



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2010-0123729
(43) 공개일자 2010년11월24일

(51) Int. Cl.

F25B 1/00 (2006.01) *F24F 11/02* (2006.01)
F25B 5/02 (2006.01)

(21) 출원번호 10-2010-7020901

(22) 출원일자(국제출원일자) 2009년02월27일

심사청구일자 2010년09월17일

(85) 번역문제출일자 2010년09월17일

(86) 국제출원번호 PCT/JP2009/000893

(87) 국제공개번호 WO 2009/107395

국제공개일자 2009년09월03일

(30) 우선권주장

JP-P-2008-048540 2008년02월28일 일본(JP)

(71) 출원인

다이킨 교교 가부시키키가이샤

일본국 오사카시 기타구 나카자끼니시 2초메 4반
12고우메다센터빌딩

(72) 발명자

오카모토 데즈야

일본 5918511 오오사카후 사카이시 기따꾸 가나오
까쵸 1304반쵸 다이킨 교교 가부시키키가이샤 사까
이 세이사꾸쇼 가나오까 고오쵸오 내

가사하라 신이찌

일본 5918511 오오사카후 사카이시 기따꾸 가나오
까쵸 1304반쵸 다이킨 교교 가부시키키가이샤 사까
이 세이사꾸쇼 가나오까 고오쵸오 내

(74) 대리인

이중희, 장수길

전체 청구항 수 : 총 2 항

(54) 냉동장치

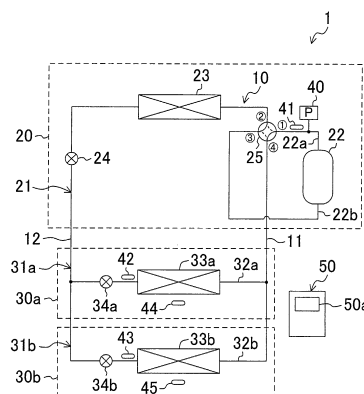
(57) 요약

공기조화장치(1)는 압축기(22), 실외 열교환기(23) 및 실외 팽창밸브(24)를 갖는 실외측 회로(21)와, 실내 열교환기(33a, 33b) 및 실내 팽창밸브(34a, 34b)를 갖는 2개의 실내측 회로(31a, 31b)를 구비하여 초임계 냉동사이클을 실행하는 냉매회로(10)가 형성된다. 공기조화장치(1)는 각 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도를 제어하는 제어기(50)가 배치된다. 제어기(50)는 각 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도와, 모든 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 평균값과의 편차가, 각 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도와 평균값과의 편차인 목표값에 근접하도록 실내 팽창밸브(34a, 34b)의 개방도를 조절하는 밸브 제어부(50a)를 구비한다.

색인어

압축기, 열원측 열교환기, 팽창기구, 제어밸브, 이용측 열교환기, 제어기, 밸브 제어부

대표도 - 도1



특허청구의 범위

청구항 1

압축기(22), 열원측 열교환기(23) 및 팽창기구(24)를 갖는 열원측 회로(21)와, 개방도 가변인 제어밸브(34a, 34b)가 접속된 이용측 열교환기(33a, 33b)를 가지며 또 서로 병렬상태로 상기 열원측 회로(21)에 접속된 복수의 이용측 회로(31a, 31b)를 구비하며, 고압냉매의 압력이 임계압력 이상으로 되는 냉동사이클을 실행하는 냉매회로(10)와,

상기 이용측 열교환기(33a, 33b)의 방열 시에, 상기 각 이용측 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도를 소정 온도로 제어하는 제어기(50)를 구비한 냉동장치에 있어서,

상기 제어기(50)는 상기 각 이용측 회로(31a, 31b)에서의 이용측 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도와, 모든 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 평균값과의 편차가, 소정의 목표값이 되도록 상기 각 이용측 회로(31a, 31b) 제어밸브(34a, 34b)의 개방도를 조절하는 밸브 제어부(50a)를 구비하는 것을 특징으로 하는 냉동장치.

청구항 2

청구항 1에 있어서,

상기 밸브 제어부(50a)의 목표값은, 상기 각 이용측 열교환기(33a, 33b)가 배치되는 실내의 목표 공기온도에 기초한 상기 각 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도와 상기 평균값과의 편차인 것을 특징으로 하는 냉동장치.

명세서

기술분야

[0001] 본 발명은 냉동장치에 관한 것이며, 특히 고압냉매가 임계압력 이상으로 되는 냉동사이클에서 방열측 열교환기 출구 냉매온도의 제어 대책에 관한 것이다.

배경기술

[0002] 종래, 냉매를 순환시켜 냉동사이클을 실행하는 냉동장치는 공기조화장치에 널리 적용되고 있다. 이 공기조화장치에는 복수의 실내유닛이 병렬로 접속됨과 더불어, 각 실내유닛이 실외유닛에 병렬로 접속된 멀티형 공기조화장치가 있다.

[0003] 예를 들어, 특허문헌 1의 공기조화장치는 압축기, 실외 열교환기(열원측 열교환기) 및 실외 팽창밸브를 갖는 1대의 실외유닛과, 실내 열교환기(이용측 열교환기)를 갖는 2대의 실내유닛을 구비한다. 상기 2대의 실내 열교환기가 각각 접속되는 2개의 분기배관에는, 각 실내 열교환기에 대응하는 실내 팽창밸브가 각각 배치된다. 이 공기조화장치의 난방 시의 실내 냉동능력은, 각 실내 열교환기의 과(過)냉각도에 기초하여 실내 팽창밸브의 개방도를 조절하여 제어된다.

선행기술문헌

특허문헌

[0004] (특허문헌 0001) 일본 특허공개 2004-44921호 공보

발명의 내용

해결하려는 과제

[0005] 그러나, 이산화탄소를 냉매로 하는 냉동장치는 고압냉매의 압력이 임계압력 이상으로 되는 냉동사이클(초임계

냉동사이클)이 된다. 따라서, 각 실내 열교환기의 과냉각도에 기초하여 실내 냉동 능력을 조절할 수 없다. 이로써 초임계 냉동사이클의 냉동장치에서는 실내 열교환기의 출구 냉매온도를 직접의 파라미터로 하고, 이 출구 냉매온도가 목표 냉매온도가 되도록 실내 팽창밸브의 개방도를 조절하게 된다.

[0006] 그러나, 초임계 냉동사이클에서는 냉매의 응축 영역이 정해져 있지 않으므로 고압냉매의 압력 변동이 크며, 이 고압 변동에 따라 출구 냉매온도가 변동된다.

[0007] 구체적으로 예를 들어, 도 5에 나타내는 바와 같이, 실내 열교환기의 출구 냉매온도(Tgc)(1)와 목표 냉매온도(Tgc)(S1)가 30℃인 상태에서 고압냉매의 압력이 상승하면, 이 압력 상승에 따라 출구 냉매온도(Tgc)(1)가 (Tgc)(2)로 상승된다. 이 때, 목표 냉매온도(Tgc)(S1)는 변동하지 않으므로, 출구 냉매온도(Tgc)(2)와 목표 냉매온도(Tgc)(S1) 사이에 온도차가 발생한다(Tgc(2)>Tgc(S1)). 그 결과, 실내 팽창밸브의 개방도를 작게 하여 냉매의 순환량을 줄여, 출구 냉매온도(Tgc)(2)를 목표 냉매온도(Tgc)(S1)로 근접시킨다.

[0008] 한편, 도 6에 나타내는 바와 같이, 출구 냉매온도(Tgc)(2)와 목표 냉매온도(Tgc)(S2)가 30℃인 상태에서 고압냉매의 압력이 하강하면, 이 압력 하강에 따라 출구 냉매온도(Tgc)(2)가 (Tgc)(3)로 저하된다. 이 때, 목표 냉매온도(Tgc)(S2)는 변동하지 않으므로, 출구 냉매온도(Tgc)(3)와 목표 냉매온도(Tgc)(S2) 사이에 온도차가 발생한다(Tgc(3)<Tgc(S2)). 그 결과, 실내 팽창밸브의 개방도를 크게 하여 냉매의 순환량을 늘려, 출구 냉매온도(Tgc)(3)를 목표 냉매온도(Tgc)(S2)로 근접시킨다.

[0009] 이와 같이, 종래의 제어방법은, 출구 냉매온도 자체의 값을 목표 냉매온도로 하므로, 실내 열교환기의 실제 출구 냉매온도가 빈번하게 변동될 때마다 실내 팽창밸브의 개방도를 빈번하게 조절하게 된다. 그 결과, 실내 팽창밸브의 개방도가 안정되지 않고, 결과적으로 실내 열교환기의 출구 냉매온도도 안정되지 않으며, 실내 냉동능력이 안정되지 않는다는 문제가 있었다.

[0010] 본 발명은 이러한 점에 감안하여 이루어진 것이며, 고압냉매의 압력 변동에 따라 실내 열교환기의 출구 냉매온도가 변동하여도 제어 밸브의 개방도를 안정시켜 냉동능력을 안정시키는 것을 목적으로 한다.

과제의 해결 수단

[0011] 제 1 발명은, 압축기(22), 열원측 열교환기(23) 및 팽창기구(24)를 갖는 열원측 회로(21)와, 개방도가 가변(可變)인 제어밸브(34a, 34b)가 접속된 이용측 열교환기(33a, 33b)를 가지며 또 서로 병렬상태로 상기 열원측 회로(21)에 접속된 복수의 이용측 회로(31a, 31b)를 구비하며, 고압냉매의 압력이 임계압력 이상으로 되는 냉동사이클을 실행하는 냉매회로(10)와, 상기 이용측 열교환기(33a, 33b)의 방열 시에 상기 각 이용측 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도를 소정온도로 제어하는 제어기(50)를 구비한 냉동장치를 대상으로 한다.

[0012] 그리고, 상기 제어기(50)는 상기 각 이용측 회로(31a, 31b)에서 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도와, 모든 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 평균값과의 편차가 소정의 목표값이 되도록 상기 이용측 회로(31a, 31b) 제어밸브(34a, 34b)의 개방도를 조절하는 밸브 제어부(50a)를 구비한다.

[0013] 상기 제 1 발명에서는 냉매가 냉매회로(10)를 순환하여 증기압축식 냉동사이클이 실행된다. 그리고 예를 들어, 상기 압축기(22)에서 압축된 냉매가 이용측 열교환기(33a, 33b)에서 방열하여 실내의 난방을 실시한다. 이 때, 상기 제어기(50)의 밸브 제어부(50a)는 모든 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 평균값을 산출하여, 이 평균값과, 제어의 대상인 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도와의 편차를 산출한다. 이 편차는, 고압냉매의 압력 변동에 따라 각 이용측 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도가 변동하여도 일정하게 유지된다. 그리고, 상기 편차가 소정의 목표값에 근접하도록 상기 이용측 열교환기(33a, 33b)에 대응하는 제어밸브(34a, 34b)의 개방도를 조절한다.

[0014] 제 2 발명은 상기 제 1 발명에서, 상기 밸브 제어부(50a)의 목표값은, 상기 각 이용측 열교환기(33a, 33b)가 설치되는 실내의 목표 공기온도에 기초한 상기 각 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도와 상기 평균값의 편차로 한 것이다.

[0015] 상기 제 2 발명에서는 예를 들어, 현재 실내온도와 사용자가 설정하는 설정온도의 차인 목표 공기온도에 기초한 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도와, 상기 평균값과의 편차를 산출하여, 그 편차를 목표값으로 한다. 즉 목표 냉매온도와 평균값과의 차이를 목표값으로 한다. 그리고 상기 평균값과, 제어 대상인 이용측 열교환기(33a, 33b)에서의 실제 출구 냉매온도와의 편차가 상기 목표값에 근접하도록 상기 제어 대상인 이용측 열교환기(33a, 33b)에 대응하는 제어밸브(34a, 34b)의 개방도를 조절한다.

[0016] 구체적으로, 1개의 이용측 열교환기(33a) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도를 높여 목표값을 늘리면, 대상인 이용측 열교환기(33a)에 대응하는 제어밸브(34a)의 개방도를 크게 한다. 그 결과, 냉매의 순환량이 증가하고, 상기 이용측 열교환기(33a)의 출구 냉매온도가 상승하며, 상기 출구 냉매온도와 상기 평균값과의 편차가 상기 목표값에 근접한다. 즉 상기 1개의 이용측 열교환기(33a)의 출구 냉매온도가 목표 냉매온도에 근접한다. 한편, 다른 이용측 열교환기(33b)의 목표값은 일정하며, 또 그 밖의 이용측 열교환기(33b)의 출구 냉매온도와 상기 평균값과의 편차는 거의 변동하지 않는다. 그 결과, 상기 다른 이용측 열교환기(33b)의 제어밸브(34b)는 거의 동일 개방도를 유지하고, 상기 이용측 열교환기(33b)의 출구 냉매온도가 목표 냉매온도로 유지된다.

[0017] 또 1개의 이용측 열교환기(33a) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도를 낮추고 상기 목표값을 줄이면, 대상인 이용측 열교환기(33a)에 대응하는 제어밸브(34a)의 개방도를 작게 한다. 그 결과, 냉매의 순환량이 감소하고 상기 이용측 열교환기(33a)의 출구 냉매온도가 하강하며, 상기 출구 냉매온도와 상기 평균값과의 편차가 상기 목표값에 근접한다. 즉 상기 1개의 이용측 열교환기(33a)의 출구 냉매온도가 목표 냉매온도에 근접한다. 한편, 다른 이용측 열교환기(33b)의 목표값은 일정하며, 또 그 밖의 이용측 열교환기(33b)의 출구 냉매온도와 상기 평균값과의 편차는 거의 변동하지 않는다. 그 결과, 상기 다른 이용측 열교환기(33b)의 제어밸브(34b)는 거의 동일 개방도를 유지하고, 상기 이용측 열교환기(33b)의 출구 냉매온도가 목표 냉매온도로 유지된다.

발명의 효과

[0018] 상기 제 1 발명에 따르면, 모든 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 평균값과, 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도와 편차를 산출하고, 이 편차가 소정의 목표값에 근접하도록 하므로, 고압냉매의 압력 변동에 따라 각 이용측 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도가 변동하여도, 상기 편차의 변동을 억제할 수 있다. 그 결과, 고압냉매의 압력 변동이 발생하여도 제어밸브(34a, 34b)의 개방도를 조절할 필요가 없으며, 각 이용측 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도를 안정적으로 제어할 수 있다.

[0019] 상기 제 2 발명에 따르면, 실내의 목표 공기온도에 기초한 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도와, 상기 평균값과의 편차를 목표값으로 했기 때문에, 1개의 이용측 열교환기(33a) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도를 변경했을 때, 상기 1개의 이용측 열교환기(33a)의 출구 냉매온도를 목표 냉매온도에 추종되게 할 수 있다. 그 결과, 고압냉매 압력 변동의 영향을 받는 일없이, 이용측 열교환기(33a)의 출구 냉매온도를 제어할 수 있다.

[0020] 또, 실내의 목표 공기온도에 기초한 이용측 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도와, 상기 평균값과의 편차를 이용하므로, 이용측 열교환기(33a, 33b) 능력의 과부족 판정이 용이해진다. 그 결과, 이용측 열교환기(33a, 33b)의 능력 요구에 따른 이용측 열교환기(33a)의 출구 냉매온도를 적절하게 제어할 수 있다. 이로써, 압축기(22)의 불필요한 입력을 삭감할 수 있으므로, 에너지 절약을 도모할 수 있다. 또, 상기 이용측 열교환기(33a, 33b)의 필요 능력에 맞는 냉동 능력을 안정적으로 발휘시킬 수 있으므로, 쾌적성 향상을 도모할 수 있다.

도면의 간단한 설명

[0021] 도 1은, 실시형태에 관한 공기조화장치 냉매회로의 배관 계통도이다.

도 2는, 실시형태에 관한 고압냉매의 압력 변동 시의 냉매압력과 냉매온도와의 관계를 나타내는 상태도이다.

도 3은, 실시형태에 관한 열교환기 출구 냉매온도 변경 시의 냉매압력과 냉매온도와의 관계를 나타내는 상태도이다.

도 4는, 실시형태에 관한 출구 냉매온도 및 실내 팽창밸브의 개방도와, 시간과의 관계를 나타내는 도이다.

도 5는, 종래기술에 관한 고압냉매의 압력 상승 시의 냉매압력과 냉매온도와의 관계를 나타내는 상태도이다.

도 6은, 종래기술에 관한 고압냉매의 압력 하강 시의 냉매압력과 냉매온도와의 관계를 나타내는 상태도이다.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

[0022] 이하, 본 발명의 실시형태를 도면에 기초하여 상세하게 설명한다.

[0023] 본 실시형태에 관한 냉동장치는, 도 1에 나타내는 바와 같이 냉난방운전으로 전환 가능한 공기조화장치이며, 이른바 멀티형의 공기조화장치(1)를 구성한다. 이 공기조화장치(1)는 실외에 설치되는 1개의 실외유닛(20)과 다

른 실내에 설치되는 제 1 실내유닛(30a) 및 제 2 실내유닛(30b)을 구비한다.

- [0024] 상기 실외유닛(20)에는, 열원측 회로를 구성하는 실외측 회로(21)가 형성된다. 상기 제 1 실내유닛(30a)에는 이용측 회로를 구성하는 제 1 실내측 회로(31a)가, 상기 제 2 실내유닛(30b)에는 이용측 회로를 구성하는 제 2 실내측 회로(31b)가 각각 형성된다. 상기 각 실내측 회로(31a, 31b)는 서로 병렬로 접속됨과 더불어, 제 1 연결배관(11) 및 제 2 연결배관(12)을 통해 실외측 회로(21)에 접속된다. 그 결과, 이 공기조화장치(1)에서는, 냉매가 순환하여 냉동사이클이 실행되는 냉매회로(10)가 구성된다. 이 냉매회로(10)에는 냉매로서 이산화탄소가 충전되며, 초임계 냉동사이클을 구성한다.
- [0025] 상기 실외측 회로(21)에는 압축기(22), 난방 시에 증발기가 되고 냉방 시에 방열기가 되는 실외 열교환기(23), 실외 팽창밸브(24) 및 사방전환밸브(25)가 배치된다. 압축기(22)는 전(全) 밀폐형이며, 고압 동형의 스크롤 압축기이다. 이 압축기(22)에는 인버터를 통해 전력이 공급된다. 즉 압축기(22)는 인버터의 출력 주파수를 변화시켜 압축기 모터의 회전속도를 변경함으로써, 그 용량이 변경 가능하도록 구성된다. 실외 열교환기(23)는 크로스핀식의 핀튜브형 열교환기이며, 열원측 열교환기를 구성한다. 이 실외 열교환기(23)에서는, 냉매와 실외공기 사이에서 열교환이 이루어진다. 실외 팽창밸브(24)는 개방도가 조절 가능한 전자 팽창밸브로 구성되며, 팽창기구를 구성한다.
- [0026] 상기 사방전환밸브(25)는 제 1 포트에서 제 4 포트를 갖는다. 이 사방전환밸브(25)는, 제 1 포트가 압축기(22)의 토출관(22a)과 접속하고, 제 2 포트가 실외 열교환기(23)와 접속하며, 제 3 포트가 압축기(22)의 흡입관(22b)과 접속하고, 제 4 포트가 제 1 연결배관(11)과 접속한다. 사방전환밸브(25)는 제 1 포트와 제 4 포트가 서로 연통하고 제 2 포트와 제 3 포트가 서로 연통하는 상태(도 1에 실선으로 나타내는 상태)와, 제 1 포트와 제 2 포트가 서로 연통하고 제 3 포트와 제 4 포트가 서로 연통하는 상태(도 1에 파선으로 나타내는 상태)로 전환 가능하게 구성된다.
- [0027] 상기 제 1 실내측 회로(31a)에는, 일단이 제 1 연결배관(11)측과 연결되고 타단이 제 2 연결배관(12)측과 연결되는 제 1 분기배관(32a)이 형성된다. 이 제 1 분기배관(32a)에는, 난방 시에 방열기가 되고 냉방 시에 증발기가 되는 제 1 실내 열교환기(33a) 및 제 1 실내 팽창밸브(34a)가 배치된다. 제 2 실내측 회로(31b)에는, 일단이 제 1 연결배관(11)측과 연결되고 타단이 제 2 연결배관(12)측과 연결되는 제 2 분기배관(32b)이 형성된다. 이 제 2 분기배관(32b)에는, 난방 시에 방열기가 되고 냉방 시에 증발기가 되는 제 2 실내 열교환기(33b) 및 제 2 실내 팽창밸브(34b)가 배치된다.
- [0028] 상기 각 실내 열교환기(33a, 33b)는 크로스핀식의 핀튜브형 열교환기이며, 이용측 열교환기를 각각 구성한다. 각 실내 열교환기(33a, 33b)에서는 냉매와 실내공기 사이에서 열교환이 이루어진다.
- [0029] 상기 제 1 실내 팽창밸브(34a) 및 제 2 실내 팽창밸브(34b)는 제어밸브를 구성하며, 개방도가 조절 가능한 전자 팽창밸브로 구성된다. 제 1 실내 팽창밸브(34a)는 제 1 분기배관(32a)의 제 2 연결배관(12)측에 배치된다. 또, 제 2 실내 팽창밸브(34b)는 제 2 분기배관(32b)의 제 2 연결배관(12)측에 배치된다. 그리고, 제 1 실내 팽창밸브(34a)는 제 1 실내 열교환기(33a)를 흐르는 냉매의 순환량을 조절하고, 제 2 실내 팽창밸브(34b)는 제 2 실내 열교환기(33b)를 흐르는 냉매의 순환량을 조절한다.
- [0030] 상기 냉매회로(10)에는, 고압 압력센서(40), 고압 온도센서(41), 제 1 냉매 온도센서(42) 및 제 2 냉매 온도센서(43)가 배치된다. 고압 압력센서(40)는 압축기(22) 토출냉매의 압력을 검출한다. 고압 온도센서(41)는 압축기(22) 토출냉매의 온도를 검출한다. 상기 제 1 냉매 온도센서(42)는, 난방 시의 제 1 실내 열교환기(33a) 냉매출구에 배치되며, 제 1 실내 열교환기(33a)로부터 유출한 직후의 냉매온도(출구 냉매온도(Tgc(1)))를 검출한다. 제 2 냉매 온도센서(43)는, 난방 시의 제 2 실내 열교환기(33b)의 냉매출구에 배치되며, 제 2 실내 열교환기(33b)로부터 유출한 직후의 냉매온도(출구 냉매온도(Tgc(2)))를 검출한다.
- [0031] 또 상기 제 1 실내유닛(30a)에는, 제 1 실내 열교환기(33a) 근방에 제 1 실내 온도센서(44)가 배치된다. 이 제 1 실내 온도센서(44)는 제 1 실내 열교환기(33a) 주위의 실내 공기온도를 검출한다. 제 2 실내유닛(30b)에는 제 2 실내 열교환기(33b) 근방에 제 2 실내 온도센서(45)가 배치된다. 이 제 2 실내 온도센서(45)는 제 2 실내 열교환기(33b) 주위의 실내온도를 검출한다.
- [0032] 또한, 상기 공기조화장치(1)는 제 1 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도 및 제 2 실내 열교환기(33b)의 출구 냉매온도를 제어하기 위한 제어기(50)를 구비한다. 그리고, 이 제어기(50)는 밸브 제어부(50a)를 구비한다. 이 밸브 제어부(50a)는, 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도와, 양쪽 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 평균값과의 편차가 소정의 목표값이 되도록 실내 열교환기(31a, 31b) 실내 팽창밸브(34a, 34b)의 개방도

를 조절한다.

- [0033] 여기서, 본 실시형태의 냉매회로(10)에서, 각 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 제어에 대해 도면에 기초하여 설명한다.
- [0034] 전술한 바와 같이 제 1 냉매 온도센서(42) 및 제 2 냉매 온도센서(43)는, 각각 제 1 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$) 및 제 2 실내 열교환기(33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)를 검출한다. 먼저, 도 2에 나타내는 바와 같이 상기 밸브 제어부(50a)는, 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)와 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)로부터 평균값($T_{gc}(a)$)을 산출하며, 이 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)와 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차($\Delta T_{gc}(1)$)를 산출한다. 여기서, 제 1 실내 열교환기(33a) 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)의 목표 냉매온도는 $T_{gc}(S1)$ 로 설정된다. 이 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)는 제 1 실내유닛(30a)이 설치되는 실내의 제 1 실내 온도센서(44)에서 검출된 실내 공기온도와, 사용자에게 의해 설정되는 실내 공기온도의 목표온도와와의 차이에 따라 산출된다. 즉, 사용자가 설정하는 실내 공기온도의 목표온도를 변경함에 따라 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)도 변경된다.
- [0035] 상기 밸브 제어부(50a)는 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)와 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차인 목표값($\Delta T_{gc}(S1)$)을 산출하고, 다음에 편차($\Delta T_{gc}(1)$)가 목표값($\Delta T_{gc}(S1)$)에 근접하도록 제 1 실내 팽창밸브(34a)의 개방도를 조절한다. 이로써, 제 1 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)가 제어된다.
- [0036] 또 제 2 실내 열교환기(33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)는, 제 1 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)와 마찬가지로 제어된다. 구체적으로 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)의 목표 냉매온도는 $T_{gc}(S2)$ 로 설정되며, 상기 밸브 제어부(50a)는 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)와 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차($\Delta T_{gc}(2)$)가 목표 냉매온도($T_{gc}(S2)$)와 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차인 목표값($\Delta T_{gc}(S2)$)에 근접하도록 제 2 실내 팽창밸브(34b)의 개방도를 조절한다.
- [0037] - 운전동작 -
- [0038] 다음은, 본 실시형태에 관한 공기조화장치(1)의 운전동작에 대해 설명한다. 이 공기조화장치(1)에서는 각 실내 유닛(30a, 30b)에서 난방을 실시하는 운전과, 각 실내유닛(30a, 30b)에서 냉방을 실시하는 운전이 가능하게 구성된다.
- [0039] 먼저, 난방운전의 동작을 설명한다. 이 난방운전에서는, 제 1 실내 팽창밸브(34a) 및 제 2 실내 팽창밸브(34b)가 제 1 실내 열교환기(33a) 및 제 2 실내 열교환기(33b)를 흐르는 냉매 유량을 조정하는 유량 조정밸브로서 기능한다. 또 사방전환밸브(25)는 도 1의 실선측으로 전환된다.
- [0040] 도 1에 나타내는 바와 같이, 압축기(22)에서 임계압력 이상으로 압축된 냉매는 사방전환밸브(25) 및 제 1 연결배관(11)을 경유하여 제 1 분기배관(32a) 및 제 2 분기배관(32b)으로 나누어 유입된다.
- [0041] 제 1 분기배관(32a)으로 유입된 냉매는, 제 1 실내 열교환기(33a)를 흐른다. 제 1 실내 열교환기(33a)에서는 냉매가 실내공기로 열을 방출한다. 즉 제 1 실내 열교환기(33a)에서는 실내공기를 가열하는 가열동작이 행해지며, 제 1 실내유닛(30a)이 설치된 실내의 난방이 실시된다. 제 1 실내 열교환기(33a)로부터 유출된 냉매는, 제 1 실내 팽창밸브(34a)를 지나 제 2 연결배관(12)으로 유입된다.
- [0042] 한편, 제 2 분기배관(32b)으로 유입된 냉매는, 제 2 실내 열교환기(33b)를 흐른다. 제 2 실내 열교환기(33b)에서는 냉매가 실내공기로 열을 방출한다. 즉 제 2 실내 열교환기(33b)에서는 실내공기를 가열하는 가열동작이 행해지며, 제 2 실내유닛(30b)이 설치된 실내의 난방이 실시된다. 제 2 실내 열교환기(33b)로부터 유출된 냉매는, 제 2 실내 팽창밸브(34b)를 지나 제 2 연결배관(12)으로 유입된다.
- [0043] 그 후, 상기 제 2 연결배관(12)을 흐르는 냉매는 실외 팽창밸브(24)에서 팽창하고, 실외 열교환기(23)에서 증발(흡열)하여 가스냉매가 된다. 이 가스냉매는 사방전환밸브(25)를 경유하여 압축기(22)로 흡입된다. 압축기(22)에서는, 이 냉매가 임계압력 이상까지 압축된다.
- [0044] 여기서, 본 실시형태의 냉매회로(10)에서 압축기(22)에 의해 압축된 냉매의 압력이 변동한 경우의 제 1 실내 열교환기(33a) 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)의 거동에 대해 도면에 기초하여 설명한다.
- [0045] 상기 냉매회로(10)에서는 도 2에 나타내는 바와 같이, 먼저 각 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)의 평균값($T_{gc}(a)$)에 기초하여, 제 1 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)와 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차($\Delta T_{gc}(1)$)를 산출하는 한편, 제 2 실내 열교환기(33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)와 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차($\Delta T_{gc}(2)$)를 산출한다. 다음에, 제 1 실내 열교환기(33a) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)와 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차인 목표값($\Delta T_{gc}(S1)$)을 산출한다. 이 상태에서는 편차($\Delta T_{gc}(1)$)와 목표

값($\Delta T_{gc}(S1)$)은 거의 동등 값이므로, 제 1 실내 팽창밸브(34a)의 개방도를 조절하여 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)를 변화시킬 필요는 없다.

[0046] 다음에, 압축기(22)로부터 토출되는 고압냉매의 압력값이 높은 값으로 변동하면, 그 변동에 따라 제 1 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)가 A 위치로 이동함과 더불어, 제 2 실내 열교환기(33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)가 B 위치로 이동한다. 이 때, 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)의 이동에 따라 평균값($T_{gc}(a)$)이 C 위치로 이동하므로, 고압냉매 압력값의 변동 전후에 있어서, 편차($\Delta T_{gc}(1)$)는 변동되는 일은 없다. 그리고, 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)는 변동되지 않으므로, 목표값($\Delta T_{gc}(S1)$)이 고압냉매의 압력값 변동 전후에 있어서 변동되는 일은 없다.

[0047] 따라서, 편차($\Delta T_{gc}(1)$)와 목표값($\Delta T_{gc}(S1)$)은 고압냉매 압력값의 변동 전후에 있어서 거의 동등 값인 채이므로, 제 1 실내 팽창밸브(34a)의 개방도를 조절하여 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)를 변화시킬 필요가 없다.

[0048] 그리고, 제 2 실내 열교환기(33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)에 대해서는 도시하지 않으나, 상기 제 1 실내 열교환기(33a)에서의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$) 제어와 마찬가지로의 제어가 실행된다.

[0049] 여기서, 상기 제 1 실내 열교환기(33a) 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)의 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)를 변경한 경우의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$) 제어에 대해 도면에 기초하여 설명한다. 여기서 상기 각 실내 열교환기(33a, 33b) 각각의 출구 냉매온도의 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$ 및 $T_{gc}(S2)$)는, 사용자에게 의한 실내 공기온도의 목표온도 설정에 기초하여 변경된다.

[0050] 상기 제어기(50)는 도 3 및 도 4에 나타내는 바와 같이, 사용자가 실내 공기온도를 변경함에 따라 제 1 실내 열교환기(33a)의 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)를 ($T_{gc}(S1')$)로 변경한다. 그러면, 목표값($\Delta T_{gc}(S1)$)은 목표값($\Delta T_{gc}(S1')$)으로 증가한다. 이로써, 편차($\Delta T_{gc}(1)$)가 목표값($\Delta T_{gc}(S1')$)에 근접하도록 제 1 실내 팽창밸브(34a)의 개방도가 조절된다.

[0051] 구체적으로는 제 1 실내 팽창밸브(34a)의 개방도를 크게 하며, 제 1 실내 열교환기(33a)를 순환하는 냉매량을 증가시킨다. 제 1 실내 열교환기(33a)의 순환 냉매량이 증가하면, 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)가 상승하며, 그 후 편차($\Delta T_{gc}(1)$)가 목표값($\Delta T_{gc}(S1')$)에 근접함과 더불어, 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)가 ($T_{gc}(S1')$)에 근접한다.

[0052] 여기서, 제 1 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)가 상승하면, 제 2 실내 열교환기(33b)를 순환하는 냉매량이 감소하므로, 제 2 실내 열교환기(33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)가 하강하여 편차($\Delta T_{gc}(2)$)가 커진다. 또, 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)의 증가에 따라 약간 평균값($T_{gc}(a)$)이 상승한다. 그러나, 목표값($\Delta T_{gc}(S2)$)은 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)의 변경에 따라 변동되는 일은 없으므로, 목표 냉매온도($T_{gc}(S2)$)가 약간 상승하여 ($T_{gc}(S2')$)로 변동되게 된다. 그리고, 편차($\Delta T_{gc}(2)$)가 목표값($\Delta T_{gc}(S2')$)(= $\Delta T_{gc}(S2)$)에 근접하도록 제 2 실내 팽창밸브(34b)의 개방도가 조절된다.

[0053] 구체적으로는 제 2 실내 팽창밸브(34b)의 개방도를 크게 하여, 제 2 실내 열교환기(33b)를 순환하는 냉매량을 증가시킨다. 제 2 실내 열교환기(33b)의 순환 냉매량이 증가하면, 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)가 상승하며, 그 후 편차($\Delta T_{gc}(2)$)가 목표값($\Delta T_{gc}(S2')$)에 근접함과 더불어, 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)가 목표 냉매온도($T_{gc}(S2')$)에 근접한다. 따라서, 제 1 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$) 상승에 따라, 제 2 실내 열교환기(33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(2)$)는 약간 상승하게 된다.

[0054] 그리고, 상기 평균값($T_{gc}(a)$)은 각 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)의 평균값이므로, 병렬로 접속된 실내 열교환기의 수가 많아질수록 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$) 상승에 따른 평균값($T_{gc}(a)$)의 상승이 억제된다.

[0055] 한편, 상기 공기조화장치(1)의 냉방운전에서는, 제 1 실내 팽창밸브(34a) 및 제 2 실내 팽창밸브(34b)가 팽창밸브로서 기능하고, 실외 팽창밸브(24)는 전 개방 상태로 유지된다. 또 사방전환밸브(25)는 도 1의 파선축으로 전환된다.

[0056] 도 1에 나타내는 바와 같이, 압축기(22)에 의해 임계압력 이상으로 압축된 냉매는 실외 열교환기(23)에서 방열한 후, 제 1 분기배관(32a) 및 제 2 분기배관(32b)으로 나누어 유입된다. 나누어 유입된 냉매는, 제 1 실내 팽창밸브(34a) 및 제 2 실내 팽창밸브(34b)에서 감압된 후, 제 1 실내 열교환기(33a) 및 제 2 실내 열교환기(33b)에서 증발하여 가스냉매가 된다. 이 가스냉매는 제 1 연결배관(11)에서 합류하며, 사방전환밸브(25)를 경유하여 압축기(22)로 흡입된다. 압축기(22)에서는, 이 냉매가 임계압력 이상까지 압축된다.

[0057] - 실시형태의 효과 -

[0058] 상기 실시형태는, 모든 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)의 평균값($T_{gc}(a)$)과, 제어 대상인 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)와의 편차($\Delta T_{gc}(1)$ 및 $\Delta T_{gc}(2)$)를 산출하고, 이 편차($\Delta T_{gc}(1)$ 및 $\Delta T_{gc}(2)$)가 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)의 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$ 및 $T_{gc}(S2)$)와 상기 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차인 목표값($\Delta T_{gc}(S1)$ 및 $\Delta T_{gc}(S2)$)에 근접하도록 한다. 따라서, 상기 실시 형태에 의하면, 고압냉매의 압력 변동에 따라 각 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도가 변동($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)하여도, 상기 편차($\Delta T_{gc}(1)$ 및 $\Delta T_{gc}(2)$)의 변동을 억제할 수 있다. 그 결과, 고압냉매의 압력 변동이 발생하여도 각 실내 팽창밸브(34a, 34b)의 개방도를 조절할 필요가 없으며, 각 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)를 안정적으로 제어할 수 있다. 따라서, 상기 각 실내 열교환기(33a, 33b)의 난방 능력을 안정시킬 수 있다.

[0059] 또, 실내의 목표 공기온도에 기초한 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)의 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$ 및 $T_{gc}(S2)$)와, 상기 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차를 목표값으로 했기 때문에, 1개의 실내 열교환기(33a) 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)의 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)를 변경하였을 때, 이 실내 열교환기(33a)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$)를 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$)에 추종되게 할 수 있다. 그 결과, 고압냉매 압력 변동의 영향을 받는 일없이, 각 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)를 제어할 수 있다.

[0060] 또, 실내의 목표 공기온도에 기초한 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)의 목표 냉매온도($T_{gc}(S1)$ 및 $T_{gc}(S2)$)와, 상기 평균값($T_{gc}(a)$)과의 편차를 이용하므로, 각 실내 열교환기(33a, 33b) 능력의 과부족 판정이 용이해진다. 그 결과, 각 실내 열교환기(33a, 33b)의 능력요구에 따른 실내 열교환기(33a, 33b)의 출구 냉매온도($T_{gc}(1)$ 및 $T_{gc}(2)$)를 적절하게 제어할 수 있다. 이로써, 압축기(22)의 불필요한 입력을 삭감할 수 있으므로, 에너지 절약을 도모할 수 있다. 또, 상기 각 실내 열교환기(33a, 33b)의 필요 능력에 맞는 공기조화 능력을 안정적으로 발휘시킬 수 있으므로, 쾌적성 향상을 도모할 수 있다.

[0061] <그 밖의 실시형태>

[0062] 본 발명은, 상기 실시형태에 대해 이하와 같은 구성으로 하여도 된다.

[0063] 본 실시형태는 압축기(22) 고압냉매의 압력 변동에 대해, 각 실내 열교환기(33a, 33b) 출구 냉매온도의 목표 냉매온도를 변경하지 않는다. 그러나, 본 발명은 도시하지 않으나, 고압냉매의 압력 변동에 따라, 목표 냉매온도를 변경(재설정)할 경우에도 적용할 수 있다.

[0064] 또 상기 실시형태는, 냉방운전과 난방운전으로 전환 가능한 공기조화장치(1)를 대상으로 한다. 그러나 본 발명은, 난방운전만 실시하는 난방전용 공기조화장치에 적용하여도 된다. 이 경우, 실내 팽창밸브는 실내 열교환기를 흐르는 냉매량을 조정하는 제어밸브(유량 조절밸브)이면 된다.

[0065] 또 본 발명은 공기조화장치에 한정되지 않으며, 각종 냉동장치에 적용하여도 된다.

[0066] 또 본 발명은 2대의 실내유닛(30a, 30b)에 한정되는 것은 아니며, 3대 이상의 실내유닛, 즉 3대 이상의 실내 열교환기를 갖는 것이라도 된다.

[0067] 그리고, 이상의 실시형태는 본질적으로 바람직한 예시이며, 본 발명, 그 적용물, 혹은 그 용도범위의 제한을 의도하는 것은 아니다.

[0068] 산업상 이용 가능성

[0069] 이상, 설명한 바와 같이, 본 발명은 고압냉매가 임계압력 이상으로 되는 냉동사이클을 실행하는 냉동장치에 대해 유용하다.

부호의 설명

[0070] 10 : 냉매회로	21 : 열원측 회로
22 : 압축기	23 : 실외 열교환기
24 : 실외 팽창밸브	31a : 제 1 실내측 회로
31b : 제 2 실내측 회로	33a : 제 1 실내 열교환기

33b : 제 2 실내 열교환기

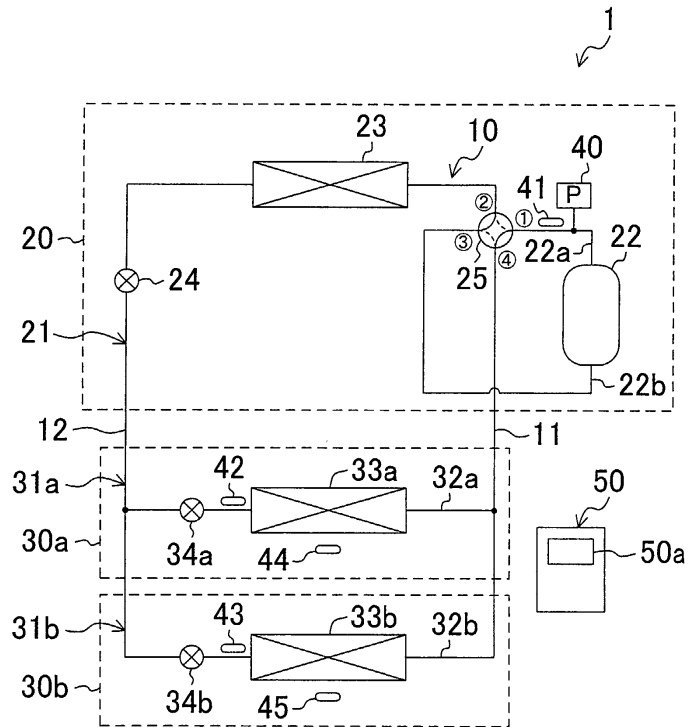
34a : 제 1 실내 팽창밸브

34b : 제 2 실내 팽창밸브

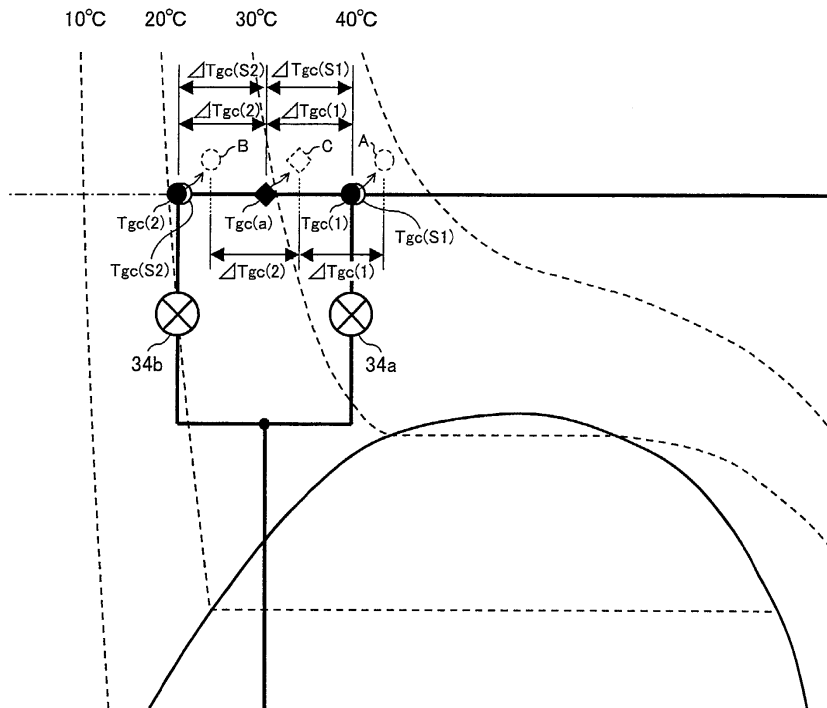
50 : 제어기

도면

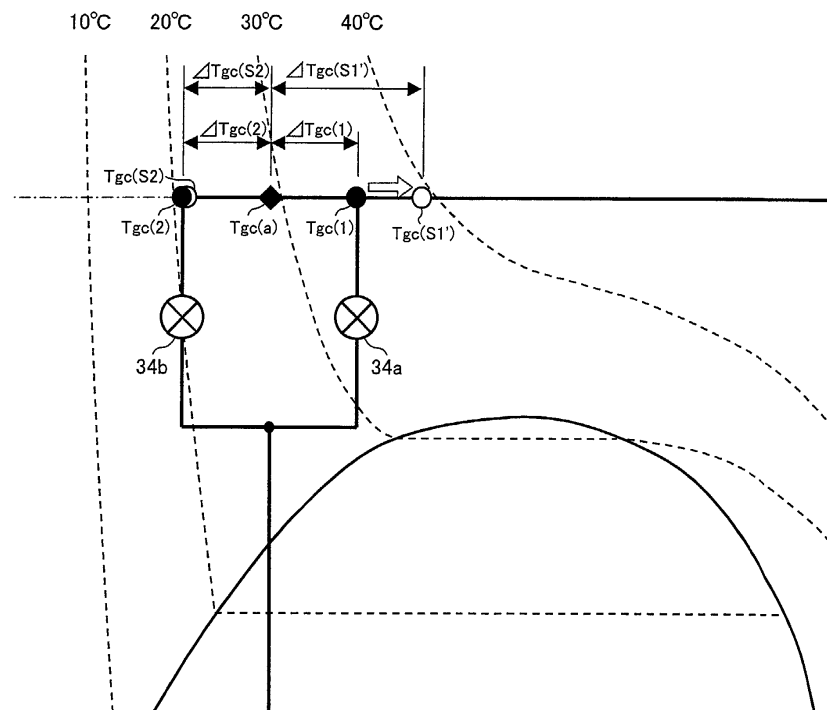
도면1



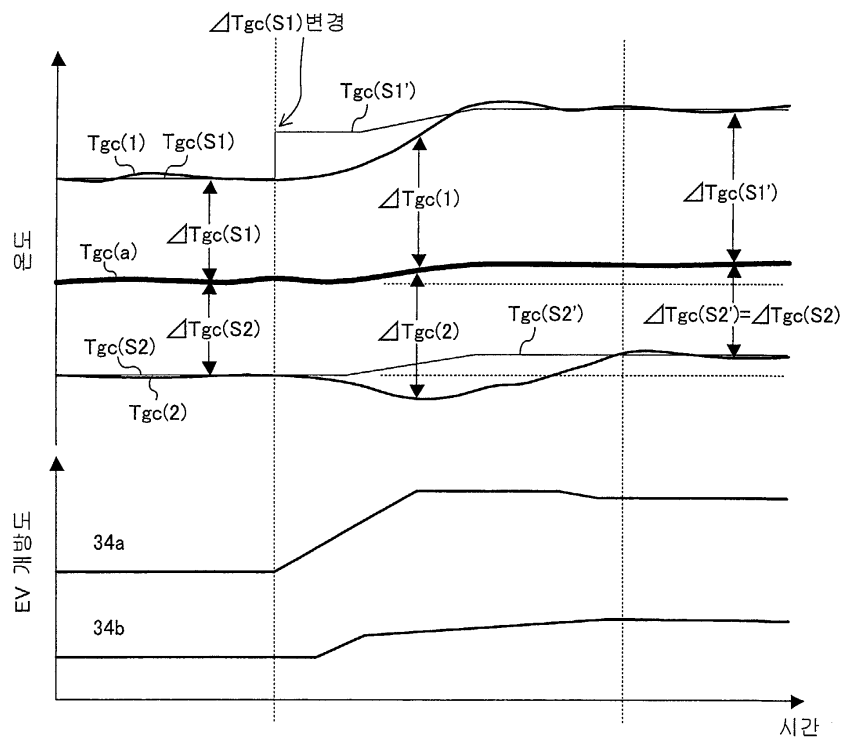
도면2



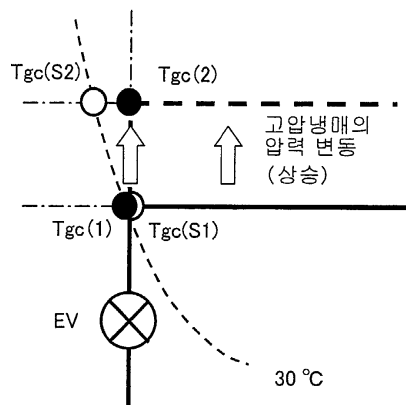
도면3



도면4



도면5



도면6

