(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 등록특허공보(B1)

(51) Int. Cl.[6]
F04B 27/08

(45) 공고일자 1999년08월16일
(11) 등록번호 10-0215153
(24) 등록일자 1999년05월21일

(21) 출원번호 10-1997-0013745
(65) 공개번호 특1997-0070550
(22) 출원일자 1997년04월15일
(43) 공개일자 1997년11월07일
(30) 우선권주장 96-095371 1996년04월17일 일본(JP)

(73) 특허권자 가부시키가이샤 도요다지도숏키 세이사쿠쇼 이소가이 지세이
일본국 아이치켄 가리야시 도요다죠 2죠메 1반지
(72) 발명자 가와구치 마사히로
일본 아이치켄 가리야시 도요다죠 2-1 도요다 지도숏키 세사쿠쇼가부시키가이샤 내
스이토우 켄
일본 아이치켄 가리야시 도요다죠 2-1 도요다 지도숏키 세사쿠쇼가부시키가이샤 내
나가이 히로유키
일본 아이치켄 가리야시 도요다죠 2-1 도요다 지도숏키 세사쿠쇼가부시키가이샤 내
마키노 요시히로
일본 아이치켄 가리야시 도요다죠 2-1 도요다 지도숏키 세사쿠쇼가부시키가이샤 내
(74) 대리인 이병호

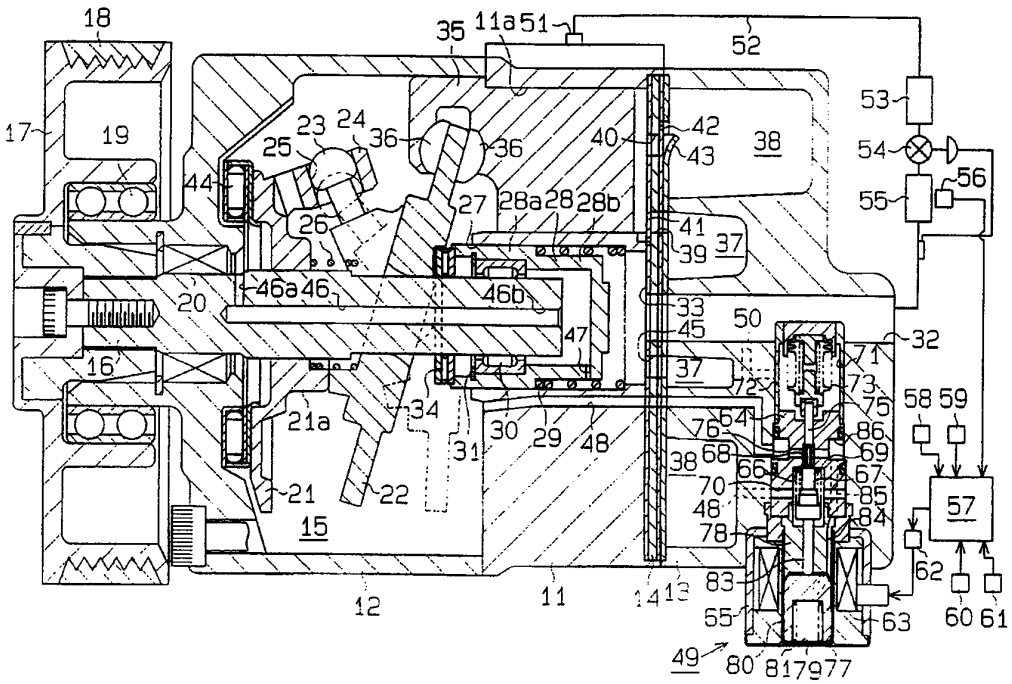
심사관 : 박원용

(54) 가변용량압축기 및 제어 방법

요약

간단한 구조 및 제어로서 고회전수영역에 있어서의 부하를 감소할 수 있고, 내구성의 향상 가능한 가변용량압축기 및 그 제어방법을 제공한다. 크랭크실(15)과 토출실(38)과의 사이의 급기통로(48)의 도중에, 그 개방도를 조절하기. 위한 용량제어밸브(49)를 설치한다. 용량제어 밸브(49)에는 흡입통로(32)에 연결된 감압실(71)을 설치하고, 그 감압실(71)에는 흡입압의 변동을 상기 급기통로(48)를 개폐하는 밸브본체(67)에 전달하기 위한 베로즈(73)를 수용한다. 솔레노이드(53)에 소정의 전류를 입력하여 상기 밸브본체(67)의 부여 하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경한다. 구동샤프트(16)의 회전수가 소정치 이상으로 되었을 때에, 상기 설정흡입압을 올리고 솔레노이드(63)의 입력전류를 변경하여, 토출용량을 감소시킨다.

대표도



명세서

[발명의 명칭]

가변 용량 압축기 및 제어 방법

[도면의 간단한 설명]

도 1은 제 1 실시예의 가변용량압축기의 전체를 나타내는 단면도.

도 2는 그 사판이 최대 경사각위치에 있는 상태를 나타내는 요부확대단면도.

도 3은 그 사판이 최소 경사각위치에 있는 상태를 나타내는 요부확대단면도.

도 4는 제 1 실시예의 솔레노이드의 입력 전류값의 사용범위를 나타내는 설명도.

도 5는 압축기의 회전수와 냉방능력과의 관계를 나타내는 설명도.

도 6은 제 2 실시예의 가변용량압축기의 사판이 최대경사각위치에 있는 상태를 나타내는 단면도.

도 7은 그 사판이 최소 경사각위치에 있는 상태를 나타내는 단면도.

도 8은 제 2 실시예의 솔레노이드의 입력 전류값의 사용범위를 나타내는 설명도.

도 9는 제 3 실시예의 솔레노이드의 입력 전류값의 사용범위를 나타내는 설명도.

도면의주요부분에 대한부호의설명

11 하우징의 일부인 실린더블럭 11a 실린더보어

12 하우징의 일부인 프런트하우징 13 하우징의 일부인 리어하우징

15 제어압실을 겸하는 크랭크실 16 구동샤프트

22 캠플레이트로서의 사판 32 흡입압영역을 구성하는 흡입통로

35 편심피스톤 37 흡입압영역을 구성하는 흡입실

38 토출압영역을 구성하는 토출실 48 통로로서의 급기통로

49 용량제어밸브 52외부냉매회로

63 솔레노이드 67밸브본체

71감압실 73 감압기구를 구성하는 벨로즈

91 제 2 흡입통로 92 도입통로

97 조정밸브로서의 스풀밸브 100 통로로서의 압력부여통로

101 제어압실 I 입력전류값

[발명의 상세한 설명]

[발명의 목적]

[발명이 속하는 기술분야 및 그 분야의 종래기술]

본 발명은, 예를들면 차량공기조절 장치에 사용되는 가변용량압축기 및 제어방법에 관한 것이다.

상기 종류의 가변용량압축기로서는, 하우징의 내부에 크랭크실이 형성되어 있는 동시에, 구동샤프트가 회전가능하게 지지되어 있다. 상기 하우징의 일부를 구성하는 실린더블럭에는 복수의 실린더보어가 형성되고, 그 실린더보어내에는 피스톤이 왕복운동가능으로 수용되어 있다. 또한, 상기 구동샤프트에는, 캠플레이트가 일체회전가능 또한 요동가능하게 압착되어 있다. 그리고, 제어압실의 압력을 변경함으로써, 상기 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 상기 피스톤을 사이에 세운 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하여, 토출용량을 제어하도록 구성되어 있다. 또한, 상기 제어압실과 토출압영역 혹은 흡입압영역과의 사이의 통로의 도중에는, 그 통로의 개방도를 조절하기 위한 용량제어밸브본체가 마련되어 있다. 그 용량제어밸브본체에는, 흡입압의 변동을 밸브본체에 전달하기 위한 감압기구와, 입력전류에 따라서 밸브본체에의 부여 하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경하기 위한 솔레노이드가 설치되어 있다.

상기 종래의 가변용량압축기로서는, 흡입압의 변동, 냉동회로 및 차량의 각부의 온도, 작동정보등에 근거하여, 상기 통로의 개방도가 제어된다. 그리고, 예를들면 토출압영역으로부터 상기 캠플레이트를 수용하는 크랭크실에의 고압의 냉매가스의 공급량이 변경된다. 이 때문에, 크랭크실내의 압력과 흡입압과의 상기 피스톤을 사이에 세운 차에 따라서 캠플레이트의 경사각이 변경되어, 압축기의 토출용량이 제어된다.

그런데, 근년, 외부구동원을 구성하는 차량엔진의 고성능화에 따라, 가변용량압축기의 사용회전수영역이 높게 되는 경향에 있다. 고회전수영역에서는, 당연한 일이지만 압축기의 일량도 크게 된다. 이러한 고회전수영역에서, 압축기가 최대토출용량으로 운전되면, 압축기에 있어서 매우 부하가 큰 상태가 된다. 그리고, 크랭크실내의 냉매가스의 빠짐을 방지하기 위한 립실은, 고속회전되는 구동샤프트와 접접된다.

또한, 베어링에는, 고속회전상태로 압축반력에 근거하는 큰 하중이 작용한다. 이때문에, 이들 접동부의 윤활 · 냉각이 부족하기 쉬워, 압축기의 내구성이 저하할 우려가있다.

특히, 크랭크실이 제어압실을 겸하는 가변용량압축기에 있어서는, 크랭크실이 흡입통로의 일부를 구성하지 않고, 흡입압영역 및 토출압영역 사이의 냉매가스 유통이 적은 구성으로 되어 있다. 여기에서, 고속회전수영역에서는, 피스톤과 실린더블럭과의 근소한 틈을 통해 크랭크실내에 도입되는 고온고압의 블로바이가스량이 증대된다. 이것에 의해, 크랭크실내가 고온고압분위기가 될 우려가 있고, 접동부의 윤활냉각조건이 더욱 엄격해 진다는 문제가 있다.

상기 문제를 해결하기 위해서, 예를들면 일본 실개소62-171667호 공보에는, 다음과 같은 가변용량압축기 및 그 제어 방법이 개시되어 있다. 즉, 냉방부하와 상관관계에 있는 흡입압을 압력센서에 의해 검지하며, 제어컴퓨터에 있어서 검출흡입압으로부터 압축기의 한계회전수를 산출한다. 또한, 회전수센서에의해 검지된 압축기의 검지회전수가 제어 컴퓨터에 입력되고, 그 검지회전수와 상기 한계회전수가 비교된다. 여기 에서, 검지회전수가 상기 한계회전수를 상회하면, 용량제어밸브본체를 구성하는 전자밸브본체를 개방하여, 크랭크실내의 압력을 증대시켜 토출용량을 감소시킨다고 하는 것이다.

[발명이 이루고자 하는 기술적 과제]

그런데, 상기 공보에 기재된 가변용량압축기 및 그 제어 방법에서는, 압축기의 상태를 검지하기 위해 복수의 센서가 필요한 동시에, 그 센서에서 얻어진 정보를 다른 정보로 변환하여 비교할 필요가 있다. 즉, 센서에서 얻어진 검지흡입압에 관한 정보를,.그 검지흡입압에 대응한 한계회전수의 정보로 변환할 필요가 있다. 상기 정보변환을 위해, 미리 많은 데이터를 제어컴퓨터에 내장해 둘 필요가 있다. 또한, 냉방부하에 근거하는 크랭크실내의 압력제어는, 제어컴퓨터의 지령에 근거하여, 전자밸브본체의 개폐만에 의해 행하여지고 있다. 더우기, 크랭크실의 압력제어를 행하기 위해서, 크랭크실과 흡입압영역을 연결하는 배기통로에도 전자밸브본체가 설치되어 있고, 상기 전자밸브본체의 개폐도 제어컴퓨터의 지령에 근거하여 · 이루어진다. 이와 같이, 종래의 압축기는 그 구조 및 제어가 복잡하여도, 또한 제어컴퓨터의 부담이 증대하는 동시에 메모리의 소비가 커진다는 문제가 있다.

본 발명은, 이러한 종래의 기술에 존재하는 문제점에 착안하여 이루어진 것이다. 그 목적으로서는, 간단한 구조 및 제어라도 고회전수영역에서의 부하를 감소할 수 있고, 내구성의 향상 가능한 가변용량압축기 및 그 제어 방법을 제공하는 데에 있다.

상기 목적을 달성하기 위해서, 제 1 항의 발명에서는, 제어압실의 압력을 변경함으로써 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 피스톤을 사이에 세운 차를 변경하여, 그 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하고, 토출용량을 제어하도록 한 가변용량압축기에 있어서, 상기 크랭크실이 제어압실을 겸하는 동시에, 그 크랭크실과 토출압영역과의 사이를 연결하는 급기통로의 도중에는 그 개방도를 조절하기 위한 용량제어밸브본체를 설치하며, 그 용량제어밸브본체는, 상기 급기통로를 개폐하는 밸브본체와, 흡입압영역에 연결된 감압실과, 그 감압실에 수용되어 흡입압의 변동을 상기 밸브본체에 전달하기 위한 감압기구와, 입력전류에 따라서 상기 밸브본체의 부여 하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경하기 위한 솔레노이드를 가지며, 상기 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 되었을 때에, 상기 설정흡입압을 올리고 상기 솔레노이드의 입력전류.를 변경하여, 토출용량를 감소하도록 한 것이다.

제 2항의 발명에서는, 제어압실의 압력을 변경함으로써 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 피스톤을 사이에 세운 차를 변경하여, 그 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하고, 토출용량을 제어하도록 한 가변용량압축기에 있어서, 상기 크랭크실은 흡입통로를 통해 외부냉매회로에 접속하여, 상기 크랭크실과 흡입실과의 사이에 도입통로를 형성하고, 그 도입통로의 도중에는 그 개방

도를 조절하기 위한 조정밸브본체를 설치하며, 그 조정밸브본체의 배면에 상기 제어 압실을 형성하여, 그 제어압실과 토출압영역과의 사이에 압력부여통로를 · 설치하며, 그 압력부여통로의 도중에 용량제어밸브본체를 설치하고, 그 용량제어밸브본체는 상기 압력부여통로를 개폐하는 밸브본체와, 용량제어밸브본체에서 상류의 흡입압영역에 연결된 감압실과, 그 감압실에 수용되어 흡입압의 변동을 상기 밸브본체에 전달하기 위한 감압기구와, 입력전류에 따라서 상기 밸브본체의 부여 하중을 변화시키고 설정흡입압을 변경하기 위한 솔레노이드를 가지며, 상기 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 되었을 때에, 상기 설정흡입압을 올리고 상기 솔레노이드에의 입력전류를 변경하여, 토출용량을 감소하도록 한 것이다.

제 3 항의 발명에서는, 제어압실의 압락을 변경함으로써 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 피스톤을 사이에 세운 차를 변경하여, 그 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하고, 토출용량을 제어하도록 한가변용량압축기에 있어서, 상기 크랭크실이 제어압실을 겸하는 동시에, 상기 크랭크실과 토출압영역의 사이에 소정의 통과단면적을 갖는 급기통로를 형성하고, 상기 크랭크실과 흡입압영역과의 사이에 배기통로를 형성하여, 그 배기통로의 도중에는 그 개방도를 조절하기 위한 용량제어밸브본체를 설치하며, 그 용량제어 밸브본체는, 상기 배기통로를 개폐하는 밸브본체와, 흡입압영역에 연결된 감압실과, 그 감압실에 수용되어 흡입압의 변동을 상기 밸브본체에 전달하기 위한 감압기구와, 입력전류에 따라서 상기 밸브본체의 부여 하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경하기 위한 솔레노이드를 가지며, 상기 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 되었을 때에, 상기 설정 흡입압을 올리고 상기 솔레노이드의 입력전류를 변경하고, 토출용량을 감소하도록 한 것이다.

제 4 항의 발명에서는, 제 1 항 내지 제 3 항 중 어느 한 항의 가변용량압축기에 있어서, 상기 입력전류를 연속적으로 변경하도록 한 것이다.

제 5 항의 발명에서는, 제 1 항 내지 제 3 항 중 어느 한 항의 가변용량압축기에 있어서, 상기 입력전전류를 연속적으로 변경하도록 한 것이다.

제 6 항의 발명에서는, 제 1 항 내지 제 5 항 중 어느 한 항의 가변용량압축기에 있어서, 구동샤프트가 외부구동원에 항상 작동연결된 것이다.

제 7 항의 발명에서는, 제어압실의 압력을 변경함으로써 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 피스톤울 사이에 세운 차를 변경하여, 그 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하고, 토출용량을 제어하도록 한 가변용량압축기의 제어 방법에 있어서, 흡입압을 용량제어밸브본체의 감압실에 도입하여, 상기 흡입압의 변동을 감압기구를 통해 상기 제어압실과 토출압영역 및 흡입압영역의 어느 한쪽의 사이의 통로를 개폐하는 밸브 · 본체에 전달하는 동시에, 입력전류에 따라서 솔레노이드로부터의 부여 하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경하여, 상기 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 되었을 때에, 상기 설정흡입압을 올리고 상기 솔레노이드의 입력전류를 변경하여, 토출용량을 감소시키는 것이다.

제 8 항의 발명에서는, 제 7 항의 가변용량압축기의 제어 방법에 있어서, 상기 입력전류를 일정값으로 변경하는 것이다.

제 9 항의 발명에서는, 제 7 · 항의 가변용량압축기의 제어 방법에 있어서, 상기 입력전류를 연속적으로 변경하는 것이다.

따라서, 제 1 항 및 제 7 항의 발명에 있어서는, 흡입압의 변동이, 감압기구에 있어서 검출되는 동시에 밸브본체에 전달되어, 급기통로의 개방도가 조절되도록 되어 있다. 그런데, 구동샤프트의 회전수가 클수록, 압축기의 단위시간당의 토출용량이 커진다. 그리고, 외부냉매회로내의 냉매가스유량이 많아지고, 냉방능력이 증대한다. 여기에서, 외부냉매회로내의 증발기에 있어서의 열부하 즉 냉방부하가 저하하고 있는 일정값에 도달한 경우로서는, 땡창밸브본체에 의해 증발기로 기화되어 압축기에 공급되는 냉매가스유량이 일정하게 유지된다. 한편, 회전수의 상승에 따라 실린더보어내의 냉매가스의 흡입량이 증대되어, 흡입압영역의 압력이 저하한다. 여기에서, 상기 압축기의 용량제어밸브본체는, 감압실에 도입되는 흡입압이 저하되면, 감압기구에 의해 밸브본체가 급기통로를 개방하는 방향으로 이동된다. 이것에 의해,토출압영역에서 크랭크실의 고압 냉매가스의 공급량이 증대되어, 캠플레이트의 경사각이 감소되고, 토출용량이 감소된다. 즉, 냉방능력이 일정한 상태로서는, 감압기구의 작용에 의해 압축기의 회전수 상승에 따라서, 그 토출용량이 자동적으로 감소된다.

또한, 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 된 경우애는, 설정흡입압을 올리고, 솔레노이드의 입력 전류값이 변경된다. 상기 입력 전류값의 변경에 의해서, 솔레노이드에 의한 급기통로의 개방도가 작게되는 방향의 밸브본체의 부여 하중이 감소된다. 그리고, 보다 높은 흡입압으로써 밸브본체의 개폐가 행하여 지고, 압축기의 토출용량이 감소된다. 이때문에, 소정의 회전수 이상, 특히 고회전수영역에 있어서, 압축기가 최대 토출용량으로 운전되는 것이 아니라, 압축기의 부담이 감소된다. 즉, 고속회전상태로, 접동부에 작용하는 압축반력에 근거하는 하중 및 크랭크실내의 압력이 감소된다.

더우기, 모든 회전수영역에 있어서, 상기한 바와 같이, 압축기내부의 용량제어밸브본체의 감압기구에 의해, 회전수와 흡입압의 변동과의 관계에 따라서 자동적으로 토출용량이 제어된다. 이때문에, 외부의 제어컴퓨터가 압축기의 용량제어의 전부를 지령할 필요가 없고, 일부의 용량제어는 압축기의 내부에 있어서 자동적으로 행하여진다. 그리고, 압축기의 용량제어에 있어서 필요하게 되는 검출데이터 및 기억데이터의 수를 감소할 수 있고, 간단한 구성 및 제어로 고회전수영역에서의 압축기의 부하를 감소할 수 있다.

제 2 항의 압축기에 있어서는, 흡입압의 변동이, 감압기구에 있어서 검출되는 동시에 밸브본체에 전달되며, 도입통로의 개방도가 조절되도록 되어 있다. 상기 압축기에 있어서도, 상기 제 1항의 발명과 같이, 회전수의 상승에 따라 실린더보어내의 냉매가스의 흡입량이 증대되고, 흡입압영역의 압력이 저하한다. 여기에서, 상기 압축기의 용량제어밸브본체는, 감압실에 도입되는 흡입압이 저하되면, 감압기구에 의해 밸브본체가 압력공급통로를 개방하는 방향으로 이동된다. 이것에 의해, 토출압영역에서 제어압실의 고압 냉매가스의 공급량이 .증대되어, 제어압실의 압력이 높게 된다. 상기 압력상승에 따라, 조정밸브본체가 크랭크실과 흽입실과의 사이의 도입통로의 개방도를 감소하는 방향으로 이동한다. 그리고, 흡입실내의 압력이 저하하여, 피스톤을 통해 대향하는 크랭크실내의 압력과의 사이에 차압이 커져, 캠플레이트의 경사각

이 감소되어, 토출용량이 감소된다. 즉, 냉방능력이 일정한 상태에서는, 감압기구의 작용에 의해 압축기의 회전수 상승에 따라서, 그 토출용량이 자동적으로 감소된다.

제 3 항의 압축기에 있어서는, 흡입압의 변동이, 감압기구에 있어서 검출되는 동시에 밸브본체에 전달되어, 배기통로의 개방도가 조절되도록 되어 있다. 상기 압축기에 있어서도, 상기 제 1항의 발명과 같bI, 회전수의 상승에 따라, 실린더보어내의 냉매가스의 흡입량이 증대되고, 흡입압영역의 압력이 저하한다. 여기에서, 상기 압축기의 용량제어밸브본체는 감압실에 도입되는 흡입압이 낮게 되면, 감압기구에의해 밸브본체가 배기통로의 개방도를 감소하는 방향으로 이동한다. 이것에 의해, 크랭크실에서, 토출압영역에서의 고압의 냉매가스로 공급량이 일정하게 유지된 상태로, 흡입압영역의 냉매가스의 방출량이 증대되어, 크랭크실내의 압력이 저하한다. 그리고, 캠플레이트의 경사각이 감소되어, 토출용량이 감소된다. 즉, 냉방능력이 일정한 상태로서는, 감압기구의 작용에 의해 압축기 회전수의 상승에 따라서, 그 토출용량이 자동적으로 감소된다.

또한, 이들 제 2 항 및 제 3 항의 압축기에 있어서도, 상기 제 1 항의 압축기와 같이, 소정의 회전수 이상, 특히 고회전수영역에서, 압축기가 최대 토출용량으로 운전되는 것이 아니라 압축기의 부담이 감소된다. 게다가, 압축기의 용량제어에 있어서 필요하게 되는 검출데이터 및 기억데이터의 수를 감소할 수 있고, 간단한 구성 및 제어로 고회전수영역에 있어서의 압축기의 부하를 감소할 수 있다.

제 4 항 및 제 8 항의 발명에 의하면, 구동샤프트의 회전수가 소정의 회전수를 넘어 상승한 경우, 용량제어밸브본체의 솔레노이드의 입력전류가, 어느 일정값으로 변경된다. 이때문에, 설정흡입수압이 일정값이 되도록 변경되어, 압축기내에서 일정한 흡입압이 되도록 감압기구에 의하여 급기통로의 개방도가 조정된다. 그리고, 외부냉매회로의 증발기에 있어서의 압력이 일정하게 유지되고, 냉방능력이 일정하게 유지된다.

더욱이 솔레노이드의 입력 전류값을 어느 일정값으로 변경할 뿐, 고회전영역에 있어서의 압축기의 부담을 감소할 수 있다. 이때문에, 복잡한 제어를 하지 않고, 압축기의 내구성을 향상할 수 있다.

제 5 항 및 제 9 항의 발명에 의하면, 구동샤프트의 회전수가 소정의 회전수를 초과 상승한 경우, 용량제어밸브본체의 솔레노이드의 입력전류가 연속적으로 변경된다. 이때문에, 구동샤프트의 회전수가 상승함으로, 설정흡입압이 연속적으로 상승되어, 고회전수로 될만큼 토출용량을 감소시킬 수 있다. 그리고, 고회전수영역에서의 압축기의 부담을 또한 저감할 수 있어, 한층 · 더 내구성의 향상을 도모할 수 있다.

또한, 설정흡입압의 변경을 완만히 행할 수 있다. 이때문에, 설정흡입압의 변경 전후에 있어서, 차량 엔진에 대한 부하의 변동에 따르는 체감쇼크를 저감할 수 있다. 또한, 냉방능력의 변동에 의한 차실내의 냉각공기의 불기 시작하는 온도의 변화를 감소할 수 있다.

제 6 항의 발명에 의하면, 구동샤프트가 외부구동원에 항상 작동연결된 클러치레스 가변용량압축기는 본래부터 · 용량제어밸브본체에 솔레노이드를 구비하고 있으므로, 그 용량 제어기구로서 매우 적당하다.

[발명의 구성 및 작용]

제 1실시예

이하에, 상기 발명을 클러치레스 가변용량형압축기에 구체화한 제 1 실시예에 대하여 도 1 내지 도 5에 근거하여 설명한다.

도 1에 나타낸 바와 같이, 실린더블럭(11)의 전단에는, 프런트하우징(12)이 접합되어 있다. 실린더블럭(11)의 후단에는, 랴하우징(13)이 밸브본체플레이트(14)를 통해 접합고정되어 있다. 크랭크실(15)을 형성 하는 프런트하우징(12)과 실린더블럭(11)의 사이에는, 구동샤프트(16)가 회전가능하게 가설지지되어 있다. 구동샤프트(16)의 전단은, 크랭크실(15)로부터 외부에 돌출하고 있고, 상기 돌출단부에는 풀리(17)가 지착되어 있다. 풀리(17)는, 벨트(18)를 통해 외부구동원을 구성하는 차량엔진(도시 생략)에 항상 작동연결되어 있다. 풀리(17)는, 언그라베어링(19)을 통해 프런트하우징(12)에 지지되어 있다. 프런트하우징(12)은, 풀리(17)에 작용하는 아키셜방향의 하중 및 방사상방향의 하중 양방을 언그라베어링(19)을 통해 막아낸다.

구동샤프트하우징(16)의 전단부와 프런트하우징(12)과의 사이에는, 립실(20)이개재되어 있다. 립실(20)은 크랭크실(15)내의 압력이 새어나감을 방지한다.

구동샤프트(16)에 는, 회 전지 지 체(21)가 지 착되 어 있는 동시 에, · 캠플레 이 트로서의 사판(22)이 구동샤프트(16)의 축선방향에 슬라이드가능하고 또한 경사이동지지되어 있다. 사판(22)에는, 선단부가 둥근모양을 하는 한쌍의 가이드핀(23)이 지착되어있다. 상기 회 전지지 체(21)에는, 지지아암(24)이 가설되어 · 있고, 그 지지아암(24)에는한쌍의 가이드구멍(25)이 형성되어 있다. 가이드핀(23)은, 가이드구멍(25)에 슬라이드 가능하게 끼우져 있다. 지지아암(24)과 한쌍의 가이드핀(23)과의 연계에 의해, 사판(22)이 구동샤프트(16)의 축선방향으로 기울여 움직임가능하고 또한 구동샤프트(16)와 일체적으로 회전가능하게 되어 있다. 사판(22)의 경동은 가이드구멍(25)과 가이드핀(23)과의 슬라이드가이드관계, 구동샤프트(16)의 슬라이드지지작용에 의해 안내된다. 사판(22)의 반경중심부가 실린더블럭(11)측에 이동하면, 사판(22)의 경사각이 감소한다. 회전지지체(21)와 사판(22)과의 사이에는, 경사각감소스프링(26)이 개재되어 있다. 경사각감소스프링(26)은, 사판(22)의 경사각을 감소하는 방향으로 사판(22)을 부세한다. 또한, 회전지지체(21)의 후면에는, 사판(22)의 최대 경사각을 규제하기 위한 경사각규제돌부(21a)가 형성되어 있다.

도 1 내지 도 3에 나타내는 바와 같이 실린더블럭(11)의 중심부에는 수용구멍(27)이 구동샤프트(16)의 축선방향으로 관설되어 있다. 수용구멍(27) 내에는, 통형상이 차단본체(28)가 슬라이드가능하게 수용되어 있다. 차단본체(28)는, 큰직경(28a)과 소직경부(28b)로써 구성되어 있다. 그후 큰직경부(28a)와 소직경부(28b)와의 단차와, 수용구멍(27)의 단면과의 사이에는 흡입통로개방 스프링(29)이 개재되어 있다. 흡입통로개방스프링(29)은, 차단본체(28)를 사판(22)측으로 부세하고 있다.

차단본체(28)의 통내에는, 구동샤프트(16)의 후단부가 삽입되어 있다. 큰직경부(28a)의 내주면에는, 방사

상 베어링(30)이 슬라이드 가능하게 끼워 지지되어 있다.

방사상베어링(30)은, 큰직경부(28a)의 내주면에 장치된 서클립(31)에 의해서 차단본체(28)의 통내에서 빠짐을 저지하고 있다. 구동샤프트(16)의 후단부는, 방사상베어링(30) 및 차단본체(28)를 통해 수용구멍(27)의 국면으로 지지된다.

리어하우징(13)의 중심부에는, 흡입압영역울 구성하는 흡입통로(32)가 형성되어 있다. 흡입통로(32)는, 차단본체(28)의 이동경로가 되는 구동샤프트(16)의 연장선상에 있다. 흡인통로(32)는 수용구멍(27)에 연결하고 있고, 수용구멍(27)측의 흡인통로(32)의 개구의 주위에는 위치결정면(33)이 형성되어 있다. 위치결정면(33)은, 밸브본체플레이트(14)상이다. 차단본체(28)의 소직경부(28b)의 선단면은, 위치결정면(33)에 접촉가능하다. 소직경부(28b)의 선단이 위치결정면(33)에 접촉함으로써, 차단본체(28)가 사판(22)으로부터 이간하하는 방향의 이동을 규제한다.

사판(22)과 차단본체(28)와의 사이의 구동샤프트(16)상에는, 스러스트베어링(34)이 구동샤프트(16)상을 슬라이드가능으로 지지되어 있다. 스러스트베어링(34)은, 흡인통로개방스프링(29)의 부세력에 의해 항상 사판(22)과 차단본체(28)의 큰직경부(28a)의 단면과의 사이에 끼워지고 있다.

사판(22)이 차단본체(28)측으로 이동함에 따라 사판(22)의 경동이 스러스트 베어링(34)을 통해 차단본체(28)에 전달된다. 상기 경동전달에 의해 차단본체(28)가, 흡입통로 개방스프링(29)의 부세력에 저항하여 위치결정면(33)측으로 이동하여, 차단본체(28)가 위치결정면(33)에 접촉한다. · 사판(22)의 회전은, 스러스트베어링(34)의 존재에 의해서 차단본체(28)의 전달을 저지한다.

실린더블럭(11)에 관설된 실린더보어(11a)내에는, 편심피스톤(35)이 수용되어 있다. 사판(22)의 회전운동은, 한쌍의 슈(36)를 통해 편심피스톤(35)의 전후 왕복요동으로 변환되어, 편심피스톤(35)이 실린더보어(11a)내를 전후 작동한다.

리어하우징(13)내에는, 흡입압영역을 구성하는 흡입실(37) 및 토출압영역을 구성하는 토출실(38)이 구획형성되어 있다. 밸브본체플레이트(14)상에는, 흡입포트(39) 및 토출포트(40)가 형성되어, 그 흡입포트(39) 및 토출포트(40)에 각각 대응하도록 흡입밸브본체(41) 및 토출밸브본체(42)가 형성되어 있다. 흡입실(37)내의 냉매가스는, 편심피스톤(35)의 복동동작에 의해 흡입포트(39)로부터 흡입밸브본체(41)를 밀어내어 실린더보어(11a)내에 유입한다. 실린더보어(11a)내에 유입한 냉매가스는,편심피스톤(35)의 왕동조작에 의해, 소정의 압력에 도달할 때까지 압축된 후, 토출포트(40)로부터 토출밸브본체(42)를 밀어내어 토출실(38)로 토출된다. 토출밸브본체(42)는 리테이너(43)에 접촉하여 개방도 규제된다.

회전지지체(21)와 프런트하우징(12)과의 사이 에는, 스러스트베어 링(44)이 개재되어 있다. 스러스트베어링(44)은, 실린더보어(11a)에서 편심피스톤(35), 슈(36), 사판(22) 및 가이드핀(23)을 통해 회전지지체(21)에 작용하는 압축반력를 받아낸다.

흡입실(37)은, 통구(45)를 사이에 세워 수용구멍(27)으로 연통하고 있다. 차단체(28)가 위 치 결정 면(33)에 접촉하면, 통구(45)는 흡입 통로(32)로부터 차단된다.

구동샤프트(16)내에는, 축심통로(46)가 형성되어 있다. 축심통로(46)의 입구(46a)는 립실(20) 부근에서 크랭크실(15)에 개구하고 있고, 축심통로(46)의 출구(46b)는 차단본체(28)의 통내로 개구하고 있다. 차단본체(28)의 주면에는, 방압통구(47)가 관설되어 있다. 방압통구(47)는 차단본체(28)의 통내와 수용구멍(27)을 연결하고 있다.

상기 토출실(38)과 크랭크실(15)과는, 통로로서의 급기통로(48)로 접속되어 있다. 급기통로(48)의 도중에는, 그 급기통로(48)를 개폐하기 위한 용량제어밸브본체(49)가 마련되어 있다. 또한, 상기 흡입통로(32)와 용량제어밸브본체(49)의 사이에는,그 제어밸브본체(49)내에 흡입압(Ps)을 이끌기 위해서 압력검사통로(50)가 형성되어 있다.

흡입실(37)에 냉매가스를 도입하는 입구가 되는 흡인통로(32)와, 토출실(38)로부터 냉매가스를 배출하는 토출플랜지(51)와는, 외부냉매회로(52)로 접속되어 있다. 외부냉매회로(52)상에는, 응축기(53), 팽창밸브본체(54) 및 증발기(55)가 개재되어 있다. 팽창밸브본체(54)는 증발기(55)의 출구측의 가스온도의 변동에 따라서 냉매유량을 제어하는 온도식 자동팽창밸브본체이다. 증발기(55)의 부근에는, 온도센서(56)가 설치되어 있다. 온도하서(56)는, 증발기(또)에 있어서의 온도를 검출하고, 상기 검출온도 정보가 제어컴퓨터(57)에 이송된다. 또한, 제어 컴퓨터(57)에는, 차량의 차실내의 온도를 지정하기 위한 실온설정기(58), 실온센서(59), 공기조절장치 작동스위치(60) 및 엔진회전수센서(61) 등이 접속되어 있다. 제어컴퓨터(57)는, 예를들면 실온설정기(58)에 의해서 미리 지정된 실온, 온도센서(56)로부터 얻어지는 검출온도, 실온센서(59)로부터 얻어지는 검출온도, 공기조절장치 작동스위치(60)로부터의 은 혹은 오프신호 및 엔진회전수센서(61)로부터 얻어지는 엔진회전수등의 외부신호에 근거하여 입력 전류값을 구동회로(62)에 지령한다. 구동회로(62)는 지령된 입력 전류값을 후술하는 용량제어밸브본체(49)의 솔레노이드(63)에 대하여 출력한다. 외부신호로서는, 기타 실의온도센서로부터의 신호가 있고, 차량의 환경에 따라서 입력 전류값은 결정된다.

상기 용량제어밸브본체(49)는, 밸브본 · 체하우깅(64)과 솔레노이드부(65)가 중앙 부근에 있어서 접합되어 있다. 밸브본체하우징(64)와 솔레노이드부(65)와의 사이에는 밸브본체실(66)이 구획형성되고, 그 밸브본체실(66)내에 밸브본체(67)가 수용되어 있다. 밸브본체실(66)에는, 밸브본체(67)와 대향하도록 밸브본체구멍(68)이 개구되어 있다. 상기 밸브본체구멍(68)은, 밸브본체하우징(64)의 축선방향으로 연장되도록 형성되어 있다. 또한, 밸브본체(67)와 밸브실(66)의 내벽면과의 사이에는, 강제개방스프링(69)이 개장되어, 밸브본체(67)는 밸브본체구멍(68)을 개방하는 방향으로 부세되어 있다. 상기 밸브실(66)은, 밸브실포트(70) 및 상기 급기통로(48)를 통해 리어하우징(13)내의 토출실(38)에 연결되어 있다.

밸브하우징(64)의 상부에는, 감압실(71)이 구획형성되어 있다. 상기 감압실(71)은, 흡입압도입포트(72) 및 상기 검압통로(50)를 통해 리어하우징(13)의 흡입통로(32)에 연결되어 있다. 감압실(71)의 내부에는, 감압기구를 구성하는 베로즈(73)가 수용되어 있다. 밸브하우징(64)의 감압실(71)과 상기 밸브실(66)과의 사이에는, 상기 밸브본체구멍(68)과 연속하는 감압로드가이드(74)가 형성되 어 있다. 감압로드(75)는, 감

압로드가이드(74)내에 접동가능하게 삽입통로로되어 있다. 상기 감압로드(75)에 의해, 상기 밸브본체(67)와 상기 베로즈(73)가 작동연결되어 있다. 또한, 감압로드(75)의 밸브본체(67)측 부분은, 밸브구멍(68) 내의 냉매가스의 통로를 확보하기 위해서 소직경으로 되어 있다.

밸브하우징(64)에는, 밸브실(66)과 감압실(71)의 사이에 있어서, 상기 밸브구멍(68)과 직교하도록 포트(76)가 형성되어 있다. 포트(76)는 급기통로(48)를 통해 크랭크실(15)에 연결되어 있다. 즉, 밸브실포트(70), 밸브실(66), 밸브구멍(68) 및 포트(76)는 상기 급기통로(48)의 일부를 구성하고 있다.

상기 솔레노이드부(65)의 수용실(77)의 상방개구부에는 고정철심(78)이 결합되어 상기 고정철심(78)에 의해 솔레노이드실(79)이 구획된다. 솔레노이드실(79)에는,대개 유개원통항상을 이루는 가동철심(80)이 왕복운동가능하게 수용되어 있다. 가동철심(80)과 수용실(77)의 저면과의 사이에는, 추종스프링(81)이 장착되어 있다. 또, 상기 추종스프링(81)은, 상기 강제개방스프링(69)보다도 탄성계수가 작은 것으로 되어 있다. 고정철심(78)에는, 솔레노이드실(79)과 상기 밸브실(66)을 연결하는 솔레노이드 로드가이드(82)가 형성되어 있다. 솔레노이드 로드(83)는, 상기 밸브본체(67)와 일체 형성되어 있고, 솔레노이드 로드가이드(82)내에 접동가능하게 삽통되어 있다.

솔레노이드 로드(83)의 가동철심(80) 측 끝은, 상기 강제개방스프링(69) 및 추종스프링(81)의 부세력에 의해서 가동철심(80)에 접촉된다. 그리고, 상기 가동철심(80)과 밸브본체(67)가, 솔레노이드 로드(83)를 통해 작동연결된다.

상기 솔레노이드실(79)은, 고정철심(78)의 측면으로 형성된 연결흠(84), 밸브하우징(64)으로 형성된 연결구멍(85) 및 용량제어밸브(49)의 장착상태에 있어서 리어하우징(13)의 내벽면과의 사이에 형성되는 소실(86)을 통해 상기포트(76)에 연결되어있다. 즉, 솔레노이드실(79)내는, 솔레노이드 로드(83) 및 밸브본체(67)를 통해 대향하는 밸브구멍(68) 내와 같은 압력환경, 여기에서는 동시에 크랭크실압력(Pc)이 되도록 구성되어 있다.

상기 고정철심(78) 및 가동철심(80)의 의측에는, 양철심(78,80)을 걸치도록 원통형상의 솔레노이드(63)가 배치되어 있다. 상기 솔레노이드(63)에는 상기 제어컴퓨터(57)의 지령에 근거하여 구동회로(62)에서 소정의 전류가 공급되도록 되어 있다.

다음에, 상기한 바와 같이 구성된 클러치레스 가변용량압축기의 작용에 대하여 설명한다.

공기조절장치 작동스위치(60)가 온상태를 기초로, 실온센서(59)로부터 얻어지는검출온도가 실온설정기(58)의 설정온도이상인 경우에는, 제어 컴퓨터(57)는 솔레노이드(63)의 려자를 지령한다. 그리고,·솔레노이드(63)에 구동회로(62)를 통해 소정의 전류가 공급되며, 도 1 및 도 2에 나타낸 바와 같이, 양철심(78,80) 사이에 입력전류값에 따른 흡입력이 생긴다. 상기 흡입력은, 강제개방스프링(69)의 부세력에 저항하여, 밸브개방도가 감소하는 방향의 힘으로서 솔레노이드 로드(83)를 통해 밸브본체(67)에 전달된다. 한편, 베로즈(73)는, 흡입통로(32)로부터 검압통로(50)를 통해 감압실(71)에 도입되는 흡입압(Ps)의 변동에 따라서 변위한다. 그리고, 솔레노이드(63)의 려자상태에 있어서는, 베로즈(73)는 흡입압(Ps)에 감응하여, 베로즈(73)의 변위가 감압로드(75)를 통해 밸브본체(67)에 전달된다. 그리고, 용량제어밸브(49)는, 솔레노이드부(65)로부터의 부세력, 베로즈(73)로부터의 부세력 및 강제개방스프링(69)의 부세력의 밸런스에 의해, 밸브개방도가 결정된다.

냉방부하가 큰 경우에는, 예를들면 실온센서(59)에 의해서 검출된 온도와 실온설정기(58)의 설정온도와의 차가 크다. 제어컴퓨터(57)는, 검출온도와 설정 실온도에 근거하여 설정흡입압을 변경하도록 입력 전류값을 제어한다. 제어컴퓨터(57)는, 구동회로(62)에 대하여, 검출온도가 높을수록.입력 전류값을 크게 하도록 지령한다.

따라서, 고정철심(78)과 가동철심(80)의 사이의 흡입력이 강하고, 밸브본체(67)의 밸브개방도가 작게 되는 방향의 부세력이 증대한다. 그리고, 보다 낮은 흡입압(Ps)에서, 밸브본체(67)의 개폐가 행하여진다. 따라서, 용량제어밸브(49)는, 전류치가 증대됨으로써, 보다 낮은 흡입압(Ps)을 유지하도록 작동한다.

밸브본체(67)의 밸브개방도가 작게되면, 토출실(38)로부터 급기통로(48)를 경유하여 크랭크실(15)에 유입하는 냉매가스량이 적게 된다. 한편, 크랭크실(15) 내의 냉매가스는, 축심통로(46) 및 방압통구(47)를 경유하여 흡입실(37)로 유출하고 있다.

이때문에, 크랭크실(15)내의 압력(Pc)이 저하한다. 또한, 냉방부하가 큰 상태로서는, 실린더보어(11a)내의 압력(P)도 높고, 크랭효실(15)내의 압력(Pc)과 실린더보어(11a)내의 압력(P)과의 차가 작게 된다. 그리고, 사판(22)의 경사각이 크게 된다.

급기통로(48)에 있어서의 통과단면적이 영, 즉 용량제어밸브(49)의 밸브본체(67)가 밸브구멍(68)을 완전히 폐지한 상태가 되면, 토출실(38)로부터 크랭크실(15)의 고압냉매가스의 공급은 행하여지지 않는다. 그리고, 크랭크실(15)내의 압력(Pc)은, 흡입실(37)내의 압력(Ps)과 거의 동일하게 되어, 사판(22)의 경사각은 최대가 된다. 사판(22)의 최대경사각은, 회전지지체(21)의 경사각규제돌출부(21a)와·사판(22)과의 접촉에 의해서 규제되어, 토출용량은 최대가 된다.

반대로, 냉방부하가 작은 경우에는, 예를들면 실온센서(59)에 의해서 검출된 온도와 실온설정기(58)의 설정온도와의 차는 작다. 제어 컴퓨터(57)는, 구동회로(62)에 대하여, 검출온도가 낮을수록 입력전류값을 작게 하도록 지령한다. 이때문에, 고정철심(78)과 가동철심(80)과의 사이의 흡입력이 약하고,.밸브본체(67)의 밸브개방도가 작게 되는 방향의 부세력이 감소한다. 그리고, 보다 높은 흡입압(Ps)에서, 밸브본체(67)의 개폐가 행하여진다. 따라서, 용량제어밸브본체(49)는, 전류값이 감소됨으로써, 보다 높은 흡입압(Ps)을 유지하도록 작동한다.

밸브본체(67)의 밸브개방도가 커지면, 토출실(38)로부터 크랭크실(15)에 유입하는 냉매가스량이 많아지고, 크랭크실(15)내의압력(Pc)과 실린더보어(11a)내의 압력(P)과의 차가 커진다. 그리고, 사판(22)의 경사각이 작게 된다.

냉방부하가 없는 상태에 가까이 가면, 증발기(55)에 있어서의 온도가 프로스토발생을 초래하는 온도에 접

근하도록 저하해 간다. 온도센서(56)로부터의 검출온도가 설정온도 이하가 되면, 제어컴퓨터(57)는 구동회로(62)에 대하여 솔레노이드(63)의 소자를 지령한다. 상기 설정온도는, 증발기(55)에 있어서 프로스트를 발생할 것 같은 상황을 반영한다. 그리고, 솔레노이드(63)의 전류의 공급이 정지되어, 솔레노이드(63)가 소자되어, 고정철심(78)과 가동철심(80)과의 흡입력이 소실한다. 이때문에, 도 3에 나타낸 바와 같이, 밸브본체(67)는, 강제개방스프링(69)의 부세력에 의해, 가동철심(80) 및 솔레노이드 로드(83)를 통해 작용하는 추종스프링(81)의 부세력에 저항하여 하방으로 이동된다. 그리고, 밸브본체(67)가 밸브구멍(68)을 최대로 열린 밸브개방도위치로 이행한다. 이때문에, 토출실(38)내의 고압냉매가스가 다량으로 급기통로(48)를 통해 크랭크실(15)에 공급되어, 크랭크실(15)내의 압력(Pc)이 높게 된다.

크랭크실(15)내의 압력상승에 의해, 사판(22)의 경사각이 최소경사각으로 이행한다.

또한, 공기조절장치 작동스위치(60)의 오프신호에 근거하여, 제어컴퓨터(57)는솔레노이드(63)의 소자를 지령하고, 상기 소자에 의하여 사판(22)의 경사각이 최소경사각으로 이행한다.

이와 같이, 용량제어밸브(49)의 개폐조작은, 솔레노이드부(65)의 솔레노이드(63)에 대한 입력 전류값의 대소에 따라서 변한다. 입력 전류값이 커지면 낮은 흡입압(Ps)에서 개폐가 실행되고, 입력 전류값이 작게 되면 높은 흡입압(Ps)에서 개폐동작이 행하여진다. 압축기는, 설정된 흡입압(Ps)을 유지하고, 사판(22)의 경사각을 변경하여, 그 토출용량을 변경한다. 즉, 용량제어밸브(49)는, 입력 전류값을 바꾸어 흡입압(Ps)의 설정치를 변경하는 역할 및 흡입압(Ps)에 관계없이 최소용량운전을 행하는 역할을 맡고 있다. 이러한 용량제어밸브(49)를 구비함으로써, 압축기는 냉동회로의 냉동능력을 변경하는 역할을 맡고 있다.

사판(22)의 경동에 연동하는 차단본체(28)는, 흡입통로(32)의 통과단면적을 서서히 감소해 간다. 상기 완만한 통과단면적변화에 의한 조임작용이, 흡입통로(32)로 부터 흡입실(37)의 냉매가스유입량을 서서히 감소시킨다. 이때문에, 흡입실(37)로부터 실린더보어(11a) 내로 흡입되는 냉매가스량도 서서히 감소해 가고, 토출용량이서서히 감소해 간다. 따라서, 토출압(Pd)이 서서히 감소개 가고, 압축기에 있어서의 부하토오크가 단시간에 크게 변동하는 것은 아니다. 그 결과, 최대 토출용량으로부터 최소토출용량에 이르는 사이의 클러치레스 압축기에 있어서의 부하토오크의 변동이 완만하게 되고, 부하토오크의 변동에 의한 충격이 완화된다.

사판(22)의 경사각이 최소가 되면, 차단본체(28)가 위치결정면(33)에 접촉하여, 흡입통로(32)가 차단된다. 상기 상태로서는, 흡입통로(32)에 있어서의 통과단면적이 영이 되어, 외부냉매회로(52)로부터 흡입실(37)에의 냉매가스유입이 저지된다. 상기 사판(22)의 최소 경사각은,0o 보다도 약간 크도록 설정되어 있다. 상기 최소 경사각상태는, 차단본체(28)가 흡입통로(32)와 수용구멍(27)과의 연결을 차단하는 닫음 위치에 배치되었을 때에도 초래된다. 차단본체(28)는, 상기 닫음위치와 상기 위치에서 이간한 열림위치에 사판(22)으로 · 연동하여 바꾸어 배치된다.

사판(22)의 최소 경사각은 0° 가 아니므로, 최소 경사각상태에 있어서도, 실린더보어(11a)에서 토출실(38)에의 냉매가스의 토출은 행하여지고 있다. 실린더보어(11a)에서 토출실(38)로 토출된 냉매가스는, 급기통로(48)를 통하여 크랭크실(15)에 유입한다. 크랭크실(15)내의 냉매가스는, 축심통로(46) 및 방압통구(47)에서 구성되는 방압통로를 통해 흡입실(37)에 유입한다. 흡입실(37)내의 냉매가스는, 실린더보어(11a) 내에 흡입되어, 재차 토출실(38)에 토출된다. 즉, 최소 경사각상태로서는, 토출압영역인 토출실(38), 급기통로(48), 크랭크실(15), 축심통로(46), 방압통구(47), 수용구멍(27), 흡입 압영 역 인 흡입실(37), 실린더보어(11a)를 경유하는 순환통로가 압축기내에 형성되어 있다. 그리고, 토출실(38), 크랭크실(15) 및 흡입실(37)의 사이에는, 압력차가 생기고 있다. 따라서, 냉매가스가 상기 순환통로를 순환하여, 냉매가스와 동시에 유동하는 윤활유가 압축기내의 각 접동부를 윤활한다.

공기조절장치 작동스위치(60)가 온상태로서, 사판(22)이 최소 경사각위치에 있는 상태에 있어서, 차실내의 온도가 상승하여 냉방부하가 증대하면, 실온센서(59)에 의해서 검출된 온도가 실온설정기(58)의 설정온도를 초과한다. 제어컴퓨터(57)는,상기 검출온도변이에 근거하여, 솔레노이드(63)의 려자를 지령한다. 솔레노이드(63)의 려자에 의해, 급기통로(48)가 닫혀지고, 크랭크실(15)의 압력(Pc)이 심축통로(46)및 방압통구(47)을 사이에 둔 방압에 근거하여 감압해 간다. 상기 감압에 의해 흡입통로개방스프링(29)이 도 3의 축소상태로부터 신장한다. 그리고, 차단본체(28)가, 위치결정면(33)으로부터 이간하여, 사판(22)의 경사각이 도 3의 최소 경사각상태로부터 증대한다. 차단본체(28)의 이간에 따른 흡인통로(32)에 있어서의 통과단면적이 완만히 증대해 가고, 흡입통로(32)로부터 흡입실(37)의 냉매가스유입량은 서서히 증가해간다. 따라서, 흡입실(37)로부터 실린더보어(11a)내에 흡입되는 냉매가스량도 서서히 증대하여, 토출용량이 서서히 증대해 · 간다. 그 때문에, 토출압(Pd)이 서서히 증대하고, 압축기에 있어서의 부하토오크가 단시간에 크게 변동하는 것은 아니다. 그 결과, 최소 토출용량으로부터 최대 토출용량에 이르는 사이의 클러치레스압축기에 있어서의 부하토오크의 변동이 완만하게 되어, 부하토오크의 변동에 의한 총격이 완화된다.

외부구동원을 이루는 차량엔긴이 정지하면, 압축기의 운전도 정지, 즉 사판(22)의 회전도 정지하여, 용량제어밸브(49)의 솔레노이드(63)의 통전도 정지된다. 이때문에, 솔레노이드(63)가 소자되어, 급기통로(48)가 개방되고, 사판(22)의 경사각은 최소로 된다. 압축기의 운전정지상태가 계속되면, 압축기내의 압력이 균일화하지만, 사판(22)의 경사각은 경사각 감소스프링(26)의 부세력에 의해서 작은 경사각으로 유지된다. 따라서, 차량엔진의 기동에 의해서 압축기의 운전이 개시되면, 사판(22)은 부하토오크의 가장 적은 최소 경사각상태로부터 회전개사하여, 압축기의 기동시의 쇼크도 거의 없다.

그런데, 압축기의 회전수(Nc)가 클수록, 압축기의 단위시간당의 토출용량이 커진다. 그리고, 외부냉매회로(52)내에 공급되는 냉매가스량이 많아져, 냉방능력이 증대한다. 외부냉매회로(52)내의 냉매가스의 유량은, 증발기(55)의 출구측의 냉매가스온도의 변동에 따라서, 팽창밸브본체(54)에 의해 제어되고 있다. 즉, 냉방부하가 일정하면, 증발기(55)로 기화되어 압축기로 공급되는 냉매가스량도 일정하게 된다. 상기 상태로, 압축기의 회전수(Nc)가 상승하면, 실린더보어(11a)내의 냉매가스의 흡입량이 증대되고, 흡입압(Ps)이 저하한다. 이 때문에, 용량제어밸브(49)의 감압실(71)에 도입되는 흡입압(Ps)이 저하되어, 베로즈(73)가 신장한다. 상기 베로즈(73)의 변위가, 감압로드(75)를 통해 밸브본체(67)에 전달되어 급기통로(48)를 개방도가 증대된다. 그리고, 토출실(38)로부터 크랭크실(15)의 고압의 냉매가스의 공급량이 증대되어, 사판

(22)의 경사각이 감소되어, 토출용량이 감소된다. 측, 압축기의 회전수(Nc)가 상승할수록, 실린더보어(11a)내의 냉매가스의 흡입량이 증대되어, 압축기의 토출용량이 자동적으로 감소된다.

다음에, 상기 실시 예의 압축기가 고회전수영역으로 운전되는 경우의 제어에 대하여 설명한다.

외부구동원을 이루는 차량엔진의 회전수(Ne)가 상승하면, 셀트(18) 및 풀리(17)를 통해 차량엔진의 회전이 전달되어, 구동샤프트(16)의 회전수, 즉 압축기의 회전수(Nc)도 상승한다. 여기에서, 제어 컴퓨터(57)는, 탑재차종마다 결정되어 기억된 차량엔진과 풀리(17)와의 풀리비와, 엔진회전수센서(61)로부터 입력되는 엔진회전수(Ne)로써, 압축기의 회전수(Nc)를 산출한다. 산출된 압축기의 회전수(Nc)가, 소정의값, 예를들면 5000㎜을 초과하여 고회전수영역으로 이행할 때, 솔레노이드(63)의 입력전류값(I)이 도 4에 나타내는 I I≥I I 2의 범위인 경우에는, 제어컴퓨터(57)는,구동회로(62)에 대하여 솔레노이드(63)의 입력전류값을 일정값(12)으로 변경하도록 지령한다. 이때문에, 도면에 있어서 사선으로 나타내는 영역이, 입력 전류값(I)의 사용범위가 된다. 그리고, 입력 전류값(12)에 대응하도록 고정철심(78)과 가동철심(80)과의 흡입력이 감소되어, 밸브본체(67)의 부여 하중이 감소되어 설정흡입압이 상승된다. 용량제어밸브(49)의 밸브본체(67)는 보다 높은·흡입압(Ps)에서 개폐되어, 압축기는 설정된 흡입압을 유지하고, 사판(22)의 경사각을 감소하여, 그 토출용량이 감소된다. 즉, 고회전수영역에서는 압축기가 최대 용량운전상태로 되지 않도록 되어 있다.

여기에서, 설정흡입압의 변경은, 솔레노이드(63)의 입력 전류값을 일정값(12)으로 변경함으로써 행한다. 상기 상태로서는, 상술한 바와 같이, 베로즈(73)의 작용에 의해, 압축기의 회전수(Nc)의 상승에 따라서 토출용량이 자동적으로 감소된다.

그리고, 도 5에 나타낸 바와 같이, 상기의 실린더보어(11a)내의 흡입량의 증대와 압축기의 토출용량의 감소가 밸런스한 상태로 되어, 흡인통로(32) 및 흡입실(37)의 압력(Ps)이 설정흡입압에 거의 유지된다. 그리고, 외부냉매회로(52)의 증발기(55)의 압력이 일정하게 유지되고, 압축기의 회전수(Nc)에 관계없이 최대 냉방능력이 일정하게 유지된다.

이상과 같이 구성된 상기 실시예에 의하면, 이하의 효과가 있다.

(a) 압축기의 회전수(Nc)가 5000lpm을 초과할 때에, 솔레노이드(63)의 입력전류값(I)가 소정의 값(12)보다 큰 경우에는, 솔레노이드(63)의 입력 전류값이 일정값(I2)으로 변경된다. 이때문에, 설정흡입압이 상승되어, 보다 높은 흡입압(Ps)에서 밸브본체(67)의 개폐가 행하여지고, 압축기의 토출용량이 감소된다. 따라서, 고회전수영역에 있어서, 압축기가 최대 토출용량운전되지 않고, 압축기의 부담이 감소된다. 즉, 고속회전상태로, 베어링(30,34) 및 립실(20) 둥의 접동부에 작용하는 압축반력에 근거하여 하중 및 크랭크실(15) 내의 압력(Pc)이 감소된다. 그리고, 고회전수영역에 있어서도, 이들 접동부의 윤활·냉각을 확보하기 쉽게 된다. 따라서, 솔레노이드(63)의 입력 전류값(I)를 일정치(L)로 변경한다고 한 간단한 제어를 행할 뿐으로, 압축기의 내구성을 향상할 수 있다.

(b) 냉방부하가 일정하게 도달한 상태로 압축기의 회전수(Nc)가 상승하면, 흡입압(Ps)의 변동이, 베로즈(73)로 검출되는 동시에 밸브본체(67)에 전달되어, 급기통로(48)의 개방도가 조절된다. 이때문에, 압축기의 회전수(Nc)의 상승에 따라서 그 토출용량이 자동적으로 감소된다. 따라서, 회전수가 상승할 수록, 압축기의 토출용량이 감소되어, 압축기의 부담이 감소된다.

(c) 모든 회전수영역에 있어서, 압축기내부의 용량제어 밸브(49)의 베로즈(72)에 의해, 흡입압(Ps)의 변동에 따라서 자동적으로 압축기의 토출용량이 제어된다. 이때문에, 외부의 제어 컴퓨터(57)에 의해서, 각 회전수(Nc)에 대응하는 적당한 흡입압을 그 때마다 산출할 필요가 없다. 따라서, 수많은 검출데이터 및 기억데이터를 필요로 하지 않고, 간단한 구성 및 제어로 고회전수영역에 있서서의 압축기의 부하를 감소할 수 있다. 게다가 제어컴퓨터(57)의 부담 및 메모리의 소비를 경감할 수 있다.

(d) 압축기의 회전수(Nc)가 500(h¬pm를 초과하여 상승한 경우, 용량제어밸브(49)의 솔레노이드(63)에 입력전류가, 단계적으로 일정값이 되도록·변경된다. 이때문에, 회전수의 상승에 따른 흡입용적의 증대와 베로즈(73)의 작용에 의한 토출용량의 감소와 밸런스에 의해서, 흡인통로(32)의 압력이 거의 일정하게 유지된다. 따라서, 외부냉매회로(52)의 증발기(55)에 있어서의 압력이 일정하게 유지되고, 냉방능력이 일정하게 유지된다.

제 2 실시예

다음에, 상기 발명을 크랭크실이 흡인통로의 일부 구성하는 클러치레스 가변용량형 압축기에 구체화한 제 2 실시예에 대하여, 도 6 내지 도 8에 근거하여 상기 제 1 실시예와 다른 부분을 중심으로 설명한다.

도 6에 나타낸 바와 같이, 제 2 흡입통로(91)는, 실린더블럭(11)에 형성되고, 그 후단에는 수용실(27)이 연결되는 동시에, 전단에는 크랭크실(15)이 연결되어 있다. 그리고, 흡입통로(32)로부터 수용구멍(27)내로 공급되는 냉매가스가, 상기 제 2흡입통로(91)를 통해 크랭크실(15)내에 도입된다.

도입통로(92)는, 상기 크랭크실(15)과 흡입실(37)의 사이에 관통형성되어, 상기 도입통로(92)를 통해, 냉매가스가 크랭크실(15)로부터 흡입실(37)내에 도입되도록 되어 있다. 또한, 상기 도입통로(92)는, 구동샤프트(16)의 중심에 형성된 축심통로(46)와, 실린더블럭(11)으로부터 밸브플레이트(14) 및 리어하우징(13)에 걸쳐서 형성된 조정통로(93)를 구비하고 있다. 그리고, 축심통로(46)는, 전단의 입구(46a)가 립실(20) 부근의 크랭크실(15)내에 개구되는 동시에, 후단의 출구(4砧)가 차단본체(28)의 내부에 개구되어 있다. 통과구멍(94)은, 차단본체(28)의 의주에 형성되어, 상기 통과구멍(94)을 통해 차단본체(28)의 내부가 조정통로(93)에 연결되어 있다.

조정밸브실(95)은, 상기 도입통로(92)에 있어서의 조정통로(93)의 도중에 형성되고, 그 전단에는 데이퍼형상의 조정밸브(96)가 형성되어.있다. 조정밸브로서 스풀밸브(97)는, 조정밸브실(95)내로 이동가능하게 수용되어 있다. 그 스풀밸브(97)의 전단에는 조정밸브구멍(96)에 대향하여, 그 조정밸브구멍(96)의 통로 단면적을 조정하기위한 데이퍼형상의 조임밸브부(98)가 형성되어 있다. 스프링(99)은, 스풀밸브(97)와 조정밸브실(95)의 전단과의 사이에 장착되어, 상기 스프링(99)에 의해 스풀밸브(97)가 조정밸브구멍(96)로

부터 이간하는 방향에 부세되어 있다.

통로로서의 압력부여통로(100)는, 상기 토출실(38)을 스풀밸브(97)의 배면측의조정밸브실(95)내의 제어압실(101)에 연결하게 하도록, 리어하우징(13)내에 형성되어 있다. 방압통로(102)는, 스풀밸브(97)의 배면측의 제어압실(101)을 크랭크실(15)에 연결시키도록, 랴하우징(13), 밸브플레이트(14) 및 실린더블럭(11)에 연결하여 형성되어 있다. 용량제어밸브(49)는, 상기 압력부여통로(100)의 도중에 위치하도록 리어하우징(13)에 장착되어 있다.

또한, 상기 제 2 실시예에 있어서는, 도 8에 나타낸 바와 같이, 압축기의 회전수(Nc)가 제 1 소정치를 초과하는 고회전수영역에서의 솔레노이드(63)의 입력 전류값의 제어가, 상기 제 1 실시예와 다르다. 즉, 회전수(Nc)가 제 1 소정치, 예를 들면 5000 rpm을 초과할 때에, 입력 전류값이 I1≥I≥I2의 범위인 경우, 제어컴퓨터(57)는 구동회로(62)에 대하여 입력 전류값을 연속적으로 변경하도록 지령한다. 그리고, 제어컴퓨터(57)는, 압축기의 회전수(Nc)가 제 2의 소정치, 예를들면 6500rpm에 도달한 상태로서는, 입력전류값이 일정치(I2)가 되도록 지령한다.

다음에, 상기와 같이 구성된 클러치레스 가변용량압축기기의 동작에 대하여 설명한다.

냉방부하가 큰 경우에는, 도 6에 나타낸 바와 같이, 용량제어밸브(49)의 솔레노이드(63)의 입력전류가 증대되어, 그 솔레노이드(63)가 강하게 려자되어, 밸브본체(67)가 밸브구멍(68)의 개방도를 감소하는 방향으로 부세된다. 밸브본체(68)의 밸브 개방도가 작게 되면, 토출실(38)로부터 압력부여통로(100)를 경유하여, 스풀밸브(97)의 배면측의 제어압실(101)내에 유입하는 냉매가스량이 적어진다. 한편, 제어압실(101)내의 냉매가스는, 방압통로(102)를 경유하여 크랭크실(15)에 류출하고 있다. 이때문에, 제어 압실(101)내의 압력 이 저하하여, 스풀밸브(97)가 후방으로 이동배치되어, 조임밸브부(98)의 조임도가 작게 되어, 조정밸브구멍(96)의 통로단면적이 커진다. 그리고, 크랭크실(15)로부터 도입통로(92)를 통해 흡입실(37)에 유입하는 냉매가스량이 상기 조임밸브부(98)의 조임도에 따라서 증대하여, 흡입실(37)의 압력이 높여진다.

이때문에, 피스톤(35)을 통해 대향하는 크랭크실(15)의 압력(Pc)과 실린더보어(11a)내의 보어내 압력(P)과의 사이의 압력차이가 작게 되어, 사판(22)이 최대 경사각측으로경동된다.

상기 상태로서는, 외부냉매회로(52)로부터 흡입통로(32)에 공급되는 냉매가스는, 수용구멍(27) 및 제 2 흡입통로(91)를 통해 크랭크실(15)내에 도입된 후, 유입통로(92)의 축심통로(46), 차단본체(28)의 내부, 통과구멍(94) 및 조정통로(93)를 통해 흡입실(37)내에 도입된다.

압력부여통로(100)의 통과단면적 이 영, 즉 용량제어 밸브(49)의 밸브본체(67)가밸브구멍(68)을 완전히 폐지한 상태가 되면, 토출실(38)로부터 제어압실(101)의 냉매가스의 공급은 행하여지지 않는다. 그리고, 실린더보어(11a)내의 보아내 압력(P)과, 크랭크실(15)내의 압력(Pc)이 거의 동일하게 되어, 사판(22)이 최대 경사각상태에 유지되어, 토출용량은 최대가 된다.

또한, 상기 상태로서는, 용량제어밸브(49)의 폐지에 의해 압력부여통로(100)가 닫혀지고 있다. 이때문에, 토출실(38)내에 토출된 고압냉매가스는, 압력부여통로(100) 및 방압통로(102)를 통해 크랭크실(15)내로 공급되지 않고, 외부냉매회로(52)에 공급된다.

반대로, 냉방부하가 작은 경우에는, 도 7에 나타낸 바와 같이, 용량제어밸브(49)의 솔레노이드(63)의 입력전류가 감소되어, 그 솔레노이드(63)의 려자력이 약하게 되어, 밸브본체(67)의 밸브개방도가 작게 되는 방향의 부세력이 감소한다. 밸브본체(67)의 밸브개방도가 커지면, 토출실(38)로부터 압력부여통로(100)를 경유하여, 스풀밸브(97)의 배면측의 제어압실(101)내에 유입하는 냉매가스량이 많아져, 제어압실(101)내의 압력이 상승한다. 이에 따라, 스풀밸브(97)가 전방으로 이동배치되고, 조임밸브부(98)의 조임도가 커져, 조정밸브구멍(96)의 통로단면적이 작게 된다. 그리고, 크랭크실(15)로부터 도입통로(92)를 통해 흡입실(37)에 유입하는 냉매가스량이 상기조임밸브(98)의 조임도에 따라서 감소하고, 흡입실(37)의 압력이 저하한다. 이때문에, 피스톤(35)을 통해 대향하는 크랭크실(15)의 압력(Pc)과 실린더보어(11a) 내의 보아내 압력(P)과의 사이의 차 압력이 크게되어, 사판(22)이 최소 경사각측으로 경동된다.

냉방부하가 없는 상태가 되면, 용량제어밸브(49)의 솔레노이드(63)의 전류의 공급이 정지되고, 그 솔레노이드(63)가 소자된다. 이 때문에, 밸브본체(67)의 밸브개방도가 작게 되는 방향의 부세력이 소실한 상태가 되어, 용량제어밸브(49)가 최대개방도로써 개방된 상태가 된다.

상기 압력부여통로(100)의 최대개방시에는, 토출실(38)내의 냉매가스가 스풀밸브(97)의 배면측의 제어압실(101)에 대량으로 공급되어, 제어 압실(101)내의 압력이 또한 상승한다. 이것에 의해, 스풀밸브(97)가 맨 앞쪽으로 이동배치되고, 조임밸브부(98)의 조임도가 최대로 되어, 조정밸브구멍(96)의 통로단면적이 최소가 된다.

그리고, 크랭크실(15)의 압력(Pc)과 실린더보어(11a)내의 보어내압력(P)의 사이의 압력차가 또한 커져, 사판(22)이 최소 경사각 위치에 유지되어 토출용량이 최소로 된다. 상기 사판(22)의 최소 경사각상버로서는, 상기 제 1의 실시 예와 같이 흡입통로(32)가 차단본체(28)에 의해 차단된다. 이 때, 토출실(38), 압력부여통로(100), 제어압실(101), 방압통로(102), 크랭크실(15), 도입통로(92), 흡입실(37) 및 실린더보어(11a)에서 순환통로가 형성되어, 상기 순환통로를 통해서 냉매가스가 내부에서 순환된다.

상기와 같이 구성된 상기 제 2의 실시 예에 의해서도, 상기 제 1의 실시 예기재의 거의 같은 효과가 얻어진다. 또한, 압축기의 회전수(Nc)의 제 1의 소정치와 제 2의 소정치와의 범위에 있어서, 솔레노이드(63)의 입력 전류값(I)가 연속적으로 변경되므로, 설정흡입압의 변경을 완만하게 행할 수 있다. 이때문에, 설정흡입압의 변경전후에 있어서, 차량엔진에 대한 압축기의 부하토오크의 변동에 따른 체감쇼크를 감소할 수 있다. 또한, 냉방능력의 변동에 의한 차실내의 냉각공기의 온도 변화를 감소할 수 있다.

제 3 실시예

본 제 3 실시예에 있어서는, 도 9에 나타낸 바와 같이, 압축기의 회전수(Nc)가 소정치를 초과하는 고회전수영역에서의 솔레노이드(63)의 입력 전류값(I)의 제어가 상기 각 실시예와 다르다. 즉, 회전수(Nc)가 소

정치, · 예를들면 5000 rpm을 초과한 영역에 있어서, 제어컴퓨터(57)에 회전수(Nc)가 상승함에 따라 연속적으로 감소하도록 최대 입력 전류값의 데이터가 기억된다. 입력 전류값(I)가 그 시점의 회전수(Nc)에 있어서의. 최대 입력 전류값에 도달하면, 제어컴퓨터(57)는 구동회로(62)에 대해 입력 전류값(I)을 연속적으로 감소하도록 지령한다.

상기와 같이 구성된 제 3의 실시 예에 의하면, 압축기의 회전수(Nc)가 상승함에 따라서, 솔레노이드(63)에의 입력 전류값(I)가 연속적으로 감소되어, 설정흡입압이 상승된다. 이때문에, 고회전수가 될수록, 보다 높은 흡입압(Ps)에서 밸브본체(67)가 개폐되어, 용량제어밸브(49)는 보다 높은 흡입압(Ps)을 유지하도록 작동한다. 따라서, 고회전수가 될수록 압축기의 토출용량이 감소되어, 고회전수영역에 있어서의 압축기의 부담을 또한 감소할 수 있어, 한층더 압축기의 내구성의 향상을 도모할 수있다.

또한, 본 발명은 아래와 같이 변경하여 구체화할 수도 있다.

(1) 상기 제 1 실시예에 있어서, 상기 크랭크실(15)과 토출압영역을 구성하는 토출실(38)과의 사이에 소정의 통과단면적을 갖는 급기통로(48)를 형성한다. 상기 크랭크실(15)과 흡입압영역을 구성하는 흡입실(37)과의 소정의 통로로서 배기통로를 형성하여, 그 배기통로의 도중에는 그 개방도를 조절하기 위한 용량제어밸브(49)를 설치한다. 그 용량제어밸브(49)는, 솔레노이드(63)의 입력 전류값이 증대할 수록, 밸브본체(67)가 밸브구멍(68)의 개방도를 감소하는 방향으로 부세되도록 구성한다. 그리고, 구동샤프트(16)의 회전수가 소정치 이상으로 되었을 때에, 설정흡입압을 올려야 할 상기 솔레노이드(63)의 입력전류를 변경하여, 토출용량을 감소하도록 하는 것.

이와 같이 구성하여도, 상기 제 1의 실시 예와 거의 동일한 효과를 얻을 수 있다.

(2) 상기 제 1의 실시 예에 있어서, 제 2 및 제 3의 실시 예의 솔레노이드(63)의 입력 전류값의 변경구성을 채용하는 것.

(3) 상기 제 2의 실시 예에 있어서, 제 1 및 제 3의 실시 예의 솔레노이드(63)의 입력 전류값의 변경구성을 채용하는 것.

(4) 상기 제 1 및 제 2의 실시 에에 있어서, 솔레노이드(63)의 입력전류값을 11에서 12로 변경할 때에, 계단형상으로 서서히 변경하는 것.

이와 같이 구성하면, 설정흡입압의 변경을 서서히 행할 수 있고, 차량엔진에 대한 압축기의 부하토오크의 변동에 · 따르는 체감쇼크를 감소할 수 있다. 또한, 냉방능력의 변동에 의한 차실내의 냉각공기의 내뿜는 온도의 변화를 감소할 수 있다.

(5) 상기 제 1 및 제 2의 실시 예에 있어서, 압축기의 회전수(Nc)가 상승함에 따라서, 솔레노이드(63)의 입력 전류값을, 단계적으로 복수의 일정치로 변경하는 것.

이와 같이 구성하면, 또한 고회전수영역에 있어서의 압축기의 부담을 경감할 수 있다.

(6) 상기 각 실시예에 있어서, 입력 전류값의 변경을 개시 하는 압축기의 회전수(Nc)를, 상기 각 실시 예 기재이의의 회전수, 예를들면 4000rpm,6000rpm 등으로 설정하는 것.

이와 같이 구성하면, 탑재차량의 상용엔진회전수를 맞추어, 알맞는 압축기의 회전수(Nc)까지 최대 용량운전을 확보하면서, 고회전수영역에서의 압축기의 부담을 감소할 수 있다.

(7) 상기 제 2의 실시 예에 있어서, 압축기의 회전수(Nc)의 제 2의 소정치를, 상기 실시 예에 기재이의의 회전수, 예를들면 6000rpm,7000rpm 등으로 설정하는 것.

이와 같이 구성하여도, 상기 제 2의 실시 예와 같은 작용효과를 얻을 수 있다.

(8) 본 발명을, 클러치부의 가변용량압축기 및 그 제어 방법에 있어서 구체화 하는 것.

[발명의 효과]

이상 상술한 바와 같이, 본 발명에 의하면 이하의 우수한 효과가 있다.

제 1 항 내지 제 3 항 및 제 7 항의 발명에 의하면, 냉방능력이 일정한 상태로서는, 감압기구의 작용에 의해 압축기 회전수의 상승에 따라서, 그 · 토출용량이 자동적으로 감소된다. 또한, 고속회전상태로 접동부에 작용하는 압축반력에 근거하는 하중 및 크랭크실내의 압력이 감소되어, 고회전수영역에.있어서도, 접동부의 윤활 · 냉각을 확보하기 쉽게 되어, 압축기의 내구성을 향상할 수 있다. 또한, 압축기의 용량제어에 있어서 필요하게 되는 검출데이터 및 기억데이터의 수를 감소할 수 있고, 간단한 구성 및 제어로 고회전수영역에서의 압축기의 부하를 감소할 수 있다. 더우기, 외부의 제어컴퓨터의 부담 및 메모리의 소비도 감소할 수 있다.

제 4 항 및 제 8 항의 발명에 의하면, 외부냉매회로의 증발기에 있어서의 압력이 일정하게 유지되어 냉방능력이 일정하게 유지되는 동시에, 복잡한 제어를 하지않고 압축기의 내구성을 향상할 수 있다.

제 5 항 및 제 9 항 기재의 발명에 의하면, 고회전수영역에 있어서의 압축기의 부담을 또한 감소할 수 있고, 또한 내구성의 향상을 도모할 수 있다. 또한, 차량엔진에 대한 부하토오크의 변동에 따른 체감쇼크 및 차실내의 냉각공기의 온도 변화를 감소할 수 있다.

제 6항 기재의 발명에 의하면, 구동샤프트가 외부구동원에 감시작동연결된 클러치레스 가변용량압축기의 용량제어기구로서 매우 적당하다.

(57) 청구의 범위

청구항 1

하우징의 내부에 크랭크실을 형성하는 동시에 구동샤프트를 회전가능하게 지지하며, 실린더블럭에 복수의 실린더보어를 형성하고, 상기 실린더보어 내에는 피스톤을 왕복운동가능하게 수용하며, 상기 구동샤프트에 캠플레이트를 일체회전가능하고 또한 요동가능하게 압착하고, 제어압실의 압력을 변경함으로써 상기 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 상기 피스톤을 사이에 세운 차를 제어하며, 그 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하고, 토출용량을 제어하도록 한 가변용량압축기에 있어서,

상기 크랭크실이 제어실을 겸하는 동시에, 상기 크랭크실과 토출압영역과의 사이를 연결하는 급기통로의 도중에는 그 개방도를 조절하기 위한 용량제어밸브본체를 설치하고, 그 용량제어밸브본체는 상기 급기통로를 개폐하는 밸브본체와, 흡입압영역에 연결된 감압실과, 그 감압실에 수용되어 흡입압의 변동을 상기 밸브본체에 전달하기 위한 감압기구와, 입력전류에 따라서 상기 밸브본체의 부여 하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경하기 위한 솔레노이드를 가지며, 상기 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 될 때, 상기 설정흡입압을 올리고 상기 솔레노이드의 입력전류를 변경하여 토출용량을 감소하도록 한 가변용량압축기.

청구항 2

제 1 항에 있어서, 상기 입력전류를 일정값으로 변경하도록 한 것을 특징으로 한 가변용량압축기.

청구항 3

제 1 항에 있어서, 상기 입력전류를 연속적으로 변경하도록 한 것을 특징으로 한 가변용량압축기.

청구항 4

제 1 항 내지 제 3 항 중 어느 한항에 있어서, 상기 구동샤프트가 외부구동원에 항상 작동연결된 것을 특징으로 한 가변용량압축기.

청구항 5

하우징의 내부에 크랭크실을 형성하는 동시에 구동샤프트를 회전가능하게 지지하며, 실린더블럭에 복수의 실린더보어를 형성하고, 그 실린더보어내에는 피스톤을 왕복운동가능하게 수용하며, 상기 구동샤프트에 캠플레이트를 일체 회전가능하고 또한 요동가능하게 압착하고, 제어압실의 압력을 변경함으로써 상기 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 상기 피스톤을 사이에 세운 차를 변경하며, 그 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하고, 토출용량을 제어하도록 한 가변용량압축기에 있어서,

상기 크랭크실은 흡입통로를 통해 외부냉매회로에 접속하며, 상기 크랭크실과 흡입실과의 사이에 도입통로를 형성하고, 그 도입통로의 도중에는 그 개방도를 조절하기 위한 조정밸브를 설치하며, 그 조정밸브의 배면에 상기 제어압실을 형성하고, 그 제어압실과 토출압영역과의 사이에 압력부여통로를 설치하며, 그 압력부여통로의 도중에 용량제어밸브를 설치하고, 그 용량제어밸브는 상기 압력부여통로를 개폐하는 밸브본체와, 흡입압영역에 연결된 감압실과, 그 감압실에 수용되어 흡입압의 변동을 상기 밸브본체에 전달하는 감압기구와, 입력전류에 따라서 상기 밸브본체에의 부여 하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경하기 위한 솔레노이드를 가지며, 상기 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 될 때, 상기 설정흡입압을 올리고 상기 솔레노이드의 입력전류를 변경하여 토출용량을 감소하도록 한 가변용량압축기.

청구항 6

제 5 항에 있어서, 상기 입력전류를 일정값으로 변경하도록 한 것을 특징으로 하는 가변용량압축기.

청구항 7

제 5 항에 있어서, 상기. 입력전류를 연속적으로 변경하도록 한 것을 특징으로 하는 가변용량압축기.

청구항 8

제 5 항 내지 제 7 항 중 어느 한 항에 있어서, 상기 구동샤프트가 외부구동원에 항상 작동연결된 것을 특징으로 하는 가변용량압축기.

청구항 9

하우징의 내부에 크랭크실을 형성하는 동시에 구동샤프트를 회전가능하게 지지하고, 실린더블럭에 복수의 실린더보어를 형성하며, 그 실린더보어내에는 피스톤을 왕복운동가능하게 수용하고, 상기 구동샤프트에 캠플레이트를 일체 회전가능하고 또한 요동가능하게 압착하며, 제어압실의 압력을 변경함으로써 상기 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 상기 피스톤을 사이에 세운 차를 변경하고, 그 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하여, 토출용량을 제어하도록 한 가변용량압축기에 있어서,

상기 크랭크실이 제어압실을 겸하는 동시에, 상기 크랭크실과 토출압영역과의 사이에 소정의 통과단면적을 갖는 급기통로를 형성하며, 상기 크랭크실과 흡입압 영역과의 사이에 배기통로를 형성하고, 그 배기통로의 도중에는 그 개방도를 조절하기 위한 용량제어밸브를 설치하고, 그 용량제어밸브는 상기 배기통로를 개폐하는 밸브본체와, 흡입압영역에 연결된 감압실과, 그 감압실에 수용되어 흡입압의 변동을 상기 밸브본체에 전달하기 위한 감압기구와, 입력전류에 따라서 상기 밸브본체의 부여하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경하기 위한 솔레노이드를 가지며, 상기 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 되었을 때에, 상기 설정흡입압을 올리고 상기 솔레노이드의 입력전류를 변경하여, 토출용량을 감소하도록 한 가변용량압축기.

청구항 10

제 9 항에 있어서, 상기 입력전류를 일정값으로 변경하도록 한 것을 특징으로 하는 가변용량압축기.

청구항 11

제 10 항에 있어서, 상기 입력전류를 연속적으로 변경하도록 한 것을 특징으로 하는 가변용량압축기.

청구항 12

제 9 항 또는 제 11 항에 있어서, 상기 구동샤프트가 외부구동원에 항상 작동연결된 것을 특징으로 하는 가변용량압축기.

청구항 13

하우징의 내부에 크랭크실을 형성하는 동시에 구동샤프트를 회전가능하게 지지하며, 실린더블럭에 복수의 실린더보어를 형성하고, 그 실린더보어내에는 피스톤을 왕복운동가능하게 수용하며, 상기 구동샤프트에 캠플레이트를 일체 회전가능하고 또한 요동가능하게 압착하고, 제어압실의 압력을 변경함으로써 상기 캠플레이트를 수용하는 크랭크실의 압력과 실린더보어내의 압력과의 상기 피스톤을 사이에 세운 차를 변경하여, 그 차에 따라서 캠플레이트의 경사각을 변경하여, 토출용량을 제어하도록 한 가변용량압축기 제어방법에 있어서,

흡입압을 용량제어밸브본체의 감압실에 도입하고, 상기 흡입압의 변동을 감압기구를 통해 상기 제어압실과 토출압영역 및 흡입압영역의 어느 한쪽과의 사이의통로를 개폐하는 밸브본체에 전달하는 동시에, 입력전류에 따라서 솔레노이드로부터의 부여 하중을 변화시켜 설정흡입압을 변경하며, 상기 구동샤프트의 회전수가 소정치 이상으로 될 때, 상기 설정흡입압을 올리고 상기 솔레노이드의 입력전류를 변경하고, 토출용량을 감소시키는 가변용량압축기 제어 방법.

청구항 14

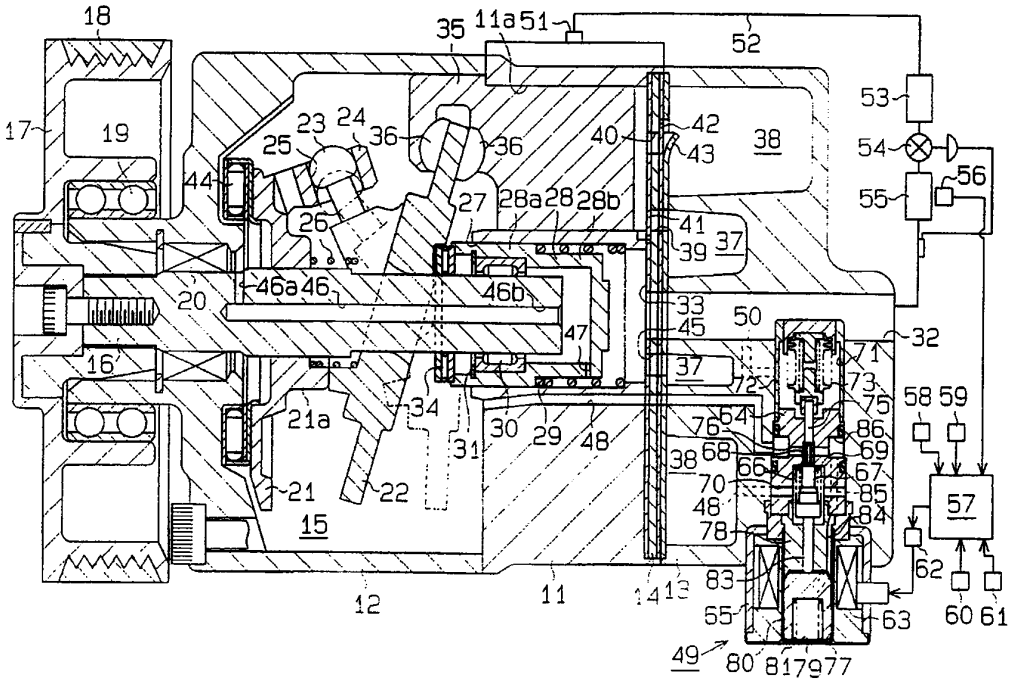
제 13 항에 있어서, 상기 입력전류를 일정값으로 변경하는 것을 특징으로 하는 가변용량압축기 제어방법.

청구항 15

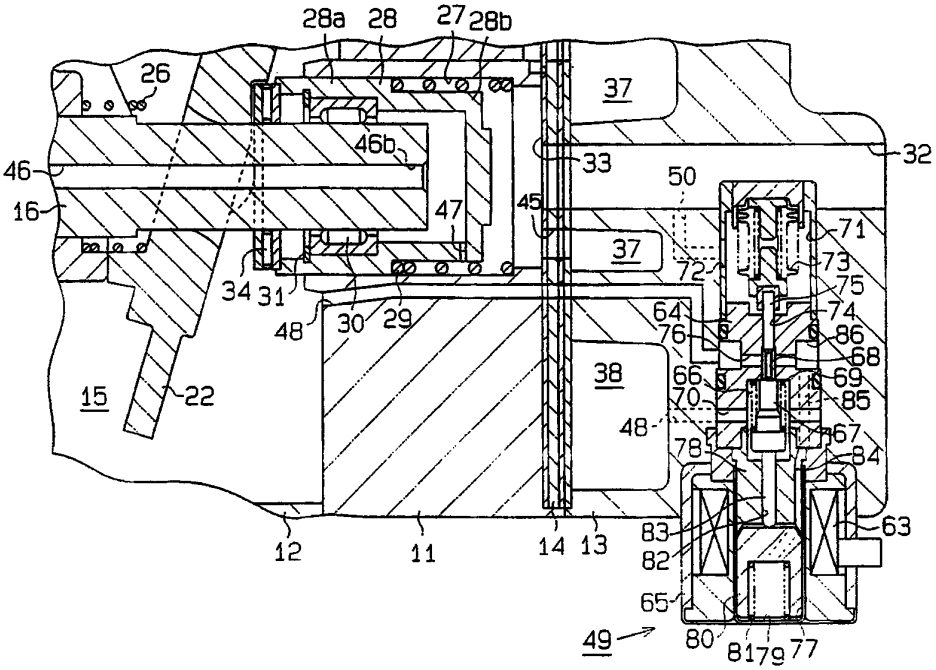
제 13 항에 있어서, 상기 입력전류를 연속적으로 변경하는 것을 특징으로 하는 가변용량압축기 제어방법.

도면

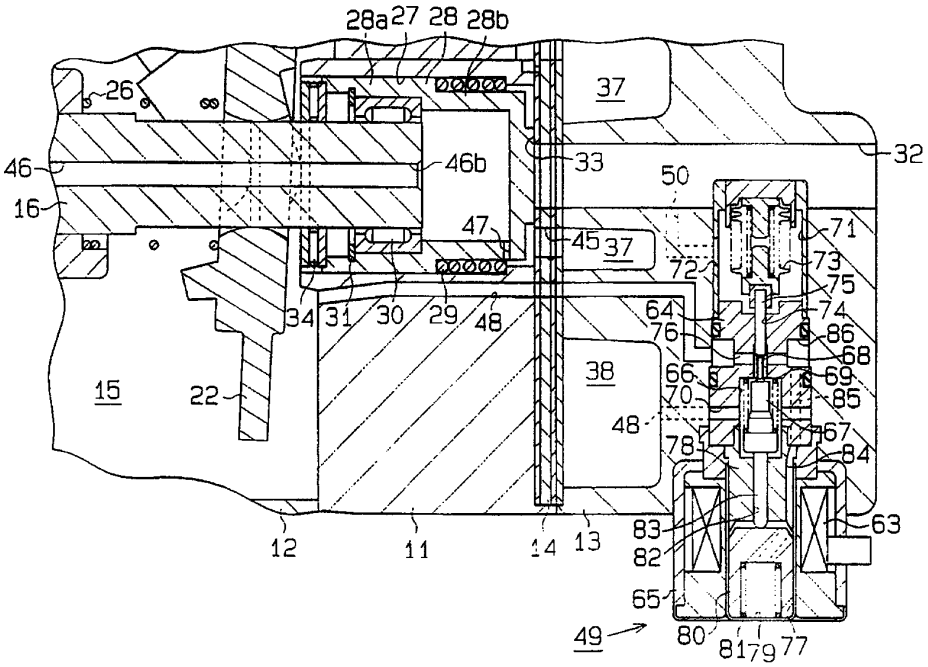
도면1



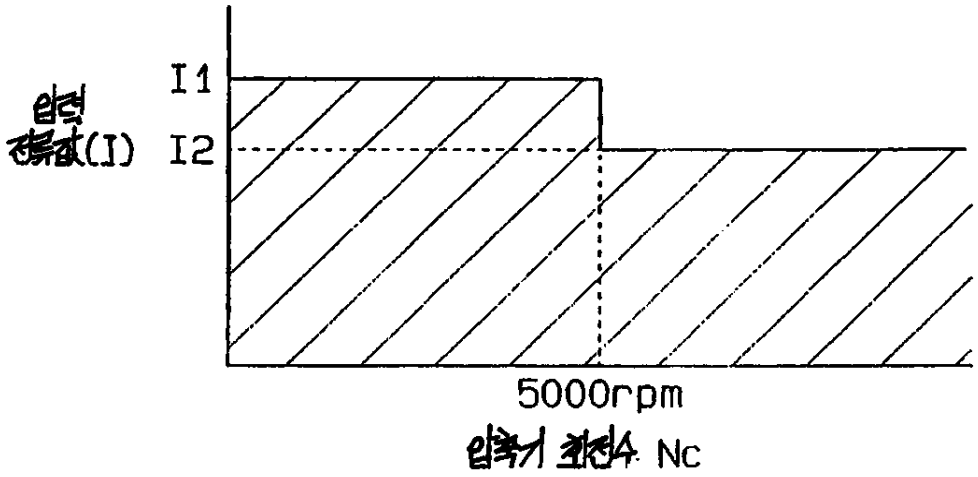
도면2


28a
28
27
28b
26
37
46b
46
16
33
32
50
47
45
71
37
72
73
75
34
31
48
30
29
64
74
76
86
68
38
66
69
70
85
15
22
48
67
78
84
63
83
82
12
11
14
13
65
49
80
81
79
77

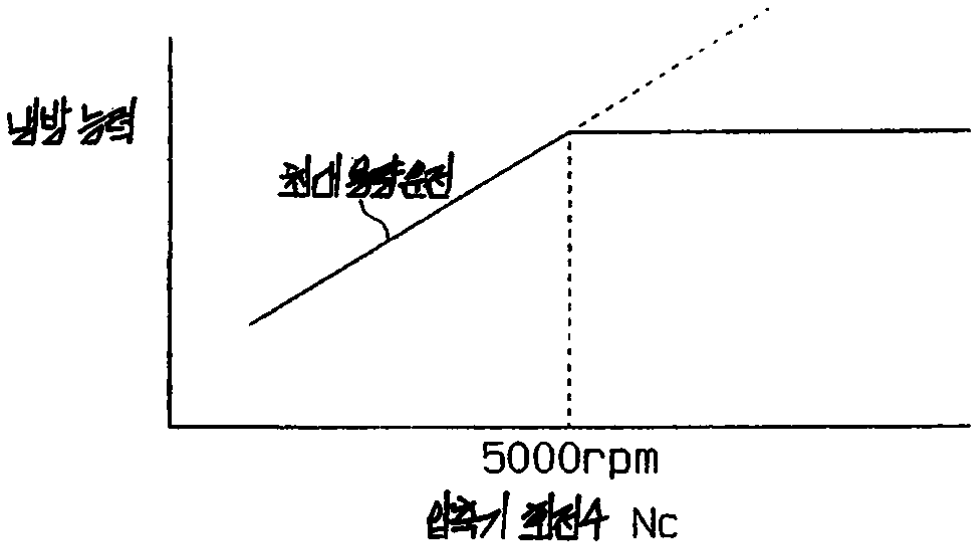
도면3


28a
27
28
28b
26
37
46
46b
33
32
16
50
47
45
37
71
72
73
75
34
31
30
29
48
64
74
76
86
68
38
66
69
70
85
15
22
48
67
78
84
63
83
82
12
11
14
13
65
49
80
81
79
77

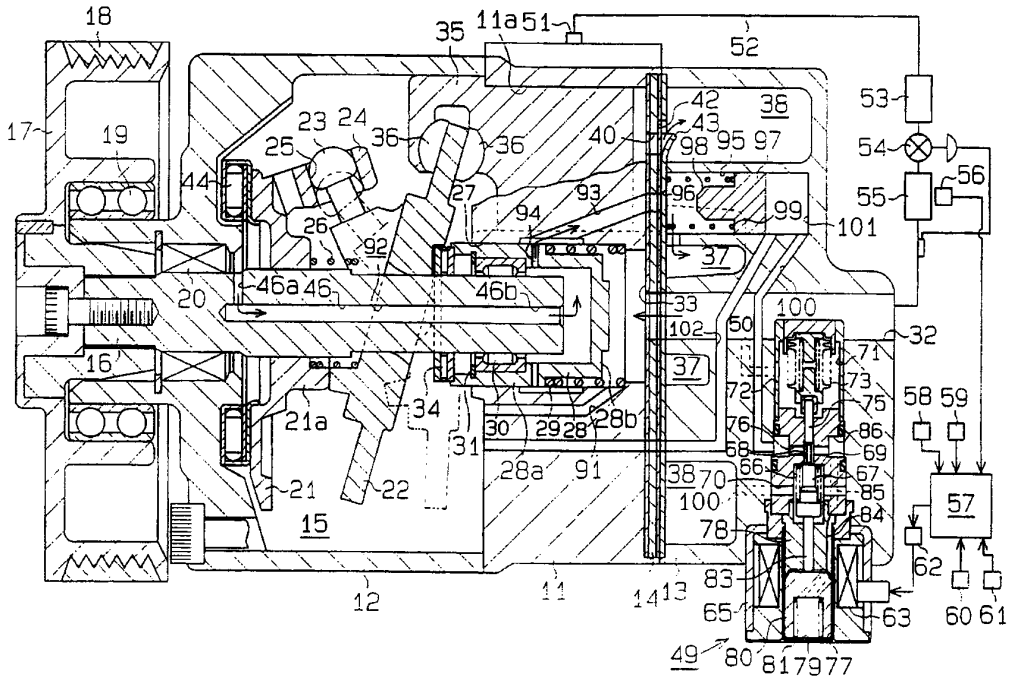
도면4



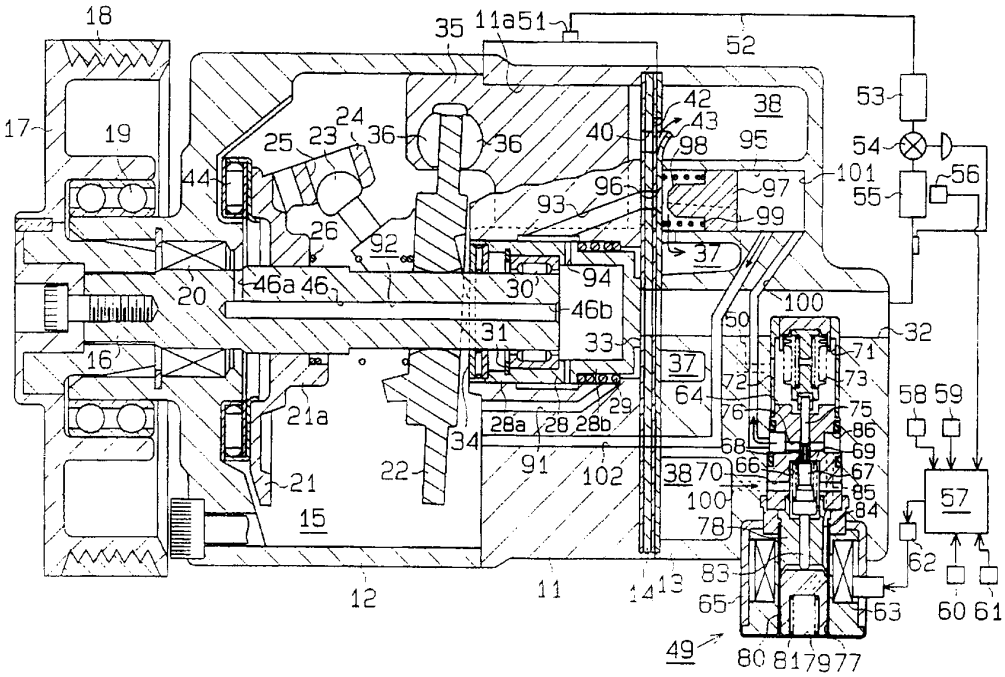
도면5



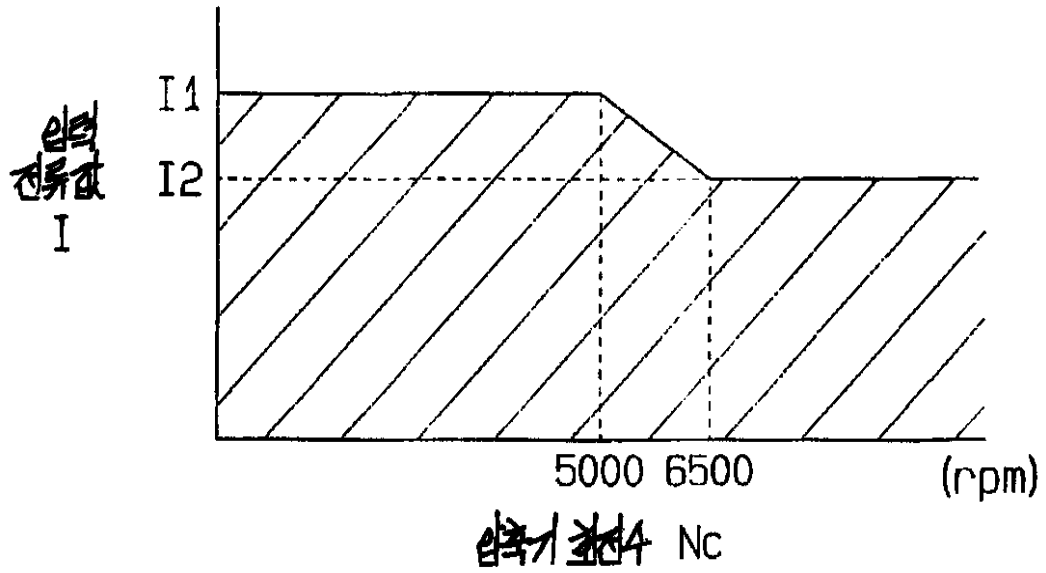
도면6


18
35
11a
51
52
53
54
55
56
17
19
23
24
25
36
36
40
42
43
38
98
95
97
44
27
93
96
99
101
26
92
94
37
20
46a
46
46b
33
100
102
50
32
16
37
71
73
72
75
58
59
21a
34
30
29
28
28b
76
86
68
69
31
28a
91
66
67
38
70
85
21
22
100
57
15
78
84
62
83
12
11
14
13
65
63
60
61
49
80
81
79
77

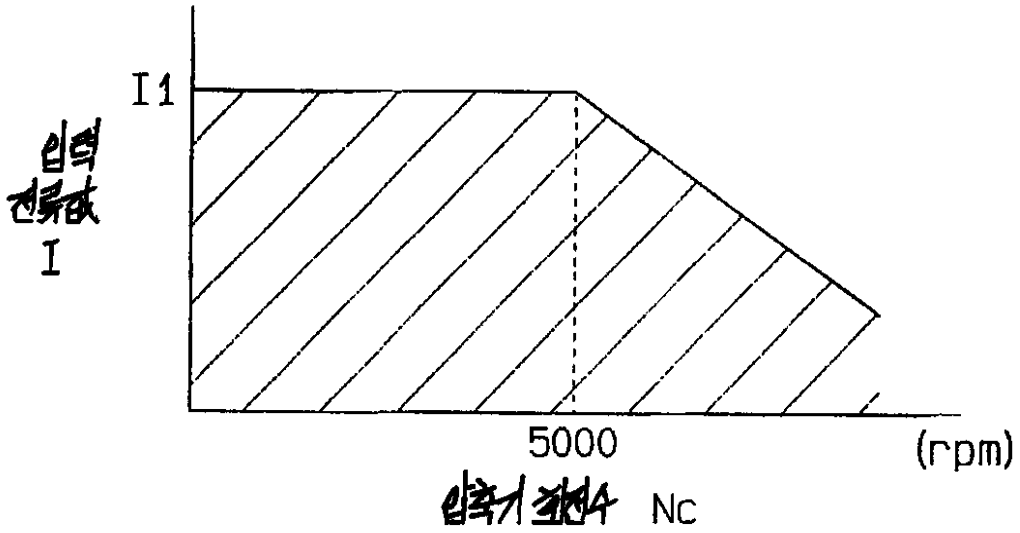
도면7


18
35
11a
51
52
53
17
19
24
25
23
36
36
40
42
43
38
98
95
54
101
56
44
96
97
55
93
99
26
92
37
94
20
46a
46
30
46b
100
50
32
31
33
16
37
71
73
72
64
75
58
59
21a
29
76
86
28a
28
28b
68
69
34
91
102
66
67
38
70
85
21
22
100
57
15
78
84
62
83
12
11
14
13
65
63
60
61
49
80
81
79
77

도면8


I1
I2
입력 전류값 I
5000
6500
(rpm)
입력기준값 Nc

도면9


I1
입력 전류값 I
5000
(rpm)
입력기준값 Nc