

(19)대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(51) 。 Int. Cl.

F04C 23/00 (2006.01)

F04C 18/356 (2006.01)

(11) 공개번호

10-2006-0059153

(43) 공개일자

2006년06월01일

(21) 출원번호 10-2005-0022462

(22) 출원일자 2005년03월18일

(30) 우선권주장 JP-P-2004-00341393 2004년11월26일 일본(JP)

(71) 출원인 히타치 홈 앤드 라이프 솔루션즈 가부시기가이샤
일본 도쿄도 미나토구 니시심바시 2쵸메 15방 12고(72) 발명자 구보따 아쓰시
일본 이바라끼켄 니이하리군 지요다마찌 이나요시미나미 2-3-12
가네꼬 마사토
일본 도찌기켄 가누마시 미나미쵸 8-15 1고오도오 4고오시쵸
와타나베 가즈따까
일본 이바라끼켄 유우끼시 유우끼 8445 사잔하이츠 에이 202
기시 야스히로
일본 도찌기켄 도찌기시 이즈미쵸 18-20 유미라헨터 302
쥬꾸이 가즈노리
일본 도찌기켄 사노시 이시즈까쵸 360-1(74) 대리인 주성민
장수길

심사청구 : 있음

(54) 로터리 2단 압축기 및 그 압축기를 이용한 공기 조화기

요약

본 발명의 과제는 냉매 R410A도 이용하는 공기 조화기용 로터리 2단 압축기에 있어서, 압제량의 비(V_2/V_1) 등의 압축기 부품 치수를 최적화함으로써 압축기 효율을 향상시키는 것이다.

고압측과 저압측의 압제량의 비(V_2/V_1)를 0.65 내지 0.85, 실린더 두께의 비(H_2/H_1)를 0.6 내지 1.0, 실린더의 내부 반경을 R_s , 롤러의 외부 반경을 R_r 로 하면, 고압측의 실린더 형상을 $0.8 \leq \text{비}(R_r^2/R_s^2) \leq 0.9$, $0.55 \leq \text{비}(H_2/R_s^2) \leq 0.95$ 로 하였다.

대표도

도 1

색인어

압축기, 회전축, 기액 분리기, 베인, 실린더, 롤러

명세서

도면의 간단한 설명

도1은 본 실시 형태에 관한 로터리 2단 압축기의 종단면도.

도2는 본 실시 형태에 관한 로터리 2단 압축기의 비(V_2/V_1)와 냉난방 평균 COP의 관계를 나타내는 도면.

도3은 본 실시 형태에 관한 2단 압축 인젝션 사이클의 구성도.

도4는 본 실시 형태에 관한 로터리 2단 압축기의 비(H_2/H_1)와 압축기 효율의 관계를 나타내는 도면.

도5는 본 실시 형태에 관한 로터리 2단 압축기의 회전축(2)에 가해지는 하중을 나타내는 도면.

도6은 본 실시 형태에 관한 로터리 2단 압축기의 비(H_2/R_2)와 압축기 효율의 관계를 나타내는 도면.

도7은 종래의 로터리 2단 압축기의 종단면도.

도8은 종래의 로터리 압축기의 압축 요소의 평면도.

<도면의 주요 부분에 대한 부호의 설명>

1 : 압축기

2 : 회전축

3 : 기액 분리기

4 : 배관

5 : 편심부

6 : 베인

7 : 회전자

8 : 고정자

9 : 주베어링

10 : 실린더

11 : 롤러

12 : 덮개부

13 : 밀폐 용기

14 : 전동기

15 : 중간 구획판

- 16 : 스프링
- 17 : 토출 구멍
- 18 : 응축기
- 19 : 부베어링
- 20 : 압축 요소
- 21 : 바닥부
- 22 : 본체부
- 23 : 증발기
- 24 : 팽창 기구
- 25 : 흡입관
- 26, 27 : 토출관
- 28 : 인젝션 유로
- 29 : 평판
- 30 : 중간 유로

발명의 상세한 설명

발명의 목적

발명이 속하는 기술 및 그 분야의 종래기술

본 발명은 냉동 사이클, 특히 냉매 R410A를 작동 유체로 한 공기 조화기에 이용하는 로터리 2단 압축기의 고효율화에 관한 것이다.

종래의 로터리 2단 압축기로서, 일본 특허 공개 소60-128990호 공보(특허문헌 1)에 개시된 구조가 알려져 있다. 이 특허 문헌 1에 개시된 로터리 2단 압축기를 도7, 도8에 도시한다.

도7에 도시된 압축기(101)는 바닥부(21), 덮개부(12) 및 이들 사이에 설치된 본체부(22)로 이루어지는 밀폐 용기(13)를 갖고 있다. 밀폐 용기(13) 내의 상부에는 회전자(7)와 고정자(8)로 이루어지는 전동기(14)를 구비하고, 회전자(7)에 연결된 회전축(2)은 2개의 편심부(5a, 5b)를 갖고, 주베어링(9)과 부베어링(19)에 저어널되어 있다.

주베어링(9)은 밀폐 용기(13)의 본체부(22)에 고정되어 있다. 압축 요소(20)는 회전축(2)의 편심부(5a, 5b)의 편심 운동에 의해 구동되는 고압측과 저압측의 2개가 있다. 이들 압축 요소(20)는 중간 구획판(15)을 협지하여 회전자(7)측으로부터 차례로 고압측 압축 요소(20b), 저압측 압축 요소(20a)와 적층되고, 볼트 등의 체결 요소(도시하지 않음)로 주베어링(9)과 부베어링(19) 사이에 고정되어 일체화되어 있다.

각 압축 요소(20)는 주로 대략 원통부를 구비한 실린더(10)[저압측 실린더(10a), 고압측 실린더(10b)]와, 주베어링(9) 혹은 부베어링(19)에 설치된 실린더(10)와 접촉하는 단부판면과, 편심부(5)의 외주에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러(11)[저압측 롤러(11a), 고압측 롤러(11b)]와, 도8에 도시하는 스프링(16)에 연결되어 베인(16)으로 구성된다. 각 압축 요소(20)에서는 편심부(5)가 편심 회전하면서 롤러(11)를 구동하고 있다.

도7에 도시한 바와 같이, 회전축(2)의 편심부(5a)와 편심부(5b)는 위상이 180°다르다. 각 압축 요소(20)의 압축 행정의 위상 차도 180°이다.

작동 유체인 냉매의 흐름을 도7 중의 화살표로 나타낸다. 냉매는, 우선 저압(P_s)에서 흡기관(25a)을 통해 흡기되고, 저압축 압축 요소(20a)에서 중간압(P_m)까지 압축된다. 중간압(P_m)에 압축된 냉매는 토출 구멍(17)(도8 참조)으로부터 저압축 압축 요소(20a)의 밖으로 토출된다. 여기서 저압축 압축 요소(20a)의 압력비(토출 압력/흡기 압력)는 (P_m/P_s)이다. 덧붙여서 말하면 도8은 회전축(2)의 축방향으로부터 각 압축 요소(20)를 본 도면이고, 저압축 압축 요소(20a)와 고압축 압축 요소(20b)의 공통된 설명에 사용한다.

토출된 중간압(P_m)의 냉매는 단부판면과는 반대측에 설치된 부배어링(19)의 오목부와 평판(18)으로 이루어지는 밀폐 용기(13) 내의 고압력 공간과 차폐된 중간 공간(30)으로 일단 하향 유동된다. 이 중간 공간(30)으로부터 토출관(26a)을 통해 밀폐 용기(13)의 밖으로 토출된 냉매는 흡기관(25b)을 통해 고압축 압축 요소(20b)에 흡기된다.

고압축 압축 요소(20b)에 의해 고압(P_d)까지 압축된 냉매는 토출 구멍(17)(도8 참조)을 통해 밀폐 용기(13)의 내측으로 토출된다. 밀폐 용기(13) 내로 토출된 냉매는 밀폐 용기(13) 내의 냉매 압력을 고압력(P_d)으로 하고, 토출관(26b)을 통해 압축기(101)의 밖으로 토출된다. 여기서 고압축 압축 요소(20b)의 압력비는 (P_d/P_m)이다.

이와 같이 2개의 압축 요소(20)로, 단계적으로 차례로 압축하는 2단 압축기(101)에 따르면, 각 압축 요소(20)의 압력비 (P_m/P_s) 혹은 (P_d/P_m)은 1단계에서 압축하는 단일단의 압축기의 압력비(P_d/P_s)보다도 작아진다. 따라서 압력비에 의존하는 냉매의 재팽창 손실이나, 냉매의 누설 손실을 저감시킬 수 있고, 압축기 효율(= 냉매를 압축하는 데 이용된/압축기 입력)을 향상시키는 것을 알 수 있다.

한편, 압축기의 부품 치수의 최적화에 대해 개시하는 것으로서, 일본 특허 공개 소60-259790호 공보(특허문헌 2)가 있다. 특허문헌 2는 단일단의 로터리 압축기이지만, 압축기의 부품 치수를 최적화함으로써 압축기 효율을 향상시키는 기술이 개시되어 있다. 도7 및 도8에서 도시하는 실린더(10)의 두께를 H , 실린더(10)의 내주 반경을 R_s , 롤러(11)의 외주 반경을 R_r 로 하였을 때, 비(R_r/R_s)를 0.84 내지 0.92, 비(H/R_s)를 0.4 내지 0.8로 하면 기계 마찰 손실이 저감되고, 압축기 효율을 향상시키는 것이 개시되어 있다.

[특허문헌 1] 일본 특허 공개 소60-128990호 공보(제5 페이지, 도1)

[특허문헌 2] 일본 특허 공개 소60-259790호 공보(제6 페이지, 도8)

발명이 이루고자 하는 기술적 과제

특허문헌 1에 개시된 종래의 로터리 2단 압축기는 히트 펌프 급탕기와 같이 증발 온도와 응축 온도의 차가 큰, 즉 압력비 (P_d/P_s)가 큰 냉동 사이클에서 사용된 경우이고, 고압축 압축 요소(20b)의 압축실 용량(혹은 기통 용량)인 압제량(押除量)을 V_2 , 저압축 압축 요소(20a)의 압제량을 V_1 로 하면 비(V_2/V_1)를 0.45 내지 0.65로 하고 있었다.

그러나 작동 유체로서 냉매 R410A를 이용한 공기 조화기용 로터리 2단 압축기에서는 비교적 압력비(P_d/P_s)를 작게 할 수 있으므로, 압축기 효율을 향상시키는 비(V_2/V_1)가 종래와 다르다는 과제가 있었다. 또한 로터리 2단 압축기를 더 고효율 사이클인 인젝션 사이클에서 이용하는 경우, 압축기 효율과 인젝션 사이클 효율로 이루어지는 냉난방 평균 COP(= 정격 냉방 능력/입력과 정격 난방 능력/입력의 평균치)를 향상시키는 비(V_2/V_1)가 종래와 다르다는 문제점이 있었다.

또한, 압축기의 부품 치수에 관하여 단일단 로터리 압축기와 달리 로터리 2단 압축기에서는 각 압축 요소의 압력비가 작다. 그로 인해 단일단의 압축기와 비교하여 기계 마찰 손실과 냉매 누설 손실의 손실 비율이 다른 것이 고려된다. 또한 로터리 2단 압축기에서는 형상이 다른 2개의 압축 요소를 동일한 회전축(2)으로 구동하므로, 각 압축 요소에서의 냉매 압축에 의한 하중이나 원심력의 불균형이 생기기 때문에 기계 마찰 손실을 최소화하는 비(R_r/R_s), 비(H/R_s)가 종래와 다르다는 과제가 있었다.

본 발명의 목적은, 예를 들어 냉매 R410A와 같은 성질을 구비한 작동 유체를 이용하는 압력비가 작은 공기 조화기용 로터리 2단 압축기에 있어서, 압축기 효율을 향상시킨 로터리 2단 압축기를 제공하는 데 있다.

또한 본 발명의 다른 목적은 로터리 2단 압축기를 구비한 공기 조화기에 있어서, 냉난방 평균 COP를 향상시킨 공기 조화기를 제공하는 데 있다.

발명의 구성 및 작용

본 발명의 목적을 달성하기 위해, 본 발명의 로터리 2단 압축기는 밀폐 용기 내에 전동기와, 이 전동기로 구동되는 저압측 압축 요소와, 상기 전동기로 구동되어 상기 저압측 압축 요소로 압축된 작동 유체를 압축하는 고압측 압축 요소를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 압제량을 V2, 상기 저압측 압축 요소의 압제량을 V1로 하였을 때에 $0.65 \leq \text{비}(V2/V1) \leq 0.85$ 로 하였다.

상기 구성에 의해 압력비가 작은 공기 조화기용 냉동 사이클 또는 인젝션 사이클에 적용해도 우수한 압축기 효율을 달성하는 로터리 2단 압축기를 제공할 수 있다.

상기 목적을 달성하기 위해, 상술한 로터리 2단 압축기의 구성 외에, 작동 유체를 냉매 R410A로 해도 좋다.

또한, 상기 목적을 달성하기 위해, 상술한 로터리 2단 압축기의 구성 외에, 상기 전동기에 의해 회전 운동하는 회전축과, 상기 저압측 압축 요소와 상기 고압측 압축 요소 사이에 설치되는 구획판을 더 구비하고, 상기 저압측 압축 요소와 상기 고압측 압축 요소가 상기 구획판을 거쳐서 연결해도 좋다.

또한, 상기 목적을 달성하기 위해, 상술한 로터리 2단 압축기의 구성 외에, 상기 각 압축 요소는 대략 원통 형상의 실린더와, 상기 회전축의 편심부에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 실린더의 두께를 H2, 상기 저압측 압축 요소의 실린더 두께를 H1로 하였을 때에, $0.6 \leq \text{비}(H2/H1) \leq 1.0$ 으로 해도 좋다.

또한, 상기 목적을 달성하기 위해, 상술한 로터리 2단 압축기의 구성 외에, 상기 각 압축 요소는 대략 원통 형상의 실린더와, 상기 회전축의 편심부에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 실린더의 내주 반경을 Rs2, 상기 롤러의 외주 반경을 Rr2로 하고, $0.8 \leq \text{비}(Rr2/Rs2) \leq 0.9$ 로 하였을 때 $0.55 \leq \text{비}(H2/Rs2) \leq 0.95$ 로 해도 좋다.

또한, 본 발명의 다른 목적을 달성하기 위해, 본 발명의 공기 조화기는 응축기, 팽창 기구, 증발기, 압축기를 차례로 배관으로 접속한 냉동 사이클을 구비한 공기 조화기에 있어서, 상기 압축기는 밀폐 용기 내에 전동기와, 이 전동기로 구동되는 저압측 압축 요소와, 상기 전동기로 구동되어 상기 저압측 압축 요소로 압축된 작동 유체를 압축하는 고압측 압축 요소를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 압제량을 V2, 상기 저압측 압축 요소의 압제량을 V1로 하였을 때에, $0.65 \leq \text{비}(V2/V1) \leq 0.85$ 인 로터리 2단 압축기로 하였다.

상기 구성에 의해, 압력비가 작은 공기 조화기용 냉동 사이클 또는 인젝션 사이클에 적용해도 냉난방 평균 COP를 향상시키는 공기 조화기를 제공할 수 있다.

상기 다른 목적을 달성하기 위해, 상술한 공기 조화기의 구성 외에, 작동 유체를 냉매 R410A로 해도 좋다.

상기 다른 목적을 달성하기 위해, 상술한 공기 조화기의 구성 외에, 상기 각 압축 요소는 대략 원통 형상의 실린더와, 상기 회전축의 편심부에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 실린더의 두께를 H2, 상기 저압측 압축 요소의 실린더 두께를 H1로 하였을 때에 $0.6 \leq \text{비}(H2/H1) \leq 1.0$ 으로 해도 좋다.

상기 다른 목적을 달성하기 위해, 상술한 공기 조화기의 구성 외에, 상기 각 압축 요소는 대략 원통 형상의 실린더와, 상기 회전축의 편심부에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 실린더의 내주 반경을 Rs2, 상기 롤러의 외주 반경을 Rr2로 하고, $0.8 \leq \text{비}(Rr2/Rs2) \leq 0.9$ 로 하였을 때 $0.55 \leq \text{비}(H2/Rs2) \leq 0.95$ 로 해도 좋다.

이하에 본 발명의 일 실시 형태를, 도면을 이용하여 설명한다. 도6, 도7에 있어서, 같은 구성 요소에 이용한 부호는 본 실시 형태의 이해를 쉽게 하기 위해, 도1 내지 도5에 있어서도 동일한 부호를 이용하였다.

도1에 본 실시 형태의 압축기(1)의 측단면을 도시한다. 본 실시 형태의 압축기(1)는 작동 유체가 냉매 R410A의 롬 에어컨용 냉동 사이클에 적용하는 것이다. 도1에 도시된 압축기(1)는 바닥부(21)와 덮개부(12)와, 이들 사이에 설치된 본체부

(22)로 이루어지는 밀폐 용기(13)를 갖고 있다. 밀폐 용기(13) 내의 상부에는 회전자(7)와 고정자(8)로 이루어지는 전동기(14)를 구비하고, 회전자(7)에 연결된 회전축(2)은 2개의 편심부(5a, 5b)를 갖고, 주베어링(9)과 부베어링(19)에 저어널되어 있다.

주베어링(9)은 밀폐 용기(13)의 본체부(22)에 고정되어 있다. 압축 요소(20)는 회전축(2)의 편심부(5a, 5b)의 편심 운동에 의해 구동되는 고압측과 저압측의 2개가 있다. 이들 압축 요소(20)는 중간 구획판(15)을 협지하여 회전자(7)측으로부터 차례로 고압측 압축 요소(20b)와 저압측 압축 요소(20a)와 적층되고, 볼트 등의 체결 요소(도시하지 않음)로 주베어링(9)과 부베어링(19) 사이에 고정되어 일체화되어 있다.

각 압축 요소(20)는 주로, 대략 원통부를 구비한 실린더(10)[저압측 실린더(10a), 고압측 실린더(10b)]와, 주베어링(9) 혹은 부베어링(19)에 설치된 실린더(10)와 접촉하는 단부판면과, 편심부(5)의 외주에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러(11)[저압측 롤러(11a), 고압측 롤러(11b)]와, 스프링(도시하지 않음)에 연결된 베인(도시하지 않음)으로 구성된다. 각 압축 요소(20)에서는 편심부(5)가 편심 회전하면서 롤러(11)를 구동하고 있다.

롤러(11)는 주베어링(9) 혹은 부베어링(19)의 단부판면과 중간 구획판(15)에 협지된 실린더(10)의 원통 형상의 내주를 편심 회전한다. 롤러(11)에 대해 베인이 실린더(10)의 내주부를 구획함으로써 압축실을 형성한다. 구체적으로는 롤러(11)와 각 부재 사이는 미소한 간극이 있고, 그 간극을 밀폐 용기(13)의 바닥부에 저류되어 있던 윤활유에 의해 막고, 부재끼리의 미끄럼 이동을 방지하여 압축실(31a, 31b)이 형성된다.

도1에 도시한 바와 같이, 회전축(2)의 편심부(5a)와 편심부(5b)는 위상이 180°다르다. 각 압축 요소(20)의 압축 행정의 위상 차도 180°이다.

작동 유체인 냉매의 흐름을 도1 중 화살표로 나타낸다. 냉매는, 우선 저압(P_s)에서 흡기관(25a)을 통해 흡기되고, 저압측 압축 요소(20a)에서 중간압(P_m)까지 압축된다. 중간압(P_m)에 압축된 냉매는 저압측 압축 요소(20a)의 압축실에 마련된 토출 구멍(도시하지 않음)으로부터 저압측 압축 요소(20a)의 밖으로 토출된다. 여기서 저압측 압축 요소(20a)의 압력비(토출 압력/흡기 압력)는 (P_m/P_s)이다.

토출된 중간압(P_m)의 냉매는 단부판면과는 반대측에 설치된 부베어링(19)의 오목부와 평판(18)으로 이루어지는 밀폐 용기(13) 내의 고압력 공간과 차폐된 중간 공간(30)으로 일단 하향 유동된다. 이 중간 공간(30)으로부터 토출관(26a)을 통해 밀폐 용기(13)의 밖으로 토출된 냉매는 흡기관(25b)을 통해 고압측 압축 요소(20b)로 흡기된다.

고압측 압축 요소(20b)에 의해 고압(P_d)까지 압축된 냉매는 고압측 압축 요소(20b)의 압축실에 마련된 토출 구멍(도시하지 않음)을 통해 밀폐 용기(13)의 내측으로 토출된다. 밀폐 용기(13) 내로 토출된 냉매는 밀폐 용기(13) 내의 냉매 압력을 고압력(P_d)으로 하고, 토출관(26b)을 통해 압축기(1)의 밖으로 토출된다. 여기서 고압측 압축 요소(20b)의 압력비는 (P_d/P_m)이다.

압축기(1)의 구성은 도7, 도8에 도시한 종래의 로터리 2단 압축기(101)와 대략 마찬가지이지만, 압축기 부품 치수가 다르다. 본 실시 형태에서는 압축기 부품의 주요한 치수비를 다음과 같이 하였다. 실린더(10a, 10b)의 두께를 H_1 , H_2 로 하고, 실린더(10a, 10b)의 내주 반경을 R_{s1} , R_{s2} 로 하고, 롤러(11a, 11b)의 외주 반경(외경)을 R_{r1} , R_{r2} 로 한다. 또한, 고압측 압축 요소(20b)의 압제량을 V_2 , 저압측 압축 요소(20a)의 압제량을 V_1 로 하였을 때의 치수비를 $0.65 \leq (V_2/V_1) \leq 0.85$, $0.6 \leq \text{비}(H_2/H_1) \leq 1.0$, $0.8 \leq \text{비}(R_{r2}/R_{s2}) \leq 0.9$, $0.55 \leq \text{비}(H_2/R_{s2}) \leq 0.95$ 로 하였다. 이하, 이유를 설명한다.

로터리 2단 압축기(1)를 작동 유체가 냉매 R410A인 공기 조화기(2단 압축 사이클)에 이용한 경우에 대해 설명한다. 고압측과 저압측의 압축 요소(20)의 압제량의 비(V_2/V_1)와, 2단 압축 사이클의 냉난방 평균 COP 향상율의 관계를 도2에 나타낸다. 여기서 냉난방 평균 COP 향상율은 2단 압축 사이클에 의한 냉난방 평균 COP의 향상율이다. 종래의 단일단의 압축기를 이용한 사이클의 냉난방 평균 COP와 비교하였다.

도2에는 냉동 사이클로서 통상의 사이클에 본 실시 형태의 로터리 2단 압축기를 적용한 것을 2단 압축 사이클로서 도시하고, 저압측 압축 요소(20a)로 압축한 냉매에 열교환한 후의 냉매 가스를 주입하는 가스 인젝션 사이클을 2단 압축 가스 인젝션 사이클로서 도시하였다. 또한, 이 2단 압축 가스 인젝션 사이클에 대해서는 후술한다.

도2에 도시한 바와 같이, 2단 압축 사이클에 있어서 압제량비(V_2/V_1)가 약 0.65일 때에 냉난방 평균 COP 향상율이 극대치가 된다. 압제량비(V_2/V_1)가 0.65보다 작은 경우에는 저압측 압축 요소(20a)의 압축 작업이, 또한 압제량비(V_2/V_1)가 0.65보다 큰 경우에는 고압측 압축 요소(20b)의 압축 작업이 상대적으로 커진다.

따라서 2단 압축 사이클에 있어서, 2개의 압축 요소(20)를 동시에 유효하게 활용하는 냉난방 평균 COP 향상율의 차가 적은 $0.5 \leq \text{압제량비}(V2/V1) \leq 0.8$ 의 범위에서 냉난방 평균 COP가 향상된다. 특히 R410A 냉매를 이용할 때에 고압측 압축 요소(20b)의 압제량이 저압측 압축 요소(20a)의 압제량의 절반 이상이며, 특허문헌 1에 있는 종래의 압제량비($V2/V1$)는 0.45 내지 0.65인 데 반해, 명확하게 범위가 다르다.

다음에 로터리 2단 압축기(1)를 도3에서 도시하는 인젝션 사이클에서 이용하는 경우를 설명한다. 보통 에어 컨디셔너(에어컨) 등에 이용되는 냉동 사이클은 응축기, 팽창 기구, 증발기, 압축기를 배관으로 연통한 구성을 갖는 데 반해, 2단 압축 인젝션 사이클은 압축기(1)와 배관(4)으로 접속하는 응축기(18)의 하류에 설치된 제1 팽창 기구(24a)의 하류에 냉매의 액상과 기상을 분리하기 위한 기액 분리기(3)와, 기액 분리기(3)와 증발기(23) 사이에 설치된 제2 팽창 기구(24b)와, 기액 분리기(3)와 각 압축 요소(20)를 연결하는 배관과 연통하는 중간 유로(30)에 의한 인젝션 유로(28)를 구비하고 있다.

이 2단 압축 인젝션 사이클의 동작에 대해 설명한다. 로터리 2단 압축기(1)로부터 고압(Pd)에서 토출된 냉매는, 우선 응축기(18)에서 응축된다. 응축된 냉매는 제1 팽창 기구(24a)에서 중간압(Pm)까지 팽창된다. 중간압(Pm)의 냉매는 기액 분리기(3)에서 기상과 액상으로 분리되고, 주로 기상 성분이 인젝션 유로(28)로, 주로 액상 성분이 팽창 기구(24b)로 하향 유동된다. 주로 액상 성분은 제2 팽창 기구(24b)에서 저압(Ps)까지 팽창되고, 증발기(23)에서 증발하여 저압측 압축 요소(20a)로 흡기된다.

저압측 압축 요소(20a)에서 중간압(Pm)까지 압축된 냉매는 인젝션 유로(29)를 하향 유동된 냉매와 혼합되고, 고압측 압축 요소(20b)에서 고압(Pd)까지 압축된다. 이 인젝션 사이클은 증발기(23)의 열교환에 기여하지 않는 기상 성분을 중간압(Pm)($> P_s$)으로 인젝션 유로(28)에 의해 바이패스하므로, 저압측 압축 요소(20a)의 동력 저감 효과가 생겨 냉난방 평균 COP가 향상된다.

이 2단 압축 인젝션 사이클의 경우, 냉난방 평균 COP 향상율을 최대로 하는 압제량의 비($V2/V1$)는, 도2에 도시한 바와 같이 2단 압축 사이클보다도 커져 약 0.85이다. 이는 압제량비($V2/V1$)를 크게 할수록 인젝션 유로를 통과하는 바이패스 유량(이하, 인젝션 유량)이 증가함에 따른 영향이다.

따라서 이 사이클에서는 냉난방 평균 COP 향상율의 극대치인 약 0.85를 중심으로 냉난방 평균 COP 향상율이 완전히 저하되지 않은 범위, $0.65 \leq \text{압제량비}(V2/V1) \leq 1.0$ 으로 구성함으로써 2단 압축 인젝션 사이클의 냉난방 평균 COP가 향상된다.

또한, 압제량비($V2/V1$)를 사이클의 종류에 미치지 않는 범위, 즉 양 타입의 극대치를 포함하는 $0.65 \leq \text{압제량비}(V2/V1) \leq 0.85$ 의 범위에서 냉난방 평균 COP가 향상된다. 본 실시 형태의 로터리 2단 압축기(1)에서는 특허문헌 1에 있는 종래의 비($V2/V1$) 0.45 내지 0.65보다도 비의 값이 큰 범위인 $0.65 \leq \text{압제량비}(V2/V1) \leq 0.85$ 로 하여 2단 압축 사이클, 2단 압축 인젝션 사이클의 양자에 있어서 냉난방 평균 COP를 향상시킬 수 있고, 설계 범용성도 높아진다.

다음에, 본 발명의 실시 형태에 있어서 다른 성능 향상에 대해 서술한다. 이하에서는 압제량의 비($V2/V1$)를 0.65 내지 0.85의 범위로 한다. 또한 설계 범용성이나 조립성으로부터 실린더(11)의 내주 반경(R_s)을 고압측 압축 요소(20b)와 저압측 압축 요소(20a)로 동일한 값으로 하였다(여기서의 양자의 치수 차는 $\pm 1.2\%$ 로 하였음).

도4에 고압측과 저압측의 실린더(11)의 두께의 비($H2/H1$)와 공기 조화기용 2단 압축 사이클에 있어서의 압축기 효율과의 관계를 나타낸다. 도4로부터 실린더 두께의 비($H2/H1$)가 약 0.8이고, 압축기 효율은 극대치가 된다.

고압측과 저압측의 실린더(11)의 두께의 비($H2/H1$)에 대해 압축기 효율이 극대치를 갖는 원리를, 도5를 이용하여 설명한다. 도1에 도시한 로터리 2단 압축기(1)는 회전축(2)의 편심부(5)에 롤러(11)와 편심부(5)의 회전 원심력(F_c)과, 냉매로부터의 압축 하중(F_r)이 작용한다.

회전 원심력(F_c)은 편심량(e)에 따라서 증대되고, 편심량(e)은 실린더(10)의 두께(H)의 감소에 수반하여 증대되므로, 회전 원심력(F_c)은 H의 감소에 수반하여 증대된다.

압축 하중(F_r)은 하중의 투영 면적[롤러(11)의 외주 반경(R_r) \times 2 \times 두께(H)]에 수반하여 증대되고, 투영 면적은 실린더(10)의 두께(H)에 수반하여 증대된다. 따라서 압축 하중(F_r)은 H에 수반하여 증대된다.

그래서 회전 원심력(F_c)과 압축 하중(F_r)의 합력에 의해 압축기 효율을 극대로 하는 비(H/R_s)가 존재하고, 예를 들어 특허 문헌 2에 개시된 종래의 단일단의 압축기에서는 $0.82 \leq \text{비}(R_r/R_s) \leq 0.94$ 에 있어서, $0.4 \leq \text{비}(H/R_s) \leq 0.8$ 이었다.

한편, 본 실시 형태에 있어서의 로터리 2단 압축기($r1$)에서는 각 압축 요소(20)로 압축 효율을 향상시키는 비($H1/R_{s1}$)와 비($H2/R_{s2}$)가 존재한다. 본 실시 형태에서는, 압제량의 비($V2/V1$)는 0.65 내지 0.85, 실린더(10)의 내주 반경 $R_{s1} = R_{s2}$ 이고, $(H2/R_{s2})/(H1/R_{s1})$ 로부터 실린더 두께의 비($H2/H1$)에 의해 지배(支配) 치수를 정리할 수 있다.

그 결과, $0.65 \leq \text{실린더 두께의 비}(H2/H1) \leq 1.0$ 의 범위에서 압축기 효율을 향상시킨다. R410A의 2단 압축 사이클, 압제량의 비($V2/V1$) $0.65 \leq (V2/V1) \leq 0.85$ 에서는 고압측의 압축 하중(F_{r2})을 작게 하는 영역 $0.65 \leq (H2/H1) \leq 1$ 에서 압축기 효율이 향상되었다.

다음에 고압측의 실린더(10b)의 두께($H2$)와, 압축기 효율의 관계를 도6에 나타낸다. 비($V2/V1$)를 0.65 내지 0.85, 비($H1/H2$)를 0.65 내지 1.0으로 한 경우, 고압측의 실린더(10b)의 두께($H2$)와 내주 반경(R_{s2})의 비($H2/R_{s2}$)와, 압축기 효율과의 관계를 나타낸다. 여기서 압제량($V1$)은 9.1 mL/rev 내지 14 mL/rev, 비(R_r2/R_{s1})는 0.8 내지 0.9의 범위에서 검토하였다. 도6으로부터 $0.55 \leq \text{비}(H2/R_{s2}) \leq 0.95$ 의 범위에서 압축기 효율이 향상된다.

비($H2/R_{s2}$)가 작은 경우에는 롤러(11b)의 외주면과 실린더(10b)의 내주면의 누설 손실이 작은 한편, 베인 미끄럼 이동 손실 등의 기계 마찰 손실이 증대된다. 반대로 비($H2/R_{s2}$)가 큰 경우에는 누설 손실이 크고 기계 마찰 손실은 작다. 또한 전술한 압축 하중(F_{r2})과 회전 원심력(F_{c2})의 영향이 가해진다. 로터리 2단 압축기(1)에서는 각 압축 요소(20)의 압력비가 작으므로, 기계 마찰 손실에 반해 누설 손실의 영향이 적다. 따라서 로터리 2단 압축기(1)의 적정비($H2/R_{s2}$)는 0.55 내지 0.95이고, 종래의 단일단의 압축기의 값 0.4 내지 0.8보다도 큰 값으로 되어있다.

이상과 같이 본 발명의 실시 형태를 적용하는 로터리 2단 압축기는 압제량의 비($V2/V1$)를 0.65 내지 0.85로 하였으므로, 압력비가 작은 공기 조화기용 2단 압축 사이클과, 2단 압축 인젝션 사이클의 양자의 냉난방 평균 COP가 향상된다. 또한 실린더의 두께의 비($H2/H1$)를 0.65 내지 1.0으로 하였으므로, 회전축에 가하는 회전 원심력과 압축 하중을 적정화함으로써 압축기 효율을 향상시킨다.

또한 고압측 압축 요소(20b)에 관하여 $0.8 \leq \text{비}(R_r2/R_{s1}) \leq 0.9$ 나, $0.55 \leq \text{비}(H2/R_{s2}) \leq 0.95$ 로 하였으므로, 냉매 누설 손실과 기계 마찰 손실의 비율을 적정화함으로써 압축기 효율을 향상시킨다.

장치 구성을 압제량의 비($V2/V1$), 각 압축 요소의 압축기 부품을 최적화함으로써 기계 마찰 손실의 저감, 냉매 누설 손실과 기계 마찰 손실의 손실 비율의 적정화를 도모함으로써 압축기 효율을 향상시키는 것이다.

발명의 효과

본 발명의 로터리 2단 압축기는 냉매 누설 손실과 기계 마찰 손실, 하중의 밸런스를 적정화하여 압축기 효율을 향상시킬 수 있다.

또한 본 발명을 적용한 로터리 2단 압축기를 구비한 공기 조화기는 냉난방 평균 COP를 향상시킬 수 있다.

(57) 청구의 범위

청구항 1.

밀폐 용기 내에 전동기와, 이 전동기로 구동되는 저압측 압축 요소와, 상기 전동기로 구동되어 상기 저압측 압축 요소로 압축된 작동 유체를 압축하는 고압측 압축 요소를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 압제량을 $V2$, 상기 저압측 압축 요소의 압제량을 $V1$ 로 하였을 때에,

$0.65 \leq \text{비}(V2/V1) \leq 0.85$ 인 로터리 2단 압축기.

청구항 2.

제1항에 있어서, 작동 유체는 냉매 R410A인 로터리 2단 압축기.

청구항 3.

제1항에 있어서, 상기 전동기에 의해 회전 운동하는 회전축과, 상기 저압측 압축 요소와 상기 고압측 압축 요소 사이에 설치되는 구획판을 구비하고, 상기 저압측 압축 요소와 상기 고압측 압축 요소가 상기 구획판을 거쳐서 연결되어 있는 로터리 2단 압축기.

청구항 4.

제1항에 있어서, 상기 각 압축 요소는 대략 원통 형상의 실린더와, 상기 회전축의 편심부에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 실린더의 두께를 H2, 상기 저압측 압축 요소의 실린더 두께를 H1로 하였을 때에 $0.6 \leq \text{비}(H2/H1) \leq 1.0$ 인 로터리 2단 압축기.

청구항 5.

제1항에 있어서, 상기 각 압축 요소는 대략 원통 형상의 실린더와, 상기 회전축의 편심부에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 실린더의 내주 반경을 Rs2, 상기 롤러의 외주 반경을 Rr2로 하고, $0.8 \leq \text{비}(Rr2/Rs2) \leq 0.9$ 로 하였을 때

$0.55 \leq \text{비}(H2/Rs2) \leq 0.95$ 로 한 것을 특징으로 하는 로터리 2단 압축기.

청구항 6.

응축기, 팽창 기구, 증발기, 압축기를 차례로 배관으로 접속한 냉동 사이클을 구비한 공기 조화기에 있어서, 상기 압축기는 밀폐 용기 내에 전동기와, 이 전동기로 구동되는 저압측 압축 요소와, 상기 전동기로 구동되어 상기 저압측 압축 요소로 압축된 작동 유체를 압축하는 고압측 압축 요소를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 압제량을 V2, 상기 저압측 압축 요소의 압제량을 V1로 하였을 때에 $0.65 \leq \text{비}(V2/V1) \leq 0.85$ 인 로터리 2단 압축기인 공기 조화기.

청구항 7.

응축기, 팽창 기구, 증발기, 압축기를 차례로 배관으로 접속한 냉동 사이클을 구비한 공기 조화기에 있어서, 상기 팽창 기구는 제1 팽창 기구와 제2 팽창 기구로 이루어지고, 그들 제1과 제2 팽창 기구에 접속된 기액 분리기를 갖고, 상기 압축기는 밀폐 용기 내에 전동기와, 이 전동기로 구동되는 저압측 압축 요소와, 상기 전동기로 구동되어 상기 저압측 압축 요소로 압축된 작동 유체를 압축하는 고압측 압축 요소를 구비하고, 상기 고압측 압축 요소의 압제량을 V2, 상기 저압측 압축 요소의 압제량을 V1로 하였을 때에 $0.65 \leq \text{비}(V2/V1) \leq 0.85$ 인 로터리 2단 압축기이고, 상기 기액 분리기는 상기 저압측 압축 요소로 압축된 작동 유체에 통하는 유로와 연통하는 공기 조화기.

청구항 8.

제6항 또는 제7항에 있어서, 작동 유체는 냉매 R410A인 공기 조화기.

청구항 9.

제6항 또는 제7항에 있어서, 상기 각 압축 요소는 대략 원통 형상의 실린더와, 상기 회전축의 편심부에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러를 구비하고, 상기 고압축 압축 요소의 실린더의 두께를 H2, 상기 저압축 압축 요소의 실린더 두께를 H1로 하였을 때 $0.6 \leq \text{비}(H2/H1) \leq 1.0$ 인 공기 조화기.

청구항 10.

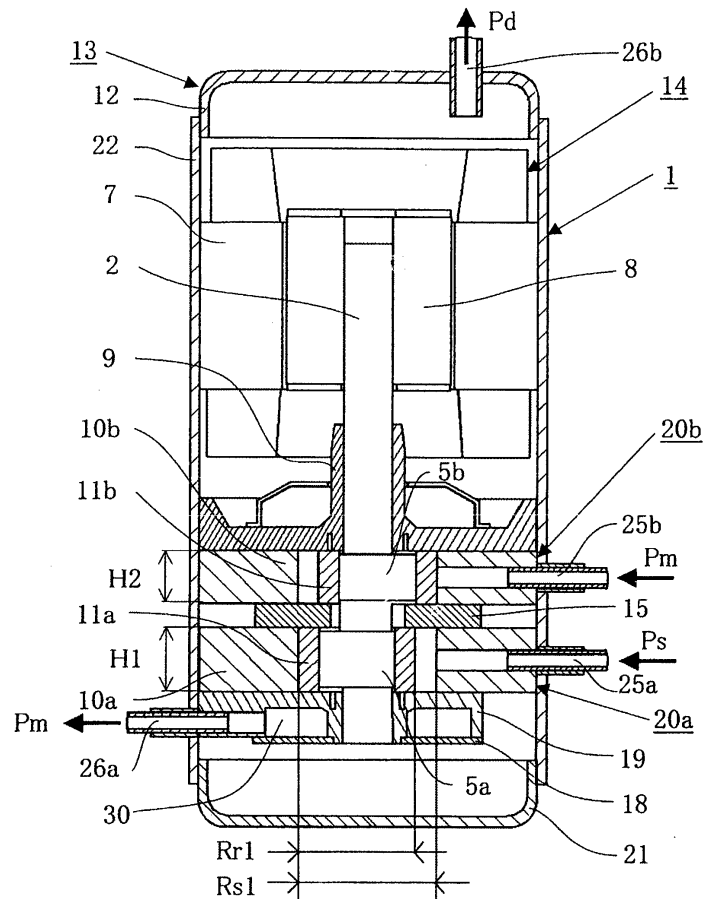
제6항 또는 제7항에 있어서, 상기 각 압축 요소는 대략 원통 형상의 실린더와, 상기 회전축의 편심부에 끼워 맞추어진 대략 원통 형상의 롤러를 구비하고, 상기 고압축 압축 요소의 실린더의 내주 반경을 Rs2, 상기 롤러의 외주 반경을 Rr2로 하고,

$0.8 \leq \text{비}(Rr2/Rs2) \leq 0.9$ 로 하였을 때

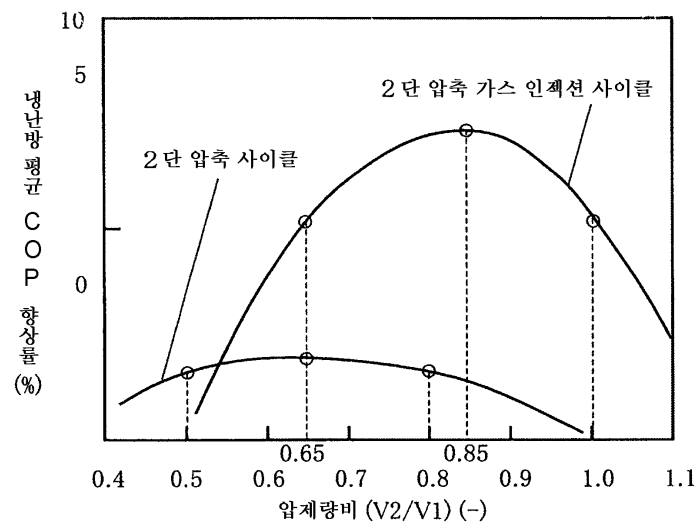
$0.55 \leq \text{비}(H2/Rs2) \leq 0.95$ 로 한 로터리 2단 압축기.

도면

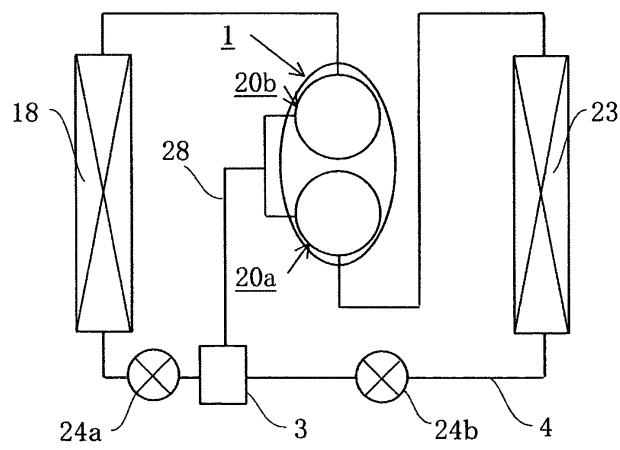
도면1



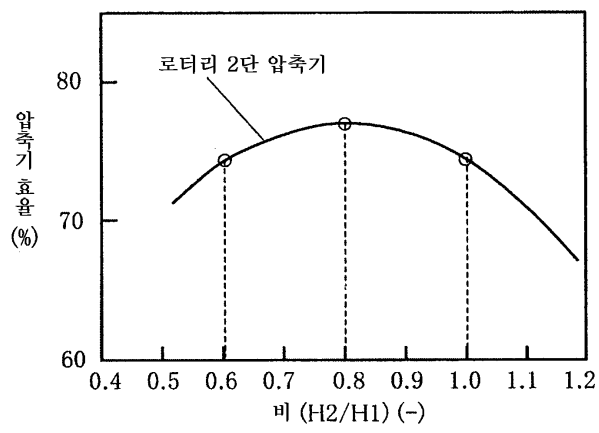
도면2



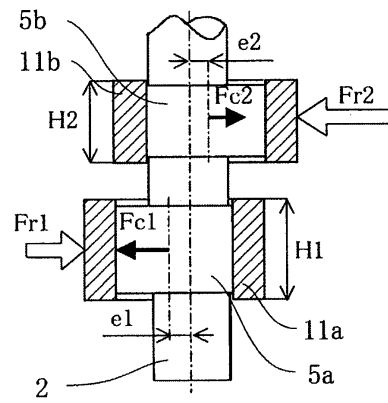
도면3



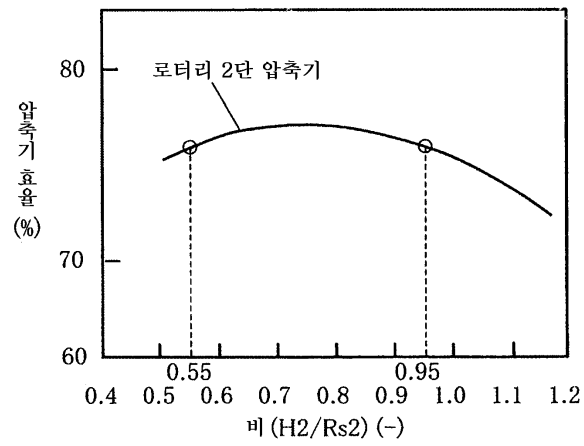
도면4



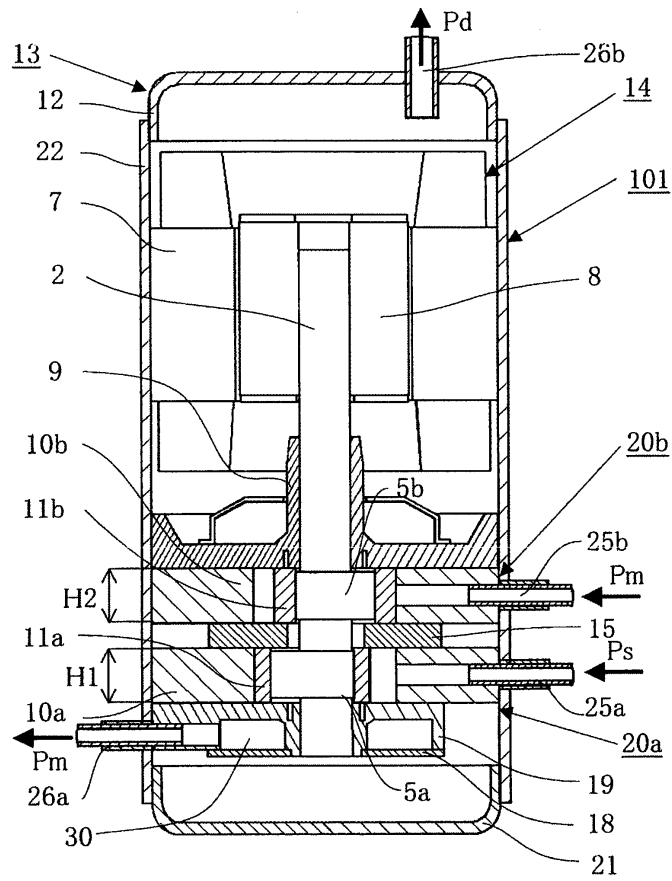
도면5



도면6



도면7



도면8

