(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(51) 。Int. Cl. [7]
F04B 27/14

(11) 공개번호 특2002-0005405
(43) 공개일자 2002년01월17일

(21) 출원번호 10-2001-0024435
(22) 출원일자 2001년05월04일

(30) 우선권주장 2000-206879 2000년07월07일 일본(JP)

(71) 출원인 가부시키가이샤 도요다 지도숏키
이시카와 타다시
일본 아이찌껭 가리야시 도요다쵸 2쵸메 1반찌

(72) 발명자 미나미카즈히코
일본아이찌껭가리야시도요다쵸2쵸메1반찌가부시키가이샤도요다지도숏키세이사쿠쇼나이
아다니야타쿠
일본아이찌껭가리야시도요다쵸2쵸메1반찌가부시키가이샤도요다지도숏키세이사쿠쇼나이
시미즈이즈루
일본아이찌껭가리야시도요다쵸2쵸메1반찌가부시키가이샤도요다지도숏키세이사쿠쇼나이
우메무라사토시
일본아이찌껭가리야시도요다쵸2쵸메1반찌가부시키가이샤도요다지도숏키세이사쿠쇼나이
키무라카즈야
일본아이찌껭가리야시도요다쵸2쵸메1반찌가부시키가이샤도요다지도숏키세이사쿠쇼나이

(74) 대리인 특허법인코리아나

심사청구 : 있음

(54) 용량가변형 압축기의 용량제어기구

요약

공조장치의 냉방필링을 양호하게 유지하면서, 동 공조장치의 기동성을 양호하게 할 수 있는 용량가변형 압축기의 용량제어기구를 제공하는 것을 과제로한다.

상기 과제를 해결하기 위하여, 추기통로 (27) 는, 용량가변형 압축기의 크랭크실 (5) 과 흡입실 (21) 을 접속한다. 급기통로 (28) 는, 크랭크실 (5) 과 토출실 (22) 을 접속한다. 제 1 제어밸브 (CV1) 는, 냉매순환회로에 설정된 2개의 압력감시점간의 차압을 기계적으로 검출하고, 동 검출차압에 근거하여 급기통로 (28) 의 개도(開度)를 조절한다. 검압영역 (K) 은, 급기통로 (28) 에 있어서 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도조절 위치보다도 하류측에 설정되어 있다. 제 2 제어밸브 (CV2) 는, 검압영역 (K) 의 냉매압력 (Pd′) 을 기계적으로 검출하여, 동 검출압력 (Pd′) 이 높아지면 추기통로 (27) 의 개도를 작게 한다.

대표도

도 1

명세서

도면의 간단한 설명

도 1 은 용량가변형 사판식 압축기의 단면도.

도 2 는 냉매순환회로를 모식적으로 나타내는 회로도.

도 3 은 제 1 제어밸브의 단면도.

도 4 는 도 1 에 있어서 제 2 제어밸브 부근을 나타내는 확대도.

도 5 는 제 2 제어밸브의 동작을 설명하는 단면도.

도 6 은 제 2 실시형태를 나타내는 제 2 제어밸브 부근의 확대 단면도.

도 7 은 제 3 실시형태를 나타내는 제 2 제어밸브 부근의 확대 단면도.

도 8 은 제 4 실시형태를 나타내는 제 2 제어밸브 부근의 확대 단면도.

도 9 는 제 5 실시형태를 나타내는 제 2 제어밸브 부근의 확대 단면도.

도 10 은 제 6 실시형태를 나타내는 제 2 제어밸브 부근의 확대 단면도.

도 11 은 제 7 실시형태를 나타내는 제 2 제어밸브를 내장한 제 1 제어밸브의 단면도.

도 12 는 제 2 제어밸브의 동작을 설명하는 확대도.

도 13 은 제 8 실시형태를 나타내는 제 2 제어밸브를 내장한 제 1 제어밸브의 단면도.

도 14 는 별예를 나타내는 제 2 제어밸브 부근의 확대단면도.

도면의 주요부분에 대한 부호의 설명

5 : 크랭크실 21 : 흡입압력 영역으로서의 흡입실

22 : 토출압력 영역으로서의 토출실

27 : 추기통로 28 : 급기통로

30 : 용량가변형 압축기와 함께 공조장치의 냉매순환회로를 구성하는 외부냉매회로

43 : 제 1 밸브체로서의 작동로드의 밸브체부

53 : 제 1 제어밸브의 밸브개도 조절위치에 있는 밸브 시트

54 : 제 1 감압부재82 : 제 2 밸브체 및 제 2 감압부재로서의 스풀

CV1 : 제 1 제어밸브 CV2 : 제 2 제어밸브

K : 급기통로의 검압영역 PdH : 제 1 감압부재가 검출하는 냉매압력

PdL : 제 1 감압부재가 검출하는 냉매압력

Pd' : 제 2 감압부재가 검출하는 검압영역의 냉매압력.

발명의 상세한 설명

발명의 목적

발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은, 공조장치의 냉매순환회로를 구성하고, 크랭크실의 압력에 근거하여 토출용량을 변경가능한 용량가변형 압축기의 토출용량을 제어하기 위한 용량제어기구에 관한 것이다.

이 종류의 용량제어기구에 있어서는, 용량가변형 압축기 (이하, 단순히 압축기로 함) 의 크랭크실과 토출압력(고압)영역을 접속하는 급기통로, 크랭크실과 흡입압력(저압)영역을 접속하는 추기통로, 및 급기통로의 개도를 조절하기 위한 제어밸브가 구비되어 있다. 그리고, 제어밸브가 급기통로의 개도 즉 크랭크실에의 고압냉매가스의 도입량을 조절함으로써, 크랭크실로부터 추기통로를 통하여 도출되는 냉매가스량과의 관계로부터 크랭크실의 압력이 결정된다. 예컨대, 크랭크실의 압력이 상승하면 압축기의 토출용량은 감소하고, 역으로 크랭크실의 압력이 저하되면 토출용량은 증대된다.

이와 같이, 크랭크실의 압력 즉 압축기의 토출용량을, 급기통로의 개도조절에 의해 제어하는 소위 입구측 제어에 있어서는, 예컨대 추기통로의 개도조절에 의해 압축기의 토출용량을 제어하는 소위 출구측 제어와 비교하여, 고압을 직접적으로 취급하는 만큼, 압축기의 토출용량을 신속하게 변경할 수 있는 이점이 있다. 이는, 공조장치의 냉방 필링을 양호하게 하는 것에 이어진다.

발명이 이루고자 하는 기술적 과제

예를 들어, 크랭크실에 액체냉매가 저장된 상태에서 압축기를 기동한 경우, 이 크랭크실의 액체냉매는, 액체상태인 채 및/또는 주위의 온도상승 등에 의해 기화한 상태에서, 추기통로를 통하여 흡입압력영역으로 배출되게 된다.

그러나, 상술한 입구측 제어에 있어서는, 압축된 냉매가스의 흡입압력영역으로의 단락 (누설) 량을 감소시키기 위해, 즉 동 누설 냉매가스의 흡입압력영역에서의 재팽창에 기인한 냉동 사이클의 효율 악화를 방지하기 위해, 추기통로의 도중에는 고정 조임이 설치되어 있다. 따라서, 압축기의 기동시에 있어서, 추기통로를 통한 크랭크실로부터의 액체냉매의 배출은 완만해지고, 동 크랭크실에 있어서 액체냉매가 대량으로 기화되어 크랭크실의 압력이 과대하게 상승되어 버린다. 따라서, 제어밸브가 급기통로를 닫고나서 압축기의 토출용량이 증대되기까지 시간이 걸린다는 문제, 즉 공조장치의 기동성이 악화되는 문제가 있었다.

본 발명은, 상기 종래기술에 존재하는 문제점에 감안하여 이루어진 것으로, 그 목적은, 공조장치의 냉방 필링을 양호하게 유지하면서, 동 공조장치의 기동성을 양호하게 하는 것이 가능한 용량가변형 압축기의 용량제어기구를 제공하는 것에 있다.

발명의 구성 및 작용

(과제를 해결하기 위한 수단)

상기 목적을 달성하기 위해 청구항 1 의 발명은, 공조장치의 냉매순환회로를 구성하고, 크랭크실의 압력이 상승하면 토출용량을 감소시키고 동 크랭크실의 압력이 저하되면 토출용량을 증대시키는 구성의 용량가변형 압축기의 토출용량을 제어하기 위한 용량제어기구로써, 상기 용량가변형 압축기의 크랭크실과 냉매순환회로의 흡입압력영역을 접속하는 추기통로와, 상기 용량가변형 압축기의 크랭크실과 냉매순환회로의 토출압력영역을 접속하는 급기통로와, 상기 냉매순환회로의 냉매압력을 기계적으로 검출하고 동 검출압력에 따라 변위가능한 제 1 감압부재와, 추기통로 또는 급기통로의 일측의 개도를 조절가능한 제 1 밸브체를 구비하고, 제 1 감압부재의 변위는, 냉매순환회로의 냉매압력의 변동을 부정하는 측에 용량가변형 압축기의 토출용량이 변경되도록 제 1 밸브체의 위치결정에 반영되는 구성의 제 1 제어밸브와, 상기 추기통로 또는 급기통로의 일측에 있어서, 제 1 제어밸브의 밸브개도 조절위치보다도 하류측에 설정된 검압영역과, 상기 검압영역의 냉매압력을 기계적으로 검출하고 동 검출압력에 따라 변위가능한 제 2 감압부재와, 동 제 2 감압부재의 변위에 따라 추기통로 또는 급기통로의 타측의 개도를 조절가능한 제 2 밸브체를 구비하고, 검압영역의 냉매압력이 높아지면 밸브개도를 작게 하는 구성의 제 2 제어밸브로 구성된 것을 특징으로 하는 용량제어기구이다.

이 구성에 있어서는, 소위 입구측 제어밸브 및 출구측 제어밸브 양쪽을 구비하고 있고, 크랭크실의 압력, 즉 용량가변형 압축기의 토출용량을 신속하게 변경할 수 있다. 따라서, 공조장치의 냉방 필링은 양호해진다. 또, 예를 들어 용량가변형 압축기의 토출용량을 최대로 하는 경우, 크랭크실의 압력을 저하시키기 위해, 입구측 제어밸브가 급기통로의 개도를 작게 함과 동시에, 출구측 제어밸브가 추기통로의 개도를 크게 한다. 특히, 추기통로의 개도를 크게 할 수 있는 것, 즉 출구측 제어밸브를 구비하고 있는 것은, 크랭크실에 액체냉매가 저류된 상태라도, 동 액체냉매를 흡입압력영역으로 신속하게 배출하여 크랭크실의 압력을 저하시키고, 압축기의 토출용량을 증대시킬 수 있어, 공조장치의 기동성은 양호해진다.

청구항 2 의 발명은, 청구항 1 에 있어서, 상기 추기통로 또는 급기통로의 일측에서 제 1 제어밸브의 밸브개도 조절위치보다도 하류측에는 고정 조임이 배치되고, 동 일측의 통로에서 제 1 제어밸브에 의한 밸브개도 조절위치와 고정 조임과의 사이가 검압영역을 구성하고 있는 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 제 1 제어밸브가 추기통로 또는 급기통로의 일측의 개도를 크게 했을 때에는, 먼저 고정 조임의 조임 효과에 의해, 동 고정 조임보다도 상류측에 위치하는 검압영역이 신속하게 승압된다. 따라서, 동 제 1 제어밸브의 밸브개도 증대에 따라 제 2 제어밸브는 신속하게 밸브 폐쇄동작되고, 타측의 통로의 개도를 작게 할 수 있다. 그 결과, 크랭크실의 압력이 신속하게 변경되고, 용량가변형 압축기의 토출용량을 신속하게 변경시킬 수 있다.

청구항 3 의 발명은, 청구항 1 또는 2 에 있어서, 상기 제 1 제어밸브는 급기통로의 개도를 조절하고, 제 2 제어밸브는 추기통로의 개도를 조절하는 구성인 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 제 1 제어밸브가 급기통로의 개도를 크게 하면, 그에 연동하여 제 2 제어밸브가 추기통로의 개도를 작게 한다. 즉, 제 1 제어밸브가 급기통로, 환언하면 입구측을 적극적으로 조절하는 구성이며, 따라서 크랭크압을 보다 신속하게 변경할 수 있다.

청구항 4 의 발명은, 청구항 3 에 있어서, 상기 제 2 제어밸브의 밸브개도는, 제 2 감압부재에 대해 밸브 폐쇄방향에 작용하는 검압영역의 압력과, 제 2 밸브체에 대해 밸브 개(開)방향에 작용하는 추기통로내의 크랭크압과의 차압에 따라 조절되는 구성인 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 예컨대 후술하는 청구항 5 의 발명과 같이, 제 2 제어밸브를 크랭크압에 따라 동작시키는 것, 환언하면 제 1 제어밸브의 밸브개도와 무관하게 동작시키는 것도 가능해진다.

즉, 청구항 5 의 발명은 청구항 4 에 있어서, 상기 제 2 감압부재에서 검압영역의 압력을 받는 유효수압면적보다도, 제 2 밸브체에서 추기통로내의 크랭크압을 받는 유효수압면적이 크게 설정되어 있는 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 크랭크압이 검압영역의 압력보다 낮아도, 동 크랭크압이 과대하게 상승하고자 하면, 제 1 제어밸브의 밸브개도에 관계없이, 추기통로의 개도를 크게 하는 방향으로 제 2 제어밸브를 동작시킬 수 있어, 크랭크압의 과대한 상승을 저지할 수 있다.

청구항 6 의 발명은, 청구항 4 에 있어서, 상기 제 2 제어밸브는, 밸브 하우징내에 설치된 스풀 유지부와, 동 스풀 유지부로 이동가능하게 끼워맞춤 유지된 스풀을 구비하고, 동 스풀 유지부와 스풀과의 사이에는 검압영역의 압력이 도입되는 배압실이 구획되어 있고, 상기 스풀은 그 일단측에 작용하는 배압실내의 압력과 타단측에 작용하는 추기통로내의 크링크압과의 차압에 근거하여 변위하고, 나아가서는 동 변위에 따라 타단측에 위치하는 차단면이 밸브 시트에 대해 접리(接離)함으로써 추기통로의 개도를 조절가능한 것으로, 동 스풀이 제 2 감압부재 및 제 2 밸브체를 겸하고 있는 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 제 2 감압부재 및 제 2 밸브체가 스풀로서 일체화되어 있기 때문에, 제 2 제어밸브의 구성을 간단하게 할 수 있다.

청구항 7 의 발명은, 청구항 6 에 있어서, 상기 스풀에는 일단측으로부터 타단측으로 연결통로가 관통형성되어 있고, 동 연결통로의 일단측은 배압실내에서 개구됨과 동시에, 타단측은 차단면에 의해 둘러싸인 밸브 시트와의 비접촉영역에서 개구되어 있는 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 검압영역의 압력이 높아지면 스풀의 차단면이 밸브 시트에 근접한다. 이 상태에서는, 검압영역의 고압이, 배압실, 연결통로 및 추기통로를 통하여 크랭크실로 도입되게 된다. 즉, 배압실, 연결통로 및 추기통로가 급기통로의 일부를 구성하게 된다. 따라서, 급기통로에 있어서 검압영역으로부터 크랭크실까지의 부분을 삭제하는 것이 가능해진다.

청구항 8 의 발명은, 청구항 7 에 있어서, 상기 크랭크실과 흡입압력영역을 접속하는 제 2 추기통로를 구비하고 있는 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 제 1 제어밸브가 급기통로의 개도를 크게 하여, 배압실의 압력이 높아져 스풀의 차단면이 밸브 시트에 근접되면, 토출압력영역으로부터 흡입압력영역에의 배압실, 연결통로, 추기통로, 크랭크실 및 제 2 추기통로를 통한 냉매가스의 흐름이 형성된다. 그 결과, 비교적 온도가 낮은 냉매가스의 유통에 의한, 크랭크실내의 냉각효과를 기대할 수 있고, 동 크랭크실내의 온도상승에 기인한 각 슬라이딩 부분의 내구성 저하를 방지할 수 있다.

청구항 9 의 발명은, 청구항 1 또는 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브에서 제 1 감압부재 및 제 1 밸브체는, 용량가변형 압축기의 하우징에 고정되는 동 하우징과는 별체의 밸브 하우징내에 수용되고, 이 동일한 밸브 하우징내에 제 2 제어밸브의 제 2 감압부재 및 제 2 밸브체를 수용한 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 제 1 제어밸브와 제 2 제어밸브가 밸브 하우징에서 일체화되어 있어, 용량가변형 압축기의 제조시에 있어서 두 제어밸브의 압축기 하우징에 대한 조립장착 작업을 용이하게 행하는 것이 가능해진다.

청구항 10 의 발명은, 청구항 1 또는 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브에는, 제 1 감압부재에 부여하는 힘을 외부로부터의 제어에 의해 조절함으로써, 동 제 1 감압부재에 의한 제 1 밸브체의 위치결정동작의 기준이 되는 설정압력을 변경가능한 설정압력 변경수단이 구비되어 있는 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 설정압력 변경수단을 구비하지 않는, 환언하면 단일한 설정압력밖에 가질 수 없는 감압구성만의 제 1 제어밸브와 비교하여, 세밀한 공조제어요구에 대응할 수 있다.

청구항 11 의 발명은, 청구항 1 또는 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브의 제 1 감압부재는, 냉매순환회로를 따라 설정된 2 개의 압력감시점간의 압력차를 검출하고, 동 검출압력차에 따라 변위하는 구성인 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 증발기에서의 열부하의 크기에 영향을 받는 흡입압력 그 자체를 제 1 제어밸브의 밸브개도 제어에서의 직접 지표로 하지 않고, 냉매순환회로에서의 2 개의 압력감시점간의 차압을 직접 제어대상으로 하여 용량가변형 압축기의 토출용량의 피드백 제어를 실현하고 있다. 그러므로, 예컨대 설정압력 변경수단 (본 발명에서는 설정차압 변경수단으로 환언할 수 있다) 을 구비하고 있는 경우에는, 증발기에서의 열부하 상황에 거의 영향을 받지 않고, 외부제어에 의해 응답성 및 제어성 높은 토출용량의 증가감소제어를 행할 수 있다.

청구항 12 의 발명은, 청구항 1 또는 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브의 제 1 감압부재는, 냉매순환회로의 흡입압력 영역의 압력을 검출하고, 동 검출흡입압력의 절대값에 따라 변위하는 구성인 것을 특징으로 하고 있다.

이 구성에 있어서는, 냉방부하의 크기를 반영하는 흡입압력의 절대값을 제어지표로 하여 용량가변형 압축기의 토출용량을 피드백 제어하므로, 동 토출용량은 냉방부하의 크기에 맞는 적합한 것이 된다.

(발명의 실시형태)

이하, 본 발명을 차량용 공조장치에 사용되는 용량가변형 사판식 압축기의 용량제어기구에 있어서 구체화한 제 1 제 8 실시형태에 대해 설명한다. 제 2 제 8 실시형태에 있어서는 제 1 실시형태와의 상이점에 대해서만 설명하고, 동일 또는 상당 부재에는 동일한 번호를 부여하여 설명을 생략한다.

제 1 실시형태

(용량가변형 사판식 압축기)

도 1 에 나타내는 바와 같이 용량가변형 사판식 압축기 (이하 단순히 압축기로 함) 는, 실린더 블록 (1) 과, 그 전단에 접합고정된 프론트 하우징 (2) 과, 실린더 블록 (1) 의 후단에 밸브 형성체 (3) 를 통하여 접합고정된 리어 하우징 (4) 을 구비하고 있다. 이들 실린더 블록 (1), 프론트 하우징 (2) 및 리어 하우징 (4) 이, 압축기의 하우징을 구성하고 있다.

상기 실린더 블록 (1) 과 프론트 하우징 (2) 으로 둘러싸인 영역에는 크랭크실 (5) 이 구획되어 있다. 크랭크실 (5) 내에는 구동축 (6) 이 회전가능하게 지지되어 있다. 크랭크실 (5) 에 있어서 구동축 (6) 상에는, 러그 플레이트 (11) 가 일체로 회전가능하게 고정되어 있다.

상기 구동축 (6) 의 전단부는, 동력전달기구 (PT) 를 통하여 외부구동원으로서의 차량의 엔진 (E) 에 작동연결되어 있다. 동력전달기구 (PT) 는, 외부로부터의 전기제어에 의해 동력의 전달/차단을 선택가능한 클러치 기구 (예컨대, 전자 클러치) 이어도 되고, 또는 그러한 클러치 기구를 갖지 않는 상시전달형의 클러치리스 기구 (예컨대 벨트/풀리(pulley)의 조합) 라도 된다. 본 실시형태에서는, 클러치리스 타입의 동력전달기구 (PT) 가 채택되어 있는 것으로 한다.

상기 크랭크실 (5) 내에는 캠플레이트로서의 사판 (12) 이 수용되어 있다. 사판 (12) 은, 구동축 (6) 에 슬라이드 이동가능하며 경사운동가능하게 지지되어 있다. 힌지 기구 (13) 는, 러그 플레이트 (11) 와 사판 (12) 사이에 개재되어 있다. 따라서, 사판 (12) 은 힌지 기구 (13) 를 통한 러그 플레이트 (11) 와의 사이에서의 힌지 연결, 및 구동축 (6) 의 지지에 의해, 러그 플레이트 (11) 및 구동축 (6) 과 동기회전 가능함과 동시에, 구동축 (6) 의 축선방향에의 슬라이드 이동을 수반하면서 구동축 (6) 에 대해 경사운동가능하게 되어 있다.

복수 (도면에는 1 개만 나타냄) 의 실린더 보어 (1a) 는, 상기 실린더 블록 (1) 에 있어서 구동축 (6) 을 둘러싸도록 하여 관통형성되어 있다. 편두형(片頭型)의 피스톤 (20) 은, 각 실린더 보어 (1a) 에 왕복운동이 가능하게 수용되어 있다. 실린더 보어 (1a) 의 전후 개구는, 밸브 형성체 (3) 및 피스톤 (20) 에 의해 폐쇄되어 있고, 이 실린더 보어 (1

a) 내에는 피스톤 (20) 의 왕복운동에 따라 체적변화하는 압축실이 구획되어 있다. 각 피스톤 (20) 은, 슈 (19) 를 통하여 사판 (12) 의 외주부에 계류되어 있다. 따라서, 구동축 (6) 의 회전에 수반되는 사판 (12) 의 회전운동이, 슈 (19) 를 통하여 피스톤 (20) 의 왕복직선운동으로 변환된다.

상기 밸브 형성체 (3) 와 리어 하우징 (4) 사이에는, 중심영역에 위치하는 흡입실 (21) 과, 그것을 둘러싸는 토출실 (22) 이 구획형성되어 있다. 밸브 형성체 (3) 에는 각 실린더 보어 (1a) 에 대응하여, 흡입 포트 (23) 및 동 흡입포트 (23) 를 개폐하는 흡입 밸브 (24), 및 토출 포트 (25) 및 동 토출포트 (25) 를 개폐하는 토출 밸브 (26) 가 형성되어 있다. 흡입 포트 (23) 를 통하여 흡입실 (21) 과 각 실린더 보어 (1a) 가 연통되고, 토출 포트 (25) 를 통하여 각 실린더 보어 (1a) 와 토출실 (22) 이 연통되어 있다.

그리고, 상기 흡입실 (21) 의 냉매가스는, 각 피스톤 (20) 의 상사점 위치로부터 하사점측으로의 왕(往)운동에 의해 흡입 포트 (23) 및 흡입 밸브 (24) 를 통하여 실린더 보어 (1a) 에 흡입된다. 실린더 보어 (1a) 에 흡입된 냉매가스는, 피스톤 (20) 의 하사점 위치로부터 상사점측으로의 복(復)운동에 의해 소정의 압력으로까지 압축되고, 토출 포트 (25) 및 토출 밸브 (26) 를 통하여 토출실 (22) 에 토출된다.

상기 사판 (12) 의 경사각도 (구동축 (6) 의 축선에 직교하는 평면과의 사이에서 이루는 각도) 는, 이 사판 (12) 의 회전시의 원심력에 기인하는 회전운동의 모멘트, 피스톤 (20) 의 왕복관성력에 의한 모멘트, 가스압에 의한 모멘트 등의 각종 모멘트의 상호 균형에 근거하여 결정된다. 가스압에 의한 모멘트란, 실린더 보어 (1a) 의 내압과, 피스톤 (20) 의 배압에 해당하는 제어압으로서의 크랭크실 (5) 의 내압 (크랭크압 Pc) 과의 상호관계에 의거하여 발생하는 모멘트이며, 크랭크압 Pc 에 따라 경사각도 감소방향에도 경사각도 증대방향에도 작용한다.

이 압축기에서는, 후술하는 용량제어기구를 이용하여 크랭크압 (Pc) 을 조절하고, 상기 가스압에 의한 모멘트를 적절히 변경함으로써, 사판 (12) 의 경사각도를 최소 경사각도 (도 1 에서 실선으로 나타내는 상태) 와 최대 경사각도 (도 1 에서 이점쇄선으로 나타내는 상태) 사이의 임의의 각도로 설정가능하게 하고 있다.

(용량제어기구)

상기 사판 (12) 이 경사각도제어에 관여하는 크랭크압 (Pc) 을 제어하기 위한 용량제어기구는, 도 1 에 나타내는 압축기 하우징내에 설치된 추기통로 (27), 급기통로 (28), 제 1 제어밸브 (CV1) 및 제 2 제어밸브 (CV2) 에 의해 구성되어 있다. 추기통로 (27) 는 크랭크실 (5) 과 흡입압력 (Ps) 영역인 흡입실 (21) 을 접속하고, 그 도중에는 제 2 제어밸브 (CV2) 가 설치되어 있다. 급기통로 (28) 는 토출압력 (Pd) 영역인 토출실 (22) 과 크랭크실 (5) 을 접속하고, 그 도중에는 제 1 제어밸브 (CV1) 가 설치되어 있다. 급기통로 (28)는, 제 1 제어밸브 (CV1) 보다도 하류측 (크랭크실 (5) 측) 에서 밸브 형성체 (3) 를 경유하고 있고, 동 밸브 형성체 (3) 부분의 구멍이 그 전후보다도 통과단면적이 작게 설정되어 고정 조임 (39) 을 이루고 있다.

그리고, 상기 제 1 제어밸브 (CV1) 및 제 2 제어밸브 (CV2) 의 개도를 조절함으로써, 급기통로 (28) 를 통한 크랭크실 (5) 에의 고압 토출가스의 도입량과 추기통로 (27) 를 통한 크랭크실 (5) 로부터의 가스 도출량과의 균형이 제어되고, 크랭크압 (Pc) 이 결정된다. 이 크랭크압 (Pc) 의 변경에 따라, 피스톤 (20) 을 통한 크랭크압 (Pc) 과 실린더 보어 (1a) 의 내압과의 차이가 변경되고, 사판 (12) 의 경사각도가 변경되는 결과, 피스톤 (20) 의 스트로크 즉 토출용량이 조절된다.

(냉매순환회로)

도 1 및 도 2 에 나타내는 바와 같이, 차량용 공조장치의 냉매순환회로 (냉동 사이클) 는, 상술한 압축기와 외부냉매회로 (30) 로 구성되어 있다. 외부냉매회로 (30) 는 예컨대, 응축기 (31), 감압장치로서의 온도식 팽창밸브 (32) 및 증발기 (33) 를 구비하고 있다. 팽창밸브 (32) 의 개도는, 증발기 (33) 의 출구측 또는 하류측에 설치된 감온통 (34) 의 검출온도 및 증발압력 (증발기 (33) 의 출구압력) 에 의거하여 피드백 제어된다. 팽창밸브 (32) 는, 열부하에 맞는 액체냉매를 증발기 (33) 에 공급하여 외부냉매회로 (30) 에서의 냉매 유량을 조절한다.

외부냉매회로 (30) 의 하류영역에는, 증발기 (33) 의 출구와 압축기의 흡입실 (21) 을 연결하는 냉매의 유통관 (35) 이 설치되어 있다. 외부냉매회로 (30) 의 상류영역에는, 압축기의 토출실 (22) 과 응축기 (31) 의 입구를 연결하는 냉매의 유통관 (36) 이 설치되어 있다. 압축기는 외부냉매회로 (30) 의 하류영역으로부터 흡입실 (21) 에 도입된 냉매가스를 흡입하여 압축하고, 이 압축한 가스를 외부냉매회로 (30) 의 상류영역으로 연결하는 토출실 (22) 에 토출한다.

냉매순환회로를 흐르는 냉매의 유량이 많아질수록, 회로 또는 배관의 단위길이당 압력손실도 커진다. 즉, 냉매순환회로를 따라 설정된 2 개의 압력감시점 (P1, P2) 사이의 압력손실 (차압) 은, 동 회로에서의 냉매유량과 정(正)의 상관을 나타낸다. 그러므로, 2 개의 압력감시점 (P1, P2) 사이의 차압 (이하, 두점간 차압 ΔPd 로 함) 을 파악하는 것은, 냉매순환회로에서의 냉매유량을 간접적으로 검출하는 것과 다름없다.

본 실시형태에서는, 유통관 (36) 의 최상류영역에 해당하는 토출실 (22) 내에 상류측의 제 1 압력감시점 (P1) 을 정함과 동시에, 거기서부터 소정 거리만큼 떨어진 유통관 (36) 의 도중에 하류측의 제 2 압력감시점 (P2) 를 정하고 있다. 그리고, 제 1 압력감시점 (P1) 에서의 냉매가스의 감시압력 (PdH) 을 제 1 검압통로 (37) 를 통하여, 또 제 2 압력감시점 (P2) 에서의 냉매가스의 감시압력 (PdL) 을 제 2 검압통로 (38) 를 통하여 각각 제 1 제어밸브 (CV1) 에 도입하고 있다.

(제 1 제어밸브)

도 3 에 나타내는 바와 같이 제 1 제어밸브 (CV1) 는, 그 상반부를 차지하는 입구측 밸브부와, 하반부를 차지하는 솔레노이드부 (60) 를 구비하고 있다. 입구측 밸브부는, 토출실 (22) 과 크랭크실 (5) 을 접속하는 급기통로 (28) 의 개도 (조임량) 를 조절한다. 솔레노이드부 (60) 는, 제 1 제어밸브 (CV1) 내에 설치된 작동 로드 (40) 를, 외부로부터의 통전제어에 의거하여 탄성지지 제어하기 위한 일종의 전자 액츄에이터이다. 작동 로드 (40) 는, 선단부인 격벽부 (41), 연결부 (42), 대략 중앙의 밸브체부 (43) 및 기단부인 가이드로드부 (44) 로 이루어진 봉형상 부재이다. 밸브체부 (43) 는 가이드로드부 (44) 의 일부에 해당한다.

상기 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브 하우징 (45) 은, 캡 (45a) 과, 입구측 밸브부의 주요 외곽을 구성하는 상반부 본체 (45b) 와, 솔레노이드부 (60) 의 주요 외곽을 구성하는 하반부 본체 (45c) 로 구성되어 있다. 밸브 하우징 (45) 의 상반부 본체 (45b) 내에는 밸브실 (46) 및 연결통로 (47) 가 구획되고, 동 상반부 본체 (45b) 와 그 상부에 외감고정된 캡 (45a) 사이에는 감압실 (48) 이 구획되어 있다.

상기 밸브실 (46) 및 연결통로 (47) 내에는, 작동 로드 (40) 가 축방향 (도면에서는 수직방향) 으로 이동가능하게 설치되어 있다. 밸브실 (46) 및 연결통로 (47) 는 작동 로드 (40) 의 배치에 따라 연통가능해진다. 이에 비해 연결통로 (47) 와 감압실 (48) 은, 동 연결통로 (47) 에 감입된 작동 로드 (40) 의 격벽부 (41) 에 의해 차단되어 있다.

상기 밸브실 (46) 의 저벽은 후기 고정 철심 (62) 의 상단면에 의해 제공되고 있다. 밸브실 (46) 을 둘러싸는 밸브 하

우징 (45) 의 주벽에는 반경방향으로 연장되는 포트 (51) 가 설치되고, 이 포트 (51) 는 급기통로 (28) 의 상류부를 통하여 밸브실 (46) 을 토출실 (22) 에 연통시킨다. 연결통로 (47) 를 둘러싸는 밸브 하우징 (45) 의 주벽에도 반경방향으로 연장되는 포트 (52) 가 설치되고, 이 포트 (52) 는 급기통로 (28) 의 하류부를 통하여 연결통로 (47) 를 크랭크실 (5) 에 연통시킨다. 따라서, 포트 (51), 밸브실 (46), 연결통로 (47) 및 포트 (52) 는 제어밸브내 통로로서, 토출실 (22) 과 크랭크실 (5) 을 연통시키는 급기통로 (28) 의 일부를 구성한다.

상기 밸브실 (46) 내에는 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 가 배치되어 있다. 연결통로 (47) 의 내경은, 작동 로드 (40) 의 연결부 (42) 의 직경부다도 크며 가이드로드부 (44) 의 직경보다도 작다. 즉, 연결통로 (47) 의 구경 면적 (격벽부 (41) 의 축직교 단면적) (SB) 는, 연결부 (42) 의 단면적보다 크고 가이드로드부 (44) 의 단면적보다 작다. 따라서, 밸브실 (46) 과 연결통로 (47) 의 경계에 위치하는 단차는 밸브 시트 (53) 로서 기능하고, 연결통로 (47) 는 일종의 밸브 구멍이 된다.

상기 작동 로드 (40) 가 도 3 의 위치 (최하동작 위치) 로부터 밸브체부 (43) 가 밸브 시트 (53) 에 착좌하는 최상동 위치로 상동하면, 연결통로 (47) 가 차단된다. 즉, 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 는, 급기통로 (28) 의 개도를 임의 조절가능한 입구측 밸브체 (제 1 밸브체) 로서 기능한다.

상기 감압실 (48) 내에는, 제 1 감압부재 (54) 가 축방향으로 이동가능하게 설치되어 있다. 이 제 1 감압부재 (54) 는 바닥을 갖는 원통형을 이룸과 동시에, 그 저벽부에서 감압실 (48) 을 축방향으로 이분하고, 동 감압실 (48) 을 제 1 압력실 (55) 과 제 2 압력실 (56) 로 구획한다. 제 1 감압부재 (54) 는 제 1 압력실 (55) 과 제 2 압력실 (56) 사이의 압력 격벽의 역할을 하고, 두 압력실 (55, 56) 의 직접 연통을 허용하지 않는다. 제 1 감압부재 (54) (저벽부) 의 축직교 단면적을 SA 로 하면, 그 단면적 SA 는 연결통로 (47) 의 구경 면적 SB 보다도 크다.

제 1 압력실 (55) 에는, 코일 스프링으로 이루어지는 감압부재 탄성 스프링 (50) 이 수용되어 있다. 이 감압부재 탄성 스프링 (50) 은, 제 1 감압부재 (54) 를 제 1 압력실 (55) 측으로부터 제 2 압력실 (56) 방향으로 탄성지지한다.

상기 제 1 압력실 (55) 은, 캡 (45a) 에 형성된 P1 포트 (57) 및 제 1 검압통로 (37) 를 통하여, 제 1 압력감시점 (P1) 인 토출실 (22) 과 연통한다. 제 2 압력실 (56) 은, 밸브 하우징 (45) 의 상반부 본체 (45a) 에 형성된 P2 포트 (58) 및 제 2 검압통로 (38) 를 통하여 제 2 압력감시점 (P2) 과 연통한다. 즉, 제 1 압력실 (55) 에는 제 1 압력감시점 (P1) 의 감시압력 (PdH) 이 유도되고, 제 2 압력실 (56) 에는 제 2 압력감시점 (P2) 의 감시압력 (PdL) 이 유도되고 있다.

상기 솔레노이드부 (60) 는, 바닥을 갖는 원통형의 수용통 (61) 을 구비하고 있다. 수용통 (61) 의 상부에는 고정 철심 (62) 이 끼워맞춰지고, 이 끼워맞춤에 의해 수용통 (61) 내에는 솔레노이드실 (63) 이 구획되어 있다. 솔레노이드실 (63) 에는, 가동 철심 (64) 이 축방향으로 이동가능하게 수용되어 있다. 고정 철심 (62) 의 중심에는 축방향으로 연장되는 가이드 구멍 (65) 이 형성되고, 그 가이드 구멍 (65) 내에는, 작동 로드 (40) 의 가이드로드부 (44) 가 축방향으로 이동 가능하게 배치되어 있다.

상기 솔레노이드실 (63) 은 작동 로드 (40) 의 기단부의 수용영역이기도 하다. 즉, 가이드로드부 (44) 의 하단은, 솔레노이드실 (63) 내에 있어 가동 철심 (64) 의 중심에 관통되어 형성된 구멍에 끼워맞춰짐과 동시에 코킹에 의해 끼움장착 고정되어 있다. 따라서, 가동 철심 (64) 과 작동 로드 (40) 는 항상 일체가 되어 상하운동한다.

상기 솔레노이드실 (63) 에서 고정 철심 (62) 과 가동 철심 (64) 사이에는, 코일 스프링으로 이루어지는 밸브체 탄성 스프링 (66) 이 수용되어 있다. 이 밸브체 탄성 스프링 (66) 은, 가동 철심 (64) 을 고정 철심 (62) 으로부터 이간시키는 방향으로 작용하고, 작동 로드 (40) (밸브체부 (43)) 를 도면 하측 방향으로 탄성지지한다.

상기 고정 철심 (62) 및 가동 철심 (64) 의 주위에는, 이들 철심 (62, 64) 을 건너지르는 범위에 코일 (67) 이 감겨 있다. 이 코일 (67) 에는 제어장치 (70) 의 지령에 의거하여 구동회로 (71) 로부터 구동신호가 공급되고, 코일 (67) 은, 그 전력공급량에 따른 크기의 전자 흡인력 (전자 탄성력) (F) 을 가동 철심 (64) 과 고정 철심 (62) 사이에 발생시킨다. 코일 (67) 에의 통전제어는, 동 코일 (67) 에의 인가전압을 조정함으로써 이루어진다. 본 실시형태에서 인가전압의 조정에는, 듀티 제어가 채택되고 있다.

(제어체계)

도 2 및 도 3 에 나타내는 바와 같이, 차량용 공조장치는 동 장치의 제어 전반을 제어하는 제어장치 (70) 를 구비하고 있다. 제어장치 (70) 는, CPU, ROM, RAM 및 I/O 인터페이스를 구비한 컴퓨터와 유사한 제어 유닛이며, I/O 의 입력단자에는 외부정보 검출수단 (72) 이 접속되고, I/O 의 출력단자에는 구동회로 (71) 가 접속되어 있다.

상기 제어장치 (70) 는, 외부정보 검출수단 (72) 으로부터 제공되는 각종 외부정보에 의거하여 적절한 듀티비를 연산하고, 구동회로 (71) 에 대해 그 듀티비에서의 구동신호의 출력을 지령한다. 구동회로 (71) 는, 명령된 듀티비의 구동신호를 제 1 제어밸브 (CV1) 의 코일 (67) 에 출력한다. 코일 (67) 에 공급되는 구동신호의 듀티비에 따라, 제 1 제어밸브 (CV1) 의 솔레노이드부 (60) 의 전자 탄성력 (F) 이 변화한다.

상기 외부정보 검출수단 (72) 은 각종 센서류를 포괄하는 기능실현수단이다. 외부정보 검출수단 (72) 을 구성하는 센서류로는, 예컨대 A/C 스위치 (탑승객이 조작하는 공조장치의 ON/OFF 스위치) (73), 차실내온도를 검출하기 위한 온도 센서 (74), 차실내온도의 바람직한 설정온도를 설정하기 위한 온도설정기 (75) 를 들 수 있다.

(제 2 제어밸브)

도 4 에 나타내는 바와 같이, 상기 리어 하우징 (4) 에 있어서 흡입실 (21) 의 내벽면에는, 스풀 유지부로서의 스풀 유지 오목부 (81) 가 형성되어 있다. 즉, 리어 하우징 (4) 이, 제 2 제어밸브 (CV2) 용의 밸브 하우징을 겸하고 있다. 스풀 유지 오목부 (81) 내에는, 바닥을 갖는 원통형 스풀 (82) 이 도면 수평방향 즉 밸브 형성체 (3) 에 대해 접리하는 방향으로 이동가능하게 감입되어 있다.

상기 스풀 유지 오목부 (81) 에서 도면 우측에는, 스풀 (82) 의 감입에 의해 배압실 (83) 이 구획형성되어 있다. 급기통로 (28) 에서, 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도 조절위치 (밸브 시트 (53)) 와 고정 조임 (39) 사이의 검압영역 (K) 으로부터는, 동 영역 (K) 을 배압실 (83) 에 접속하는 검압통로 (84) 가 분기되어 있다. 따라서, 배압실 (83) 내에는 검압통로 (84) 를 통하여, 급기통로 (28) 에서의 검압영역 (K) 의 압력 (Pd') 이 도입되어 있다.

상기 밸브 형성체 (3) 와 스풀 (82) 사이에는 스풀 탄성 스프링 (85) 이 개재되어 있다. 동 스풀 탄성 스프링 (85) 은, 스풀 (82) 를 밸브 형성체 (3) 로부터 이간하는 방향으로 탄성지지한다. 따라서, 밸브 형성체 (3) 에 대한 스풀 (82) 의 위치는, 동 스풀 (82) 에 대한 도면 우측에의 가압력인, 스풀 탄성 스프링 (85) 의 탄성력 (f3) 및 추기통로 (27) 내의 크랭크압 (Pc) 에 의거하는 힘과, 도면 좌측에의 가압력인 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 에 의거하는 힘과의 균형에 의해 결정된다. 즉, 동 스풀 (82) 이, 급기통로 (28) 에서의 검압영역 (K) 의 압력 (Pd') 에 따라 변위하는 제 2 감압부재를 이루고 있다.

상기 스풀 (82) 에 있어서, 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 의 유효수압면적과 크랭크압 (Pc) 의 유효 수압(受壓)면적은

동일 (스풀 (82) 의 저벽부분의 횡단면적 (SC)) 하게 되어 있다. 또, 스풀 탄성 스프링 (85) 으로는 세트 하중이 약하고 스프링 정수가 낮은 것이 사용되고 있다. 따라서, 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 이 크랭크압 (Pc) 보다 약간이라도 상회하면, 스풀 (82) 은 그 선단 원환면 (차단면) (82a) 이 밸브 형성체 (3) 에 대해 원환상(圓環狀) 영역에서 맞닿는 상태가 된다.

상기 추기통로 (27) 의 흡입실 (21) 측은, 밸브 형성체 (3) 에서 스풀 (82) 의 선단 원환면 (82a) 이 맞닿는 원환상 영역보다도 내측의 비접촉 영역에서 개구 (27a) 되어 있다. 따라서, 스풀 (82) 의 원통내 공간 (82c) 은 추기통로 (27) 의 일부를 구성하고, 나아가서는 밸브 형성체 (3) (밸브 시트) 에 맞닿을 수 있는 차단면 (82a) 을 갖는 동 스풀 (82) 은, 그 변위에 따라서 추기통로 (27) 의 개도를 조절가능한 제 2 밸브체의 역할을 하고 있다.

상기 스풀 (82) 의 차단면 (82a) 에는, 미소한 통과단면적의 연통홈 (82b) 이, 동 면 (82a) 의 환상(環狀)을 이단하도록 하여 형성되어 있다. 따라서, 동 차단면 (82a) 이 밸브 형성체 (3) 에 맞닿은 상태에서도, 스풀 (82) 의 원통내 공간 (82c) 와 흡입실 (21) 은 연통홈 (82b) 을 통하여 연통상태를 유지하도록 되어 있다.

(제 1 제어밸브의 동작특성)

상기 제 1 제어밸브 (CV1) 에 있어서는, 다음과 같은 방법으로 작동 로드 (40) 의 배치위치, 즉 밸브개도가 결정된다. 밸브실 (46), 연결통로 (47) 및 솔레노이드실 (63) 의 내압이 작동 로드 (40) 의 위치결정에 미치는 영향은 무시하는 것으로 한다.

먼저, 도 3 에 나타내는 바와 같이, 코일 (67) 에의 통전이 없는 경우에는, 작동 로드 (40) 의 배치에는 감압부재 탄성 스프링 (50) 및 밸브체 탄성 스프링 (66) 의 하향 탄성력 (f1 + f2) 의 작용이 지배적으로 된다. 따라서, 작동 로드 (40) 는 최하동 위치에 배치되고, 밸브체부 (43) 는 연결통로 (47) 을 전개로 한다.

따라서, 크랭크압 (Pc) 은, 그 때 놓여진 상황하에서 취할수 있는 최대값이 되고, 크랭크압 (Pc) 과 실린더 보어 (1a) 의 내압과의 피스톤 (20) 을 통한 차이는 크고, 사판 (12) 은 경사각도를 최소로 하여 압축기의 토출용량은 최소로 되어 있다.

상기 코일 (67) 에 대해 듀티비 가변범위의 최소 듀티비 이상의 통전이 이루어지면, 상향 전자 탄성력 (F) 이 감압부재 탄성 스프링 (50) 및 밸브체 탄성 스프링 (66) 의 하향 탄성력 (f1 + f2) 을 능가하여, 작동 로드 (40) 가 상동을 개시한다. 이 상태에서는, 밸브체 탄성 스프링 (66) 의 하향 탄성력 (f2) 에 의해 감세된 상향 전자 탄성력 (F) 이, 감압부재 탄성 스프링 (50) 의 하향 탄성력 (f1) 에 의해 가세된 두점간 차압 (ΔPd) 에 의거하는 하향 가압력에 대항한다. 따라서,

(수식)

$$PdH \cdot SA - PdL(SA - SB) = F - f1 - f2$$

를 만족하도록, 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 가 밸브 시트 (53) 에 대해 위치결정된다.

예컨대, 엔진 (E) 의 회전속도가 감소하여 냉매순환회로의 냉매유량이 감소하면, 하향 두점간 차압 (ΔPd) 이 감소하여 그 시점에서의 전자 탄성력 (F) 에서는 작동 로드 (40) 에 작용하는 상하 탄성력의 균형을 꾀할 수 없게 된다. 따라서, 작동 로드 (40) 가 상동하여 감압부재 탄성 스프링 (50) 및 밸브체 탄성 스프링 (66) 이 축력되고, 이 두 스프링 (50, 66) 의 하향 탄성력 (f1 + f2) 의 증가분이 하향 두점간 차압 (ΔPd) 의 감소분을 보상하는 위치에 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 가 위치결정된다. 그 결과, 제 1 제어밸브 (CV1) 의 개도, 즉 연결통로 (47) 의 개도가 감소하고, 크랭크압 (Pc) 이 저하경향이 되고, 이 크랭크압 (Pc) 과 실린더 보어 (1a) 의 내압과의 피스톤 (20) 을 통한 차

이도 작아져 사판 (12) 이 경사각도 증대방향으로 경사운동하고, 압축기의 토출용량은 증대된다. 압축기의 토출용량이 증대되면 냉매순환회로에서의 냉매유량도 증대되어, 두점간 차압 (ΔPd) 은 증가한다.

역으로, 엔진 (E) 의 회전속도가 증대되어 냉매순환회로의 냉매유량이 증대되면, 하향 두점간 차압 (ΔPd) 이 증대되어 그 시점에서의 전자 탄성력 (F) 에서는 작동 로드 (40) 에 작용하는 상하 탄성력의 균형을 꾀할 수 없게 된다. 따라서, 작동 로드 (40) 가 하동하여 감압부재 탄성 스프링 (50) 및 밸브체 탄성 스프링 (66) 의 축력도 줄고, 이 두 스프링 (50, 66) 의 하향 탄성력 (f1 + f2) 의 감소분이 하향 두점간 차압 (ΔPd) 의 증대분을 보상하는 위치에 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 가 위치결정된다. 그 결과, 연결통로 (47) 의 개도가 증가하고, 크랭크압 (Pc) 이 증대경향이 되고, 크랭크압 (Pc) 과 실린더 보어 (1a) 의 내압과의 피스톤 (20) 을 통한 차이도 커져 사판 (12) 이 경사각도 감소방향으로 경사운동하고, 압축기의 토출용량은 감소된다. 압축기의 토출용량이 감소하면 냉매순환회로에서의 냉매유량도 감소하여, 두점간 차압 (ΔPd) 은 감소한다.

또, 예컨대, 코일 (67) 에의 통전 듀티비를 크게 하여 전자 탄성력 (F) 을 크게 하면, 그 시점에서의 두점간 차압 (ΔPd) 에서는 상하 탄성력의 균형을 꾀할 수 없다. 그러므로, 작동 로드 (40) 가 상동하여 감압부재 탄성 스프링 (50) 및 밸브체 탄성 스프링 (66) 이 축력되고, 이 두 스프링 (50, 66) 의 하향 탄성력 (f1+f2) 의 증가분이 상향 전자 탄성력 (F) 의 증가분을 보상하는 위치에 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 가 위치결정된다. 따라서, 연결통로 (47) 의 개도가 감소하고, 압축기의 토출용량이 증대된다. 그 결과, 냉매순환회로에서의 냉매유량이 증대되고, 두점간 차압 (ΔPd) 도 증대된다.

역으로, 코일 (67) 에의 통전 듀티비를 작게 하여 전자 탄성력 (F) 를 작게 하면, 그 시점에서의 두점간 차압 (ΔPd) 에서는 상하 탄성력의 균형을 꾀할 수 없다. 그러므로, 작동 로드 (40) 가 하동하여 감압부재 탄성 스프링 (50) 및 밸브체 탄성 스프링 (66) 의 축력(畜力)도 줄고, 이 두 스프링 (50, 66) 의 하향 탄성력 (f1 + f2) 의 감소분이 상향 전자 탄성력 (F) 의 감소분을 보상하는 위치에 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 가 위치결정된다. 따라서, 연결통로 (47) 의 개도가 증가하고, 압축기의 토출용량이 감소한다. 그 결과, 냉매순환회로에서의 냉매유량이 감소하고, 두점간 차압 (ΔPd) 도 감소한다.

이상과 같이 제 1 제어밸브 (CV1) 는, 솔레노이드부 (60) (설정압력 변경수단) 로부터의 전자 탄성력 (F) 에 의해 결정된 두점간 차압 (ΔPd) 의 제어 목표 (설정압력으로서의 설정차압) 를 유지하도록, 이 두점간 차압 (ΔPd) 의 변동에 따라 내부자율적으로 작동 로드 (40) 를 위치결정하는 구성으로 되어 있다. 또, 이 설정차압은, 전자 탄성력 (F) 를 변경함으로써, 최소 듀티비일 때의 최소값과 최대 듀티비일 때의 최대값 사이에서 변경된다.

(제 2 제어밸브의 동작특성)

도 5 에 나타내는 바와 같이, 차량의 엔진 (E) 이 정지하여 소정 시간 이상이 경과되면, 냉매순환회로내는 낮은 압력으로 균압된 상태가 된다. 따라서, 크랭크압 (Pc) 과 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 은 같아지고, 스풀 (82) 은 스풀 탄성 스프링 (85) 의 탄성력 (f3) 에 의해 밸브 형성체 (3) 로부터 이간되어 추기통로 (27) 를 전개한 상태에 있다.

일반적인 차량용 공조장치의 압축기에서는, 엔진 (E) 이 장시간 정지한 상태에서 외부냉매회로 (30) 의 저압측에 액체냉매가 존재하면, 크랭크실 (5) 과 흡입실 (21) 이 추기통로 (27) 를 통하여 연통하는 관계상, 액체냉매가 흡입실 (21) 을 통하여 크랭크실 (5) 에 유입하게 된다. 특히, 차실내측의 온도가 높고, 압축기가 배치되어 있는 엔진룸측의 온도가 낮은 경우에는, 다량의 액체냉매가 흡입실 (21) 을 통하여 크랭크실 (5) 에 유입되어, 그대로 정류되게 된다. 그러므로, 엔진 (E) 이 기동하여 압축기의 구동이 개시되면 (상술한 바와 같이 동력전달기구 (PT) 는 클러치리스 타입이

다), 엔진 (E) 의 발열 영향이나 사판 (12) 에 의해 휘저어짐으로써 액체냉매가 기화되고, 크랭크실 (5) 내의 압력 (Pc) 이 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도에 관계없이 과대하게 상승하려 한다.

여기서 예컨대, 차실내가 더워, 엔진 (E) 의 기동시 또는 기동직후에 있어서 A/C 스위치 (73) 가 온 상태에 있으면, 제어장치 (70) 는 제 1 제어밸브 (CV1) 의 설정차압을 최대로 하기 위해, 구동회로 (71) 에 최대 듀티비를 지령한다. 따라서, 제 1 제어밸브 (CV1) 는 급기통로 (28) 를 전개로 하고, 동 급기통로 (28) 의 검압영역 (K) 의 압력 (Pd') 즉 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 은 크랭크압 (Pc) 과 같은 상태로 유지되게 된다.

그러므로, 스풀 (82) 은, 스풀 탄성 스프링 (85) 에 의해 추기통로 (27) 를 전개한 상태로 유지되고, 크랭크실 (5) 의 액체냉매는, 기화된 상태 및/또는 액체상태인 채 추기통로 (27) 를 통하여 신속하게 흡입실 (21) 로 배출되게 된다. 따라서, 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 은 제 1 제어밸브 (CV1) 의 전개에 따라 신속하게 저하되고, 압축기는 사판 (12) 의 경사각을 신속하게 증대시켜 토출용량을 최대로 할 수 있다.

이와 같이, 압축기의 운전중에 있어서, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 전개 상태일 때에는, 제 2 제어밸브 (CV2) 에 의해 추기통로 (27) 가 크게 열린 상태가 된다. 그러므로, 예컨대 피스톤 (20) 의 마모 등에 의해, 실린더 보어 (1a) 로부터 크랭크실 (5) 에의 블로바이(blow-by) 가스량이 설계시의 초기 상정보다 많아졌다 하더라도, 이 블로바이 가스는 추기통로 (27) 를 통하여 신속하게 흡입실 (21) 로 배출되게 된다. 따라서, 크랭크압 (Pc) 을 거의 흡입압력 (Ps) 과 같은 압력으로 유지할 수 있고, 사판 (12) 의 최대 경사각 즉 압축기의 최대 토출용량 운전을 확실하게 유지할 수 있다.

상술한 공조장치의 기동 직후에서의 압축기의 최대 토출용량 운전에 의해, 차실내가 어느 정도까지 식혀지면, 제어장치 (70) 는 구동회로 (71) 에 지령하는 듀티비를 최대로부터 작게해야 한다. 따라서, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 전폐 상태로부터 이탈되어 급기통로 (28) 를 열고, 동 급기통로 (28) 의 검압영역 (K), 즉 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 이 크랭크압 (Pc) 보다도 상승한다.

그러므로, 도 4 에 나타내는 바와 같이, 스풀 (82) 이 스풀 탄성 스프링 (85) 에 대항하여 이동되고, 차단면 (82a) 이 밸브 형성체 (3) 에 맞닿게 되고, 추기통로 (27) 는 연통홈 (82b) 에 의해 크게 조여진 상태가 된다. 즉, 급기통로 (28) 가 열려 크랭크실 (5) 에의 가스 도입량이 증대되면, 그에 따라 추기통로 (27) 를 통한 크랭크실 (5) 로부터의 가스 도출량이 대폭으로 감소되게 된다. 따라서, 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 은 신속하게 상승되고, 압축기는 사판 (12) 의 경사각을 신속하게 감소시켜 토출용량을 작게 한다.

상술한 냉방동작에 의해 차실내가 추워지면, 차실내의 탑승객은 A/C 스위치 (73) 를 오프로 할 것이다. A/C 스위치 (73) 가 오프로 되면, 제어장치 (70) 는 구동회로 (71) 에 지령하는 듀티비를 제로로 한다. 듀티비가 제로가 되면 전자탄성력 (F) 이 소멸되어 제 1 제어밸브 (CV1) 는 전개 상태가 되고, 상기와 동일한 방법으로 추기통로 (27) 는 제 2 제어밸브 (CV2) 에 의해 크게 조여진 상태가 된다. 따라서, 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 은 토출압력 (Pd) 정도까지 높게 상승되고, 따라서 사판 (12) 을 최소 경사각, 즉 압축기를 최소 토출용량으로 확실하게 이행시킬 수 있어, 냉방 불필요시에서의 엔진 (E) 의 동력손실을 경감할 수 있다.

이와 같이, 압축기의 운전중에 있어서, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 전폐 상태가 아닐 때에는, 제 2 제어밸브 (CV2) 에 의해 추기통로 (27) 가 크게 조여지게 된다. 그러므로, 압축된 냉매가스의 토출실 (22) 로부터 크랭크실 (5), 나아가서는 흡입실 (21) 에의 단락 (누설) 량을 적게 할 수 있고, 이 누설 냉매가스의 흡입실 (21) 에서의 재팽창에 기인한 냉동 사이클의 효율저하를 방지할 수 있다.

상기 구성의 본 실시형태에 의하면, 이하와 같은 효과를 얻을 수 있다.

① 상술한 바와 같이, 용량제어기구는, 입구측 제어밸브인 제 1 제어밸브 (CV1) 와 출구측 제어밸브인 제 2 제어밸브 (CV2) 의 양측을 구비하고, 특히 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 의 변경시에는 입구측 제어밸브 (CV1) 가 적극적으로 동작되는 구성이다. 따라서, 압축기의 토출용량을 신속하게 변경할 수 있고, 공조장치의 냉방 필링은 양호해진다. 또, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 전폐하면, 그에 연동하여 제 2 제어밸브 (CV2) 는 추기통로 (27) 를 전개하도록 되어 있다. 따라서, 압축기의 기동시에 있어서 크랭크실 (5) 에 다량의 액체냉매가 정류된 상태라도, 동 액체냉매를 신속하게 배출하여 압축기의 토출용량을 증대시킬 수 있어, 공조장치의 기동성은 양호해진다.

② 급기통로 (28) 에 있어서, 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도 조절위치 (밸브 시트 (53)) 보다도 하류측에는 고정 조임 (39) 이 설치되어 있다. 그리고, 동 급기통로 (28) 에 있어서, 제 1 제어밸브 (CV1) 에 의한 밸브개도 조절위치와 고정 조임 (39) 과의 사이가 검압영역 (K) 을 구성하고 있다. 따라서, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 전폐 상태로부터 열렸을 때에는, 먼저, 고정 조임 (39) 보다도 가까운 쪽인 검압영역 (K) 을 신속하게 승압시키고 제 2 제어밸브 (CV2) 를 밸브 폐쇄동작시켜, 추기통로 (27) 를 크게 조일 수 있다. 그 결과, 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 을 신속하게 상승시키고, 압축기의 토출용량을 신속하게 감소시킬 수 있다.

또, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 열어 어느 정도 시간이 경과된 후에도, 고정 조임 (39) 의 조임 효과에 의해, 동 조임 (3) 의 상류측인 검압영역 (K) 의 압력 (Pd') 은, 크랭크압 Pc 보다도 확실하게 높게 유지된다. 따라서, 제 2 제어밸브 (CV2) 는 추기통로 (27) 를 확실하게 계속 조일 수 있고, 상술한 압축된 냉매가스의 토출실 (22) 로부터 흡입실 (21) 에의 누설량을 적게 하는 것, 또는 압축기의 확실한 최소 토출용량 운전을 보다 효과적으로 달성할 수 있다.

③ 제 1 제어밸브 (CV1) (코일 (67)) 를 제어하는 듀티비를 변경함으로써, 동 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도 조절동작의 기준이 되는 설정차압을 변경가능한 구성이다. 따라서, 전자 구성 (솔레노이드부 (60)) 을 구비하지 않는, 환언하면 단일한 설정차압만 가질 수 있는, 감압구성만의 제어밸브 (CV1) 와 비교하여, 세밀한 공조제어요구에 대응할 수 있다.

④ 본 실시형태에서는, 증발기 (33) 에서의 열부하의 크기에 영향을 받는 흡입압력 (Ps) 그 자체를 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도 제어에서의 직접 지표로 하지 않고, 냉매순환회로에서의 2 개의 압력감시점 (P1, P2) 사이의 차압 (ΔPd) 을 직접 제어대상으로 하여 압축기의 토출용량의 피드백 제어를 실현하고 있다. 그러므로, 증발기 (33) 에서의 열부하 상황에 거의 영향을 받지 않고, 외부제어에 의해 응답성 및 제어성 높은 토출용량의 증가감소제어를 행할 수 있다.

⑤ 제 2 감압부재 및 제 2 밸브체가 스풀 (82) 로서 일체화되고 있기 때문에, 제 2 제어밸브 (CV2) 의 구성이 간단해졌다.

제 2 실시형태

도 6 에 나타내는 바와 같이, 본 실시형태에 있어서는, 제 2 제어밸브 (CV2) 의 배압실 (83) 이 급기통로 (28) (검압영역 K) 의 일부를 구성하는 점이, 상기 제 1 실시형태와 다르다. 이렇게 하면, 제 1 실시형태와 동일한 효과를 나타내는 것 외에, 용량제어기구로부터 검압통로 (84) 를 삭제할 수 있고, 압축기의 제조시에 있어서 동 검압통로 (84) 를 급기통로 (28)로부터 분기시키는 번거러운 가공, 즉 세공(細孔)끼리 교차시키는 고정밀도의 구멍 가공을 행할 필요가 없어진다. 이는, 압축기의 제조비용의 감소에 이어진다.

제 3 실시형태

도 7 에 나타내는 바와 같이, 본 실시형태에 있어서는, 스풀 (82) 의 차단면 (82a) 으로부터 연통홈 (82b) 이 삭제되어 있다. 스풀 (82) 은, 그 선단 개구가 단차형으로 대경(大徑) (82d) 으로 되어 있고, 따라서 동 대경부 (82d) 에 있어서 좌단면 (차단면 (82a)) 의 면적만큼, 스풀 (82) 에서의 크랭크압 (Pc) 의 유효수압면적 (SD) 이, 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 의 유효수압면적 (SC) 보다 크게 되어 있다. 또, 스풀 (82) 의 대경부 (82d) 에 있어서 흡입실 (21) 에 드러나는 우단면 (차단면 (82a) 과 같은 면적) 에는, 동 흡입실 (21) 의 압력 (Ps) 이 밸브 폐쇄방향으로 작용되고 있다.

따라서, 상기 밸브 형성체 (3) 에 대한 스풀 (82) 의 위치는, 도면 우방향에의 가압력인, 크랭크압 (Pc) 에 의거하는 힘 (SD · Pc) 및 스풀 탄성 스프링 (85) 의 탄성력 (f3) 과, 도면 좌방향에의 가압력인, 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 에 의거하는 힘 (SC · Pd') 및 흡입실 (21) 의 압력 (Ps) 에 의거하는 힘 (SD - SC) Ps 과의 균형에 의해 결정된다.

연통홈 (82b) 을 갖지 않는 스풀 (82) 은, 그 차단면 (82a) 이 밸브 형성체 (3) 에 맞닿으면, 추기통로 (27) 를 전폐 상태로 해버린다. 따라서, 연통홈 (82b) 을 갖는 상기 제 1 실시형태와 비교하여, 환언하면 스풀 (82) 이 밸브 형성체 (3) 에 맞닿은 상태에 있어서도 크랭크실 (5) 로부터의 적당한 가스 배출이 이루어지는 상기 제 1 실시형태와 비교하여, 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도 조절만으로는 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 이 과대하게 상승하기 쉽다. 크랭크압 (Pc) 이 과대하게 상승하면 압축기의 토출용량이 과대하게 감소하고, 따라서 이번에는 제 1 제어밸브 (CV1) 가 크랭크압 (Pc) 을 크게 저하시키기 위해 급기통로 (28) 를 전폐(全閉)해버리는 경우가 있다. 따라서, 제 2 제어밸브 (CV2) 가 추기통로 (27) 를 전개하고, 이번에는 크랭크압 (Pc) 이 과대하게 저하되어 버린다. 이러한 악순환 때문에, 크랭크압 (Pc) 즉 압축기의 토출용량이 안정되지 않고, 공조장치의 냉방 필링이 악화되는 문제가 발생해 버린다.

그러나, 본 실시형태에 있어서는, 스풀 (82) 이 대경부 (82d) 를 가짐으로써, 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 을 받는 유효수압면적 (SC) 보다도, 추기통로 (27) 내의 크랭크압 (Pc) 을 받는 유효수압면적 (SD) 이 크게 되어 있다. 따라서, 크랭크압 (Pc) 이 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 보다 낮아도, 동 크랭크압 (Pc) 이 과대하게 상승하고자 하면, 보다 상세하게는, 도면 우방향에의 가압력 (SD · Pc+f3) 이 좌방향에의 가압력 (SC · Pd'+(SD - SC)Ps) 을 상회하면, 스풀 (82) 을 전폐 상태로부터 전개 방향으로 이동시킬 수 있고, 추기통로 (27) 를 열어 크랭크압 (Pc) 의 과대한 상승을 저지할 수 있다. 따라서, 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도가 급격하게 증대변경되었다 하더라도, 크랭크압 (Pc), 즉 압축기의 토출용량을 신속하게 안정시킬 수 있고, 공조장치의 냉방 필링은 양호해진다.

제 4 실시형태

도 8 에 나타내는 바와 같이, 본 실시형태에 있어서는, 제 2 제어밸브 (CV2) 로부터 스풀 탄성 스프링 (85) 이 삭제되어 있는 점이 상기 제 3 실시형태와 다르다.

즉, 제 3 실시형태 (도 7 참조) 에 있어서 스풀 (82) 은, 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 을 받는 유효수압면적 (SC) 보다도, 추기통로 (27) 내의 크랭크압 (Pc) 을 받는 유효수압면적 (SD) 이 크게 되어 있다. 따라서, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 전폐 상태로 하고, 따라서, 크랭크압 (Pc) 과 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 이 같아졌다 하더라도, 스풀 (82) 에 작용하는 도면 우방향에의 가압력이, 도면 좌방향에의 가압력을 (Pc - Ps)×(SD - SC) 만큼 상회하게 된다.

따라서, 본 실시형태에 있어서 제 2 제어밸브 (CV2) 는, 스풀 탄성 스프링 (85) (탄성력 f3) 을 구비하고 있지 않아도, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 연 상태로부터 전폐 상태가 되면, 스풀 (82) 을 밸브 형성체 (3) 로부터

이간시켜, 추기통로 (27) 를 전폐 상태로부터 전개 상태로 확실하게 복귀시킬 수 있다. 즉, 스풀 탄성 스프링 (85) 의 기능을, 압축기내의 압력 (Pc, Ps) 을 교묘하게 이용하여 실현하고 있다. 따라서, 스풀 탄성 스프링 (85) 을 구비하고 있지 않은 본 실시형태에 있어서는, 제 2 제어밸브 (CV2), 나아가서는 압축기의 부품점수가 감소되고 있다.

제 5 실시형태

도 9 에 나타내는 바와 같이, 본 실시형태에 있어서는, 급기통로 (28) 의 하류측에 있어서, 제 2 제어밸브 (CV2) 의 배압실 (83) 로부터 크랭크실 (5) 까지의 부분이 삭제되어 있음과 동시에, 스풀 (82) 의 저벽부에 배압실 (83) 과 내공간 (82c) (차단면 (82a) 에 의해 둘러싸인 밸브 형성체 (3) 와의 비접촉영역) 을 접속하는 연결통로 (86) 가 형성되어 있는 점이 상기 제 2 실시형태 (도 6 참조) 와 다르다. 또, 크랭크실 (5) 과 흡입실 (21) 은, 제 2 추기통로 (87) 를 통하여 항상연통되어 있다. 또한, 스풀 (82) 의 차단면 (82a) 으로부터는 연통홈 (82b) 이 삭제되어 있다.

제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 전폐하면, 제 2 제어밸브 (CV2) 에 있어서는 배압실의 압력 (Pd') 이 크랭크압 (Pc) 과 같아진다. 따라서, 스풀 (82) 은, 스풀 탄성 스프링 (85) 의 탄성력 (f3) 에 의해 추기통로 (27) 를 전개하고, 동 추기통로 (27) 나 제 2 추기통로 (87) 를 통한 가스 도출에 의해, 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 이 저하되게 된다.

역으로, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 열면, 제 2 제어밸브 (CV2) 에 있어서는 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 이 상승하고, 스풀 (82) 이 밸브 형성체 (3) 에 당접되어 추기통로 (27) 는 전폐 상태가 된다. 따라서, 배압실 (83) 의 압력상승의 영향이, 연결통로 (86), 내공간 (82c), 및 추기통로 (27) 를 통하여 크랭크실 (5) 에 전파되고, 크랭크압 (Pc) 이 상승된다. 즉, 제 2 제어밸브 (CV2) 가 전폐 상태에 있어서는, 배압실 (83), 연결통로 (86), 내공간 (82c) 및 추기통로 (27) 가, 급기통로 (28) 의 일부를 구성하게 된다.

제 2 제어밸브 (CV2) 내에 있어서 급기통로 (28) 의 일부를 구성하는 연결통로 (86) 는, 그 전후보다도 통과단면적이 작아져 있고, 동 연결통로 (86) 는 급기통로 (28) 상에 있어서 고정 조임 (39) 과 동일한 역할을 하고 있다. 즉, 제 2 제어밸브 (CV2) 의 배압실 (83) 은, 상기 제 2 실시형태와 마찬가지로, 급기통로 (28)상에 있어서 검압영역 (K) 에 존재하고 있다.

본 실시형태에 있어서도, 상기 제 2 실시형태와 동일한 효과를 나타내는 것 외에, 다음과 같은 효과를 나타낸다.

① 제 2 제어밸브 (CV2) 가 전폐 상태일 때에는, 배압실 (83), 연결통로 (86), 내공간 (82c) 및 추기통로 (27) 가, 급기통로 (28) 의 일부를 구성하게 된다. 따라서, 급기통로 (28)에 있어서 검압영역 (K) 으로부터 크랭크실 (5) 까지의 장거리부분 (리어 하우징 (4), 밸브 형성체 (3) 및 실린더 블록 (1) 을 경유하는 부분) 을 삭제할 수 있고, 동 부분을 형성하는 수고를 생략하여 압축기의 제조 비용을 감소할 수 있다.

② 크랭크실 (5) 은, 제 2 추기통로 (87) 를 통하여 흡입실 (21) 에 항상 개방되어 있다. 따라서, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 열어 제 2 제어밸브 (CV2) 가 전폐 상태로 되었다 하더라도, 크랭크실 (5) 로부터 흡입실 (21) 에의 가스 도출은 제 2 추기통로 (87) 를 통하여 이루어진다. 그 결과, 토출실 (22) 로부터 흡입실 (21) 에의 급기통로 (28), 배압실 (83), 연결통로 (86), 내공간 (82c), 추기통로 (27), 크랭크실 (5) 및 제 2 추기통로 (87) 를 통한 냉매가스의 흐름을 형성할 수 있다. 따라서, 비교적 온도가 낮은 냉매가스의 유통에 의한, 크랭크실 (5) 내의 냉각효과를 기대할 수 있고, 동 크랭크실 (5) 내의 온도상승에 기인한 각 슬라이딩 부분 (예컨대, 슈 (19) 와 사판 (12) 사이 등) 의 내구성 저하를 방지할 수 있다.

제 6 실시형태

도 10 에 나타내는 바와 같이, 본 실시형태에 있어서는, 바닥을 갖는 원통 스풀 (82) 이 좌우 반전하여 사용되고 있고, 따라서 동 스풀 (82) 의 내공간 (82c) 이 배압실 (83) 의 일부를 구성함과 동시에, 동 스풀 (82) 의 저벽부분 나아가서는 연결통로 (86) 가, 밸브 형성체 (3) 측에 배치되어 있는 점이 상기 제 5 실시형태와 다르다.

또, 상기 스풀 (82) 에 있어서 밸브 형성체 (3) 측의 도면 좌단부에는, 상기 제 4 실시형태와 동일한 대경부 (82d) 가 형성되어 있다. 따라서, 동 대경부 (82d) 를 구비함에 의한 스풀 탄성 스프링 (85) 의 기능 (스풀 (82) 의 전폐 상태로부터 전개 상태에의 복귀기능) 에 기대하고, 제 2 제어밸브 (CV2) 로부터는 스풀 탄성 스프링 (85) 가 삭제되어 있다. 또한, 스풀 (82) 의 좌단면에 있어서, 추기통로 (27) 의 개구 (27a) 에 대향하는 중심부에는, 동 개구 (27a) 를 개폐가능한 차단면 (82a) 을 구비하는 밸브부 (82a) 가, 밸브 형성체 (3) 를 향하여 대경부 (82) 와 동일하거나 수십 im 정도 높게 돌출되어 형성되어 있다.

상기 제 2 추기통로 (87) 의 흡입실 (21) 에 대한 개구는, 스풀 (82) 의 좌단면에 대해 대경부 (82d) 와 밸브부 (82g) 사이의 영역에서 대향되어 있다. 즉, 상기 제 4 실시형태와 동일한, 크랭크압 (Pc) 을 이용한 스풀 탄성 스프링 (85) 의 기능을 얻기 위해서는, 스풀 (82) 의 좌단면 전체에 크랭크압 (Pc) 을 작용시켜야 한다. 그러나, 본 실시형태에 있어서 스풀 (82) 은, 그 좌단면의 중심에 위치하는 밸브부 (82g) (차단면 (82a)) 에 의해 추기통로 (27) 의 개도를 조절하는 구성이므로, 동 차단면 (82a) 보다도 외주측 (대경부 (82d) 등) 을 크랭크압 (Pc) 의 영향하에 두기 어렵다. 따라서, 동 좌단면의 외주측에 대하여, 제 2 추기통로 (87) 에 의해 크랭크압 (Pc) 을 직접 공급함으로써, 대경부 (82d) 와 밸브 형성체 (3) 와의 간극이 좁게 설정되어 있는 것도 포함하여, 동 외주측을 크랭크압 (Pc) 의 영향하에 둘 수 있는 것이다.

이상과 같이 본 실시형태에 있어서는, 스풀 (82) 이 제 5 실시형태와는 좌우반전하여 사용되고 있고, 이로써 연결통로 (86) 를 차단면 (82a) 과 동일면내에서 직접 개구시키는 구성을 채택할 수 있었다 (예컨대 제 5 실시형태에 있어서는 사이에 대용적의 내공간 (82c) 이 개재되어 있다). 따라서, 제 1 제어밸브 (CV1) 가 급기통로 (28) 를 열고, 그에 연동하여 스풀 (82) 이 밸브 형성체 (3) 에 맞닿아 추기통로 (27) 가 전폐 상태가 되면, 연결통로 (86) 는 추기통로 (27) 의 개구 (27a) 직전에 있어서, 동 개구 (27a) 를 통하여 추기통로 (27) 내에 흘러들어가도록 냉매가스를 조이게 된다.

따라서, 스풀 (82) 의 배압실 (83) 내로부터 급기통로 (28) (추기통로 (27)) 내에 흘러 들어가게 하는 냉매가스의 유속이 빨라져, 이 흐름의 세기로 냉매가스를 급기통로 (28) (추기통로 (27)) 를 통하여 크랭크실 (5) 에 도입할 수 있다. 즉, 보다 많은 냉매가스를, 토출실 (22) 로부터 흡입실 (21) 에, 급기통로 (28), 배압실 (83), 연결통로 (86), 추기통로 (27), 크랭크실 (5) 및 제 2 추기통로 (87) 를 통하여 유통시킬 수 있다. 따라서, 상기 제 5 실시형태의 효과 ② 가 보다 효과적으로 나타난다.

제 7 실시형태

도 11 및 도 12 에 나타내는 바와 같이, 본 실시형태에 있어서는, 제 2 제어밸브 (CV2) 가 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브 하우징 (45) 내에 삽입되어 있는 점이 상기 제 5 실시형태와 다르다. 제 1 제어밸브 (CV1) 에 있어서 포트 (51) 와 포트 (52) 의 상하류 관계는, 도 3 에 나타내는 제 1 제어밸브 (CV1) 와는 역으로 되어 있다. 즉, 급기통로 (28) 의 상류측은 포트 (52) 에 접속되어 있고, 동 급기통로 (28) 의 하류측을 겸하는 추기통로 (27) 의 상류측은 포트 (5

1) 에 접속되어 있다.

상기 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브실 (46) 내에는, 제 2 제어밸브 (CV2) 의 덮개를 갖는 원통 스풀 (82) 이, 밸브 하우징 (45) 의 축선방향으로 슬라이딩 가능하게 삽입되어 있다. 즉, 밸브실 (46) 이 스풀 유지부를 이루고 있다. 동 스풀 (82) 의 덮개 부분에는, 작동 로드 (40) 를 헐겁게 끼우는 투과 구멍 (82e) 이 형성되어 있다. 밸브실 (46) 내의 상부에는, 밸브 하우징 (45) 과 스풀 (82) 의 상단면에 의해 배압실 (83) 이 구획되어 있다.

상기 배압실 (83) 과 스풀 (82) 의 내공간 (82c) 은, 동 스풀 (82) 의 투과 구멍 (82e) 과 작동 로드 (40) 사이의 간극을 통하여 연통되어 있다. 한편, 배압실 (83) 과 포트 (51) 는, 그 직접적인 연통이 스풀 (82) 에 의해 차단되어 있다. 그러나, 스풀 (82) 의 측벽부에는 연통 구멍 (82f) 이 관통되어 있고, 배압실 (83) 과 포트 (51) 는, 스풀 (82) 의 내공간 (82c) 및 연통 구멍 (82f) 을 통하여 연통되어 있다.

상기 밸브실 (46) 의 최하부를 둘러싸는 밸브 하우징 (45) 의 주벽에는 반경방향으로 연장되는 포트 (88) 가 설치되고, 이 포트 (88) 는 추기통로 (27) 의 하류부를 통하여 밸브실 (46) 을 흡입실 (21) 에 연통시킨다. 동 포트 (88) 와 밸브실 (46) (스풀 (82) 의 내공간 (82c)) 은, 스풀 (82) 의 차단면 (82a) 과, 밸브 시트로서의 고정 철심 (62) 의 상단면과의 사이를 통하여 연통가능하게 되어 있다.

상기 스풀 (82) 의 투과 구멍 (82e) 과, 그에 삽통된 작동 로드 (40) 사이의 간극은, 그 전후보다도 통과 단면적이 좁게 설정됨으로써, 상기 제 4 실시형태의 연결통로 (86) (도 9 참조), 즉 상기 제 1 실시형태의 고정 조임 (39) (도 4 참조) 와 동일한 역할을 하고 있다. 따라서, 동 연결통로 (86) 와, 제 1 제어밸브 (CV1) 의 밸브개도 조절위치 (밸브 시트 (53)) 와의 사이에 위치하는 배압실 (83) 은, 급기통로 (28) 의 검압영역 (K) 을 구성하게 된다.

따라서, 도 11 에 나타내는 바와 같이, 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 가 연결통로 (47) 를 열면, 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 이, 내공간 (82c) 의 크랭크압 (Pc) 및 스풀 탄성 스프링 (85) 의 탄성력 (f3) 을 상회하고, 스풀 (82) 이 하동하여 그 차단면 (82a) 이 고정 철심 (62) 의 상단면에 맞닿은 상태가 된다. 따라서, 포트 (88) 와 밸브실 (46) (스풀 (82) 의 내공간 (82c)) 과의 연통은 차단되고, 추기통로 (27) 에 있어서 제 2 제어밸브 (CV2) 의 밸브개도 조절위치보다도 상류측은, 급기통로 (28) 의 일부로서 기능하게 된다.

역으로, 도 12 에 나타내는 바와 같이, 작동 로드 (40) 의 밸브체부 (43) 가 연결통로 (47) 를 전폐하면, 배압실 (83) 의 압력 (Pd') 이 크랭크압 (Pc) 과 거의 같아져, 스풀 (82) 은 스풀 탄성 스프링 (85) 의 탄성력 (f3) 에 의해, 차단면 (82a) 이 고정 철심 (62) 의 상단면으로부터 이간된다. 따라서, 포트 (88) 와 밸브실 (46) (스풀 (82) 의 내공간 (82c)) 이 연통되어 추기통로 (27) 가 개방되고, 크랭크실 (5) 의 냉매가스가 추기통로 (27) 를 통하여 흡입실 (21) 로 도출되게 된다.

본 실시형태에 있어서도 상기 제 5 실시형태와 동일한 효과를 나타내는 것 외에, 제 1 제어밸브 (CV1) 와 제 2 제어밸브 (CV2) 가 밸브 하우징 (45) 으로 일체화되어 있고, 압축기의 제조시에 있어서 두 제어밸브 (CV1, CV2) 의 리어 하우징 (4) 에 대한 조립장착 작업을 용이하게 행하는 것이 가능해진다.

제 8 실시형태

도 13 에 나타내는 바와 같이, 본 실시형태에 있어서는, 제 1 제어밸브 (CV1) 의 감압구조가 상기 제 7 실시형태와 다르다

즉, 감압실 (48) 내에는 제 1 감압부재로서의 벨로스 (91) 가 수용되고, 동 벨로스 (91) 는 격벽부 (41) 를 통하여 작동 로드 (40) 와 작동연결되어 있다. 감압실 (48) 은 검압통로 (92) 를 통하여 흡입실 (21) 에 접속되어 있고, 동 감압실 (48) 내에는 검압통로 (92) 를 통하여 흡입실 (21) 의 압력 (Ps) 이 도입되어 있다. 따라서, 흡입압력 (Ps) 의 변동에 따른 벨로스 (91) 의 신축은, 작동 로드 (40) (밸브체부 (43)) 의 위치결정에 반영되게 된다.

예컨대, 흡입압력 (Ps) 이 저하되면 벨로스 (91) 가 신장되고, 작동 로드 (40) 가 하동하여 연결통로 (47) 의 개도가 커진다. 따라서, 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 이 높아지고, 압축기의 토출용량이 감소되어 흡입압력 (Ps) 은 높아진다. 역으로, 흡입압력 (Ps) 이 상승하면 벨로스 (91) 가 수축되고, 작동 로드 (40) 가 상동하여 연결통로 (47) 의 개도가 작아진다. 따라서, 크랭크실 (5) 의 압력 (Pc) 이 낮아지고, 압축기의 토출용량이 증대되어 흡입압력 (Ps) 은 낮아진다.

즉, 제 1 제어밸브 (CV1) 는, 솔레노이드부 (60) 로부터의 전자 탄성력 (F) 에 의해 결정된 흡입압력 (Ps) 의 제어목표 (설정흡입압력) 를 유지하도록, 이 흡입압력 (Ps) 의 변동에 따라 내부자율적으로 작동 로드 (40) 를 위치결정하는 구성으로 되어 있다. 또, 이 설정흡입압력은, 전자 탄성력 (F) 를 변경함으로써 변경가능하게 되어 있다.

본 실시형태에 있어서도 상기 제 7 실시형태와 동일한 효과 (제 1 실시형태의 효과 ④ 를 제외) 를 나타내는 것 외에, 제 1 제어밸브 (CV1) 는, 냉방부하의 크기를 반영하는 흡입압력 (Ps) 의 절대값을 제어지표로 하여 압축기의 토출용량을 피드백 제어하므로, 동 토출용량은 냉방부하의 크기에 맞는 적합한 것이 된다.

본 발명의 취지에서 일탈하지 않는 범위에서 이하의 형태로도 행할 수 있다.

· 도 14 에 나타내는 바와 같이, 예컨대 상기 제 6 실시형태 (도 10) 에 있어서 스풀 (82) 의 밸브체 기능부분을 남기고, 동 밸브체 기능부분을 리어 하우징 (4) 에 있어서 벨로스 (95) 를 통하여 지지시키는 것. 이 경우, 벨로스 (95) 와 리어 하우징 (4) 으로 둘러싸인 공간이 배압실 (83) 이 된다. 이렇게 하면, 스풀 (82) 의 외주면과 스풀 유지 오목부 (81) 의 내주면과의 사이에 이물질이 끼어, 동 스풀 (82) 이 부드럽게 이동할 수 없게 되는 문제를 해소할 수 있다. 상기 벨로스 (95) 를 다이어프램으로 변경해도, 동일한 효과를 나타낼 수 있다.

· 상기 제 1　제 8 각 실시형태에 있어서 스풀 (82) 과 스풀 유지부 (스풀 유지 오목부 (81), 밸브실 (46)) 란, 스풀 (82) 측이 볼록하며 스풀 유지 오목부 (81, 46) 측이 오목한 끼워맞춤 관계였지만, 이를 변경하여, 스풀측이 오목하며 스풀 유지부측이 볼록한 끼워맞춤 관계가 되도록 구성해도 된다.

· 도 2 에 있어서「별예」 로서 나타내는 바와 같이, 제 1 압력감시점 (P1) 을 증발기 (33) 와 흡입실 (21) 사이의 흡입압력영역 (도면에서는 유통관 (35) 의 도중) 에 설정함과 동시에, 제 2 압력감시점 (P2) 을 같은 흡입압력영역에서 제 1 압력감시점 (P1) 의 하류측 (도면에서는 흡입실 (21) 내) 에 설정하는 것.

· 제 1 압력감시점 (P1) 을 토출실 (22) 과 응축기 (31) 사이의 토출압력영역에 설정함과 동시에, 제 2 압력감시점 (P2) 을 증발기 (33) 와 흡입실 (21) 사이의 흡입압력영역에 설정하는 것.

· 제 1 제어밸브 (CV1) 의 제 1 감압부재를, 토출압력 (Pd) 의 절대값에 의거하여 변위가능한 구성으로 하는 것. 즉, 동 제 1 제어밸브 (CV1) 를, 솔레노이드부 (60) 로부터의 전자 탄성력 (F) 에 의해 결정된 토출압력 (Pd) 의 제어목표 (설정토출압력) 를 유지하도록, 이 토출압력 (Pd) 의 변동에 따라 내부자율적으로 작동 로드 (40) 를 위치결정하는 구성으로 하는 것.

· 제 1 제어밸브 (CV1) 를, 추기통로 (27) 의 개도조절을 행하는 출구측 제어밸브로 하고, 제 2 제어밸브 (CV2) 를, 급기통로 (28) 의 개도조절을 행하는 입구측 제어밸브로 해도 된다.

· 와플식의 용량가변형 압축기의 용량제어기구에 있어서 구체화하는 것.

· 동력전달기구 (PT) 로서, 전자 클러치 등의 클러치 기구를 구비한 것을 채택하는 것.

상기 실시형태로부터 파악할 수 있는 기술적 사상에 대해 기재하면, 상기 2 개의 압력감시점은, 용량가변형 압축기의 토출압력영역과 냉매순환회로를 구성하는 응축기 사이의 냉매통로에 각각 설정되어 있는 청구항 11 에 기재된 용량제어기구.

이렇게 하면, 응축기와 증발기 사이에 설치되는 감압장치의 동작의 영향이, 두점간 차압에 의거하여 용량가변형 압축기의 토출용량을 파악하는 데 있어서의 외란이 되는 것을 방지할 수 있다.

발명의 효과

이상 상술한 바와 같이 본 발명에 의하면, 공조장치의 냉방 필링을 양호하게 유지하면서, 동 공조장치의 기동성을 양호하게 하는 것이 가능해진다.

(57) 청구의 범위

청구항 1.

공조장치의 냉매순환회로를 구성하고, 크랭크실의 압력이 상승하면 토출용량을 감소시키고 동 크랭크실의 압력이 저하되면 토출용량을 증대시키는 구성의 용량가변형 압축기의 토출용량을 제어하기 위한 용량제어기구로써,

상기 용량가변형 압축기의 크랭크실과 냉매순환회로의 흡입압력영역을 접속하는 추기통로와,

상기 용량가변형 압축기의 크랭크실과 냉매순환회로의 토출압력영역을 접속하는 급기통로와,

상기 냉매순환회로의 냉매압력을 기계적으로 검출하고 동 검출압력에 따라 변위가능한 제 1 감압부재와, 추기통로 또는 급기통로의 일측의 개도를 조절가능한 제 1 밸브체를 구비하고, 제 1 감압부재의 변위는, 냉매순환회로의 냉매압력의 변동을 부정하는 측에 용량가변형 압축기의 토출용량이 변경되도록 제 1 밸브체의 위치결정에 반영되는 구성의 제 1 제어밸브와,

상기 추기통로 또는 급기통로의 일측에 있어서, 제 1 제어밸브의 밸브개도 조절위치보다도 하류측에 설정된 검압영역과,

상기 검압영역의 냉매압력을 기계적으로 검출하고 동 검출압력에 따라 변위가능한 제 2 감압부재와, 동 제 2 감압부재의 변위에 따라 추기통로 또는 급기통로의 타측의 개도를 조절가능한 제 2 밸브체를 구비하고, 검압영역의 냉매압력이 높아지면 밸브개도를 작게 하는 구성의 제 2 제어밸브로 구성된 것을 특징으로 하는 용량제어기구.

청구항 2.

제 1 항에 있어서, 상기 추기통로 또는 급기통로의 일측에서 제 1 제어밸브의 밸브개도 조절위치보다도 하류측에는 고정 조임이 배치되고, 동 일측의 통로에 있어서 제 1 제어밸브에 의한 밸브개도 조절위치와 고정 조임과의 사이가 검압영역을 구성하고 있는 용량제어기구.

청구항 3.

제 1 또는 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브는 급기통로의 개도를 조절하고, 제 2 제어밸브는 추기통로의 개도를 조절하는 구성인 용량제어기구.

청구항 4.

제 3 항에 있어서, 상기 제 2 제어밸브의 밸브개도는, 제 2 감압부재에 대해 밸브 폐쇄방향에 작용하는 검압영역의 압력과, 제 2 밸브체에 대해 밸브 개방방향에 작용하는 추기통로내의 크랭크압과의 차압에 따라 조절되는 구성인 용량제어기구.

청구항 5.

제 4 항에 있어서, 상기 제 2 감압부재에서 검압영역의 압력을 받는 유효수압(受壓)면적보다도, 제 2 밸브체에 있어서 추기통로내의 크랭크압을 받는 유효수압면적이 크게 설정되어 있는 용량제어기구.

청구항 6.

제 4 항에 있어서, 상기 제 2 제어밸브는, 밸브 하우징내에 설치된 스풀 유지부와, 동 스풀 유지부로 이동가능하게 끼워맞춤 유지된 스풀을 구비하고, 동 스풀 유지부와 스풀과의 사이에는 검압영역의 압력이 도입되는 배압실이 구획되어 있고,

상기 스풀은 그 일단측에 작용하는 배압실내의 압력과 타단측에 작용하는 추기통로내의 크랭크압과의 차압(差壓)에 의거하여 변위하고, 나아가서는 동 변위에 따라 타단측에 위치하는 차단면이 밸브 시트에 대해 접리(接離)함으로써 추기통로의 개도를 조절가능한 것으로, 동 스풀이 제 2 감압부재 및 제 2 밸브체를 겸하고 있는 용량제어기구.

청구항 7.

제 6 항에 있어서, 상기 스풀에는 일단측으로부터 타단측으로 연결통로가 관통형성되어 있고, 동 연결통로의 일단측은 배압실내에서 개구됨과 동시에, 타단측은 차단면에 의해 둘러싸인 밸브 시트와의 비접촉영역에서 개구되어 있는 용량제어기구.

청구항 8.

제 7 항에 있어서, 상기 크랭크실과 흡입압력영역을 접속하는 제 2 추기통로를 구비하고 있는 용량제어기구.

청구항 9.

제 1 또는 제 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브에서 제 1 감압부재 및 제 1 밸브체는, 용량가변형 압축기의 하우징에 고정되는 동 하우징과는 별체의 밸브 하우징내에 수용되고, 이 동일한 밸브 하우징내에 제 2 제어밸브의 제 2 감압부재 및 제 2 밸브체를 수용한 용량제어기구.

청구항 10.

제 1 또는 제 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브에는, 제 1 감압부재에 부여하는 힘을 외부로부터의 제어에 의해 조절함으로써, 동 제 1 감압부재에 의한 제 1 밸브체의 위치결정동작의 기준이 되는 설정압력을 변경가능한 설정압력 변경수단이 구비되어 있는 용량제어기구.

청구항 11.

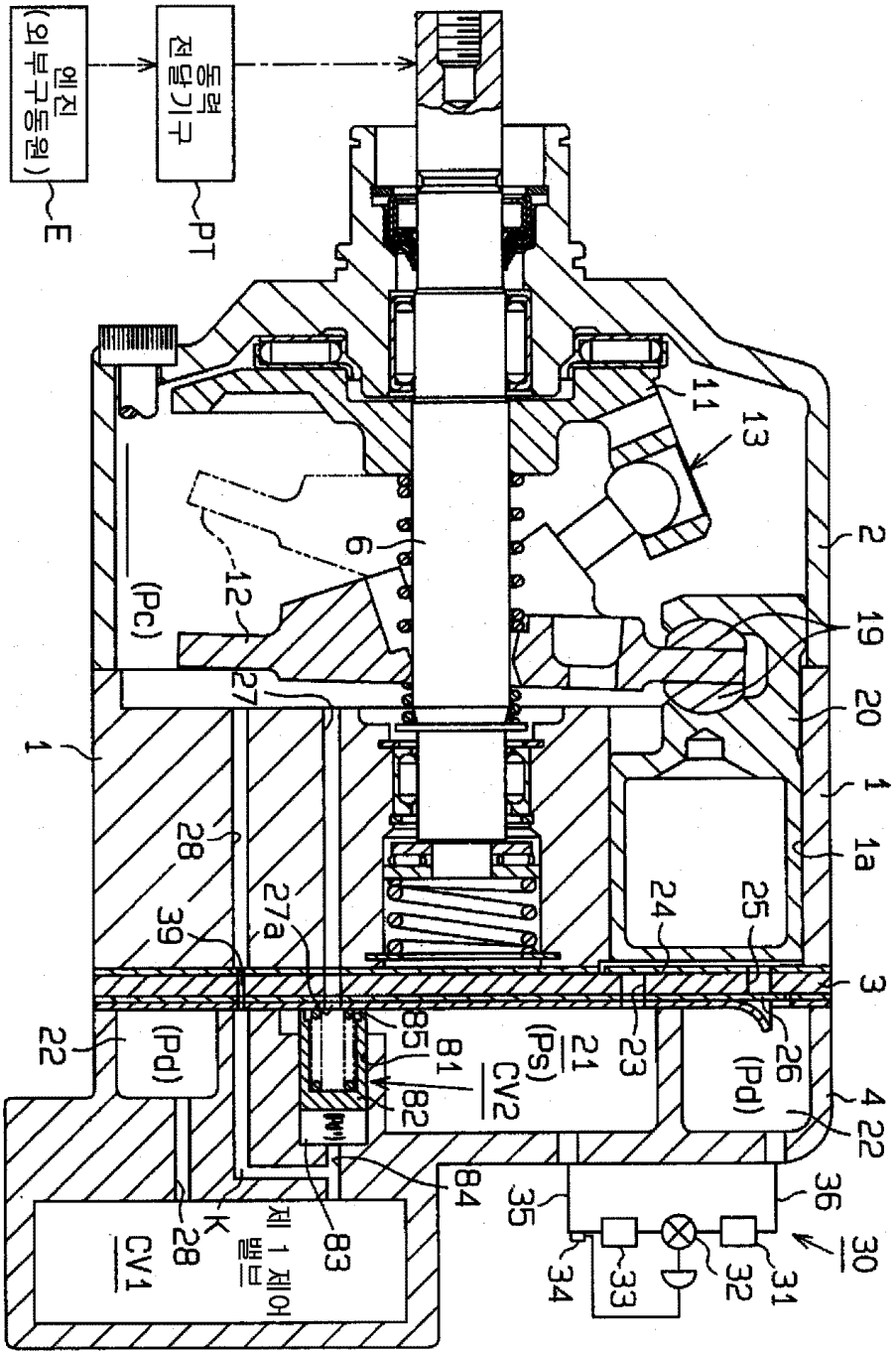
제 1 또는 제 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브의 제 1 감압부재는, 냉매순환회로를 따라 설정된 2 개의 압력감시점간의 압력차를 검출하고, 동 검출압력차에 따라 변위하는 구성인 용량제어기구.

청구항 12.

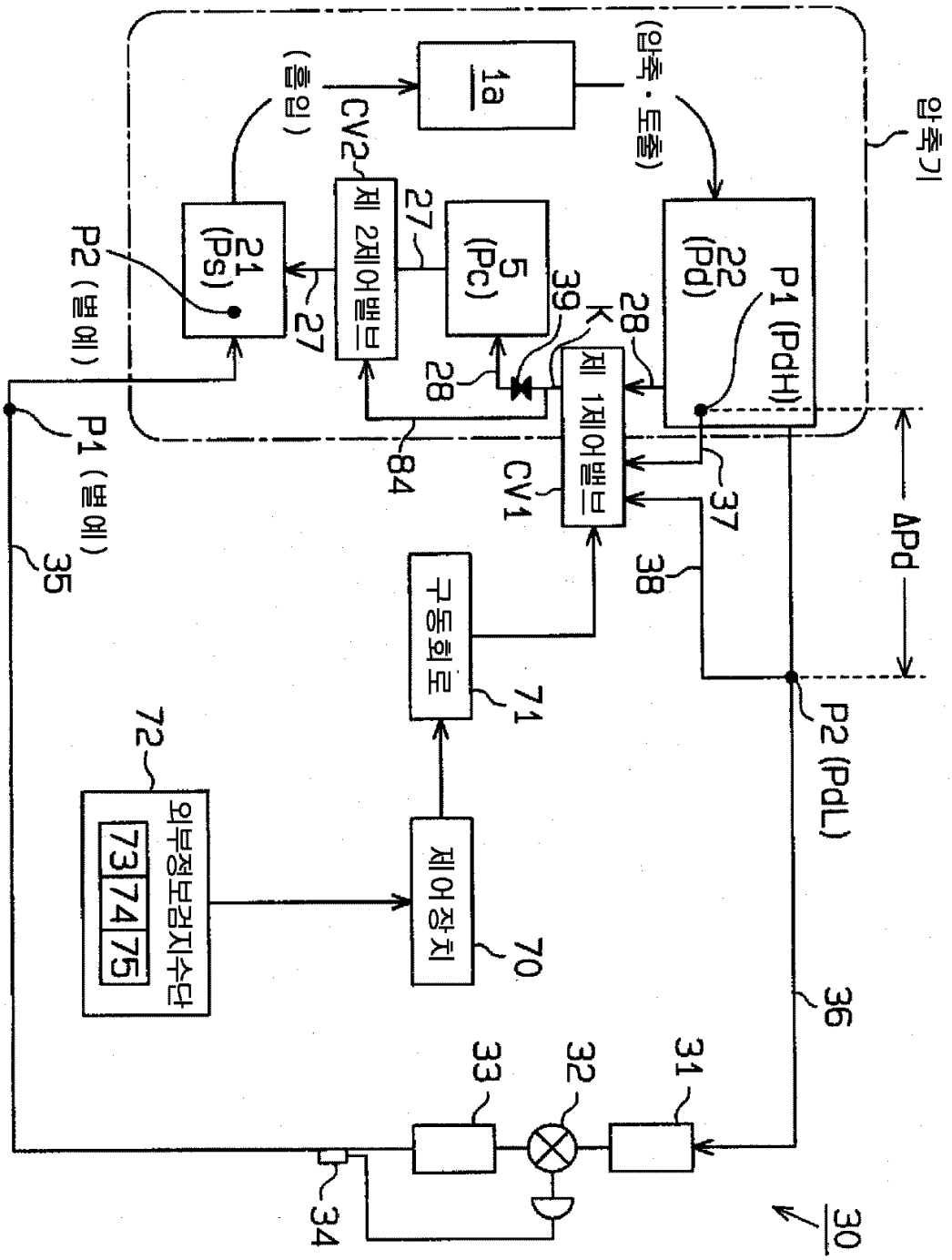
제 1 또는 제 2 항에 있어서, 상기 제 1 제어밸브의 제 1 감압부재는, 냉매순환회로의 흡입압력영역의 압력을 검출하고, 동 검출흡입압력의 절대값에 따라 변위하는 구성인 용량제어기구.

도면

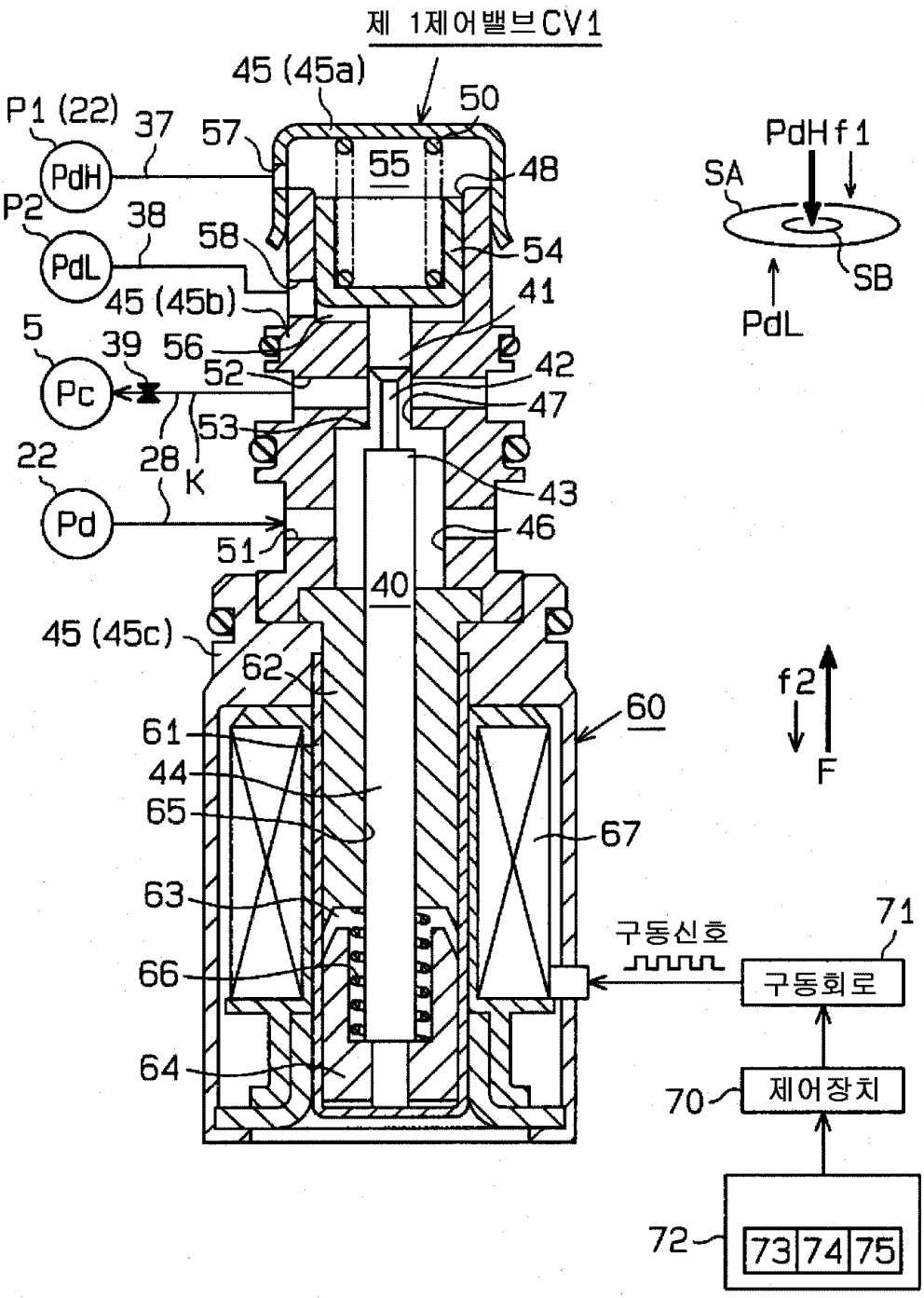
도면 1


엔진
(외부구동원)
E
동력
전달기구
PT
11
13
2
19
20
1
1a
6
12
(Pc)
27
1
28
39
27a
24
25
3
22
(Pd)
85
81
82
CV2
(Ps)
21
23
26
(Pd)
4
22
84
35
36
30
K
28
CV1
제 1 제어
밸브
83
34
33
32
31

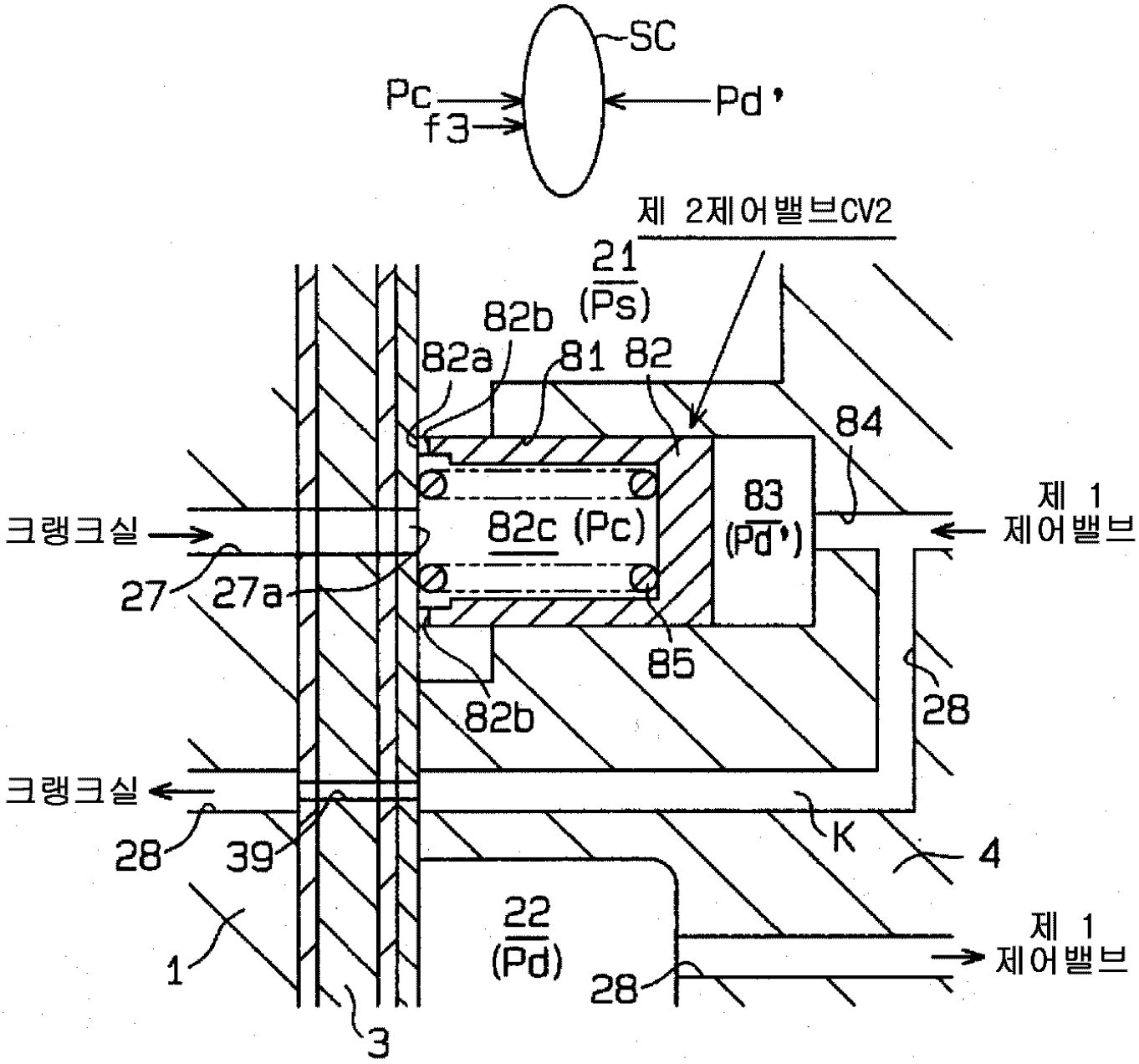
도면 2


압축기
1a
(흡입)
(압축·토출)
CV2
제 2제어밸브
27
5
(Pc)
21
(Ps)
22
(Pd)
P1 (PdH)
P2 (별예)
39
K
28
28
제 1제어밸브
84
CV1
37
38
P1 (별예)
35
ΔPd
구동회로
71
72
외부정보검지수단
73
74
75
제어장치
70
P2 (PdL)
36
33
32
31
34
30

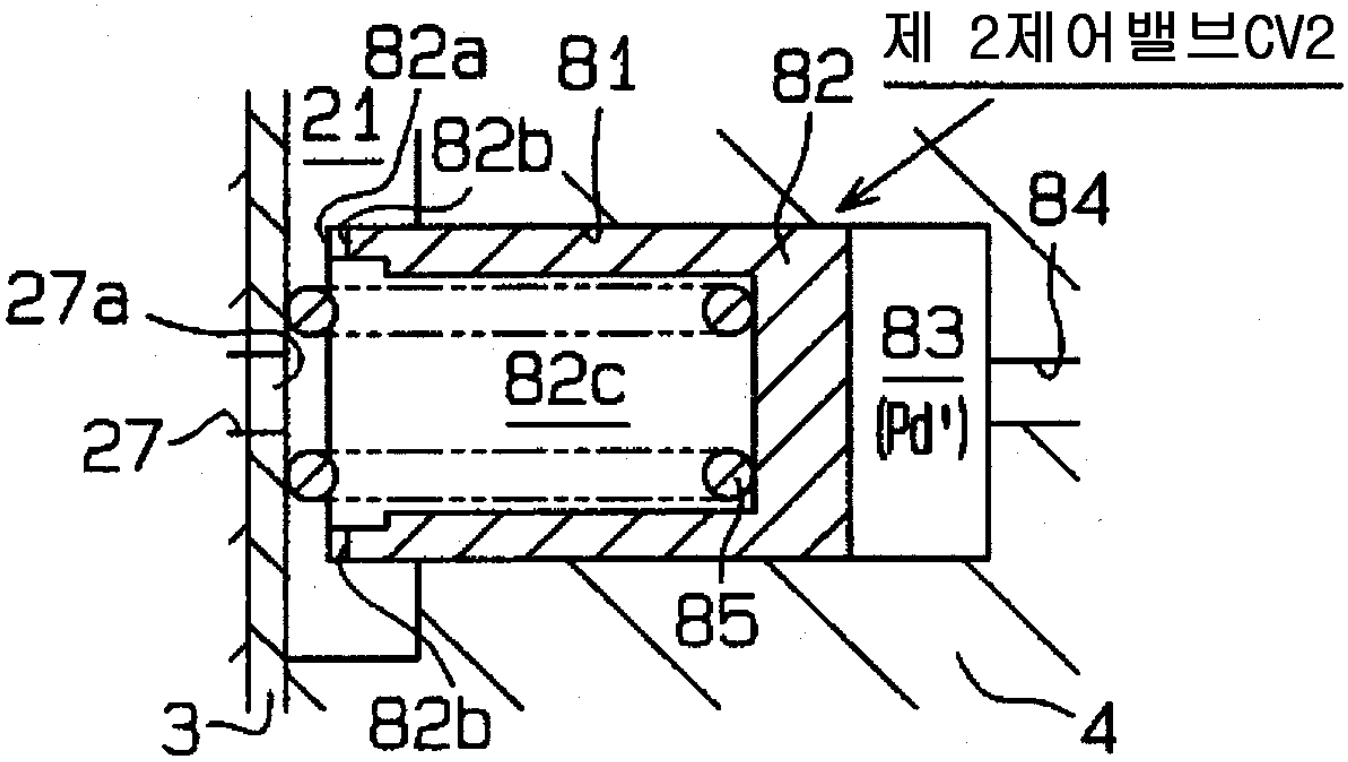
도면 3


제 1제어밸브CV1
45 (45a)
50
P1 (22)
37
57
55
48
PdH
P2
38
58
54
PdL
45 (45b)
41
5
39
56
52
42
Pc
47
53
22
28
K
43
Pd
46
51
40
45 (45c)
62
60
61
44
65
67
63
66
64
PdH f1
SA
SB
PdL
f2
F
구동신호
71
구동회로
70
제어장치
72
73
74
75

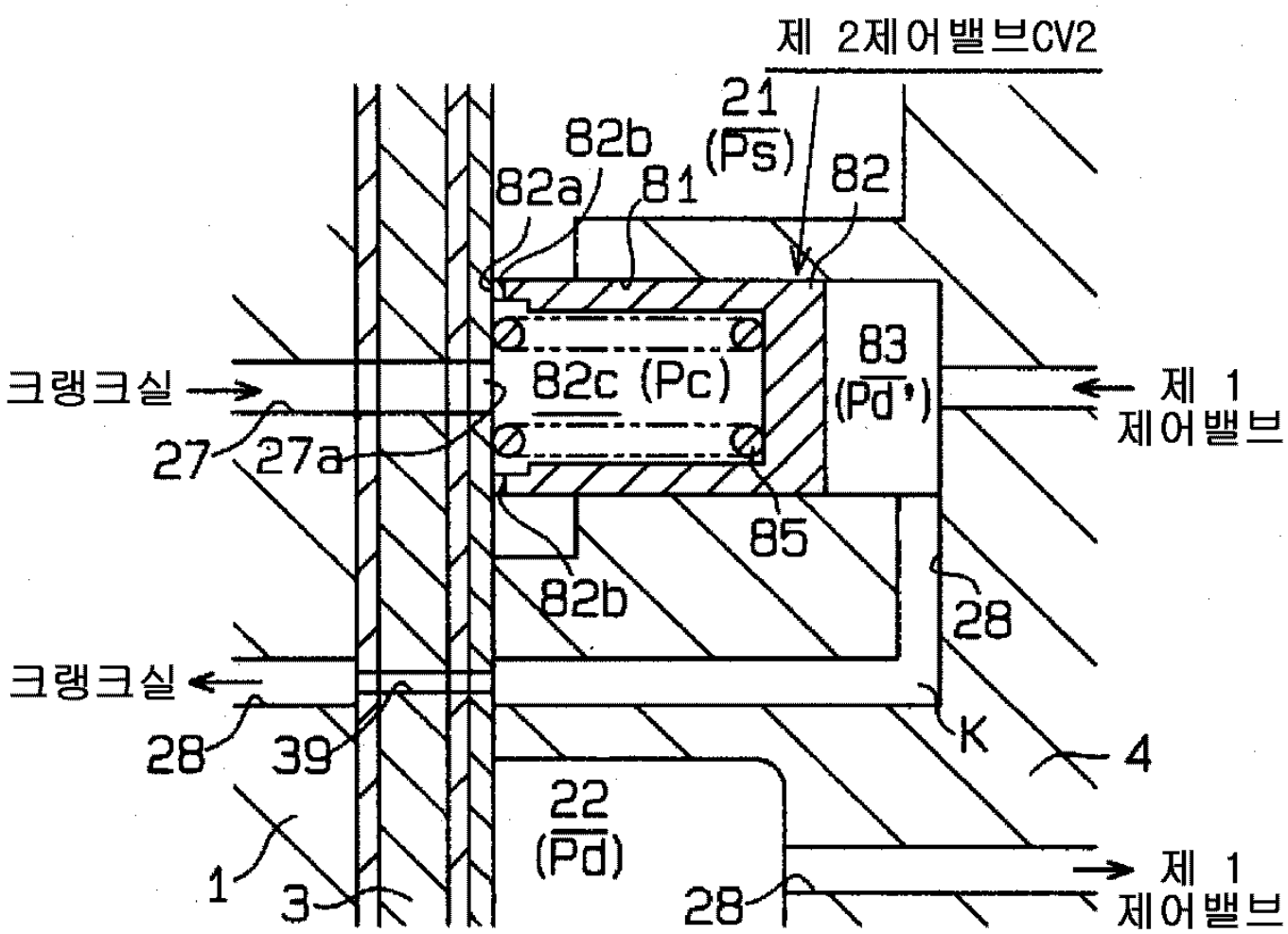
도면 4


SC
Pc
f3
Pd'
제 2제어밸브CV2
21
(Ps)
82b
82a
81
82
84
83
(Pd')
제 1
제어밸브
크랭크실
82c (Pc)
27
27a
85
28
82b
크랭크실
28
39
K
4
22
(Pd)
제 1
제어밸브
1
28
3

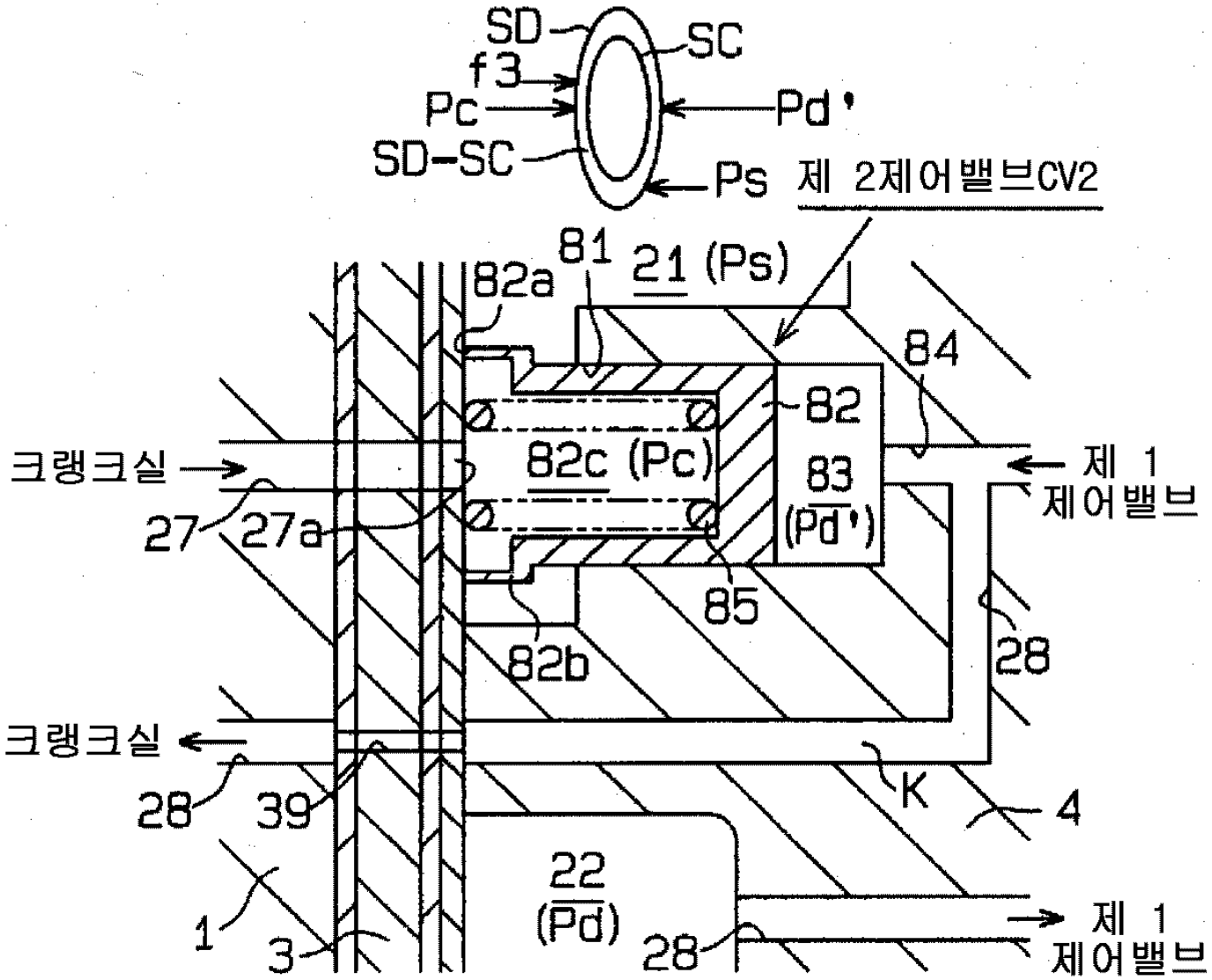
도면 5



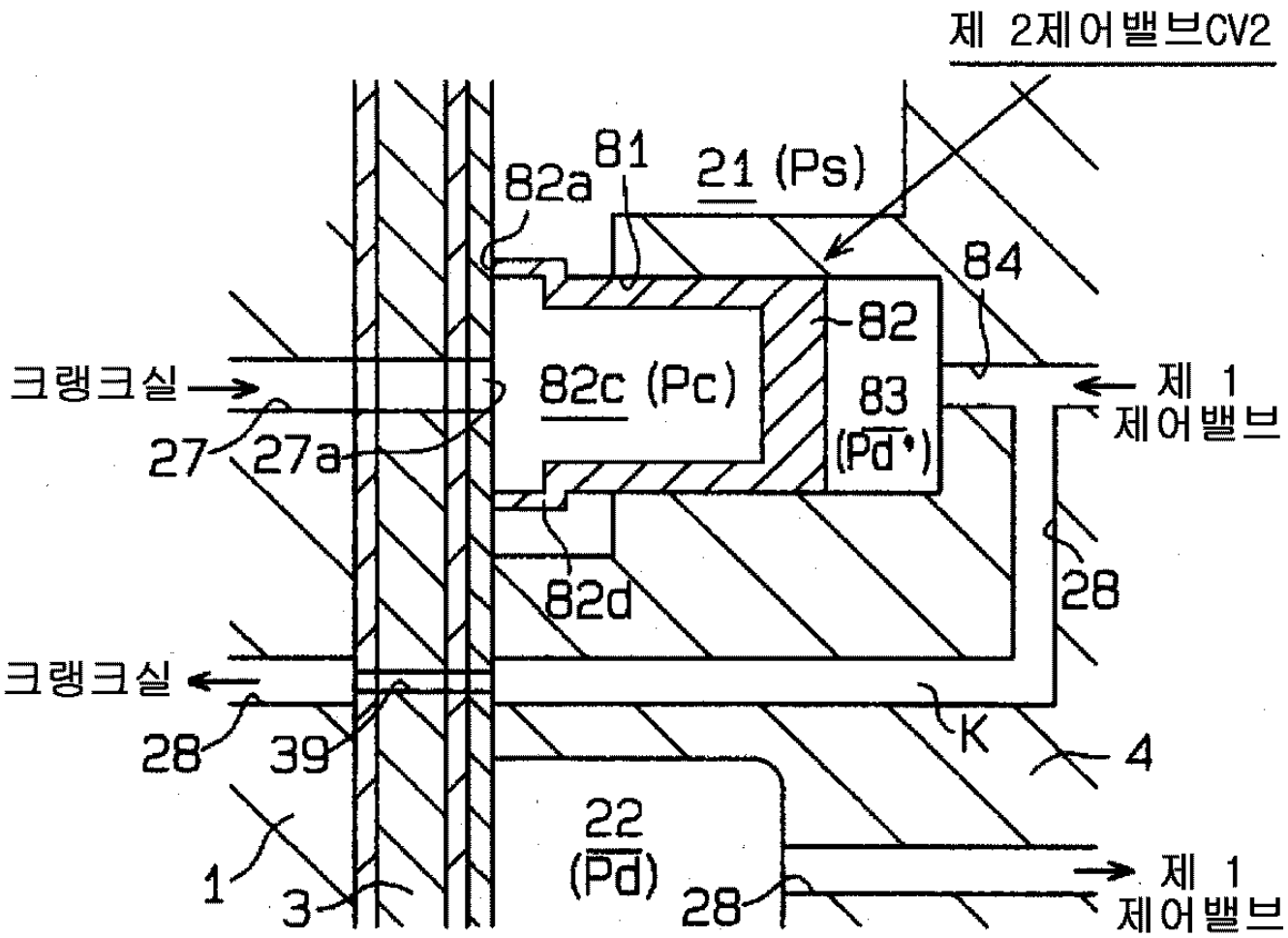
도면 6


제 2제어밸브CV2
21
(Ps)
82b
82a
81
82
83
(Pd')
82c (Pc)
크랭크실
27
27a
제 1
제어밸브
85
82b
28
크랭크실
28
39
K
4
22
(Pd)
1
3
28
제 1
제어밸브

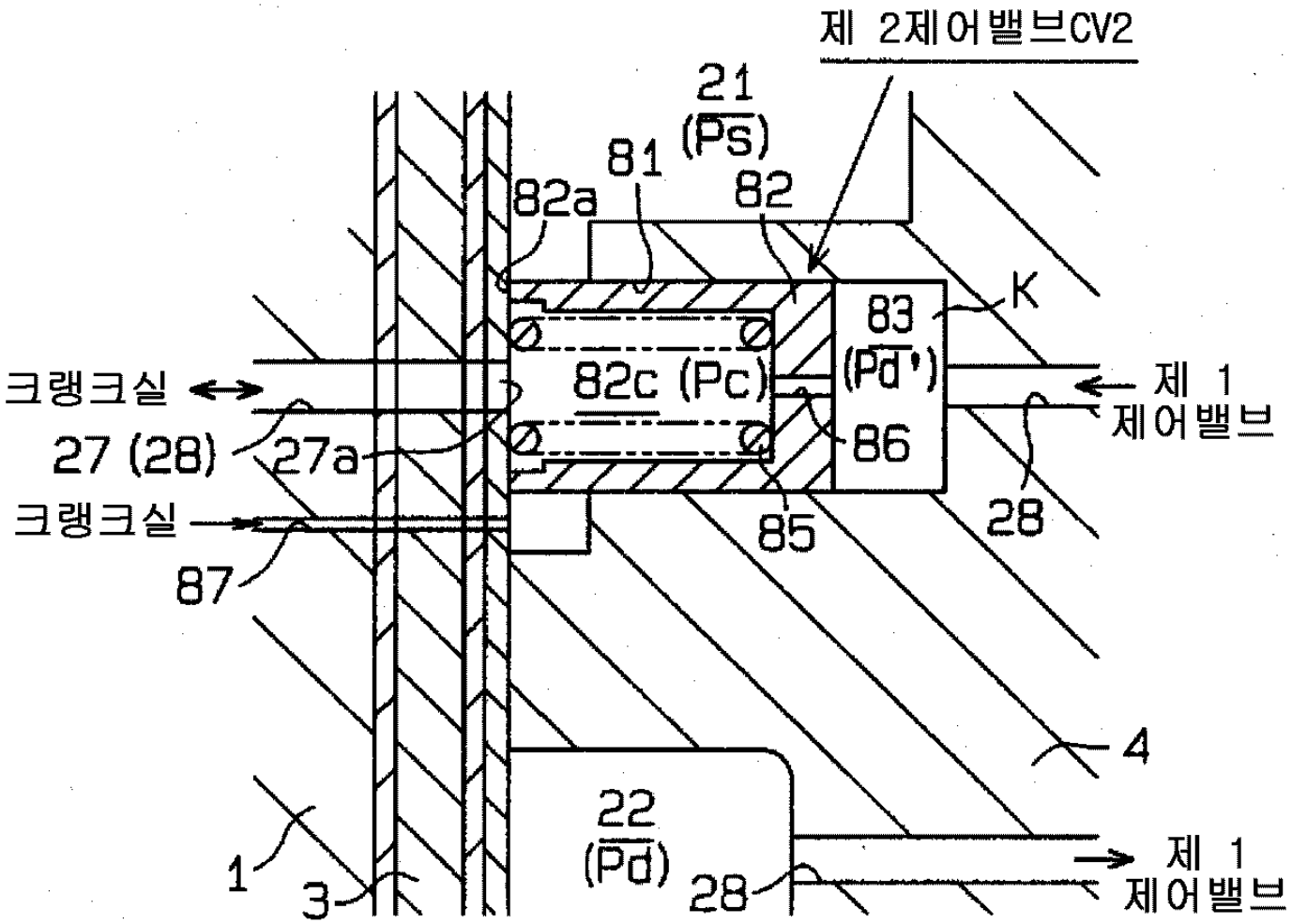
도면 7


SD
SC
f3
Pc
Pd'
SD-SC
Ps
제 2제어밸브CV2
81
21 (Ps)
82a
84
82
82c (Pc)
83
(Pd')
크랭크실
27
27a
제 1
제어밸브
85
82b
28
크랭크실
28
39
K
4
22
(Pd)
1
3
28
제 1
제어밸브

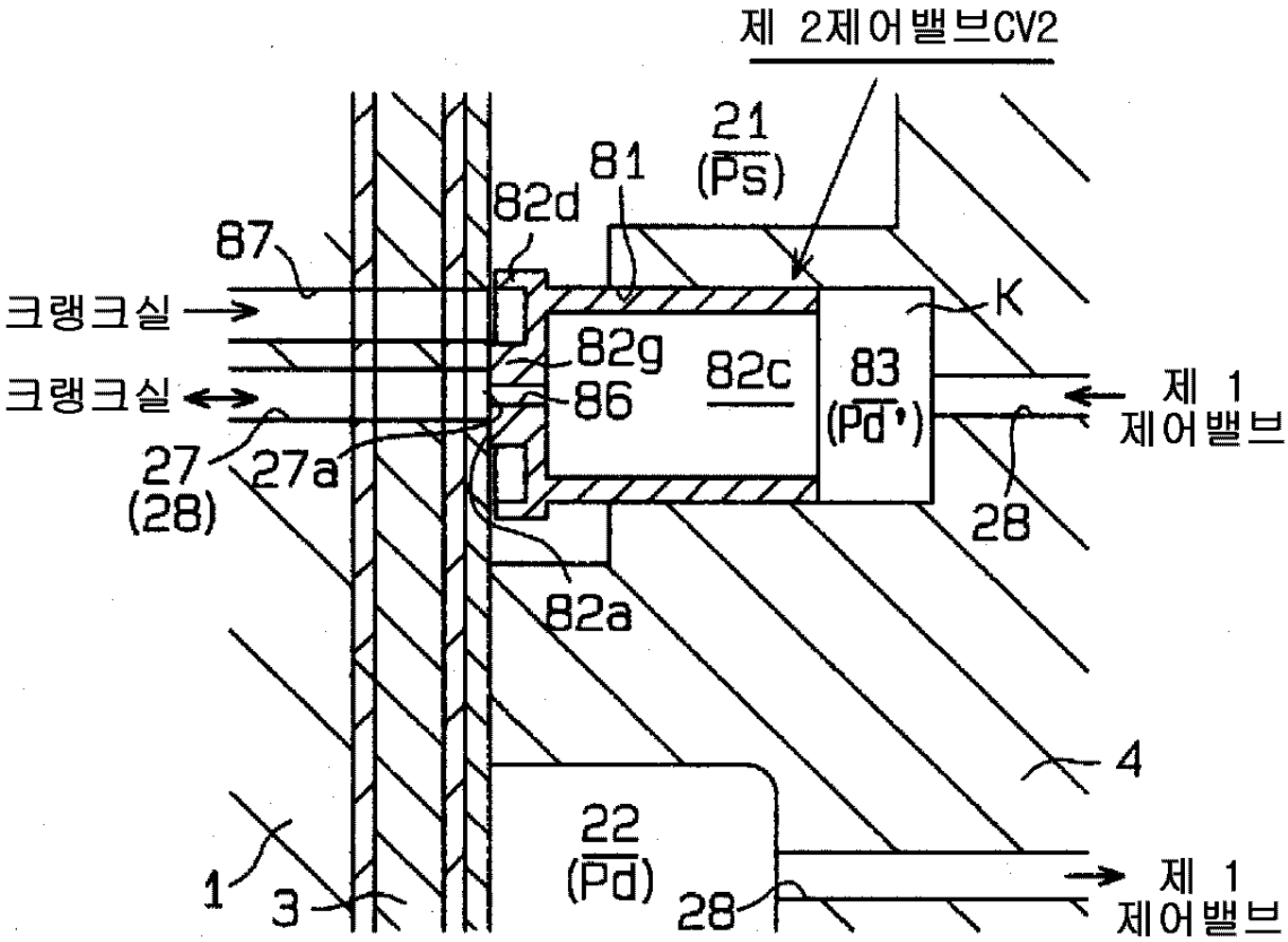
도면 8


제 2제어밸브CV2
82a
81
21 (Ps)
84
82
82c (Pc)
83
(Pd')
크랭크실
27
27a
제 1
제어밸브
82d
28
크랭크실
28
39
K
4
22
(Pd)
1
3
28
제 1
제어밸브

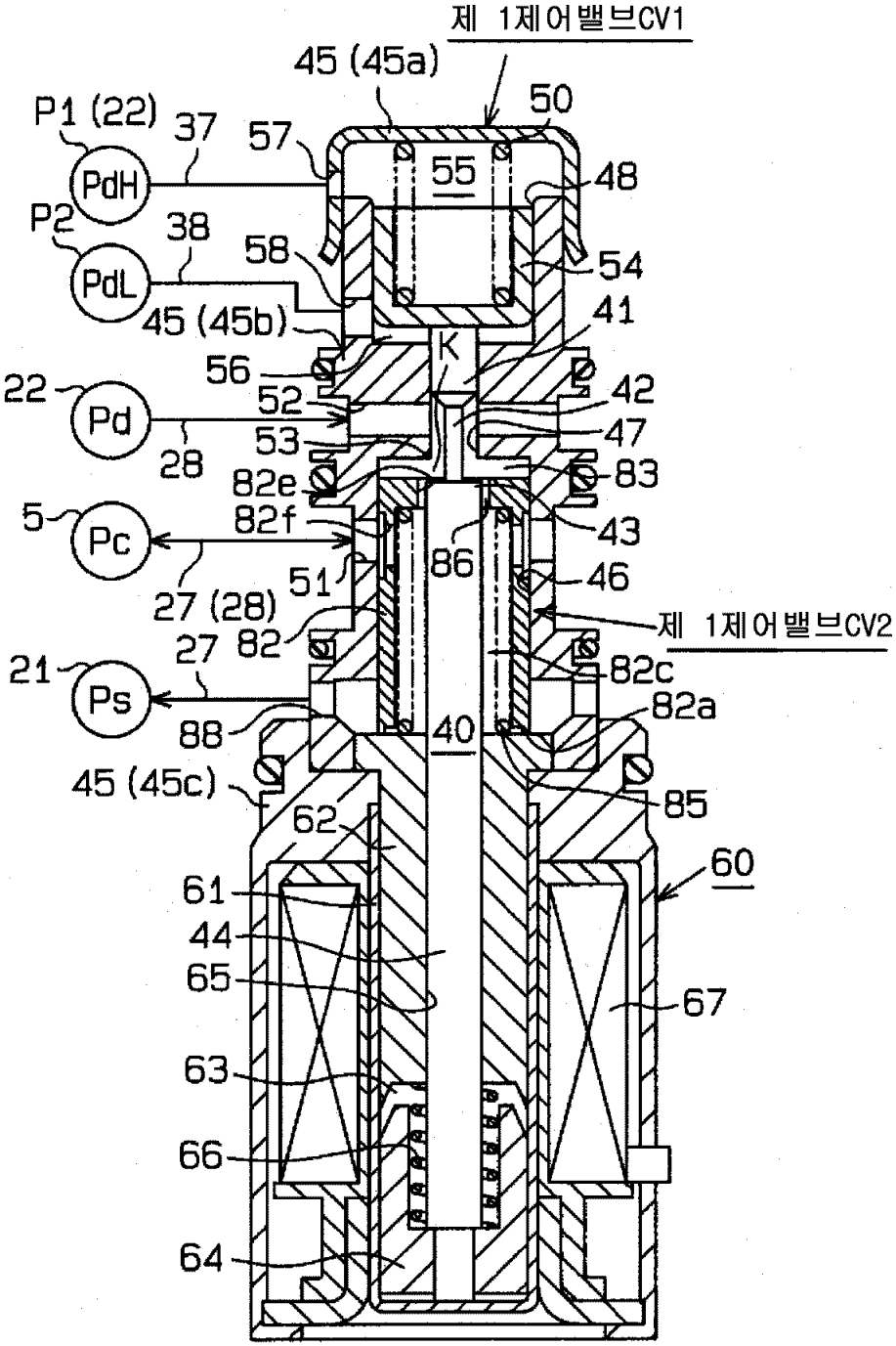
도면 9


제 2제어밸브CV2
21
(Ps)
81
82a
82
K
83
(Pd')
82c (Pc)
86
크랭크실
27 (28)
27a
크랭크실
87
85
28
제 1
제어밸브
4
22
(Pd)
1
3
28
제 1
제어밸브

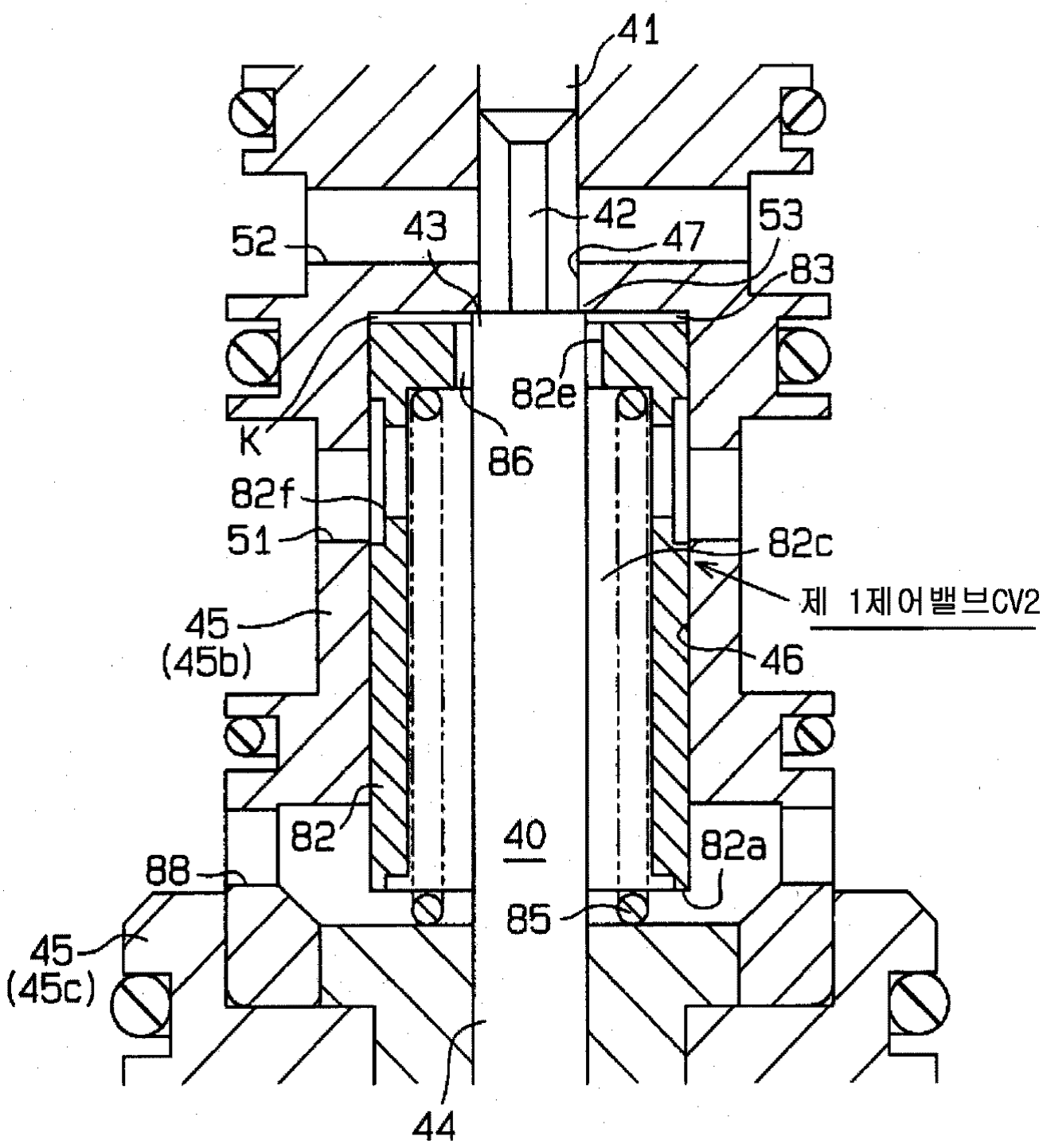
도면 10


제 2제어밸브CV2
21
(Ps)
81
82d
87
크랭크실
크랭크실
K
82g
82c
86
83
(Pd')
제 1
제어밸브
27
(28)
27a
28
82a
4
22
(Pd)
1
3
28
제 1
제어밸브

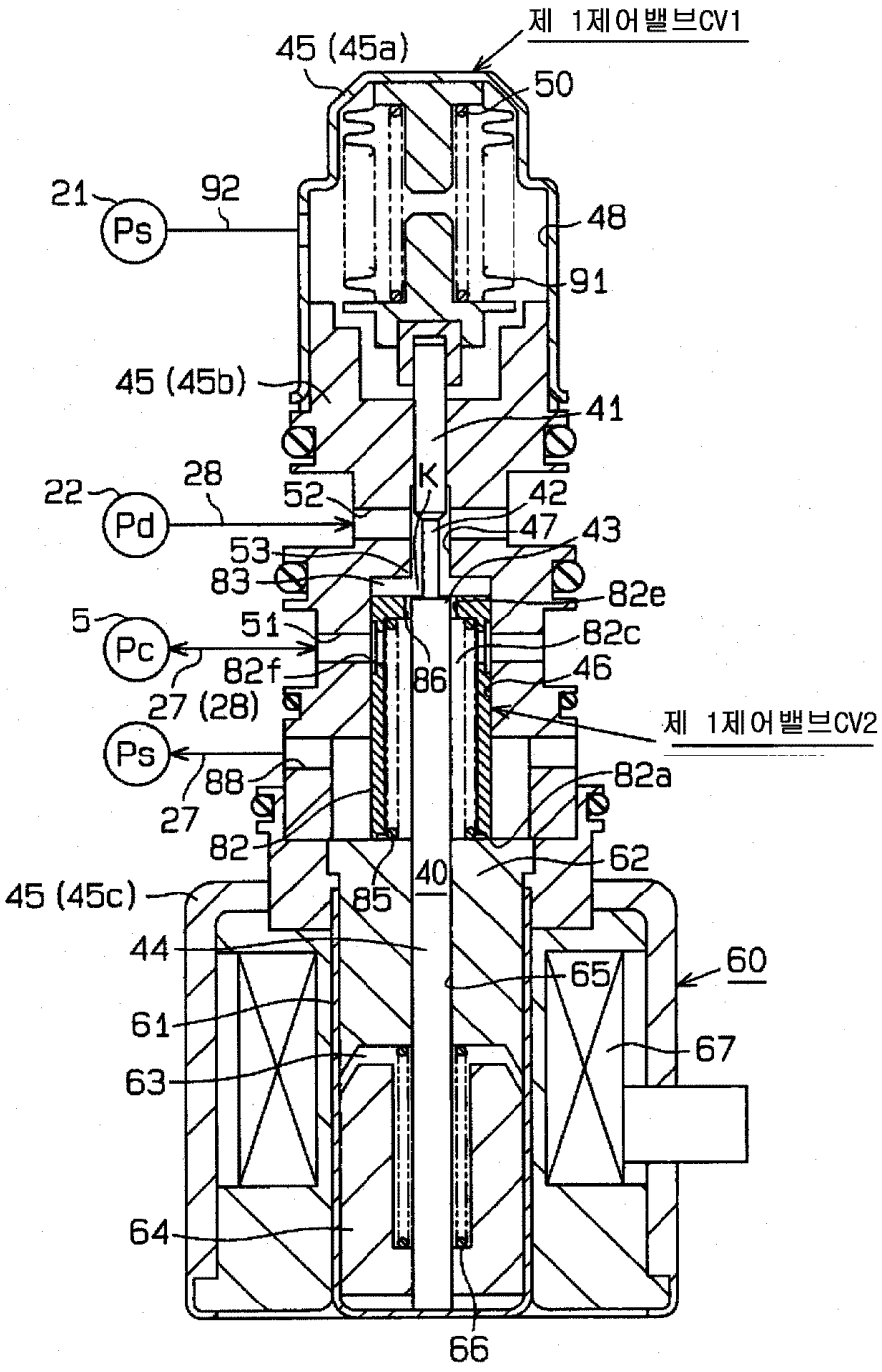
도면 11


제 1제어밸브CV1
45 (45a)
50
P1 (22)
37
57
55
48
PdH
P2
38
58
54
PdL
45 (45b)
41
K
56
42
22
52
Pd
53
47
28
82e
83
5
82f
43
Pc
86
51
46
27 (28)
제 1제어밸브CV2
27
82
82c
21
Ps
82a
88
40
45 (45c)
85
62
60
61
44
65
67
63
66
64

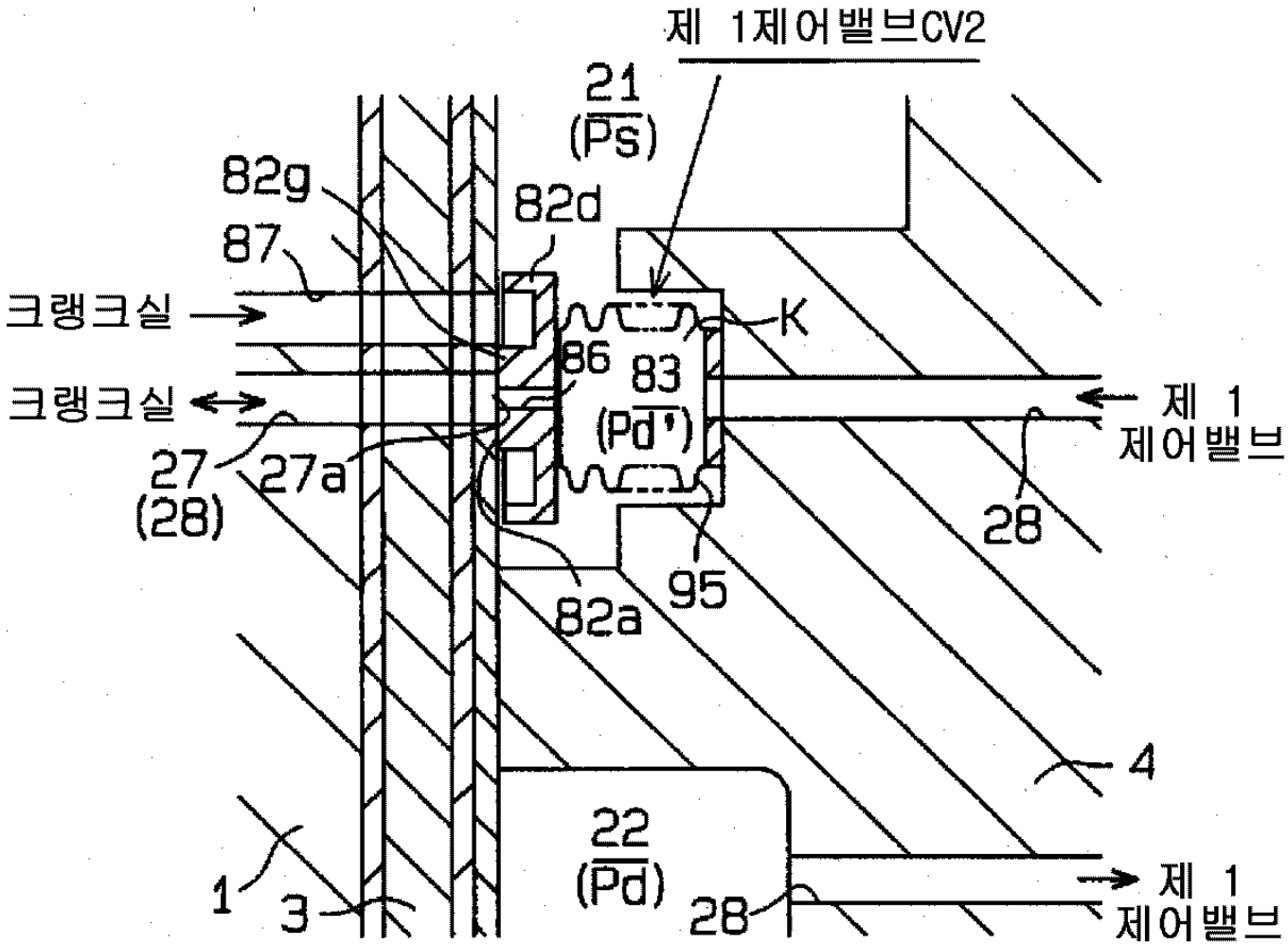
도면 12


41
52
43
42
47
53
83
82e
K
86
82f
51
82c
제 1제어밸브CV2
45
(45b)
46
82
40
82a
88
85
45
(45c)
44

도면 13


제 1제어밸브CV1
45 (45a)
50
21
Ps
92
48
91
45 (45b)
41
22
Pd
28
52
K
42
47
43
53
83
82e
5
Pc
51
82c
82f
86
46
27 (28)
제 1제어밸브CV2
Ps
88
82a
27
82
62
40
45 (45c)
85
44
65
60
61
67
63
64
66

도면 14


제 1제어밸브CV2
21
(Ps)
82g
82d
87
크랭크실
K
86
83
(Pd')
크랭크실
제 1
제어밸브
27
(28)
27a
28
95
82a
4
22
(Pd)
1
3
28
제 1
제어밸브