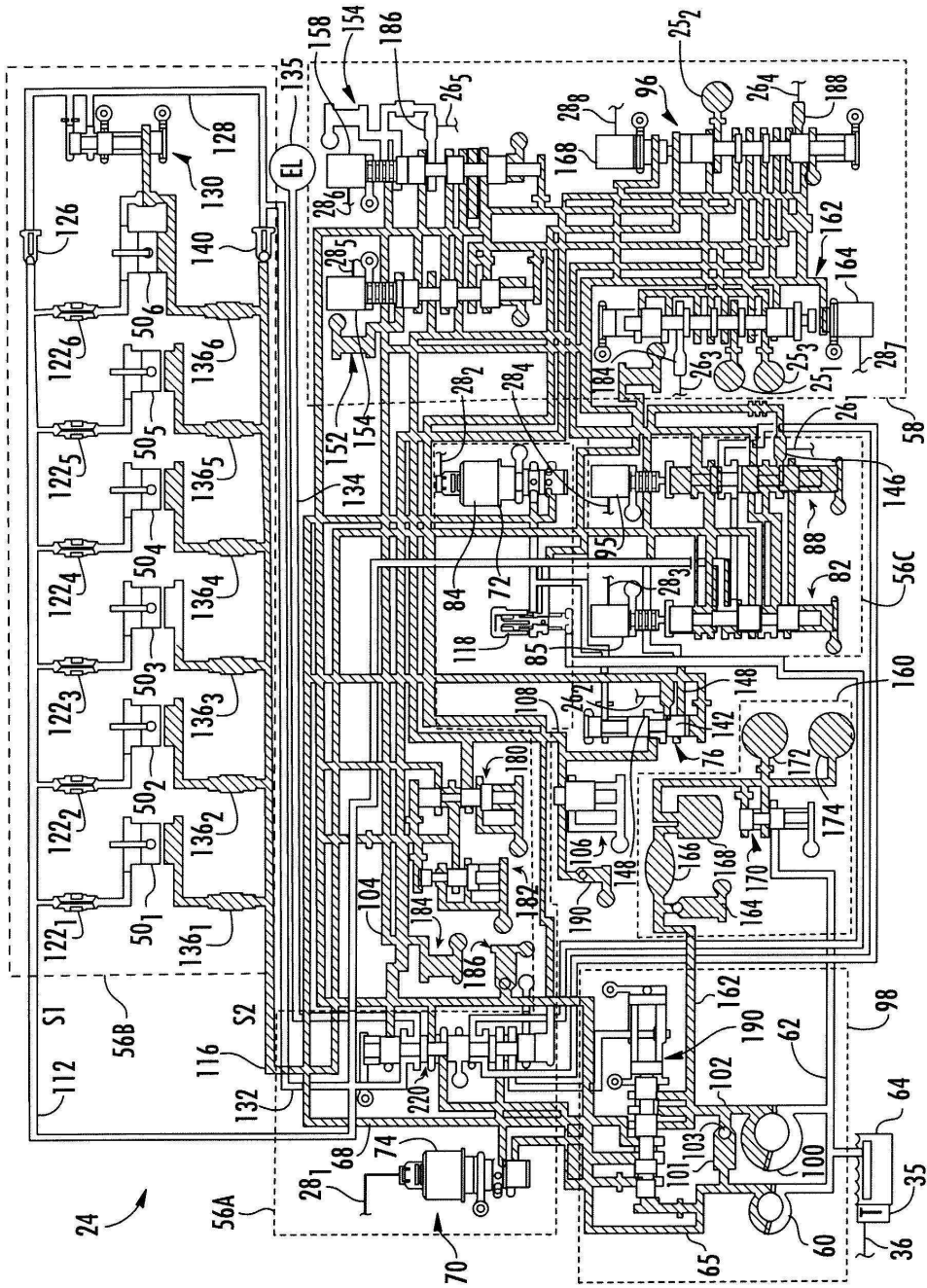
도면2a



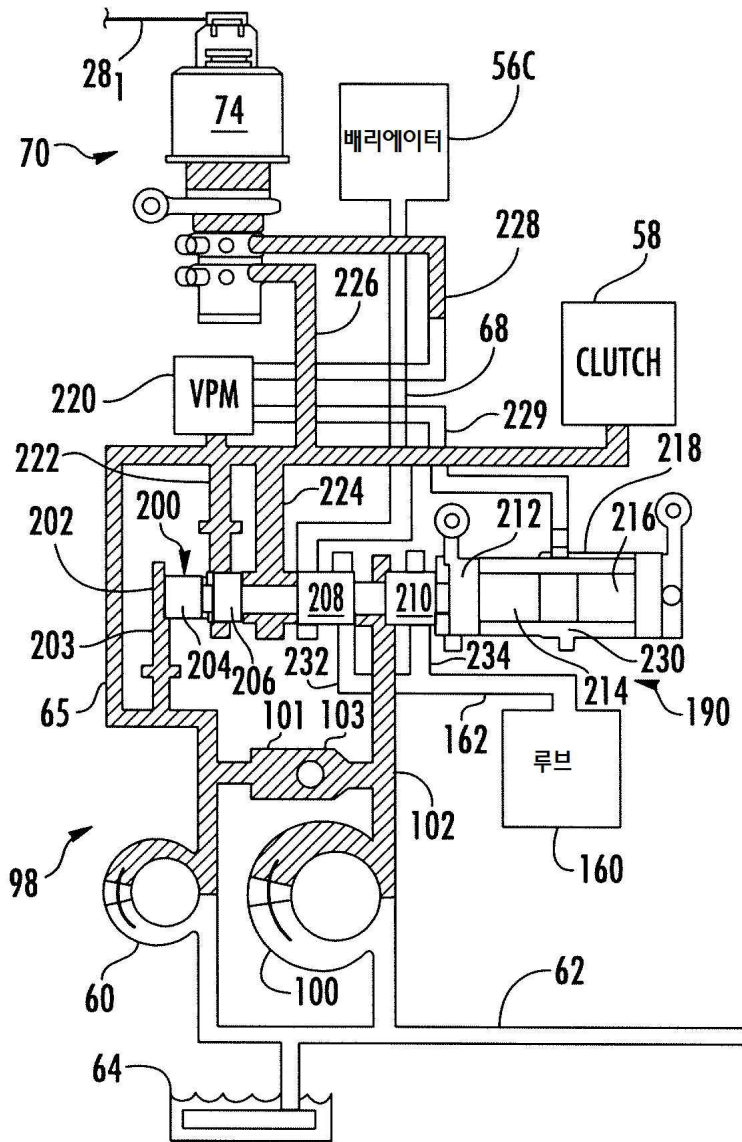
도면2b



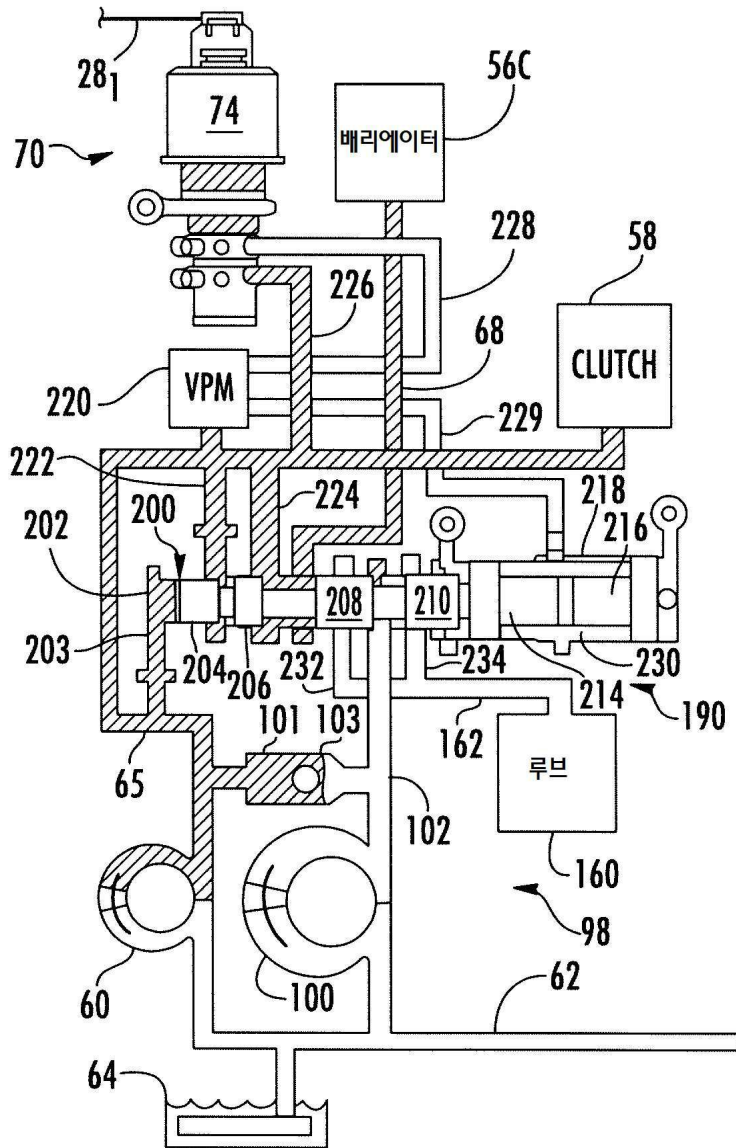
도면3



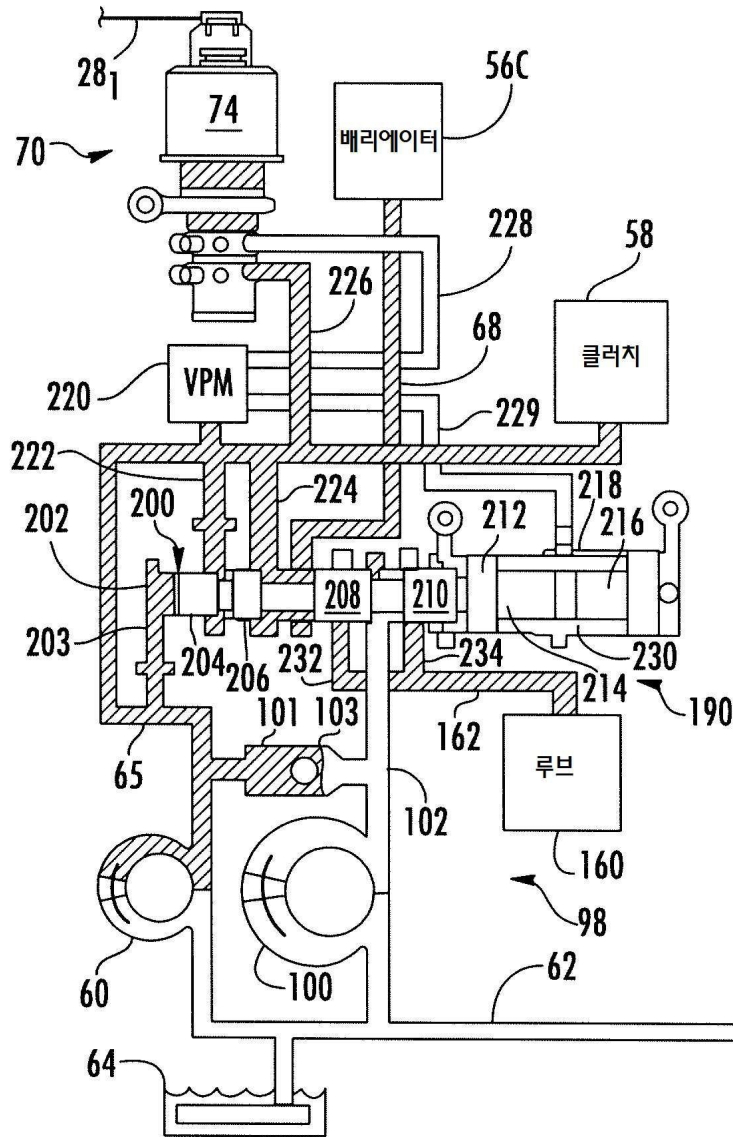
도면4



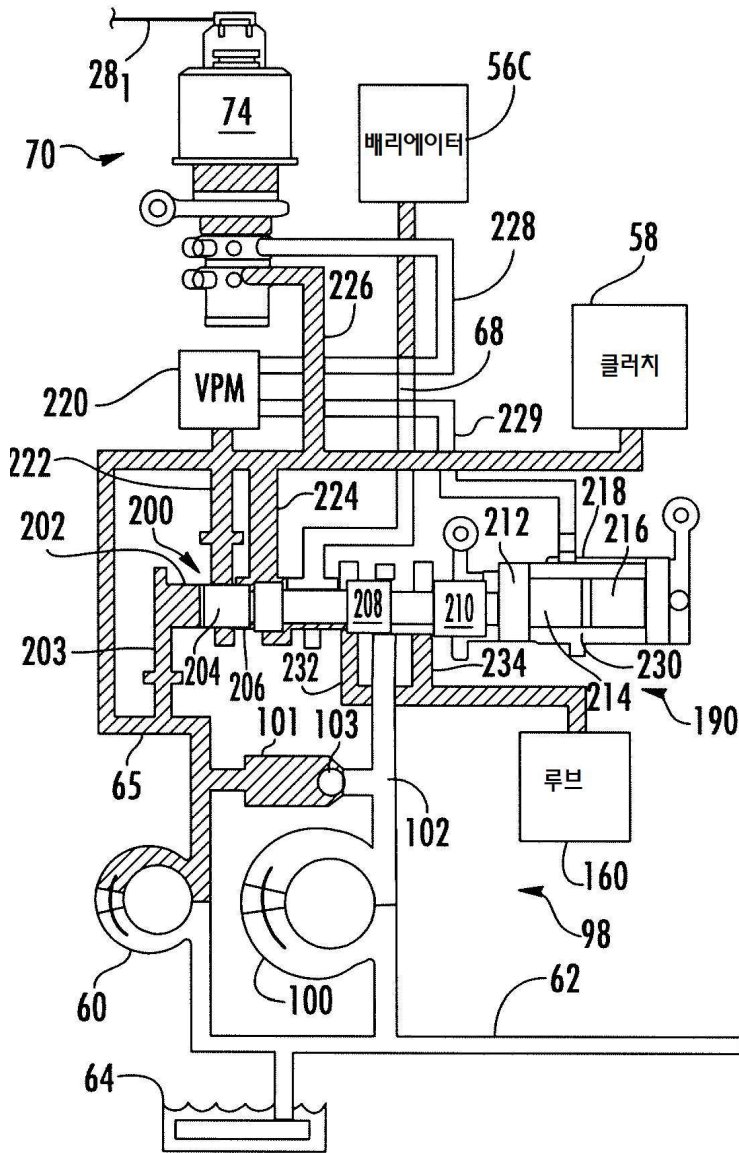
도면5



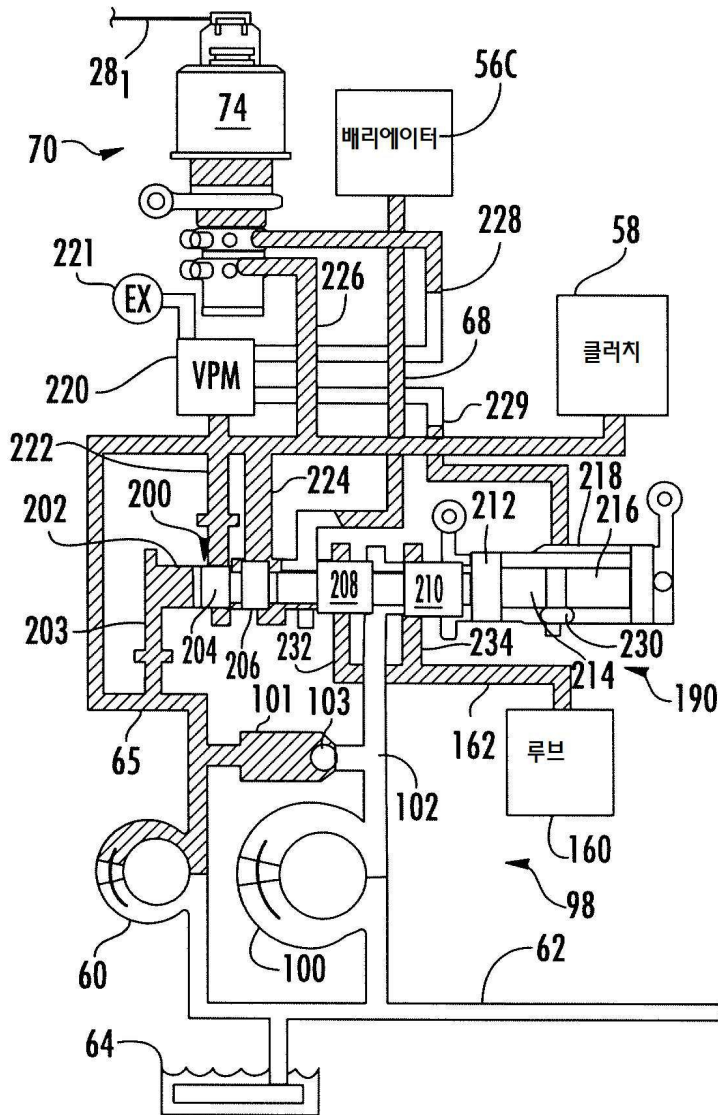
도면6



도면7



도면8





도면10

