

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2016年5月19日(19.05.2016)



(10) 国際公開番号
WO 2016/076064 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 18/356 (2006.01) *F04C 29/06* (2006.01)
F04C 23/00 (2006.01) *F04C 29/12* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/079199
- (22) 国際出願日: 2015年10月15日(15.10.2015)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2014-228435 2014年11月10日(10.11.2014) JP
- (71) 出願人: 東芝キャリア株式会社(TOSHIBA CARRIER CORPORATION) [JP/JP]; 〒2128585 神奈川県川崎市幸区堀川町7番地34 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 志田 勝吾(SHIDA, Shougo).
- (74) 代理人: 特許業務法人 東京国際特許事務所(TOKYO INTERNATIONAL PATENT FIRM); 〒1050003 東京都港区西新橋一丁目17番16号 宮田ビル2階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,

BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

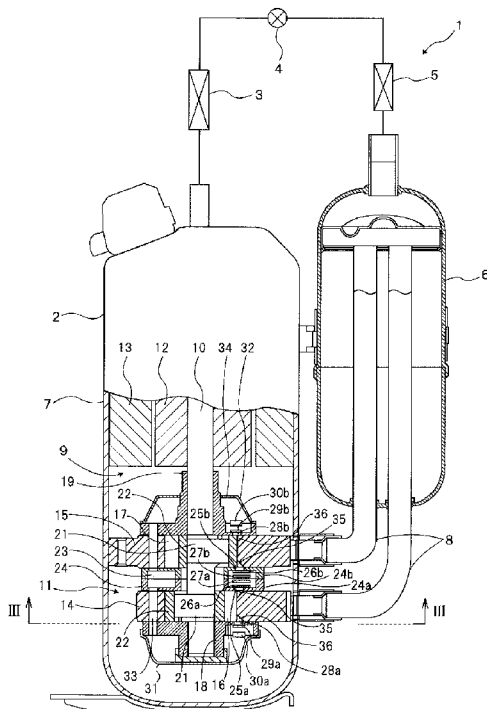
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

(54) Title: ROTATING COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置



(57) Abstract: The present invention is a rotating compressor provided with a compression mechanism part constituted of: an airtight case; a plurality of cylinders that are partitioned by partitioning plates inside the airtight case and that have intake ports and cylinder chambers; and rollers that are disposed inside the cylinder chambers and to which eccentric rotation is given, wherein a compression chamber is formed in each of the cylinder chambers. In the compression mechanism part, outlet ports from which working fluid that has been compressed in the compression chambers is discharged are individually provided in the partitioning plates and in bearings that close the cylinders, and the outlet ports provided in the partitioning plates are formed so that the opening areas thereof are greater than the opening areas of the outlet ports provided in the bearings.

(57) 要約: 密閉ケースと、前記密閉ケース内に仕切板により仕切られ吸込ポート及びシリンダ室を有する複数のシリンダと、前記シリンダ室内に配置され偏心回転が与えられるローラとからなる圧縮機構部を備える回転式圧縮機であって、前記シリンダ室内にそれぞれ圧縮室を形成し、前記圧縮機構部は、前記仕切板と、前記シリンダを閉塞する軸受とに、前記圧縮室内で圧縮された作動流体を吐出する吐出ポートを、それぞれ設け、前記仕切板に設けた前記吐出ポートの開口面積が、前記軸受に設けた前記吐出ポートの開口面積よりも大きく形成した、回転式圧縮機。

WO 2016/076064 A1

明 細 書

発明の名称： 回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明は、ガス冷媒等の作動流体を圧縮する回転式圧縮機及びそれを備えた冷凍サイクル装置に関する。

背景技術

[0002] 従来、ガス冷媒等の作動流体を圧縮する回転式圧縮機は、シリンダの両端を閉塞部材で閉塞することによりシリンダ内にシリンダ室を形成し、このシリンダ室内を偏心回転するローラと往復移動するブレードとにより吸込室と圧縮室とに二分し、吸込室内に吸い込んだ作動流体を圧縮室内で圧縮し、圧縮した作動流体を閉塞部材に形成した吐出ポートから吐出させている。このような回転式圧縮機では、近年、一度に圧縮する作動流体の量を増大し、大容量化及び性能向上を図るニーズがある。この要望に応えるために、圧縮室内で圧縮した作動流体を、複数の吐出ポートから吐出させるものが考えられている。

例えば、下記特許文献 1 に記載された回転式圧縮機では、シリンダの両側に位置する閉塞部材のそれぞれに夫々吐出弁を設けた吐出ポートを形成し、圧縮室内の圧力が所定圧に上昇した場合に吐出弁を開弁させて作動流体を各吐出ポートから吐出させている。これにより、各吐出ポートを通過する作動流体の量が少なくなり、作動流体が吐出ポートを通過する際の流路抵抗が原因となる過圧縮による圧縮損失を低減させ、圧縮性能を向上させている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開 2 0 1 3 - 8 3 2 4 5 号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかしながら、圧縮された作動流体が複数個の同径の吐出ポートから同時

に吐出されると、吐出圧力脈動が共鳴して騒音が増大し、吐出弁の開閉タイミングに起因する圧縮損失が増大し性能が低下する傾向にある。従って、単に吐出ポートを2つ設けるだけでは、十分に圧縮性能を向上することができず、実用化が難しいという現実があった。また、特許文献1に記載された回転式圧縮機は、軸受に設ける吐出ポートの径を、仕切板に設ける吐出ポートの径よりも大きくし、作動流体の流動経路を分岐し、軸受に多くの作動流体が流れるようにした構成としているが、仕切板に比べて軸受部分は遮音性が低く、この部分に多くの冷媒を吐出させると騒音が大きくなるという課題があった。

[0005] 本発明の目的は、上述の従来技術の課題を鑑み、仕切板の吐出ポートの開口面積を軸受吐出ポートのものよりも大きくし、仕切板に流動する作動流体量を相対的に増やすことにより、遮音性を高め、副軸受側の高温化を抑えることで、摺動部についての摩耗量を低減し変形を抑え、高効率化をはかり全体の信頼性をあげることができる回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置を提供することである。

課題を解決するための手段

[0006] 上記課題を達成するため提供される回転式圧縮機は、密閉ケースと、前記密閉ケース内に仕切板により仕切られ吸込ポート及びシリンダ室を有する複数のシリンダと、前記シリンダ室内に配置され偏心回転が与えられるローラとからなる圧縮機構部を備える回転式圧縮機であって、前記シリンダ室内にそれぞれ圧縮室を形成し、前記圧縮機構部は、前記仕切板と、前記シリンダを閉塞する軸受とに、前記圧縮室内で圧縮された作動流体を吐出する吐出ポートを、それぞれ設け、前記仕切板に設けた前記吐出ポートの開口面積が、前記軸受に設けた前記吐出ポートの開口面積よりも大きく形成されることを特徴とする。

上記特徴を有する回転式圧縮機において、前記圧縮室のそれぞれに対して設けるふたつの前記吐出ポートを開閉する吐出弁をそれぞれ設け、前記吐出弁はそれぞれ異なる差圧で開弁されるよう構成することが望ましい。

また、前記仕切板に設けた吐出ポートを開閉する前記吐出弁には、前記軸受に設けた前記吐出弁とは、固有振動数が異なる前記吐出弁を用いることが望ましい。

なお、それぞれの異なる差圧で開弁される前記吐出弁は、小さな差圧で開く方の吐出弁の固有振動数の方が、大きな差圧で開く方の吐出弁の固有振動数より大きく設定することが望ましい。

また、上記課題を達成するため提供される冷凍サイクル装置は、上記の特徴を有する回転式圧縮機とこの回転式圧縮機に接続されて圧縮機本体から吐出された冷媒を凝縮する凝縮器と、前記凝縮器に接続されて凝縮された冷媒を減圧する膨張装置と、前記膨張装置で膨張した前記冷媒を蒸発させる蒸発器を備え、前記蒸発器と前記圧縮機本体とは、作動流体流路により接続したことを特徴とする。

発明の効果

[0007] 上記特徴を有する本発明の実施形態の回転式圧縮機によれば、仕切板の吐出ポートの開口面積を軸受吐出ポートのものよりも大きくし、仕切板に流動する作動流体量を相対的に増やすようにしたので、遮音性が高められ、圧縮機本体における副軸受側の高温化を抑えることが可能となり、従って、摺動部についての摩耗量を低減しその変形を抑え、冷媒の圧縮高効率化をはかり、圧縮機並びに冷凍サイクル装置全体の信頼性をあげることができる。

また、本発明に依る更なる特徴及び作用効果は以下に添付図面を参照して説明される好適な実施形態の記載によりより明らかになる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]は、本発明の第1の実施形態による回転式圧縮機を備えた冷凍サイクル装置の全体を示す構成図であり、その回転式圧縮機を断面図で示す。

[図2]は、図1における回転式圧縮機の圧縮室の構成を示す要部断面図である。

[図3]は、図1における圧縮機構部の概略断面図である。

発明を実施するための形態

[0009] 以下、発明を実施するための実施形態について説明する。尚、以下の記載において、上下、左右、等方向を示す用語は、図示の状態に基づいて用いられている。

(第1の実施形態)

第1の実施形態の回転式圧縮機及びそれを備えた冷凍サイクル装置について、図1乃至図3を参照して説明する。

図1は、冷凍サイクル装置の全体構成を示しており、この冷凍サイクル装置1は、圧縮機本体2と、圧縮機本体2に接続されて圧縮機本体2から吐出された高圧・高温の作動流体であるガス冷媒を凝縮して液冷媒にする凝縮器3と、凝縮器3に接続されて液冷媒を減圧する膨張装置4と、膨張装置4で膨張した液冷媒を蒸発させる蒸発器5と、冷媒をガス相と液相に分離するアキュムレータ6と、を有している。アキュムレータ6と圧縮機本体2とは、作動流体が流れる吸込流路8により接続され、回転式圧縮機を構成している。

[0010] 圧縮機本体2は、円筒状に形成された密閉ケース7を有し、密閉ケース7内には、上方側に位置する電動機部9と、電動機部9に連結された回転軸10と、回転軸10を介して電動機部9により駆動される圧縮機構部11とが收容されている。密閉ケース7内の下部には、潤滑油が收容されている。

[0011] 電動機部9は、回転軸10が固定された回転子12と、密閉ケース7に固定されて回転子12を囲む位置に配置された固定子13とを有している。回転子12には永久磁石（図示せず）が設けられ、固定子13には通電用のコイル（図示せず）が巻かれている。コイルに通電されることにより、回転子12と回転軸10とが回転する。

[0012] 圧縮機構部11は、作動流体であるガス冷媒を圧縮する部分であり、上下方向に隣り合う二つのシリンダ14、15を有している。シリンダ14、15の間には、内部に仕切板内空間23を有する仕切板24がシリンダ14、15の一方の閉塞部材として設けられている。

二つのシリンダ14、15のうち、下側に位置するシリンダ14における

仕切板 24 が設けられている側の反対側には他方の閉塞部材である副軸受 18 が設けられている。上側に位置するシリンダ 15 における仕切板 24 が設けられている側の反対側には他方の閉塞部材である主軸受 19 が設けられている。そして、シリンダ 14 の上下方向の両端が仕切板 24 と副軸受 18 とに閉塞されることによりシリンダ 14 の内部にシリンダ室 16 が形成される。同様にシリンダ 15 の上下方向の両端が仕切板 24 と主軸受 19 とに閉塞されることによりシリンダ 15 の内部にシリンダ室 17 が形成されている。

[0013] 副軸受 18 と主軸受 19 とは回転軸 10 を軸支しており、回転軸 10 はシリンダ 14 内、シリンダ 15 内に挿通されている。回転軸 10 におけるシリンダ室 16、シリンダ室 17 内に位置する部分には回転中心から偏心した偏心部 21 が設けられ、この偏心部 21 にはローラ 22 が嵌合されている。ローラ 22 は、回転軸 10 の回転時に外周面をシリンダ 14、15 の内周面に油膜を介して線接触させながら、偏心回転するように配置されている。尚、ブレード 20 については図 3 を参照して後述する。

[0014] 仕切板 24 は、回転軸 10 の軸方向に重ね合わされた第 1 分割仕切板 24 a と第 2 分割仕切板 24 b との二つを連結することにより形成されている。第 1、第 2 分割仕切板 24 a、24 b にはそれぞれ凹状の掘り込み部が形成され、第 1、第 2 分割仕切板 24 a、24 b を連結して仕切板 24 を形成した場合に、第 1、第 2 分割仕切板 24 a、24 b の掘り込み部が合わさることにより仕切板 24 内に仕切板内空間 23 が形成される。

[0015] 第 1 分割仕切板 24 a には、シリンダ室 16 内で圧縮された作動流体が仕切板内空間 23 に吐出される一方の吐出ポートである仕切板吐出ポート 25 a が形成されている。さらに、第 1 分割仕切板 24 a には、仕切板吐出ポート 25 a を開閉する一方の吐出弁である仕切板吐出弁 26 a と、仕切板吐出弁 26 a の最大開度を規制する仕切板弁押え 27 a とが取付けられている。

[0016] 尚、第 2 分割仕切板 24 b の構成は第 1 分割仕切板 24 a と同様であり、シリンダ室 17 内で圧縮された作動流体が仕切板内空間 23 に吐出される一方の吐出ポートである仕切板吐出ポート 25 b が形成されている。さらに、

第2分割仕切板24bには、仕切板吐出ポート25bを開閉する一方の吐出弁である仕切板吐出弁26bと、仕切板吐出弁26bの最大開度を規制する仕切板弁押え27bとが取付けられている。

[0017] 副軸受18には、シリンダ室16内で圧縮された作動流体が吐出される軸受吐出ポート28aが形成され、さらに、軸受吐出ポート28aを開閉する軸受吐出弁29aと、軸受吐出弁29aの最大開度を規制する軸受弁押え30aとが取付けられている。また、副軸受18の外周部には、軸受吐出ポート28aから吐出された作動流体が流入する副軸受側マフラ31が取付けられている。

[0018] 主軸受19には、シリンダ室17内で圧縮された作動流体が吐出される軸受吐出ポート28bが形成され、さらに、軸受吐出ポート28bを開閉する軸受吐出弁29bと、軸受吐出弁29bの最大開度を規制する軸受弁押え30bとが取付けられている。また、主軸受19の外周部には、軸受吐出ポート28bから吐出された作動流体が流入する主軸受側マフラ32が取付けられている。

[0019] 図1に示すように、副軸受側マフラ31と主軸受側マフラ32とは、副軸受18とシリンダ14と、仕切板24と、シリンダ15と主軸受19とに形成された連通路33を介して連通され、副軸受側マフラ31内に流入した作動流体は連通路33を通して主軸受側マフラ32内に流入する。主軸受側マフラ32には、主軸受側マフラ32内の作動流体を密閉ケース7内に流出させる流出孔34が形成されている。

[0020] 副軸受側マフラ31と主軸受側マフラ32との容積を比べると、副軸受側マフラ31の容積は、主軸受側マフラ32の容積より小さく形成されている。

[0021] ここで、第1分割仕切板24a、第2分割仕切板24bに形成された仕切板吐出ポート25a、25bと副軸受18、主軸受19に形成された吐出ポート28a、28bとの差異、及び、仕切板24a、24bに設けた吐出弁26a、26bと、副軸受18と主軸受19に設けた吐出弁29a、29b

との差異について説明する。

第1分割仕切板24aに形成された仕切板吐出ポート25aと副軸受18に形成された軸受吐出ポート28a、及び、仕切板吐出弁26aと軸受吐出弁29aとの差異と、第2分割仕切板24bに形成された仕切板吐出ポート25bと主軸受19に形成された軸受吐出ポート28b、及び、仕切板吐出弁26bと軸受吐出弁29bとの、仕切板と軸受との差異は同様であるので、以下、便宜的にまとめて説明する。

単に仕切板をさす場合は第1分割仕切板24aと第2分割仕切板24bを特に区別せず仕切板24と称し、仕切板24に設ける吐出ポートを仕切板吐出ポート25と称し、仕切板吐出ポート25を開閉する吐出弁を仕切板吐出弁26と称し、仕切板吐出弁26の最大開度を規制する弁押えを仕切板弁押え27と称し、単に軸受をさす場合は副軸受18、主軸受19を特に区別せずに軸受18、19と称し、軸受18、19に設けた吐出ポートは軸受吐出ポート28と称し、軸受吐出ポート28を開閉する吐出弁を軸受吐出弁29と称し、軸受吐出弁の最大開度を規制する弁押えを軸受弁押え30と称す。

[0022] 一つの圧縮室に対して設ける二つの吐出ポートである、仕切板吐出ポート25と軸受吐出ポート28とは開口面積が異なり、仕切板吐出ポート25の開口面積は軸受吐出ポート28の開口面積より大きく形成されている。この開口面積の差異に応じ、吐出ポートを開閉するそれぞれの吐出弁も異なっている。作動流体が圧縮室に流動し圧縮され、圧縮工程を終えると、圧縮室39内の圧力と、吐出される側の仕切板内空間23及び副軸受側マフラ31、主軸受側マフラ32内の圧力とに圧力の差が生じる。そして、作動流体は圧力の高いところから低いところへと流動するため、ある一定の圧力の差（以後、差圧と称し、圧縮室内の圧力と圧縮室の外側の圧力との差、を意味する）が生じると、吐出弁が開弁し、作動流体が吐出され、流動する。

[0023] ここで、それぞれの吐出弁は、それぞれ異なる差圧で開弁されるように形成される。例えば、小さな差圧で開く板バネを軸受吐出弁29に用い、これよりも大きな差圧が生じないと開かない板バネを仕切板吐出弁26に用いれ

ば、先に軸受吐出弁 2 9 が開弁し、圧縮された作動流体の圧力がさらに大きくなったら、圧縮室 3 9 内の圧力と吐出される側の仕切板内空間 2 3 の圧力の差も大きくなり、仕切板吐出弁 2 6 が開弁する。このように、軸受吐出弁 2 9 の開弁後に仕切板吐出弁 2 6 が開弁するため、同じタイミングで二つの吐出弁が開弁することを避け、吐出圧力脈動による共鳴を防止することができる。

[0024] また、仕切板吐出弁 2 6 の固有振動数 “f” は、軸受吐出弁 2 9 の固有振動数 “f” と異なる大きさに形成されている。各々の固有振動数 “f” は、 $f = \sqrt{(K/m)} \div 2\pi$ で求めることができる。但し、K は吐出弁 2 6 、2 9 のばね定数であり、m は吐出弁 2 6 、2 9 の開閉部の質量である。本実施形態においては、後述するように、仕切板吐出弁 2 6 と軸受吐出弁 2 9 とで、K および m の数値を異ならせている。

[0025] 仕切板吐出ポート 2 5 と軸受吐出ポート 2 8 とは、設計制約上の理由から一部分がシリンダ室 1 6、1 7 から外れる位置に形成されている。そして、シリンダ 1 4、1 5 の内周部には、仕切板吐出ポート 2 5 と軸受吐出ポート 2 8 の開口面積の全体をシリンダ室 1 6、1 7 に連通させるように仕切板吐出切欠き 3 5 と、軸受吐出切欠き 3 6 が形成されている。これらの吐出切欠き 3 5、3 6 を比較すると、仕切板吐出ポート 2 5 に連通する仕切板吐出切欠き 3 5 の容積は、軸受吐出ポート 2 8 に連通する軸受吐出切欠き 3 6 の容積よりも大きく形成されている。

[0026] 図 3 は上述の圧縮機構部 1 1 の概略断面図を示す。

シリンダ 1 4、1 5 にはブレード溝 3 7 が形成され、このブレード溝 3 7 には往復移動可能にブレード 2 0 が収容されている。ブレード 2 0 は、先端部をローラ 2 2 の外周面に当接させるように付勢されており、ブレード 2 0 の先端部がローラ 2 2 の外周面に当接されることによりシリンダ室 1 6、1 7 内が吸込室 3 8 と圧縮室 3 9 とに仕切られている。吸込室 3 8 には吸込流路 8 が連通され、圧縮室 3 9 には仕切板吐出ポート 2 5 と、軸受吐出ポート 2 8 が連通されている。

[0027] このような構成を有する本実施形態に係る回転式圧縮機 2 の作用を以下に記載する。

[0028] 回転式圧縮機 2 の電動機部 9 に通電されることにより回転軸 10 が回転子 12 と共に中心線回りに回転し、この回転により圧縮機構部 11 が駆動され、シリンダ室 16、17 内で作動流体が圧縮される。圧縮された作動流体の圧力が設定圧に達すると、仕切板吐出弁 26 と軸受吐出弁 29 とが開弁され、作動流体が仕切板吐出ポート 25 と軸受吐出ポート 28 とから吐出される。仕切板吐出ポート 25 から吐出された作動流体は仕切板内空間 23 内に流入し、吐出ポート 28 a から吐出された作動流体は副軸受側マフラ 31 内に流入した後に連通路 33 内を通過して主軸受側マフラ 32 内に流入する。吐出ポート 28 b から吐出された作動流体は主軸受側マフラ 32 内に流入する。各吐出ポートから主軸受側マフラ 32 に流入した作動流体は、流出孔 34 から密閉ケース 7 内に流出する。

[0029] 尚、密閉ケース 7 内に流出した作動流体は、その後、回転式圧縮機 2 外に流れ、凝縮器 5、膨張装置 6、蒸発器 7 の順に流れて回転式圧縮機 2 に戻り、冷凍サイクル装置 1 での冷凍サイクル運転が実行される。

[0030] ここで、圧縮機構部 11 は、シリンダ室 16、17（より詳しくは圧縮室 39）内で圧縮された作動流体が吐出される吐出ポートとして、仕切板 24 に設けられた仕切板吐出ポート 25 と、副軸受 18、主軸受 19 に設けられた軸受吐出ポート 28 と、一つの圧縮室に対して二つの吐出ポートを有している。そして、仕切板吐出ポート 25 を開閉する仕切板吐出弁 26 と軸受吐出ポート 28 を開閉する軸受吐出弁 29 とが開弁する差圧は異なっている。このため、仕切板吐出ポート 25 と軸受吐出ポート 28 とから吐出される作動流体の吐出量は、一つの吐出ポートから全ての作動流体を出すよりも、相対的に少なくなる。さらに、仕切板吐出ポート 25 を開閉する仕切板吐出弁 26 と軸受吐出ポート 28 を開弁する軸受吐出弁 29 とは開弁するタイミングが異なるので、作動流体が仕切板吐出ポート 25 と軸受吐出ポート 28 とから吐出される際の脈動を抑えることができるとともに脈動の共鳴を防止す

ることができ、回転式圧縮機 2 から発生する騒音を抑制することができる。

[0031] また、圧縮された作動流体がシリンダ室 16、17 から吐出される際に発生する騒音については、吐出される仕切板内空間 23 は仕切板 24 に覆われており、仕切板 24 は二つのシリンダ 14、15 に挟まれた位置であるので、仕切板 24 およびシリンダ 14、15 による遮音効果により、回転式圧縮機 2 の外に漏れ出す騒音を低減させることができる。さらに、本実施形態では、単に流動経路を二分にするだけでなく、作動流体を仕切板内空間 23 に流動する量が、仕切板吐出ポート 25 が軸受吐出ポート 28 よりも大きいので軸受に流動する量よりも多いため、従来の回転式圧縮機よりも大きな遮音効果を生み出すことができ、騒音を低減することができる。

[0032] また、仕切板吐出ポート 25 を開閉する仕切板吐出弁 26 は、軸受吐出ポート 28 を開閉する軸受吐出弁 29 とは異なる差圧で開弁されるため、低速回転時であって作動流体の吐出量が少ない段階では、低い圧力の時点で一方の吐出弁が先に開弁されるので、吐出弁 26、29 を開弁させるために生じる過圧縮による圧力損失を低減させることができ、低速回転時における圧縮性能の向上を図ることができる。

[0033] また、仕切板吐出ポート 25 を開閉する仕切板吐出弁 26 の固有振動数 “ f ” が、軸受吐出ポート 28 を開閉する軸受吐出弁 29 の固有振動数 “ f ” とは異なって形成されている。物体が変形を与えられると元に戻ろうとして逆方向に変形し、これが繰り返し起こるために発生する振動数、を意味する固有振動数は、この値が高いほど、弁を開く際の初速が速く、弁を閉める際のスピードも速い。このため、固有振動数の高い方の吐出弁の応答性（圧力が低下した場合に速やかに閉弁する性能）を良くすることができ、作動流体のシリンダ室 16、17 内への逆流を防止して圧縮性能の向上を図ることができる。

[0034] ここで、小さい差圧で吐出弁を開弁させるためには、その吐出弁のばね定数 “ K ” を小さくする必要があり、ばね定数 “ K ” を小さくすると吐出弁の応答性が低下することになる。しかし、吐出弁の開閉部の質量 “ m ” を小さ

くすれば、上記した数式 $f = \sqrt{(K/m)} \div 2\pi$ から分かるように、“K”を小さくしても固有振動数“f”を大きくすることができる。したがって、例えば、軸受吐出弁29の固有振動数を、仕切板吐出弁26の固有振動数より小さく設定すると、開口面積が小さい軸受吐出ポート28を開閉する軸受吐出弁29の“m”を小さくし、軸受吐出弁29は“K”を小さくして小さい差圧で開弁させることにより低速回転時における軸受吐出弁29を開弁するために生じる過圧縮による圧力損失を低減させて低回転時の圧縮性能の向上を図りつつ、その軸受吐出弁29の応答性を良くすることによる圧縮性能の向上を図ることができる。

[0035] シリンダ室17内で圧縮された作動流体は、一部が仕切板吐出ポート25bから吐出されて仕切板内空間23に流入するとともに、他の一部が軸受吐出ポート28bから吐出されて主軸受側マフラ32内に流入する。そして、軸受吐出ポート28bから吐出されて主軸受側マフラ32内に流入した作動流体は、シリンダ室16内で圧縮されて軸受吐出ポート28aから吐出されて副軸受側マフラ31内に流入してその後に連通路33を通して主軸受側マフラ32内に流入した作動流体と合流し、主軸受側マフラ32に形成された流出孔34から密閉ケース7内に流出する。

[0036] そして、吐出ポート25、28の開口面積を比較すると、軸受吐出ポート28の方の開口面積が小さいので、軸受吐出ポート28aから吐出されて副軸受側マフラ31内に流入する作動流体の量は、仕切板吐出ポート25及び軸受吐出ポート28bから吐出されて主軸受側マフラ32内に流入する作動流体の量より少なくなっている。ここで、軸受吐出ポート28aから吐出されて副軸受側マフラ31内に流入した作動流体は高温であり、この作動流体はシリンダ室16の近傍に形成されている連通路33内を通して主軸受側マフラ32内に流入するので、その過程で、シリンダ室16内の作動流体を加熱することになる。シリンダ室16内の作動流体が外部からの熱で加熱されると回転式圧縮機2の圧縮性能が低下することになるが、上述のとおり、軸受吐出ポート28aから吐出されて副軸受側マフラ31内に流入する作動流

体の量は、仕切板吐出ポート 25 及び軸受吐出ポート 28 b から吐出されて主軸受側マフラ 32 内に流入する作動流体の量より少ないため、連通路 33 を通る作動流体によるシリンダ室 16 内の作動流体の加熱を抑制することができる。これにより、シリンダ室 16 内の作動流体が外部から加熱されることによる回転式圧縮機 2 の圧縮性能低下を抑制することができる。

[0037] また、上述の本実施形態によらず、副軸受 18 に従来と同量の作動流体を送る場合、圧縮室 39 から一つの吐出ポートのみに吐出するのであれば、吐出ポートを大きくせざるを得ないので、副軸受 18 の吐出機構部の取付けのための掘り込み部分が、副軸受 18 の中心部にまで侵出してしまい、副軸受 18 の剛性が下がり、変形しやすくなる。しかし、本発明の実施形態に依る回転式圧縮機によれば、軸受吐出ポート 28 が小さいので、圧縮機構部の吐出機構部を縮小することができる。このため、回転式圧縮機 2 の下部の安定を図ることができる。

[0038] さらに、副軸受 18 に流動する作動流体の量は相対的に少ないので、高温・高压に圧縮した作動流体を下部に多く集めることもないため、回転式圧縮機 2 の下部の温度が必要以上に上がることもない。よって、高温であればあるほど、副軸受 18 と回転軸 10 とが摺動する箇所が合計稼働時間に比例して摩耗してしまうが、本実施形態によれば、高温による摺動部の摩耗を抑えることができる。

[0039] また、上述したように、副軸受側マフラ 31 内に流入する作動流体の量が少ないので、副軸受側マフラ 31 の容積を小さくすることができる。そして、副軸受側マフラ 31 の容積が小さくなることにより、密閉ケース 7 内に収容される潤滑油に関し、油面を上昇させることなく貯油量を増やすことができ、回転式圧縮機の性能を長期間に亘って維持することができる。

[0040] また、吐出ポート 25、28 は、一部分がシリンダ室 16、17 から外れる位置に形成されているので、吐出ポート 25、28 の開口面積の全体をシリンダ室 16、17 に連通させるようにシリンダ 14、15 の内周部に吐出切欠き 35、36 が形成されている。これらの吐出切欠き 35、36 が形成

されていることにより、シリンダ室 16、17 内で圧縮された作動流体がスムーズに吐出ポート 25、28 から吐出されるようになり、作動流体が吐出ポート 25、28 に至るまでの流路抵抗が原因となる過圧縮による圧縮損失を低減させることができ、圧縮性能の向上を図ることができる。

[0041] また、これらの吐出切欠き 35、36 の容積は、開口面積の大きい仕切板吐出ポート 25 に連通する吐出切欠き 35 の容積が、開口面積の小さい軸受吐出ポート 28 に連通する吐出切欠き 36 の容積よりも大きく形成されている。このため、吐出切欠き 35、36 の総容積を抑制することができる。そのため、シリンダ室 16、17 からの作動流体の吐出が終了した時点における吐出切欠き 35、36 内に残留する作動流体の量を抑制することができ、圧縮された作動流体が吐出切欠き 35、36 内に残留することが原因となる再膨張損失を抑制することができる。

[0042] また、圧縮機構部にて圧縮した作動流体を 4 つの吐出ポートから分散して吐出することにより、一度に多くの作動流体を圧縮することができる。さらに、一つの吐出ポートへの負荷も分散されることから、吐出弁の負荷も減り、弁割れ等の不具合が起きることも相対的に減る。よって、高効率化をはかり、全体の信頼性をあげることができる。

[0043] (第 2 の実施形態)

前記第 1 の実施例では圧縮機構部のブレードとローラが別体のものについて説明したが、本発明によれば第 2 の実施形態として、ブレードとローラが一体となったスイングタイプを用いても良い。

[0044] (第 3 の実施形態)

また、前記実施例では、回転式圧縮機のシリンダ数は 2 個であったが、これに加えて、第 3 の実施形態として、シリンダ数が 3 個以上のタイプに用いても同等の効果が得られる。

[0045] 尚、本発明は、上述の各実施例における回転式圧縮機を備えた冷凍サイクル装置を提供するものであり、その冷凍サイクル装置は、例えば、図 1 に示されるように、上記構成を有する圧縮機本体 2 と、圧縮機本体 2 に接続され

て圧縮機本体 2 から吐出された高圧・高温の作動流体であるガス冷媒を凝縮して液冷媒にする凝縮器 3 と、凝縮器 3 に接続されて液冷媒を減圧する膨張装置 4 と、膨張装置 4 で膨張した液冷媒を蒸発させる蒸発器 5 と、冷媒をガス相と液相に分離するアキュムレータ 6 と、を有して構成され、アキュムレータ 6 と圧縮機本体 2 とは、作動流体が流れる吸込流路 8 により接続され、回転式圧縮機を構成している。

[0046] 以上説明した少なくとも一つの実施形態の回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置によれば、仕切板の吐出ポートの開口面積を軸受吐出ポートのものよりも大きくし、仕切板に流動する作動流体量を相対的に増やすことができるので、遮音性を高め、摺動部の摩耗を抑え、過圧縮による圧力損失を低減させ、低速回転時の圧縮性能を向上させ、高効率化をはかり全体の信頼性をあげることが可能となる。

[0047] 本発明のいくつかの実施形態を説明したが、これらの実施形態は、例として提示したものであり、発明の範囲を限定することは意図していない。これらの実施形態は、その他の様々な形態で実施されることが可能であり、発明の要旨を逸脱しない範囲で、種々の省略、置き換え、変更を行うことができる。この実施形態やその変形は、発明の範囲や要旨に含まれると同様に、特許請求の範囲に記載された発明とその均等の範囲に含まれる。

符号の説明

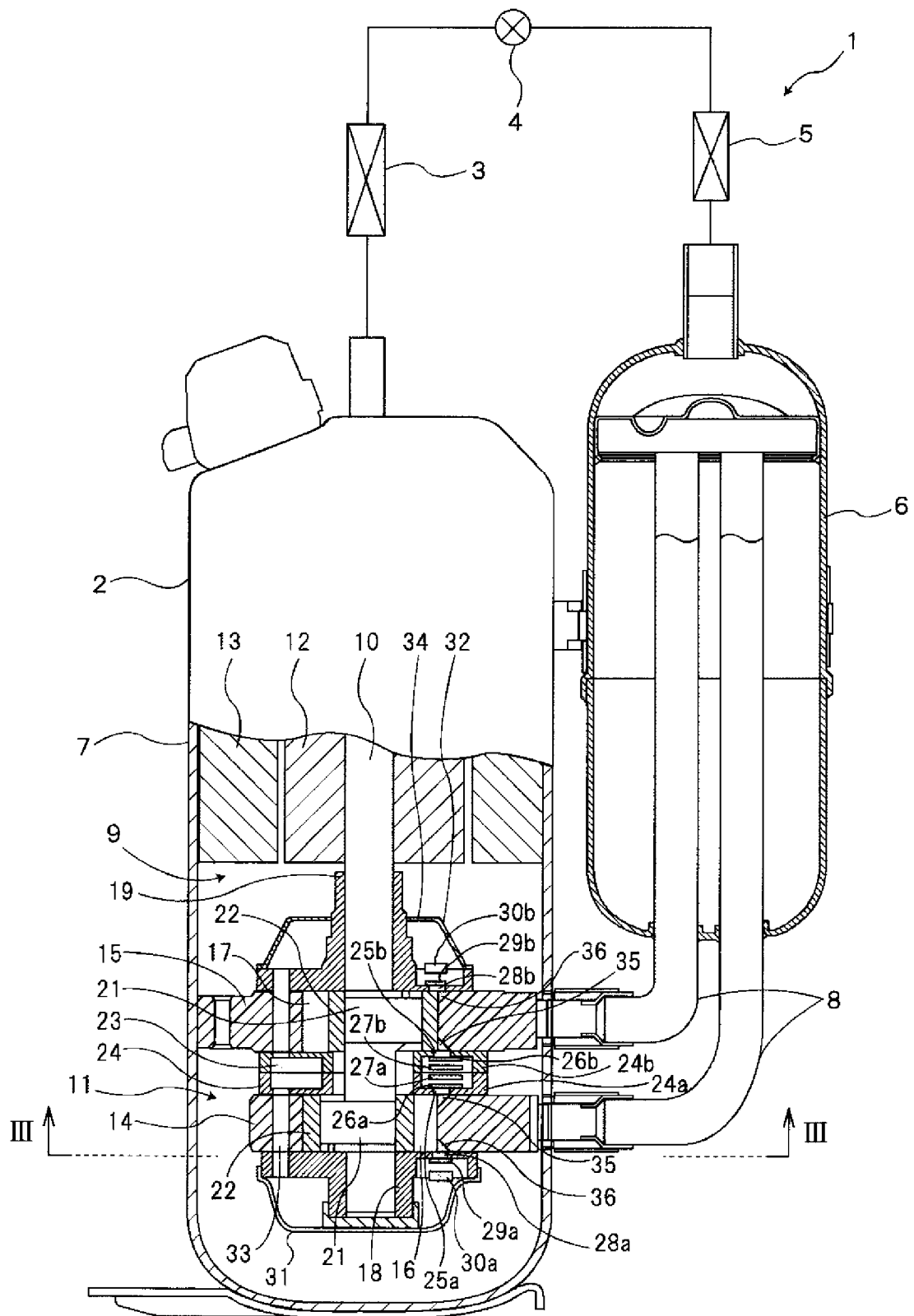
[0048] 1…冷凍サイクル装置、2…圧縮機(圧縮機本体)、3…凝縮機、4…膨張装置、5…蒸発器、6…アキュムレータ、7…密閉ケース、8…吸込通路、9…電動機部、10…回転軸、11…圧縮機構部、12…回転子、13…固定子、14…下部シリンダ、15…上部シリンダ、16…下部シリンダ室、17…上部シリンダ室、18…副軸受、19…主軸受、20…ブレード、21…偏心部、22…ローラ、23…仕切板内空間、24…仕切板、24a…第1分割仕切板、24b…第2分割仕切板、25…仕切板吐出ポート、25a、25b…仕切板吐出ポート(下部、上部)、26…仕切板吐出弁、26a、26b…仕切板吐出弁(下部、上部)、27…仕切板弁押え、27a、

27b…仕切板弁押え（下部、上部）、28…軸受吐出ポート、28a、28b…軸受吐出ポート（下部、上部）、29…軸受吐出弁、29a、29b…軸受吐出弁（下部、上部）、30…軸受弁押え、30a、30b…軸受弁押え（下部、上部）、31…副軸受側マフラ、32…主軸受側マフラ、33…連通路、34…流出孔、35…吐出切欠き（仕切板吐出ポート側の吐出切欠き）、36…吐出切欠き（軸受吐出ポート側の吐出切欠き）、37…ブレード溝、38…吸込室、39…圧縮室

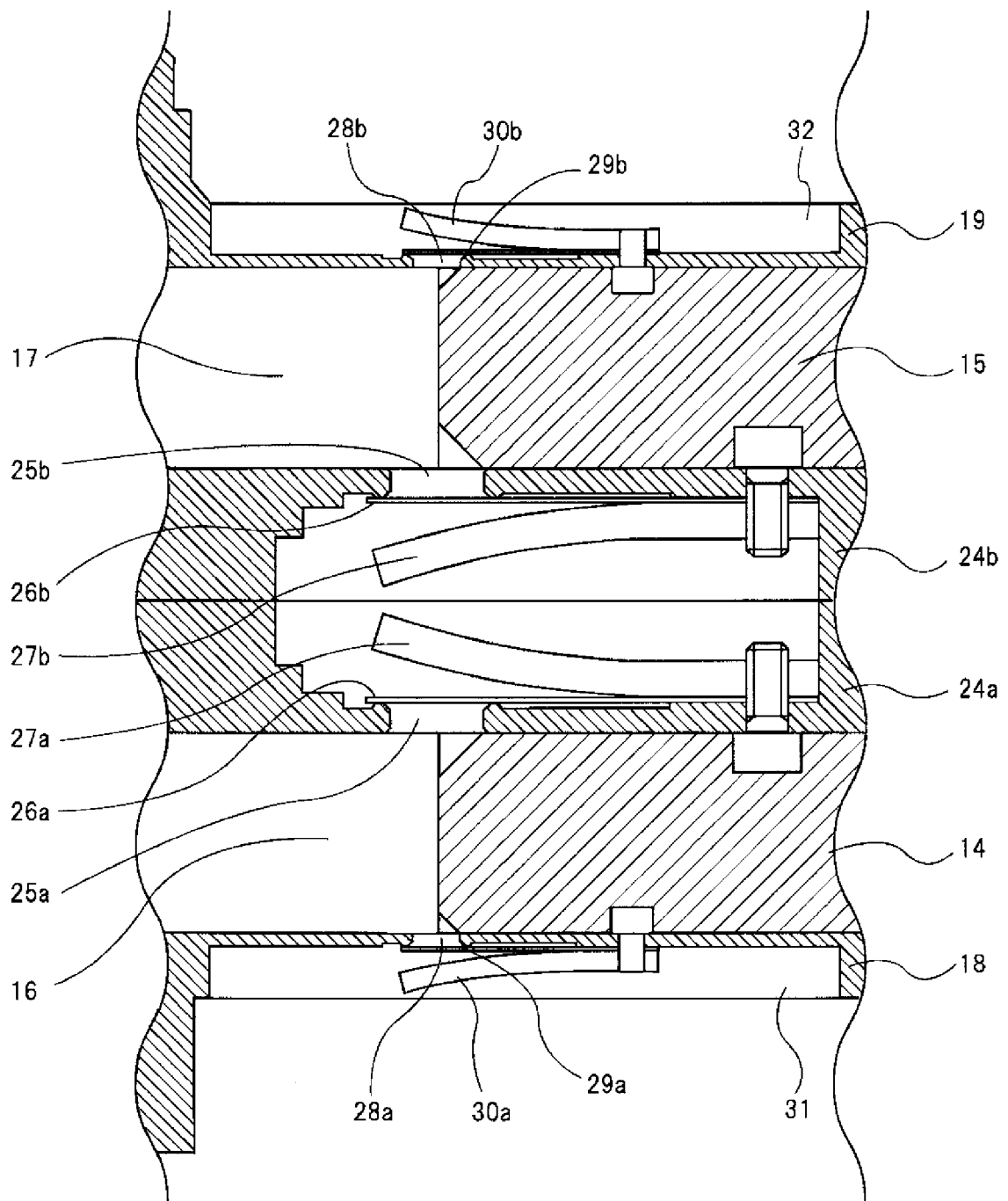
請求の範囲

- [請求項1] 密閉ケースと、前記密閉ケース内に仕切板により仕切られ吸込ポート及びシリンダ室を有する複数のシリンダと、前記シリンダ室内に配置され偏心回転が与えられるローラとからなる圧縮機構部を備える回転式圧縮機であって、
- 前記シリンダ室内にそれぞれ圧縮室を形成し、前記圧縮機構部は、前記仕切板と、前記シリンダを閉塞する軸受とに、前記圧縮室内で圧縮された作動流体を吐出する吐出ポートを、それぞれ設け、前記仕切板に設けた前記吐出ポートの開口面積は、前記軸受に設けた前記吐出ポートの開口面積よりも大きく形成されることを特徴とする回転式圧縮機。
- [請求項2] 前記圧縮室のそれぞれに対して設けるふたつの前記吐出ポートを開閉する吐出弁をそれぞれ設け、前記吐出弁はそれぞれ異なる差圧で開弁されるよう構成したことを特徴とする請求項1記載の回転式圧縮機。
- [請求項3] 前記仕切板に設けた吐出ポートを開閉する吐出弁には、前記軸受に設けた吐出弁とは、固有振動数が異なる吐出弁を用いることを特徴とする請求項1記載の回転式圧縮機。
- [請求項4] それぞれの異なる差圧で開弁される前記吐出弁は、小さい差圧で開く方の吐出弁の固有振動数の方が、大きい差圧で開く方の吐出弁の固有振動数より大きく設定することを特徴とする請求項2記載の回転式圧縮機。
- [請求項5] 請求項1に記載の回転式圧縮機と前記回転式圧縮機に接続されて圧縮機本体から吐出された冷媒を凝縮する凝縮器と、前記凝縮器に接続されて凝縮された冷媒を減圧する膨張装置と、前記膨張装置で膨張した前記冷媒を蒸発させる蒸発器を備え、前記蒸発器と前記圧縮機本体とは、作動流体流路により接続したことを特徴とする冷凍サイクル装置。

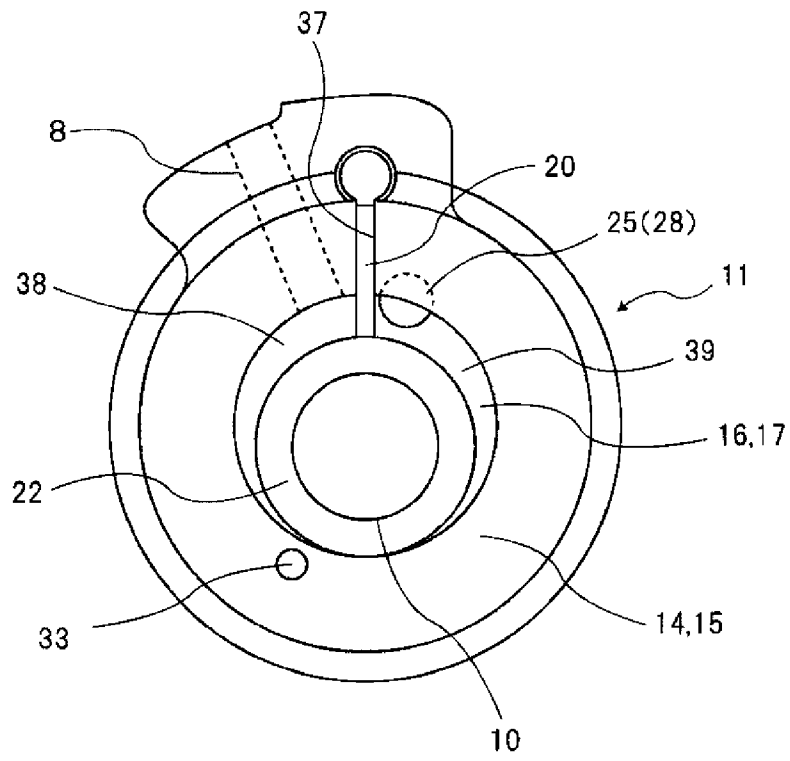
[図1]



[図2]



[図3]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/079199

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C18/356(2006.01)i, F04C23/00(2006.01)i, F04C29/06(2006.01)i, F04C29/12(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F04C18/356, F04C23/00, F04C29/06, F04C29/12

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2016
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2016	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2016

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2013/047307 A1 (Toshiba Carrier Corp.), 04 April 2013 (04.04.2013), entire text; all drawings & JP 2013-83245 A & US 2014/0250937 A1 & CN 103827500 A	1-5
A	WO 2009/145232 A1 (Toshiba Carrier Corp.), 03 December 2009 (03.12.2009), entire text; all drawings & US 2011/0067434 A1 & CN 102046981 A	1-5
A	US 2006/0090488 A1 (HWANG, Seon-Woong), 04 May 2006 (04.05.2006), entire text; all drawings & EP 1653085 A1 & KR 10-2006-0038893 A & CN 1769710 A	1-5

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
05 January 2016 (05.01.16)

Date of mailing of the international search report
19 January 2016 (19.01.16)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F04C18/356(2006.01)i, F04C23/00(2006.01)i, F04C29/06(2006.01)i, F04C29/12(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F04C18/356, F04C23/00, F04C29/06, F04C29/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2016年
日本国実用新案登録公報	1996-2016年
日本国登録実用新案公報	1994-2016年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	WO 2013/047307 A1（東芝キャリア株式会社）2013.04.04, 全文, 全図 & JP 2013-83245 A & US 2014/0250937 A1 & CN 103827500 A	1-5
A	WO 2009/145232 A1（東芝キャリア株式会社）2009.12.03, 全文, 全図 & US 2011/0067434 A1 & CN 102046981 A	1-5
A	US 2006/0090488 A1（HWANG, Seon-Woong）2006.05.04, 全文, 全図 & EP 1653085 A1 & KR 10-2006-0038893 A & CN 1769710 A	1-5

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

05.01.2016

国際調査報告の発送日

19.01.2016

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

松浦 久夫

30

9613

電話番号 03-3581-1101 内線 3358