



(43) 国際公開日
2012 年 1 月 12 日 (12.01.2012)

- (51) 国際特許分類 :
F04C 18/32 (2006.01) F2SB 1/00 (2006.01)
F04C 18/356 (2006.01) F2SB 1/04 (2006.01)
F04C 23/00 (2006.01)

(21) 国際出願番号 : PCT/JP201 1/003870

(22) 国際出願日 : 201 1 年 7 月 6 日 (06.07.201 1)

(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 2010-156037 2010 年 7 月 8 日 (08.07.2010) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について) : パナソニック株式会社 (PANASONIC CORPORATION) [JP/JP]: T 5718501 大阪府門真市大字門真 1 0 0 6 番地 Osaka (JP).

() 発明者 : および
() 発明者 / 出願人 (米国についてのみ) : 尾形 雄司 (OGATA, Takeshi). 岡市 敦雄 (OKAICHI, Atsuo). 長谷川 寛 (HASEGAWA, Hiroshi).

(74) 代理人 : 鎌田 耕一, 外 (KAMADA, Koichi et al);
〒5300047 大阪府大阪市北区西天満 4 丁目 3 番 2 5 号 梅田プラザビル別館 8 階 Osaka (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, 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, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, 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.

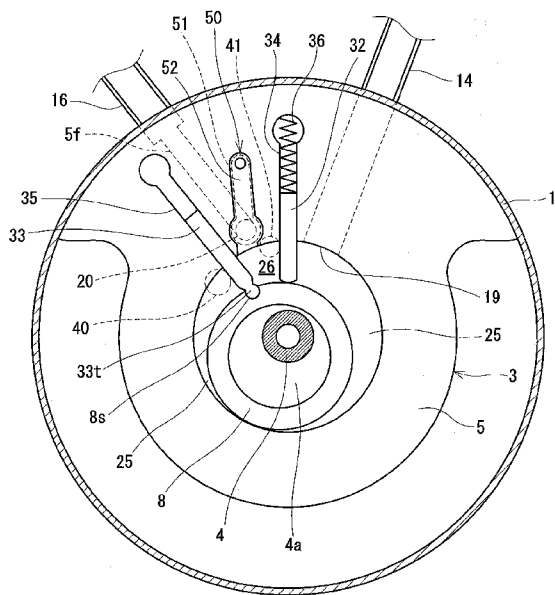
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能) : ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM,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

[続葉有]

- (54) Title: ROTARY COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE
(54) 発 明 の 名 称 : ロータリ圧縮機及び冷凍サイクル装置

[図3]

FIG.3



A—A

(57) Abstract: A rotary compressor (102) is provided with a shaft (4), a cylinder (5), a piston (8), a first vane (32) and a second vane (33). The first vane (32) partitions the space between the cylinder (5) and the piston (8) along the circumferential direction of the piston (8). The second vane (33) further partitions the space partitioned by the first vane (32), along the circumferential direction of the piston (8), so that a first compression chamber (25) and a second compression chamber (26) having a smaller volume than the first compression chamber (25) are formed within the cylinder (5). The piston (8) and the second vane (33) are integrated or are joined together.

(57) 要約：ロータリ圧縮機₁₀₂は、シャフト₄、シリンダ₅、ピストン₈、第₁ペーン₃₂及び第₂ペーン₃₃を備えている。第₁ペーン₃₂は、シリンダ₅とピストン₈との間の空間をピストン₈の周方向に沿って仕切っている。第₂ペーン₃₃は、第₁圧縮室₂₅と、第₁圧縮室₂₅の容積よりも小さい容積を有する第₂圧縮室₂₆とがシリンダ₅内に形成されるように、第₁ペーン₃₂によって仕切られた空間をピストン₈の周方向に沿ってさらに仕切っている。ピストン₈と第₂ペーン₃₃とが一体化されている、又はピストン₈と第₂ペーン₃₃とが結合されている。



(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR,
NE, SN, TD, TG).

添付公開書類：

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称 : ロータリ圧縮機及び冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明は、ロータリ圧縮機及び冷凍サイクル装置に関する。

背景技術

[0002] 中間圧を有する気相の冷媒を圧縮機にインジェクションすることにより、冷凍サイクル装置の効率が向上することが知られている（特許文献 1 参照）。この技術によれば、圧縮機の仕事及び蒸発器での冷媒の圧力損失を低減できるので、冷凍サイクルの COP (coefficient of performance) が改善する。

[0003] インジェクション技術に採用できる圧縮機として、シリンダ内に第 1 圧縮室と第 2 圧縮室とが形成されるように複数のベーン（プレート）を設けたローリングピストン型圧縮機が提案されている（特許文献 2 参照）。

[0004] 図 15 は、特許文献 2 の図 3 に記載されたヒートポンプ式暖房装置の構成図である。ヒートポンプ式暖房装置 500 は、ローリングピストン型圧縮機 501、凝縮器 503、膨張機構 504、気液分離器 507 及び蒸発器 509 を備え、蒸発器 509 からの気相の冷媒及び気液分離器 507 で分離された中間圧の気相の冷媒を圧縮機 501 でそれぞれ圧縮するように構成されている。圧縮機 501 のシリンダ 522 に取り付けられたベーン 525 及び 535 によって、シリンダ 522 とロータ 523 との間の空間が主圧縮室 526 及び副圧縮室 527 に区画されている。主圧縮室 526 は、吸入孔 526a 及び吐出孔 526b を有する。副圧縮室 527 は、吸入孔 527a 及び吐出孔 527b を有する。吸入孔 526a が蒸発器 509 に接続され、吸入孔 527a が気液分離器 507 に接続されている。吐出孔 526b 及び吐出孔 527b は 1 つに集合し、凝縮器 503 に接続されている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1 :特開2006_112753号公報

特許文献2 :特公平3_53532号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 本発明者らは、特許文献2に記載されたヒートポンプ式暖房装置500が実用化できるものであるかどうか詳細に検討した。その結果、圧縮機501に次のような技術上の問題が存在することを突き止めた。

[0007] まず、図16に示すように、ベーンを1つのみ有する従来のローリングピストン型圧縮機によると、主に、ベーン540の先端面541に加えられた圧力と背面542に加えられた圧力との差に起因して、ベーン540をピストン543に向けて押し付ける力が発生する。高圧シェル型の圧縮機の場合、ベーン540の背面542には、吐出圧力（高圧）に等しい圧力が加わる。ベーン540は、平面視で円弧状の先端面541を有し、その先端面541でピストン543と接している。1つのシリンダにベーン540が1つだけ設けられている場合、ベーン540とピストン543との接点から見て先端面541の右側部分には、常に吸入孔544からの吸入圧力（低圧）が加わる。先端面541の左側部分には、吸入圧力（低圧）と吐出圧力（高圧）との間で変化する圧力が加わる。先端面541の左側部分に吐出圧力（高圧）が加わったときでも、先端面541の右側部分に吸入圧力（低圧）が常に加わっているため、先端面541と背面542との間の圧力差は十分に確保される。故に、ベーン540にはピストン543に向けて常に十分な大きさの押し付け力が働く。

[0008] これに対し、特許文献2に記載されたローリングピストン型圧縮機501によれば、1つのシリンダに2つのベーンが設けられている。ベーンを1つのみ備えたローリングピストン型圧縮機と同じ考え方で、2つのベーンに働く押し付け力を検証する。図15に示すように、ベーン525の先端面の半分には、常に吸入孔526aからの吸入圧力（低圧）が加わる。ベーン525の先端面の他の半分には、副圧縮室527の圧力が加わる。副圧縮室52

7の圧力は、気液分離器507で分離された気相の冷媒の圧力（中間圧）と吐出圧力（高圧）との間で変化する。従って、ローリングピストン型圧縮機501が高圧シェル型の圧縮機であるという前提に立てば、ベーン525にはピストン523に向けて十分な大きさの押し付け力が働く。

[0009] 次に、ベーン535の先端面の半分には、常に吸入孔527aからの吸入圧力、つまり、気液分離器507で分離された気相の冷媒の圧力（中間圧）が加わる。ベーン535の先端面の他の半分には、主圧縮室526の圧力が加わる。主圧縮室526の圧力は、吸入圧力（低圧）と吐出圧力（高圧）との間で変化する。従って、ベーン535に働く押し付け力（最小の押し付け力）は、ベーン525に働く押し付け力及び従来のローリングピストン型圧縮機のベーン540に働く押し付け力よりも小さい。

[0010] ベーンに働く押し付け力が小さい場合、「ベーン飛び」と呼ばれる不具合が起こる可能性がある。ここで「ベーン飛び」とは、ベーンの先端がピストンから離れる現象のことを意味する。ベーン飛びが起こると、圧縮機効率の顕著な低下を招くおそれがある。

[0011] 本発明の目的は、インジェクション技術に採用できるロータリ圧縮機のベーン飛びを防止することにある。

課題を解決するための手段

[0012] すなわち、本発明は、
シリンダと、
自身と前記シリンダとの間に空間を形成するように前記シリンダ内に配置されたピストンと、
前記ピストンが取り付けられたシャフトと、
前記シャフトの回転方向に沿った第1の角度位置において前記シリンダに取り付けられ、前記空間を前記ピストンの周方向に沿って仕切る第1ベーンと、
前記シャフトの回転方向に沿った第2の角度位置において前記シリンダに取り付けられ、第1圧縮室と、前記第1圧縮室の容積よりも小さい容積を有

する第 2 圧縮室とが前記シリンダ内に形成されるように、前記第 1 ペーンによつて仕切られた前記空間を前記ピストンの周方向に沿つてさらに仕切る第 2 ペーンとを備え、

前記ピストンと前記第 2 ペーンとが一体化されている、又は前記ピストンと前記第 2 ペーンとが結合されている、ロータリ圧縮機を提供する。

[0013] 好適な態様において、上記本発明のロータリ圧縮機は、

前記第 1 圧縮室で圧縮すべき作動流体を前記第 1 圧縮室に導く第 1 吸入孔と、

前記第 1 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 1 圧縮室から前記第 1 圧縮室の外に導く第 1 吐出孔と、

前記第 2 圧縮室で圧縮すべき作動流体を前記第 2 圧縮室に導く第 2 吸入孔と、

前記第 2 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 2 圧縮室から前記第 2 圧縮室の外に導く第 2 吐出孔と、

前記第 2 吸入孔に設けられた吸入逆止弁と、をさらに備えている。

[0014] 他の側面において、本発明は、

上記好適な態様に係るロータリ圧縮機と、

前記ロータリ圧縮機で圧縮された作動流体を冷却する放熱器と、

前記放熱器で冷却された作動流体を膨張させる膨張機構と、

前記膨張機構で膨張した作動流体を気相の作動流体と液相の作動流体とに分離する気液分離器と、

前記気液分離器で分離された液相の作動流体を蒸発させる蒸発器と、

前記蒸発器から流出した作動流体を前記ロータリ圧縮機の前記第 1 吸入孔に導く吸入流路と、

前記気液分離器で分離された気相の作動流体を前記ロータリ圧縮機の前記第 2 吸入孔に導くインジェクション流路と、

を備えた、冷凍サイクル装置を提供する。

発明の効果

[001 5] 本発明のロータリ圧縮機によれば、ピストンと第２ペーンとが一体化されている、又はピストンと第２ペーンとが結合されている。この場合、ペーン飛びの問題が本質的に存在しない。従って、本発明によれば、ペーン飛びの起こり得ない、高い圧縮機効率を有するロータリ圧縮機を提供できる。本発明のロータリ圧縮機を使用した冷凍サイクル装置は、高いインジェクション効果を享受できる。

図面の簡単な説明

- [001 6] [図1] 本発明の第１実施形態に係る冷凍サイクル装置の構成図
[図2] 図１に示す冷凍サイクル装置に使用されたロータリ圧縮機の縦断面図
[図3] 図２に示すロータリ圧縮機のＡ－Ａ線に沿った横断面図
[図4A] ペーン飛びを防ぐための構造を示す概略平面図
[図4B] ペーン飛びを防ぐための他の構造を示す概略平面図
[図4C] ペーン飛びを防ぐための更に他の構造を示す概略平面図
[図4D] ペーン飛びを防ぐための更に他の構造を示す概略平面図
[図4E] ペーン飛びを防ぐための更に他の構造を示す概略平面図
[図4F] ペーン飛びを防ぐための更に他の構造を示す概略平面図
[図5] 吸入逆止弁の拡大断面図
[図6A] 弁本体の側面図及び平面図
[図6B] 弁止めの側面図及び平面図
[図7] 圧縮機構の斜視図
[図8] ロータリ圧縮機の動作をシャフトの回転角度毎に示す概略図
[図9A] 第１圧縮室のＰＶ線図
[図9B] 第２圧縮室のＰＶ線図
[図10] インジェクションにより削減できる圧縮仕事を示す第２圧縮室のＰＶ線図
[図11A] 吸入逆止弁を省略したロータリ圧縮機の動作を示す概略図
[図11B] 図１１Ａに示す第２圧縮室のＰＶ線図
[図12] 第１ペーンと第２ペーンとのなす角度が鈍角となるように設計された

変形例を示す概略図

[図 13] 変形例に係るロータリ圧縮機の縦断面図

[図 14] 図 13 に示すロータリ圧縮機の B—B 線に沿った横断面図

[図 15] 従来のヒートポンプ式暖房装置の構成図

[図 16] ペーンを 1 つのみ有する従来のローリングピストン型圧縮機の横断面図

[図 17] 第 2 ペーンがピストンに結合していない場合の問題点を示す概略図

発明を実施するための形態

[001 7] 以下、添付の図面を参照しつつ本発明の実施形態を説明する。ただし、本発明は、以下に説明する実施形態によって限定解釈されない。各実施形態及び各変形例は、発明の要旨を逸脱しない範囲内で相互に組み合わせることができる。

[001 8] (第 1 実施形態)

図 1 は、本実施形態に係る冷凍サイクル装置の構成図である。冷凍サイクル装置 100 は、ロータリ圧縮機 102、第 1 熱交換器 104、第 1 膨張機構 106、気液分離器 108、第 2 膨張機構 110 及び第 2 熱交換器 112 を備えている。これらの構成要素は、冷媒回路 10 を形成するように、流路 10a ~ 10d によって上記の順番に環状に接続されている。流路 10a ~ 10d は、典型的には、冷媒配管で構成されている。冷媒回路 10 には、作動流体として、ハイドロフルオロカーボン、二酸化炭素等の冷媒が充填されている。

[001 9] 冷凍サイクル装置 100 は、さらに、インジェクション流路 10j を備えている。インジェクション流路 10j は、気液分離器 108 に接続された一端とロータリ圧縮機 102 に接続された他端とを有し、気液分離器 108 で分離された気相の冷媒をロータリ圧縮機 102 に直接に導く。インジェクション流路 10j は、典型的には、冷媒配管で構成されている。インジェクション流路 10j に減圧弁が設けられていてもよい。インジェクション流路 10j にアキュムレータが設けられていてもよい。

[0020] 冷媒回路 10 には、冷媒の流れ方向を切り替えることができる切り替え機構として、四方弁 116 が設けられている。図 1 に実線で示すように四方弁 116 を制御すると、ロータリ圧縮機 102 で圧縮された冷媒は第 1 熱交換器 104 に供給される。この場合、第 1 熱交換器 104 は、ロータリ圧縮機 102 で圧縮された冷媒を冷却する放熱器（凝縮器）として機能する。第 2 熱交換器 112 は、気液分離器 108 で分離された液相の冷媒を蒸発させる蒸発器として機能する。他方、図 1 に破線で示すように四方弁 116 を制御すると、ロータリ圧縮機 102 で圧縮された冷媒は第 2 熱交換器 112 に供給される。この場合、第 1 熱交換器 104 が蒸発器として機能し、第 2 熱交換器 112 が放熱器として機能する。四方弁 116 により、例えば、冷凍サイクル装置 100 を採用した空気調和装置に冷房及び暖房の両方の機能を付与できる。

[0021] ロータリ圧縮機 102 は、冷媒を高温高压に圧縮するための機器である。ロータリ圧縮機 102 は、第 1 吸入孔 19（主吸入孔）及び第 2 吸入孔 20（インジェクション吸入孔）を有する。第 1 熱交換器 104 又は第 2 熱交換器 112 から流出した冷媒がロータリ圧縮機 102 に導かれるように、第 1 吸入孔 19 に流路 10d が接続されている。気液分離器 108 で分離された気相の冷媒がロータリ圧縮機 102 に導かれるように、第 2 吸入孔 20 にインジェクション流路 10j が接続されている。

[0022] 第 1 熱交換器 104 は、典型的には、空気—冷媒熱交換器又は水—冷媒熱交換器で構成されている。第 2 熱交換器 112 も典型的には空気—冷媒熱交換器又は水—冷媒熱交換器で構成されている。冷凍サイクル装置 100 を空気調和装置に採用する場合、第 1 熱交換器 104 及び第 2 熱交換器 112 の両方が空気—冷媒熱交換器で構成される。冷凍サイクル装置 100 を給湯機又は給湯暖房機に採用する場合、第 1 熱交換器 104 が水—冷媒熱交換器で構成され、第 2 熱交換器 112 が空気—冷媒熱交換器で構成される。

[0023] 第 1 膨張機構 106 及び第 2 膨張機構 110 は、放熱器としての第 1 熱交換器 104（又は第 2 熱交換器 112）で冷却された冷媒又は気液分離器 1

08で分離された液相の冷媒を膨張させるための機器である。第1膨張機構106及び第2膨張機構110は、典型的には、膨張弁で構成されている。好適な膨張弁として、開度を変更できる弁、例えば電動膨張弁が挙げられる。第1膨張機構106は、第1熱交換器104と気液分離器108との間の流路10b上に設けられている。第2膨張機構110は、気液分離器108と第2熱交換器112との間の流路10c上に設けられている。膨張機構106及び110は、それぞれ、冷媒から動力を回収できる容積型膨張機で構成されていてもよい。

[0024] 気液分離器108は、第1膨張機構106又は第2膨張機構110で膨張した冷媒を気相の冷媒と液相の冷媒とに分離する。気液分離器108には、第1膨張機構106又は第2膨張機構110で膨張した冷媒の入口、液相の冷媒の出口及び気相の冷媒の出口が設けられている。気相の冷媒の出口にインジェクション流路10jの一端が接続されている。

[0025] 冷媒回路10には、アキュムレータ、内部熱交換器等の他の機器が設けられていてもよい。

[0026] 図2は、図1に示す冷凍サイクル装置100に使用されたロータリ圧縮機102の縦断面図である。図3は、図2に示すロータリ圧縮機102の八A線に沿った横断面図である。ロータリ圧縮機102は、密閉容器1、モータ2、圧縮機構3及びシャフト4を備えている。圧縮機構3は、密閉容器1内の下部に配置されている。モータ2は、密閉容器1内において、圧縮機構3の上に配置されている。シャフト4によって、圧縮機構3とモータ2とが連結されている。密閉容器1の上部には、モータ2に電力を供給するための端子21が設けられている。密閉容器1の底部には、潤滑油を保持するための油溜り22が形成されている。

[0027] モータ2は、ステータ17及びロータ18で構成されている。ステータ17は、密閉容器1の内壁に固定されている。ロータ18は、シャフト4に固定されており、かつシャフト4とともに回転する。

[0028] 密閉容器1の上部には、吐出管11が設けられている。吐出管11は、密

閉容器 1 の上部を貫通しているとともに、密閉容器 1 の内部空間 13 に向かつて開口している。吐出管 11 は、圧縮機構 3 で圧縮された冷媒を密閉容器 1 の外部に導く吐出流路としての役割を担う。つまり、吐出管 11 は、図 1 に示す流路 10 a の一部を構成している。ロータリ圧縮機 102 の動作時において、密閉容器 1 の内部空間 13 は、圧縮された冷媒で満たされる。つまり、ロータリ圧縮機 102 は、高圧シェル型の圧縮機である。高圧シェル型のロータリ圧縮機 102 によれば、冷媒でモータ 2 を冷却できるのでモータ効率の向上を期待できる。冷媒がモータ 2 で加熱されると、冷凍サイクル装置 100 の加熱能力も向上する。

[0029] 圧縮機構 3 は、冷媒を圧縮するようにモータ 2 によって動かされる。図 2 及び図 3 に示すように、圧縮機構 3 は、シリンダ 5、主軸受 6、副軸受 7、ピストン 8、マフラー 9、第 1 ペーン 32、第 2 ペーン 33、第 1 吐出弁 43、第 2 吐出弁 44 及び吸入逆止弁 50 を有する。本実施形態では、第 1 吸入孔 19 及び第 2 吸入孔 20 のうち、第 2 吸入孔 20 にのみ吸入逆止弁 50 が設けられている。

[0030] シャフト 4 は、半径方向の外向きに突出した偏心部 4a を有する。ピストン 8 は、シリンダ 5 の内部に配置されている。シリンダ 5 の内部において、シャフト 4 の偏心部 4a にピストン 8 が取り付けられている。シリンダ 5 には、第 1 ペーン溝 34 及び第 2 ペーン溝 35 が形成されている。第 1 ペーン溝 34 は、シャフト 4 の回転方向に沿った第 1 の角度位置に形成されている。第 2 ペーン溝 35 は、シャフト 4 の回転方向に沿った第 2 の角度位置に形成されている。

[0031] 第 1 ペーン溝 34 には、ピストン 8 の外周面に接する先端を有する第 1 ペーン 32 (プレート) がスライドできるように取り付けられている。第 1 ペーン 32 は、シリンダ 5 とピストン 8 との間の空間をピストン 8 の周方向に沿って仕切っている。第 2 ペーン溝 35 には、第 2 ペーン 33 (プレート) がスライドできるように取り付けられている。第 2 ペーン 33 は、シリンダ 5 とピストン 8 との間の空間をピストン 8 の周方向に沿ってさらに仕切って

いる。これにより、シリンダ 5 の内部に、第 1 圧縮室 2 5（主圧縮室）と、第 1 圧縮室 2 5 の容積よりも小さい容積を有する第 2 圧縮室 2 6（インジェクション圧縮室）とが形成されている。

[0032] 第 1 ペーン 3 2 の背後には、シャフト 4 の中心に向かって第 1 ペーン 3 2 を押している第 1 ばね 3 6 が配置されている。第 1 ペーン溝 3 4 の後部は、密閉容器 1 の内部空間 1 3 に連通している。従って、密閉容器 1 の内部空間 1 3 の圧力が第 1 ペーン 3 2 の背面に加えられる。第 2 ペーン 3 3 はピストン 8 に結合されている。そのため、第 2 ペーン 3 3 の背後にばねは配置されていない。ただし、第 2 ペーン 3 3 の背後にばねが配置されていてもよい。第 2 ペーン溝 3 5 も密閉容器 1 の内部空間 1 3 に連通している。第 1 ペーン溝 3 4 及び第 2 ペーン溝 3 5 には、油溜り 2 2 に溜められた潤滑油が供給される。

[0033] 本明細書では、第 1 ペーン 3 2 及び第 1 ペーン溝 3 4 の位置をシャフト 4 の回転方向に沿った「 θ 度（第 1 の角度）」の位置と定義する。言い換えれば、第 1 ペーン 3 2 がピストン 8 によって第 1 ペーン溝 3 4 に最大限に押し込まれた瞬間におけるシャフト 4 の回転角度を「 θ 度」と定義する。第 2 ペーン 3 3 がピストン 8 によって第 2 ペーン溝 3 5 に最大限に押し込まれた瞬間におけるシャフト 4 の回転角度が「第 2 の角度」に相当する。本実施形態において、第 1 ペーン 3 2 が配置された第 1 の角度位置から第 2 ペーン 3 3 が配置された第 2 の角度位置までの角度 θ （度）は、シャフト 4 の回転方向に関して、例えば 270°～350°の範囲にある。言い換えれば、第 1 ペーン 3 2 と第 2 ペーン 3 3 とのなす角度（ $360 - \theta$ ）は、10°～90°の範囲にある。角度 θ が 270°以上であれば、第 1 圧縮室 2 5 の吸入行程において、第 1 吸入孔 1 9 を通じて第 1 圧縮室 2 5 から第 1 吸入管 1 4 に逆流する冷媒の量が十分に少ない。そのため、第 1 吸入孔 1 9 に逆止弁を設ける必要がない。

[0034] 本実施形態では、ピストン 8 に凹部 8 s が設けられ、第 2 ペーン 3 3 に凸部 3 3 t が設けられている。ピストン 8 と第 2 ペーン 3 3 とが結合されるよ

うに、ピストン8の凹部8sに第2ペーン33の凸部33tが嵌め合わされている。ピストン8と第2ペーン33とが結合されているので、第2ペーン33は常にピストン8に追従して動く。そのため、第2ペーン33に関するペーン飛びの問題は本質的に存在しない。

[0035] 図4Aに示すように、第2ペーン33は、第2ペーン溝35に納まっているスライト部33aと、スライト部33aの先端に位置している凸部33tとで構成されている。凸部33tは、平面視で円の形状を有している。凸部33tを嵌め合わせるためのピストン8の凹部8sも平面視で円の形状を有している。凸部33t及び凹部8sは、第2ペーン33とピストン8との結合を維持しながら相対的に回転できる。ピストン8が回転したとき、第2ペーン33は第2ペーン溝35の中をスライドする。併せて、ピストン8の凹部8sの中で第2ペーン33の凸部33tが回転する。

[0036] 第2ペーン33の幅方向に関して、第2ペーン33の凸部33tの幅 W_1 は、スライト部33aの幅 W_2 よりも狭い。このような構成によれば、スライト部33aの仕上げ研磨が容易なので、第2ペーン33の製造コストを低減できる。なお、「ペーンの幅」とは、シャフト4の軸方向及びペーンの長手方向に直交する方向の寸法を意味する。

[0037] ペーン飛びを防止できる構造は、図4Aに示す構造に限られない。以下、いくつかの具体例を説明する。

[0038] 図4Bに示す例では、ピストン8に凸部8tが設けられ、第2ペーン33に凹部33sが設けられている。ピストン8と第2ペーン33とが結合されるように、第2ペーン33の凹部33sにピストン8の凸部8tが嵌め合わされている。つまり、ペーンをピストンに結合するための構造は特に限定されない。

[0039] 次に、図4Cに示す例では、ピストン8及び第1ペーン32が、一体成形のスイングピストン56で構成されている。つまり、第1ペーン32がピストン8に一体化されている。第1ペーン溝34（プッシュ溝）には、プッシュ57（第1プッシュ）が配置されている。プッシュ57は、略半円柱の形

状を有する２つの部材で構成されている。半円柱部材の外周面は、平面と円弧面とを含む。半円柱部材の平面が第１ペーン３２の側面に向かい合い、半円柱部材の円弧面が第１ペーン溝３４の円弧面に向かい合っている。すなわち、プッシュ５７で第１ペーン３２を摺動可能に挟んでいるとともに、プッシュ５７自身もシリンダ５に対して摺動できる。ピストン８が回転すると、第１ペーン３２は、少しずつ姿勢を変えながら第１ペーン溝３４の中を前後に動く。このように、第１ペーン３２は、プッシュ５７を介して、シリンダ５の第１ペーン溝３４に揺動可能に配置されている。プッシュ５７も第１ペーン溝３４の中で回転（揺動）できる。

[0040] 他方、第２ペーン３３はピストン８に結合されている。具体的には、図４Ａを参照して説明したように、ピストン８の凹部８ｓに第２ペーン３３の凸部３３ｔが嵌め合わされている。ピストン８の回転に伴って第２ペーン３３が揺動できるように、第２の角度位置に第２ペーン３３を保持するプッシュ５８（第２プッシュ）が設けられている。第２ペーン溝３５に配置されたプッシュ５８の動作は、第１ペーン溝３４に配置されたプッシュ５７の動作と同じである。第２ペーン３３の凸部３３ｔ及びピストン８の凹部８ｓは、第２ペーン３３とピストン８との結合を維持しながら相対的に回転できる。第２ペーン３３は、ピストン８に結合されているか、一体化されているかの違いを除けば、第１ペーン３２と同じように動作する。

[0041] 図４Ｃに示す構成によれば、第２ペーン３３だけでなく、第１ペーン３２のペーン飛びも防止できる。第１ペーン３２及び第２ペーン３３は、それぞれ、ペーン溝３４及び３５の中で揺動するので、ピストン８がスムーズに回転できる。なお、図４Ｂを参照して説明したように、第２ペーン３３の凹部３３ｓにピストン８の凸部８ｔが嵌め合わされていてもよい。

[0042] 次に、図４Ｄに示す例では、図４Ａを参照して説明した構造と同じ構造が第２ペーン３３に関して採用されている。その構造に加えて、さらに、ピストン８に他の凹部８ｃが設けられ、かつ第１ペーン３２に凸部３２ｔが設けられている。ピストン８の他の凹部８ｃに第１ペーン３２の凸部３２ｔが嵌

め合わされている。ピストン8の回転に伴って第1ペーン32が揺動できるように、第1の角度位置に第1ペーン32を保持するプッシュ57（第1プッシュ）が設けられている。詳細には、第1ペーン溝34にプッシュ57が配置されている。

[0043] 嵌め合わせ構造に関して、凸部と凹部の位置関係は限定されない。つまり、図4Bを参照して説明したように、ピストン8に凸部が設けられ、かつ第2ペーン33に凹部が設けられていてもよい。さらに、ピストン8に他の凸部が設けられ、かつ第1ペーン32に凹部が設けられていてもよい。この場合、第1ペーン32の凹部にピストン8の他の凸部を嵌め合わせることができる。

[0044] また、第1ペーン32に代えて、第2ペーン33が揺動できるように構成されていてもよいし、第1ペーン32及び第2ペーン33の両方が揺動できるように構成されていてもよい。すなわち、ピストン8の回転に伴って第1ペーン32及び第2ペーン33から選ばれる少なくとも1つが揺動できるように、第1の角度位置に第1ペーン32を保持する第1プッシュ57が設けられていてもよく、及び/又は、第2の角度位置に第2ペーン33を保持する第2プッシュ58（図4C参照）が設けられていてもよい。

[0045] 次に、図4Eに示す例では、ピストン8及び第2ペーン33が、一体成形のスイングピストン59で構成されている。第1ペーン32の構造は特に限定されない。図4Eに示す例において、第1ペーン32は、一般的なローリングピストン型圧縮機で用いられているものと同じ構造を有する。すなわち、第1ペーン32はピストン8に結合されておらず、ピストン8に一体化もされていない。

[0046] 図4Fに示す例においても、ピストン8及び第2ペーン33がスイングピストン59で構成されている。さらに、スイングピストン59に凹部8cが設けられ、かつ第1ペーン32に凸部32tが設けられている。スイングピストン59と第1ペーン32とが結合されるように、スイングピストン59の凹部8cに第1ペーン32の凸部32tが嵌め合わされている。ピストン

8の回転に伴って第1ペーン32が揺動できるように、第1の角度位置に第1ペーン32を保持するプッシュ57が設けられている。図4Fに示す例において、スイングピストン59に凸部が設けられ、かつ第1ペーン32に凹部が設けられていてもよい。この場合、第1ペーン32の凹部にスイングピストン59の凸部を嵌め合わせることができる。

[0047] 図4A～図4Fを参照して説明した構造によれば、第2ペーン33がピストン8から離れることを確実に防止できる。さらに、図4A～図4Fを参照して説明した構造によれば、ピストン8の自転が禁止される。「ピストン8の自転」とは、シャフト4の偏心部4a、第1ペーン32及び第2ペーン33に対してピストン8が自由に回転できることを意味する。ピストン8の自転が禁止されると、常に、ピストン8の特定の部分が第2圧縮室26に面し、残りの部分が第1圧縮室25に面する。第2圧縮室26で圧縮された冷媒の温度は、第1圧縮室25で圧縮された冷媒の温度よりも少し低い（例えば10℃程度）。そのため、ロータリ圧縮機102の動作時において、ピストン8の特定の部分の温度は、残りの部分の温度よりも少し低い。特定の部分の温度が残りの部分の温度よりも低いと、第2圧縮室26に吸入された冷媒がピストン8から熱を受け取りにくし。第2圧縮室26に吸入された冷媒がピストン8から受熱しにくいので、吸入された冷媒が膨張することに基づく第2圧縮室26の体積効率の低下を抑制できる。

[0048] 図2及び図3に戻り、他の部分の説明を続ける。

[0049] 図2に示すように、主軸受6及び副軸受7は、シリンダ5を閉じるようにシリンダ5の上側及び下側にそれぞれ配置されている。マフラー9は、主軸受6の上部に設けられており、第1吐出弁43及び第2吐出弁44を覆っている。マフラー9には、圧縮された冷媒を密閉容器1の内部空間13に導くための吐出孔9aが形成されている。シャフト4は、マフラー9の中心部を貫通しているとともに、主軸受6及び副軸受7によって回転可能に支持されている。

[0050] 図2及び図3に示すように、本実施形態において、第1吸入孔19及び第

第 2 吸入孔 20 は、シリンダ 5 に形成されている。第 1 吸入孔 19 は、第 1 圧縮室 25 で圧縮すべき冷媒を第 1 圧縮室 25 に導く。第 2 吸入孔 20 は、第 2 圧縮室 26 で圧縮すべき冷媒を第 2 圧縮室 26 に導く。なお、第 1 吸入孔 19 及び第 2 吸入孔 20 は、それぞれ、主軸受 6 又は副軸受 7 に形成されていてもよい。

[0051] 本実施形態において、第 2 吸入孔 20 は、第 1 吸入孔 19 の開口面積よりも小さい開口面積を有する。第 2 吸入孔 20 の開口面積が小さければ小さいほど吸入逆止弁 50 の部品の寸法も小さい。このことは、吸入逆止弁 50 に起因する死容積（デッドボリウム）の増大を抑制する観点、及び設計の余裕を確保する観点で重要である。第 1 吸入孔 19 の開口面積を S_1 、第 2 吸入孔 20 の開口面積を S_2 としたとき、開口面積 S_1 及び S_2 は、例えば $1 \leq (S_1/S_2) \leq 30$ を満たす。なお、「死容積」とは、作動室として機能しない容積を意味する。一般に、容積型流体機械にとって、大きい死容積は好ましくない。

[0052] 図 3 に示すように、圧縮機構 3 には、第 1 吸入管 14（主吸入管）及び第 2 吸入管 16（インジェクション吸入管）が接続されている。第 1 吸入管 14 は、第 1 吸入孔 19 に冷媒を供給できるように、密閉容器 1 の胴部を貫通してシリンダ 5 に嵌め込まれている。第 1 吸入管 14 は、図 1 に示す流路 10 d の一部を構成している。第 2 吸入管 16 は、第 2 吸入孔 20 に冷媒を供給できるように、密閉容器 1 の胴部を貫通してシリンダ 5 に嵌め込まれている。第 2 吸入管 16 は、図 1 に示すインジェクション流路 10 j の一部を構成している。

[0053] 圧縮機構 3 には、さらに、第 1 吐出孔 40（主吐出孔）及び第 2 吐出孔 41（インジェクション吐出孔）が設けられている。第 1 吐出孔 40 及び第 2 吐出孔 41 は、それぞれ、主軸受 6 をシャフト 4 の軸方向に貫通する形で主軸受 6 に形成されている。第 1 吐出孔 40 は、第 1 圧縮室 25 で圧縮された冷媒を第 1 圧縮室 25 から第 1 圧縮室 25 の外（本実施形態ではマフラー 9 の内部空間）に導く。第 2 吐出孔 41 は、第 2 圧縮室 26 で圧縮された冷媒

を第2圧縮室26から第2圧縮室26の外（本実施形態ではマフラー9の内部空間）に導く。第1吐出孔40及び第2吐出孔41には、それぞれ、第1吐出弁43及び第2吐出弁44が設けられている。第1圧縮室25の圧力が密閉容器1の内部空間13の圧力（冷凍サイクルの高圧）を上回った場合に、第1吐出弁43が開く。第2圧縮室26の圧力が密閉容器1の内部空間13の圧力を上回った場合に、第2吐出弁44が開く。

[0054] マフラー9は、第1吐出孔40及び第2吐出孔41のそれぞれと密閉容器1の内部空間13とを結ぶ吐出流路としての役割を担う。第1吐出孔40を通じて第1圧縮室25の外に導かれた冷媒と第2吐出孔41を通じて第2圧縮室26の外に導かれた冷媒とがマフラー9の内部で合流する。合流した冷媒は、密閉容器1の内部空間13を経由して吐出管11に流入する。密閉容器1内には、マフラー9から吐出管11までの冷媒の流路上に位置するようにモータ2が配置されている。このような構成によれば、冷媒によるモータ2の冷却及びモータ2の熱による冷媒の加熱を効率的に行うことができる。

[0055] 本実施形態において、第2吐出孔41は、第1吐出孔40の開口面積よりも小さい開口面積を有する。第2吐出孔41の開口面積が小さければ小さいほど、第2吐出孔41に起因する死容積を小さくできる。第1吐出孔40の開口面積を S_3 、第2吐出孔41の開口面積を S_4 としたとき、開口面積 S_3 及び S_4 は、例えば $1 \leq (S_3 / S_4) \leq 1.5$ を満たす。

[0056] なお、第2吸入孔20の開口面積 S_2 が第1吸入孔19の開口面積 S_1 に等しい場合もありうる。さらに、第2吐出孔41の開口面積 S_4 が第1吐出孔40の開口面積 S_3 に等しい場合もありうる。各吸入孔及び各吐出孔の寸法は、それらを通過する冷媒の流量を考慮して適切に決定されるべきである。より詳細には、死容積と圧力損失とのバランスを考慮して決定されるべきである。

[0057] 本実施形態のロータリ圧縮機102は、以下に説明する理由により、吐出弁43及び44だけでなく、第2吸入孔20に設けられた吸入逆止弁50を備えている。特許文献2に記載された圧縮機501によれば、吸入行程から圧縮行程に移る際に副圧縮室527から吸入孔527aに多量の冷媒が逆流

する可能性がある。このことは、圧縮機効率の低下を招く。そのため、特許文献 2 に記載された圧縮機 5 0 1 を用いて冷凍サイクル装置を構築したとしても、冷凍サイクルの C O P の向上は期待できない。吸入逆止弁 5 0 によれば、こうした問題を解決できる。

[0058] 図 5 に示すように、吸入逆止弁 5 0 は、弁本体 5 1 及び弁止め 5 2 を含む。シリンダ 5 の上面 5 p には平面視で短冊の形をした浅い溝 5 g が形成されており、その溝 5 g に弁本体 5 1 及び弁止め 5 2 が装着されている。溝 5 g は、シリンダ 5 の半径方向の外向きに延びているとともに、第 2 圧縮室 2 6 に連通している。第 2 吸入孔 2 0 は、溝 5 g の底部に開口している。詳細には、第 2 吸入孔 2 0 は、シリンダ 5 に形成された有底孔で構成されており、その有底孔は、溝 5 g の底部に開口している。第 2 吸入孔 2 0 に冷媒を供給できるように、シリンダ 5 の外周面からシリンダ 5 の中心に向かって延びる吸入流路 5 f がシリンダ 5 の内部に形成されている。その吸入流路 5 f に吸入管 1 6 が接続されている。

[0059] 図 6 A に示すように、弁本体 5 1 は、第 2 吸入孔 2 0 を閉じる裏面 5 1 q と、第 2 吸入孔 2 0 を閉じたときに第 2 圧縮室 2 6 内の雰囲気曝される表面 5 1 p とを有する。吸入逆止弁 5 0 の弁本体 5 1 の可動範囲が第 2 圧縮室 2 6 内に設定されている。弁本体 5 1 は、全体として薄板の形状を有しており、典型的には、薄い金属板（リード弁）で構成されている。

[0060] 図 6 B に示すように、弁止め 5 2 は、第 2 吸入孔 2 0 を開くときに弁本体 5 1 の厚み方向への変位量を制限する支持面 5 2 q を有する。支持面 5 2 q は、弁止め 5 2 の厚みが第 2 圧縮室 2 6 に近づくにつれて減少するように、緩やかな曲面を形成している。すなわち、弁止め 5 2 は、全体として靴型のような形を有している。弁止め 5 2 の先端面 5 2 t は、シリンダ 5 の内径と同じ曲率半径の円弧の形状を有している。

[0061] 弁本体 5 1 は、第 2 吸入孔 2 0 を開閉できるように溝 5 g に配置されている。弁本体 5 1 が第 2 吸入孔 2 0 を閉じたときに支持面 5 2 q が第 2 圧縮室 2 6 内の雰囲気曝されるように、弁止め 5 2 が溝 5 g に配置されている。

弁本体 5 1 及び弁止め 5 2 は、ボルト等の締結具 5 4 によってシリンダ 5 に固定されている。弁本体 5 1 の後端部は弁止め 5 2 と溝 5 g との間に挟まれて動けないが、弁本体 5 1 の先端部は固定されておらず、揺れ動ける。弁止め 5 2 及び第 2 吸入孔 2 0 を平面視したとき、第 2 吸入孔 2 0 は弁止め 5 2 の支持面 5 2 q に重なっている。

[0062] 弁止め 5 2 の後端部付近において、弁本体 5 1 の厚みと弁止め 5 2 の厚みとの合計の厚みは、溝 5 g の深さに概ね一致している。溝 5 g に弁本体 5 1 及び弁止め 5 2 を装着したとき、シリンダ 5 の厚み方向に関して、弁止め 5 2 の上面 5 2 p の位置はシリンダ 5 の上面の位置に一致する。

[0063] 図 6 A に示すように、弁本体 5 1 は、第 2 吸入孔 2 0 を開閉するための幅広部分 5 5 を有する。幅広部分 5 5 の最大幅 W_1 は、弁止め 5 2 の先端部の幅 W_2 、言い換えれば、シリンダ 5 に面した位置における溝 5 g の幅よりも広い。幅広部分 5 5 により、第 2 吸入孔 2 0 を閉じるためのシール幅を確保しつつ、死容積の増大を抑制できる。

[0064] 図 5 及び図 7 に示すように、溝 5 g の深さは、例えば、シリンダ 5 の厚みの半分よりも小さい。また、溝 5 g の大部分は弁止め 5 2 によって埋められている。溝 5 g のごく一部が、弁本体 5 1 の可動範囲として残されている。

[0065] 吸入逆止弁 5 0 は、シャフト 5 の回転に伴って次のように動作する。第 2 圧縮室 2 6 の圧力が吸入流路 5 f 及び第 2 吸入管 1 6 の圧力を下回った場合、弁本体 5 1 が弁止め 5 2 の支持面 5 2 q に沿う形状に変位する。言い換えれば、弁本体 5 1 が押し上げられる。これにより、第 2 吸入孔 2 0 と第 2 圧縮室 2 6 とが連通し、第 2 吸入孔 2 0 を通じて第 2 圧縮室 2 6 に冷媒が供給される。他方、第 2 圧縮室 2 6 の圧力が吸入流路 5 f 及び第 2 吸入管 1 6 の圧力を上回った場合、弁本体 5 1 が元の平らな形状に復帰する。これにより、第 2 吸入孔 2 0 が閉じられる。従って、第 2 圧縮室 2 6 に吸入された冷媒が第 2 吸入孔 2 0 を通じて吸入流路 5 f 及び第 2 吸入管 1 6 に逆流することを防止できる。

[0066] 本実施形態の吸入逆止弁 5 0 によれば、上記したいくつかの特徴的な構造

により、吸入孔に逆止弁を設けることに基づく死容積の増大を抑制できる。
つまり、吸入逆止弁50は、高い圧縮機効率の達成に寄与する。従って、本実施形態のロータリ圧縮機102を用いた冷凍サイクル装置100は、高いCOPを有する。

[0067] なお、第2吸入孔20は、主軸受6又は副軸受7に形成されていてもよい。この場合、図5等を参照して説明した構造を有する吸入逆止弁50を主軸受6又は副軸受7に設けることができる。主軸受6（又は副軸受7）とシリンダ5との間にシリンダ5を閉じるための部材（閉塞部材）を設け、この部材に吸入逆止弁50を設けることもできる。

[0068] 次に、図8を参照して、ロータリ圧縮機102の動作を時系列で説明する。図8中の角度は、シャフト4の回転角度を表している。なお、図8に示す角度は、あくまでも例示にすぎず、図8に示された角度で各行程が必ず開始又は終了するわけではない。第1圧縮室25に冷媒を吸入する行程は、シャフト4が0度の回転角度を占有するときから、概ね360度の回転角度を占有するときまで行われる。第1圧縮室25に吸入された冷媒は、シャフト4の回転に伴って圧縮される。圧縮行程は、第1圧縮室25の圧力が密閉容器1の内部空間13の圧力を上回るまで続く。図8において、圧縮行程は、シャフト4が360度の回転角度を占有するときから、540度の回転角度を有するときまで行われている。圧縮された冷媒を第1圧縮室25の外に吐出する行程は、シリンダ5とピストン8との接点が第1吐出孔40を通過するまで行われる。図8において、吐出行程は、シャフト4が540度の回転角度を占有するときから、 $(630 + \alpha)$ 度の回転角度を占有するときまで行われている。「 α 」は、270度の角度位置から第2ベーン33が配置された第2の角度位置までの角度を表す。

[0069] 他方、第2圧縮室26に冷媒を吸入する行程は、シャフト4が $(270 + \alpha)$ 度の回転角度を占有するときから、 $(495 + \alpha/2)$ 度の回転角度を占有するときまで行われる。 $(495 + \alpha/2)$ 度は、第2圧縮室26が最大容積を有するときのシャフト4の回転角度である。第2圧縮室26に吸入

された冷媒は、シャフト4の回転に伴って圧縮される。圧縮行程は、第2圧縮室26の圧力が密閉容器1の内部空間13の圧力を上回るまで続く。図8において、圧縮行程は、シャフト4が $(495 + \alpha/2)$ 度の回転角度を占有するときから、630度の回転角度を占有するときまで行われている。圧縮された冷媒を第2圧縮室26の外に吐出する行程は、シリンダ5とピストン8との接点が第2吐出孔41を通過するまで行われる。図8において、吐出行程は、シャフト4が630度の回転角度を占有するときから、720度の回転角度を占有するときまで行われている。

[0070] 図9A及び図9Bに第1圧縮室25及び第2圧縮室26のPV線図をそれぞれ示す。図9Aに示すように、第1圧縮室25における吸入行程は、点Aから点Bへの変化で表される。第1圧縮室25の容積は、点Bで最大値に達するが、第1圧縮室25には逆止弁が設けられていないので、点Bから点Cまでの間に少量の冷媒が第1圧縮室25から第1吸入孔19に逆流する。従って、第1圧縮室25の実際の吸入容積（閉じ込め容積）は、点Cの容積で特定される。圧縮行程は、点Cから点Dへの変化で表される。吐出行程は、点Dから点Eへの変化で表される。

[0071] 図9Bに示すように、第2圧縮室26における吸入行程は、点Fから点Gへの変化で表される。吸入逆止弁50の機能により、第2圧縮室26から第2吸入孔20への冷媒の逆流量は概ねゼロである。従って、第2圧縮室26の最大容積は、実際の吸入容積に一致している。圧縮行程は、点Gから点Hへの変化で表される。吐出行程は、点Hから点Iへの変化で表される。第2圧縮室26は、中間圧を有するガス冷媒を吸入及び圧縮するので、図10に示すように、斜線領域の面積に対応する圧縮仕事を削減できる。これにより、冷凍サイクル装置100の効率が向上する。なお、図9B及び図10は、吸入逆止弁50による死容積をゼロと仮定した場合のPV線図である。

[0072] ちなみに、図11Aは、吸入逆止弁を有さないロータリ圧縮機の動作を示す概略図である。2つのベーンのなす角度は90度である。圧縮室536及び吸入孔537は、それぞれ、本実施形態の第2圧縮室26及び第2吸入孔

20に対応している。図11Aの左側に示す状態で圧縮室536は最大容積を有する。しかし、左側に示す状態から右側に示す状態までシャフト534が回転する期間において、圧縮室536から吸入孔537に冷媒が逆流する(逆流行程)。

[0073] 実際には、図11Bに示すように、最大容積が点Jの容積で表されるとき、実際に圧縮が始まる瞬間の容積(実吸入容積)は点Gの容積で表される。つまり、相当の割合の冷媒(点Jの容積から点Gの容積を引いた容積)が逆流行程で圧縮室536から押し出される。そのため、非常に大きい損失が発生する。図11Bの斜線部分は、点Fから点Jまで圧縮室536が冷媒を吸入するときに発生する損失と、点Jから点Gまで圧縮室536の容積が減少するときに冷媒の逆流によって生じる損失との和(余分な圧縮仕事)を表している。さらに、冷媒の逆流によって生じた脈動により、騒音及び振動の増大も懸念される。本実施形態のロータリ圧縮機102によれば、こうした問題を解消できる。

[0074] なお、図9A、図9B、図10及び図11Bの縦軸(圧力軸)及び横軸(容積軸)は、互いに同一の尺度で描かれている。図11A及び図11Bは、吸入逆止弁が無いときの問題点を説明するための図であり、本発明の先行技術を構成しない。

[0075] 次に、第1ペーン32と第2ペーン33との位置関係について説明する。両者の位置関係は、吸入逆止弁50の開閉タイミングとも深く関わっている。吸入逆止弁50の開閉タイミングは、冷媒の種類、冷凍サイクル装置100の用途等にも左右される。

[0076] 本実施形態によると、シャフト4の回転方向に関して、第1ペーン32が配置された第1の角度位置(0度)から第2ペーン33が配置された第2の角度位置までの角度 θ が270度以上に設定されている。角度 θ は、第1圧縮室25で圧縮すべき冷媒の流量、及び第2圧縮室26で圧縮すべき冷媒の流量に応じて適切に設定されるべきである。

[0077] ただし、角度 θ が小さくなればなるほど、第1圧縮室25から第1吸入孔

19 に逆流する冷媒の量が増大する。適切な角度 θ の範囲は、例えば $270 \leq \theta \leq 350$ である。

[0078] もちろん、最適な角度 e は、冷凍サイクル装置 100 の用途に応じて変化する。図 12 に示すように、角度 e が 270 度未満の形態も考えられる。角度 θ が小さくなればなるほど、第 1 圧縮室 25 から第 1 吸入孔 19 に逆流する冷媒の量が増える。第 1 圧縮室 25 から第 1 吸入孔 19 への冷媒の逆流を防止するために、第 1 吸入孔 19 にも吸入逆止弁を設けることができる。

[0079] 上述した知見によれば、吸入逆止弁 50 は、(i) (ii) 又は (iii) で特定される期間において、第 2 圧縮室 26 に吸入された冷媒が第 2 吸入孔 20 を通じて第 2 圧縮室 26 の外に逆流することを阻止する。(i) 吸入逆止弁 50 は、第 2 圧縮室 26 が最大容積に達した時点から、第 2 圧縮室 26 が最小容積（ ≈ 0 ）に達する時点まで、逆流を阻止する。(ii) 吸入逆止弁 50 は、第 2 圧縮室 26 が最大容積に達した時点から、圧縮された冷媒が第 2 吐出孔 41 を通じて第 2 圧縮室 26 の外に吐出され始める時点まで、逆流を阻止する。(iii) 吸入逆止弁 50 は、第 2 圧縮室 26 が最大容積に達した時点から、シリンダ 5 とピストン 8 との接点がシャフト 4 の回転に伴って第 2 吸入孔 20 を通過する時点まで、逆流を阻止する。角度 e が比較的大きい場合、吸入逆止弁 50 は (i) の動きをする。角度 e が比較的小さい場合、吸入逆止弁 50 は (ii) 又は (iii) の動きをする。

[0080] 吸入逆止弁 50 は、圧縮機効率の向上に大きく貢献する。しかし、ベーン飛びを防止する観点では、吸入逆止弁 50 は逆効果をもたらす。まず、図 15 を参照して、吸入逆止弁が設けられていない場合を考える。吸入逆止弁が設けられていない場合、ピストン 523 がベーン 535 をベーン溝に図 15 に示す状態まで押し込んだ瞬間において、ベーン 535 の先端面の半分には、圧縮室 526 の吐出圧力（高圧）が加わっている。ベーン 535 の先端面の他の半分には、吸入孔 527a の吸入圧力（中間圧）が加わっている。従って、ローリングピストン型圧縮機 501 が高圧シェル型の圧縮機であるという前提に立てば、先端面に加わる圧力と背面に加わる圧力との差に基づい

て、ベーン535には、常に、ある程度の押し付け力が働く。

[0081] 次に、図17を参照して、第2吸入孔に吸入逆止弁が設けられているが、第2ベーンがピストンに結合していない場合を考える。ピストン558が第2ベーン552を図17に示す状態まで押し込んだ瞬間において、第2ベーン552の先端面の半分には、第1圧縮室554の吐出圧力（高圧）が加わっている。第2ベーン552の先端面の他の半分には、第2圧縮室556の圧力が加わっている。角度e等の設計条件にも依存するので断言できないが、図17に示す状態において、第2圧縮室556の圧力は吐出圧力（高圧）に等しい、又は吐出圧力に近い。つまり、図17に示す状態において、先端面に加えられた圧力と背面に加えられた圧力との差に基づいて第2ベーン552に働く押し付け力は殆どゼロであり、ばね553による押し付け力のみが第2ベーン552に働く。この状態でピストン558が第2ベーン552の上死点を通過すると、第2ベーン552に外向きの慣性力が働いていることから、第2ベーン552がピストン558に追従できず、結果として、ベーン飛びが発生する可能性がある。

[0082] 上記のように、吸入逆止弁50は、ベーン飛びの問題に深く関わっている。従って、冷媒の逆流を防止するために吸入逆止弁50を設けた場合、ベーン飛びを防止するために、図4A～図4Fを参照して説明した構造を積極的に採用することが望ましい。吸入逆止弁50とベーン飛びを防止するための構造との組み合わせにより、非常に高い圧縮機効率を有するロータリ圧縮機102を提供できる。なお、図17は、第2ベーンがピストンに結合していないときの問題点を説明するための図であり、本発明の先行技術を構成しない。

[0083] （変形例）

図13は、変形例に係るロータリ圧縮機の縦断面図である。ロータリ圧縮機202は、図2に示すロータリ圧縮機102にシリンダ等の部品を追加した構造を有する。本変形例において、図2に示す圧縮機構3、シリンダ5、ピストン8及び偏心部4aをそれぞれ第1圧縮機構3、第1シリンダ5、第

１ピストン８及び第１偏心部４aと定義する。第１圧縮機構３の詳細な構造は、図２～図７を参照して説明した通りである。

[0084] 図１３及び図１４に示すように、ロータリ圧縮機２０２は、第１圧縮機構３に加えて第２圧縮機構３０を備えている。第２圧縮機構３０は、第２シリンダ６５、中板６６、第２ピストン６８、副軸受６７、マフラー７０、第３ベーン７２、第３吸入孔６９、第３吐出孔７３を有する。第２シリンダ６５は、第１シリンダ５に対して同心状に配置されており、中板６６によって第１シリンダ５から隔てられている。

[0085] シャフト４は、半径方向の外向きに突出した第２偏心部４bを有する。第２ピストン６８は、第２シリンダ６５の内部に配置されている。第２シリンダ６５の内部において、第２ピストン６８はシャフト４の第２偏心部４bに取り付けられている。中板６６は、第１シリンダ５と第２シリンダ６５との間に配置されている。第２シリンダ６５には、ベーン溝７４が形成されている。ベーン溝７４には、第２ピストン６８の外周面に接する先端を有する第３ベーン７２（プレート）がスライドできるように取り付けられている。第３ベーン７２は、第２シリンダ６５と第２ピストン６８との間の空間を第２ピストン６８の周方向に沿って仕切っている。これにより、第２シリンダ６５の内部に第３圧縮室７１が形成されている。第２ピストン６８と第３ベーン７２とが単一の部品、いわゆるスイングピストンで構成されていてもよい。また、第３ベーン７２が第２ピストン６８に結合していてもよい。第３ベーン７２の背後には、シャフト４の中心に向かって第３ベーン７２を押している第３ばね７６が配置されている。

[0086] 第３吸入孔６９は、第３圧縮室７１で圧縮すべき冷媒を第３圧縮室７１に導く。第３吸入孔６９には、第３吸入管６４が接続されている。第３吐出孔７３は、副軸受６７を貫いてマフラー７０の内部空間に向かって開口している。第３圧縮室７１で圧縮された冷媒は、第３吐出孔７３を通して、第３圧縮室７１から第３圧縮室７１の外、具体的には、マフラー７０の内部空間に導かれる。主軸受６、第１シリンダ５、中板６６、第２シリンダ６５及び

副軸受 6 7 をシャフト 4 の軸方向に貫通している流路 6 3 を通って、マフラー 7 0 の内部空間から密閉容器 1 の内部空間 1 3 に冷媒が導かれる。流路 6 3 は、密閉容器 1 の内部空間 1 3 に向かって開口していてもよいし、マフラー 9 の内部空間に向かって開口していてもよい。

[0087] 以上のように、第 2 圧縮機構 3 0 は、ペーンを 1 つのみ有する通常のローリングピストン型圧縮機の圧縮機構と同じ構造を有している。

[0088] なお、第 2 ピストン 6 8 と第 3 ペーン 7 2 とが一体化されていてもよい。あるいは、第 2 ピストン 6 8 と第 3 ペーン 7 2 とが結合されていてもよい。すなわち、図 4 A ～図 4 F を参照して説明した構造を第 2 ピストン 6 8 及び第 3 ペーン 7 2 に適用できる。第 3 ペーン 7 2 に関してペーン飛びの問題は生じにくい、第 1 圧縮機構 3 と第 2 圧縮機構 3 0 とで部品を共通化することによるコスト削減の効果を期待できる。

[0089] ロータリ圧縮機 2 0 2 において、第 2 シリンダ 6 5 の高さ、内径及び外径は、それぞれ、第 1 シリンダ 5 の高さ、内径及び外径に等しい。第 1 ピストン 8 の外径は、第 2 ピストン 6 8 の外径に等しい。第 2 シリンダ 6 5 の内部には第 3 圧縮室 7 1 のみが形成されているので、第 1 圧縮室 2 5 が第 3 圧縮室 7 1 の容積よりも小さい容積を有する。つまり、第 1 圧縮機構 3 と第 2 圧縮機構 3 0 との間で部品を共通化することにより、コストの低減及び組立容易性の向上を図ることができる。

[0090] 本変形例によれば、シャフト 4 の軸方向に関して、第 1 圧縮機構 3 が上側、第 2 圧縮機構 3 0 が下側に配置されている。第 1 圧縮機構 3 で圧縮された冷媒は、主軸受 6 に設けられた吐出孔 4 0 及び 4 1 を通ってマフラー 9 の内部空間に導かれる。第 1 圧縮機構 3 は、2 つの吐出孔 4 0 及び 4 1 を有している。そのため、吐出孔 4 0 及び 4 1 から密閉容器 1 の内部空間 1 3 までの距離をなるべく短くし、これにより、吐出孔 4 0 及び 4 1 での冷媒の圧力損失をなるべく低減することが望ましい。この観点から、第 1 圧縮機構 3 が軸方向の上側に配置されていることが好ましい。

[0091] しかし、他の観点から、第 1 圧縮機構 3 は軸方向の下側に配置されていて

もよい。その理由は次の通りである。モータ2に近づけば近づくほど密閉容器1の内部の温度は高い。つまり、ロータリ圧縮機202の動作時において、主軸受6は副軸受67及びマフラー70の温度よりも高い温度を有する。そのため、第1圧縮機構3が上側に配置され、第2圧縮機構30が下側に配置されている場合、第2圧縮室26に導かれるべき冷媒が加熱されやすい。すると、第2圧縮室26で圧縮されるべき冷媒の質量流量が減少するので、インジェクションによる効果も減少する。より高いインジェクション効果を得るために、第2圧縮室26を有する第1圧縮機構3が下側に配置され、第2圧縮機構30が上側に配置されていてもよい。

[0092] 図13に示すように、シャフト4の回転方向に関して、第1偏心部4aの突出方向と第2偏心部4bの突出方向との角度差が180度である。言い換えれば、第1ピストン8と第2ピストン68との位相差がシャフト4の回転方向に関して180度である。さらに言い換えれば、第1ピストン8の上死点のタイミングが第2ピストン68の上死点のタイミングから180度ずれている。このような構成によれば、第1ピストン8の回転に基づいて発生する振動を第2ピストン68の回転によって打ち消すことができる。また、第1圧縮室25の圧縮行程と第3圧縮室71の圧縮行程とが概ね交互に行われるとともに、第1圧縮室25の吐出行程と第3圧縮室71の吐出行程とが概ね交互に行われる。従って、シャフト4のトルク変動を小さくできるためモータ損失及び機械損失の低減に有利である。また、ロータリ圧縮機202の振動及び騒音も低減できる。なお、「ピストンの上死点のタイミング」とは、ピストンによってベーンがベーン溝に最大限に押し込まれたタイミングを意味する。

[0093] ロータリ圧縮機202を図1に示す冷凍サイクル装置100に使用する場合、次のような構成を採用できる。冷凍サイクル装置100は、蒸発器としての第1熱交換器104又は第2熱交換器112から流出した冷媒をロータリ圧縮機202の第1吸入孔19に導く吸入流路10dを有する。図13に示すように、第1熱交換器104又は第2熱交換器112から流出した冷媒

がロータリ圧縮機 202 の第 1 吸入孔 19 及び第 3 吸入孔 69 の両方に導かれるように、吸入流路 10d は、第 1 吸入孔 19 に向かって延びる分岐部分 14 と、第 3 吸入孔 69 に向かって延びる分岐部分 64 とを含む。本実施形態では、第 1 吸入管 14 が分岐部分 14 を構成し、第 3 吸入管 64 が分岐部分 64 を構成している。このような構成によれば、第 1 圧縮室 25 及び第 3 圧縮室 71 に冷媒をスムーズに導くことができる。なお、吸入流路 10d が密閉容器 1 の内部で分岐していてもよい。

産業上の利用可能性

[0094] 本発明の冷凍サイクル装置は、給湯機、温水暖房装置及び空気調和装置等に利用できる。

請求の範囲

[請求項1]

シリンダと、

自身と前記シリンダとの間に空間を形成するように前記シリンダ内に配置されたピストンと、

前記ピストンが取り付けられたシャフトと、

前記シャフトの回転方向に沿った第1の角度位置において前記シリンダに取り付けられ、前記空間を前記ピストンの周方向に沿って仕切る第1ペーンと、

前記シャフトの回転方向に沿った第2の角度位置において前記シリンダに取り付けられ、第1圧縮室と、前記第1圧縮室の容積よりも小さい容積を有する第2圧縮室とが前記シリンダ内に形成されるように、前記第1ペーンによって仕切られた前記空間を前記ピストンの周方向に沿ってさらに仕切る第2ペーンとを備え、

前記ピストンと前記第2ペーンとが一体化されている、又は前記ピストンと前記第2ペーンとが結合されている、ロータリ圧縮機。

[請求項2]

前記ピストン及び前記第2ペーンが、一体成形のスイングピストンで構成されている、請求項1に記載のロータリ圧縮機。

[請求項3]

前記スイングピストンに凹部が設けられ、かつ前記第1ペーンに凸部が設けられている、又は前記スイングピストンに凸部が設けられ、かつ前記第1ペーンに凹部が設けられており、

前記スイングピストンと前記第1ペーンとが結合されるように、前記スイングピストンの前記凹部に前記第1ペーンの前記凸部が嵌め合わされている、又は前記第1ペーンの前記凹部に前記スイングピストンの前記凸部が嵌め合わされており、

前記ピストンの回転に伴って前記第1ペーンが揺動できるように、前記第1の角度位置に前記第1ペーンを保持するプッシュが設けられている、請求項2に記載のロータリ圧縮機。

[請求項4]

前記ピストンに凹部が設けられ、かつ前記第2ペーンに凸部が設け

られている、又は前記ピストンに凸部が設けられ、かつ前記第2ペーンに凹部が設けられており、

前記ピストンと前記第2ペーンとが結合されるように、前記ピストンの前記凹部に前記第2ペーンの前記凸部が嵌め合わされている、又は前記第2ペーンの前記凹部に前記ピストンの前記凸部が嵌め合わされている、請求項1に記載のロータリ圧縮機。

[請求項5]

前記ピストン及び前記第1ペーンが、一体成形のスイングピストンで構成されており、

前記ピストンの回転に伴って前記第2ペーンが揺動できるように、前記第2の角度位置に前記第2ペーンを保持するプッシュが設けられている、請求項4に記載のロータリ圧縮機。

[請求項6]

前記ピストンに他の凹部が設けられ、かつ前記第1ペーンに凸部が設けられている、又は前記ピストンに他の凸部が設けられ、かつ前記第1ペーンに凹部が設けられており、

前記ピストンの前記他の凹部に前記第1ペーンの前記凸部が嵌め合わされている、又は前記第1ペーンの前記凹部に前記ピストンの前記他の凸部が嵌め合わされており、

前記ピストンの回転に伴って前記第1ペーン及び前記第2ペーンから選ばれる少なくとも1つが揺動できるように、前記第1の角度位置に前記第1ペーンを保持する第1プッシュが設けられている及び/又は前記第2の角度位置に前記第2ペーンを保持する第2プッシュが設けられている、請求項4に記載のロータリ圧縮機。

[請求項7]

前記シャフトの回転方向に関して、前記第1の角度位置から前記第2の角度位置までの角度 θ が270度以上に設定されている、請求項1～6のいずれか1項に記載のロータリ圧縮機。

[請求項8]

前記第1圧縮室で圧縮すべき作動流体を前記第1圧縮室に導く第1吸入孔と、

前記第1圧縮室で圧縮された作動流体を前記第1圧縮室から前記第

1 圧縮室の外に導く第 1 吐出孔と、

前記第 2 圧縮室で圧縮すべき作動流体を前記第 2 圧縮室に導く第 2 吸入孔と、

前記第 2 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 2 圧縮室から前記第 2 圧縮室の外に導く第 2 吐出孔と、

前記第 2 吸入孔に設けられた吸入逆止弁と、

をさらに備えた、請求項 1～7 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機。

[請求項 9]

前記シリンダ、前記ピストン、前記第 1 ペーン及び前記第 2 ペーンを含む圧縮機構を収容している密閉容器と、

前記密閉容器の内部空間に向かって開口している吐出管と、

前記第 1 吐出孔を通じて前記第 1 圧縮室の外に導かれた作動流体と前記第 2 吐出孔を通じて前記第 2 圧縮室の外に導かれた作動流体とが前記密閉容器の内部空間を経由して前記吐出管に流入するように、前記第 1 吐出孔及び前記第 2 吐出孔のそれぞれと前記密閉容器の内部空間とを結ぶ吐出流路と、

前記吐出流路から前記吐出管までの作動流体の流路上に位置するように、前記密閉容器内に配置されたモータと、

をさらに備えた、請求項 8 に記載のロータリ圧縮機。

[請求項 10]

前記シリンダを第 1 シリンダ、前記ピストンを第 1 ピストンと定義したとき、

当該ロータリ圧縮機は、さらに、

前記第 1 シリンダに対して同心状に配置された第 2 シリンダと、

前記第 2 シリンダ内に配置され、前記シャフトに取り付けられた第 2 ピストンと、

前記第 2 シリンダ内に第 3 圧縮室が形成されるように、前記第 2 シリンダと前記第 2 ピストンとの間の空間を前記第 2 ピストンの周方向に沿って仕切る第 3 ペーンと、

前記第 3 圧縮室で圧縮するべき作動流体を前記第 3 圧縮室に導く第 3 吸入孔と、

前記第 3 圧縮室で圧縮された作動流体を前記第 3 圧縮室から前記第 3 圧縮室の外に導く第 3 吐出孔と、

を備えた、請求項 8 又は 9 に記載のロータリ圧縮機。

[請求項 11] 前記第 1 圧縮室が前記第 3 圧縮室の容積よりも小さい容積を有する、請求項 10 に記載のロータリ圧縮機。

[請求項 12] 前記第 2 ピストンと前記第 3 ペーンとが一体化されている、又は前記第 2 ピストンと前記第 3 ペーンとが結合されている、請求項 10 又は 11 に記載のロータリ圧縮機。

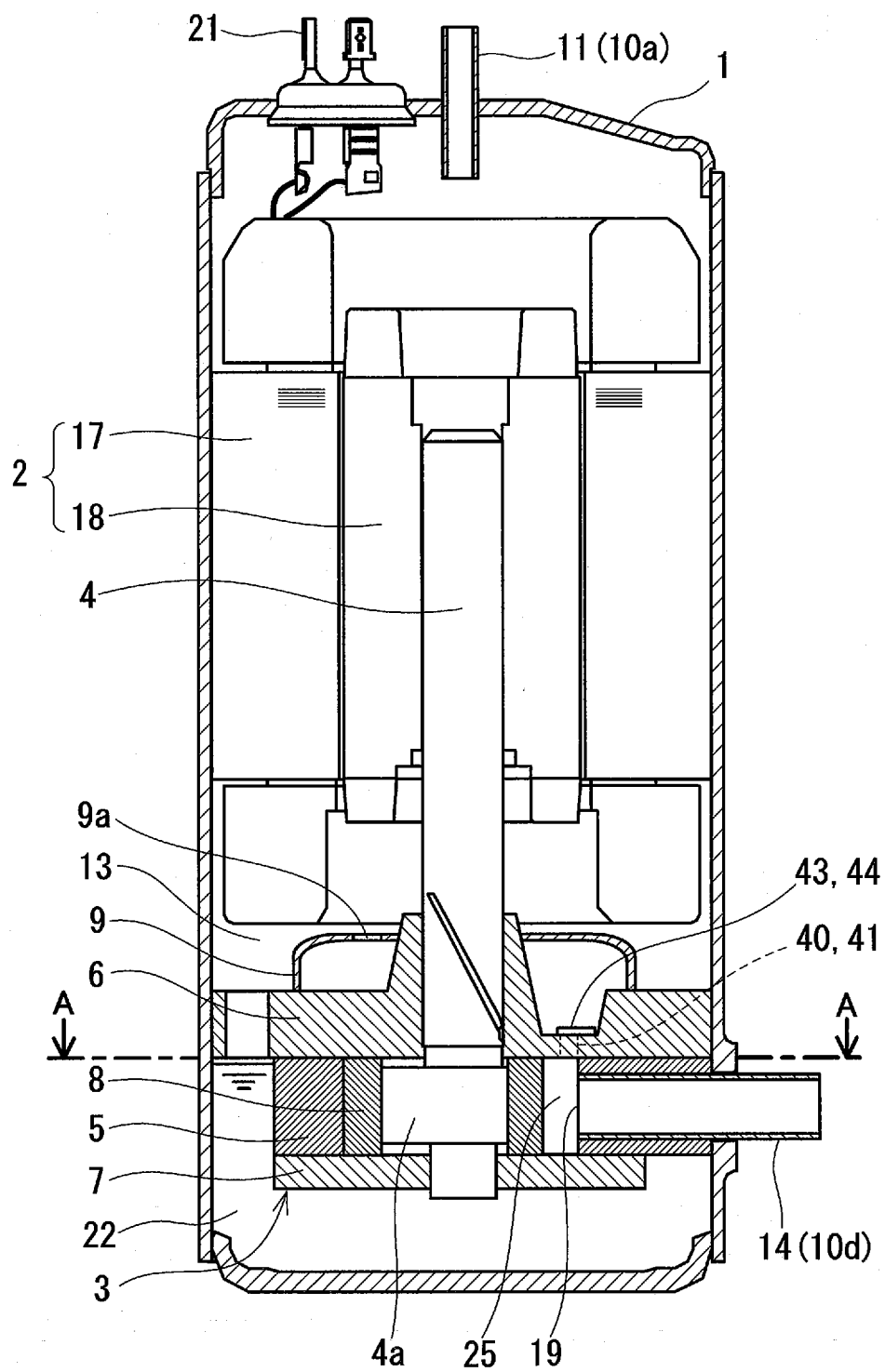
[請求項 13] 請求項 8 ~ 12 のいずれか 1 項に記載のロータリ圧縮機と、
前記ロータリ圧縮機で圧縮された作動流体を冷却する放熱器と、
前記放熱器で冷却された作動流体を膨張させる膨張機構と、
前記膨張機構で膨張した作動流体を気相の作動流体と液相の作動流体とに分離する気液分離器と、
前記気液分離器で分離された液相の作動流体を蒸発させる蒸発器と、
前記蒸発器から流出した作動流体を前記ロータリ圧縮機の前記第 1 吸入孔に導く吸入流路と、
前記気液分離器で分離された気相の作動流体を前記ロータリ圧縮機の前記第 2 吸入孔に導くインジェクション流路と、
を備えた、冷凍サイクル装置。

[請求項 14] 前記ロータリ圧縮機が、請求項 10 に記載のロータリ圧縮機であり、
前記蒸発器から流出した作動流体が前記ロータリ圧縮機の前記第 1 吸入孔及び前記第 3 吸入孔の両方に導かれるように、前記吸入流路は、前記第 1 吸入孔に向かって延びる分岐部分と、前記第 3 吸入孔に向かって延びる分岐部分とを含む、請求項 13 に記載の冷凍サイクル装



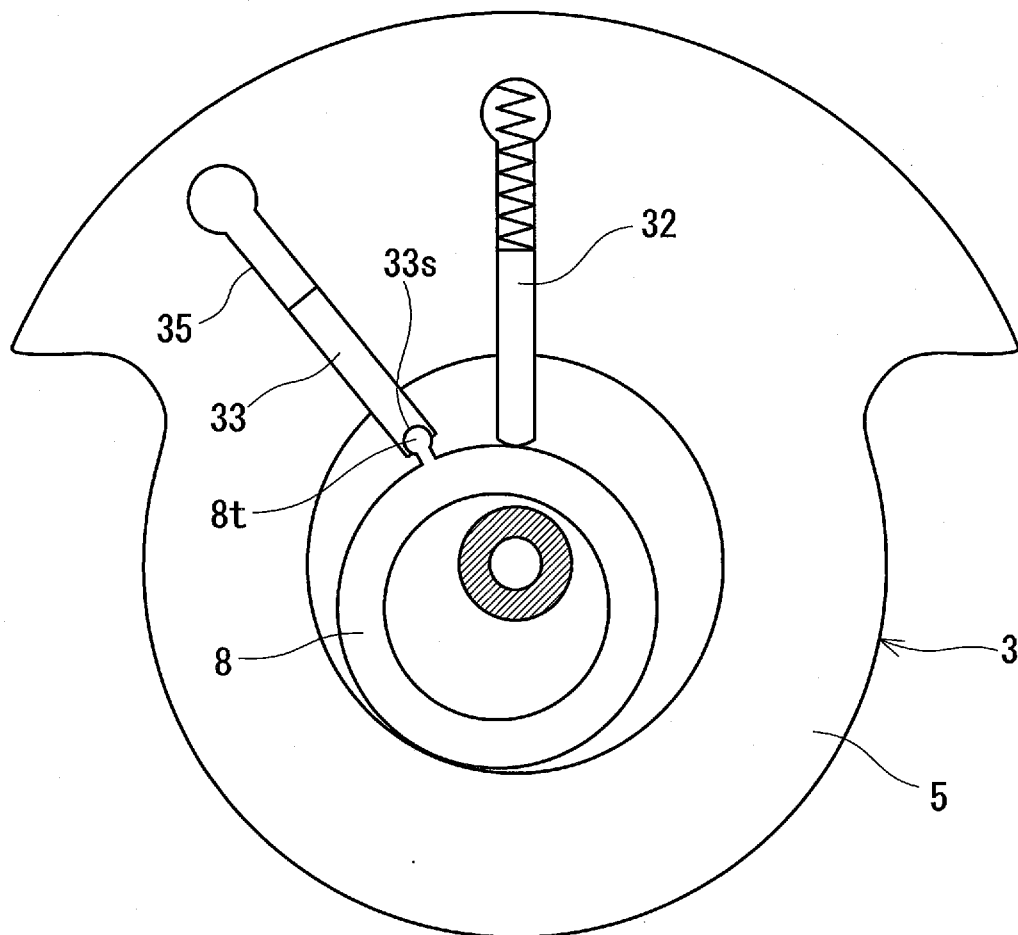
[図2]

FIG.2

102

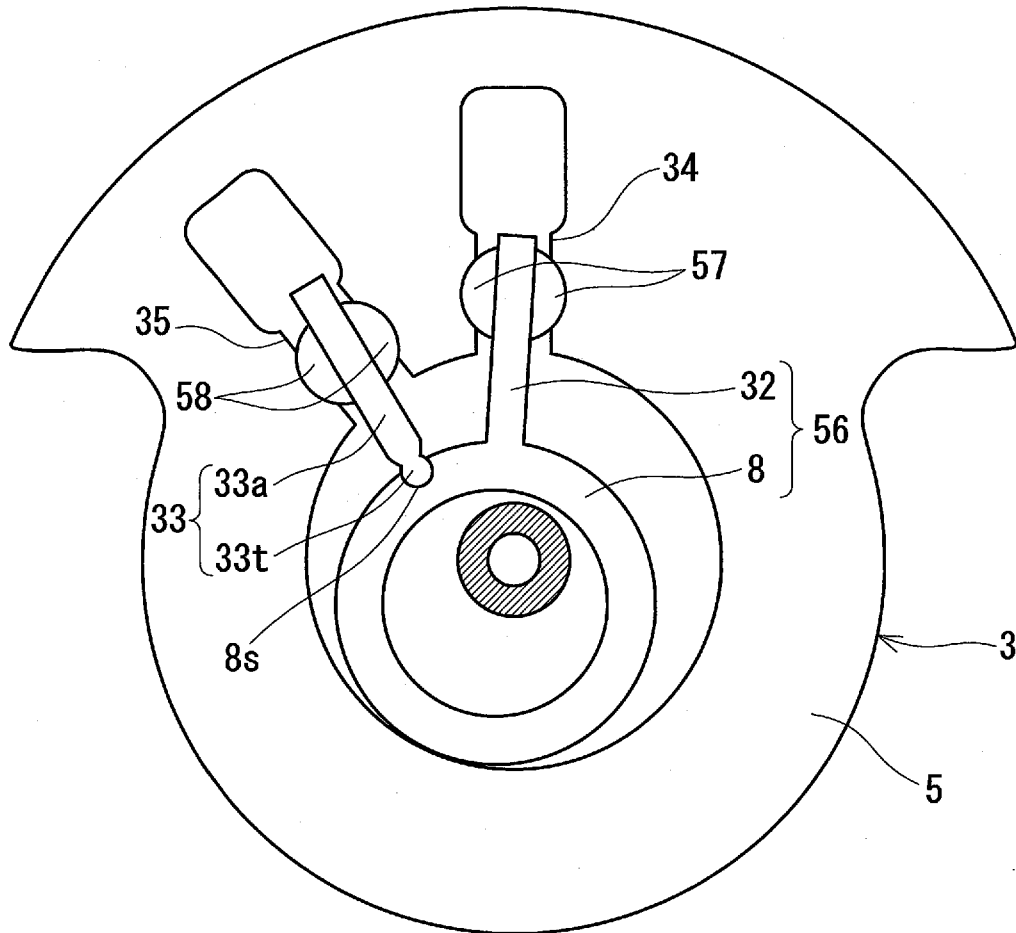
[図4B]

FIG.4B



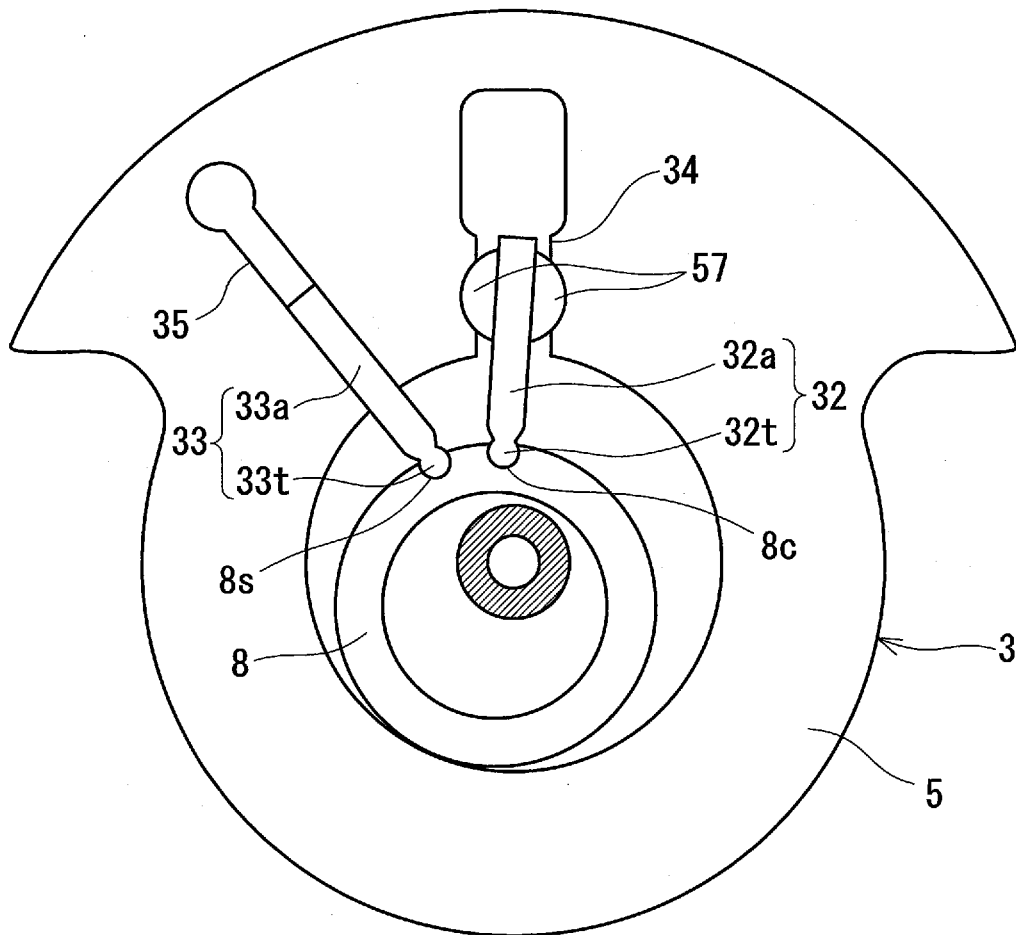
[図4C]

FIG.4C



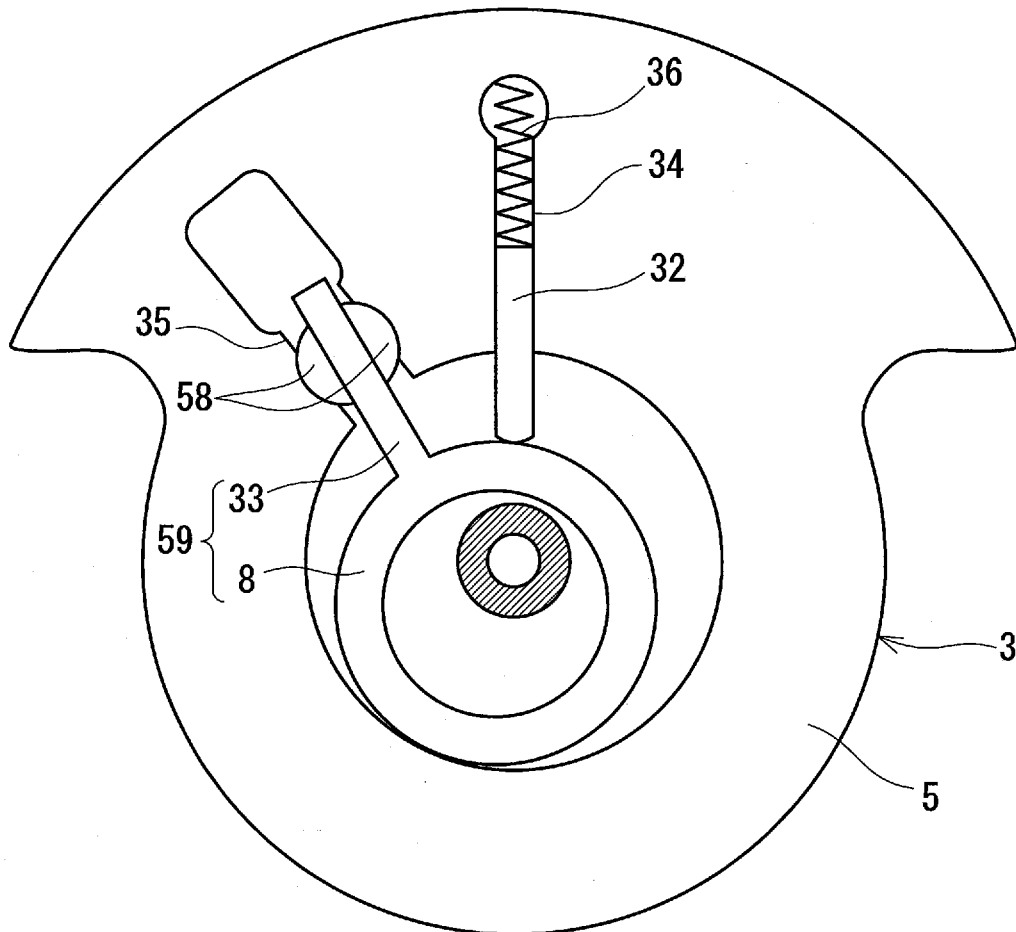
[図4D]

FIG.4D



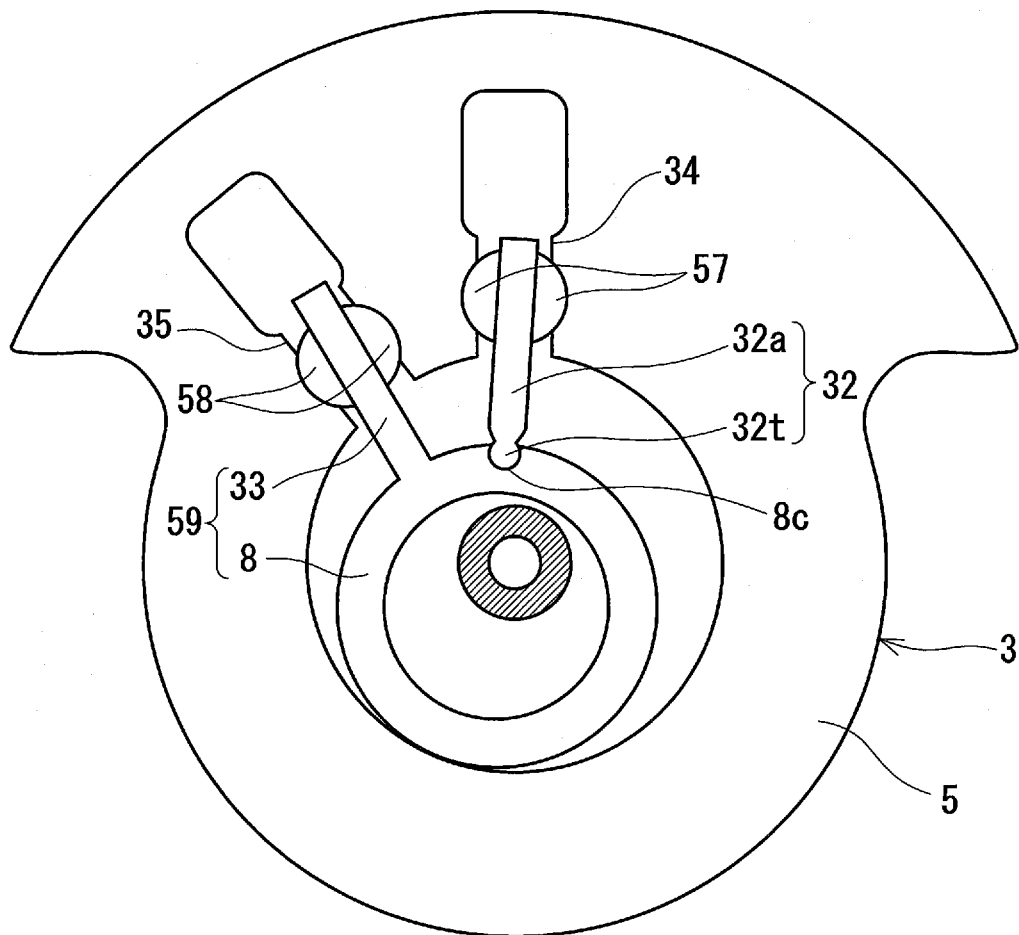
[図4E]

FIG.4E



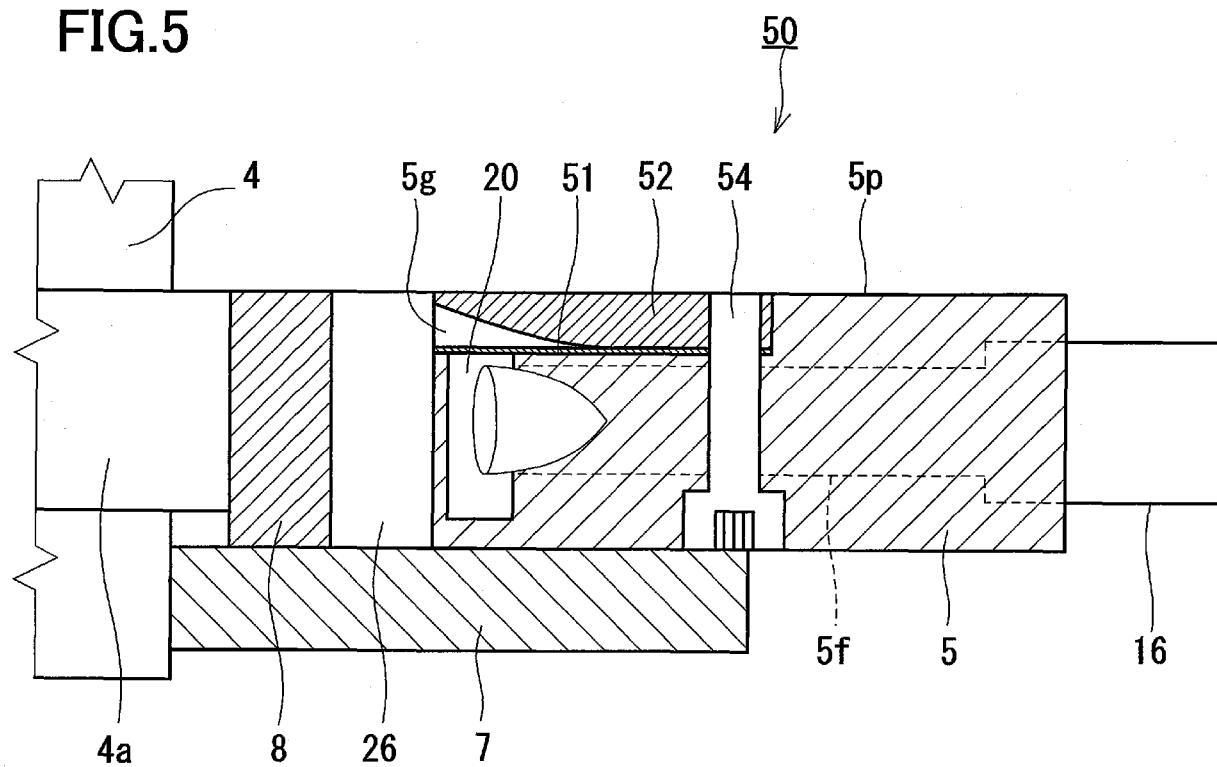
[図4F]

FIG.4F



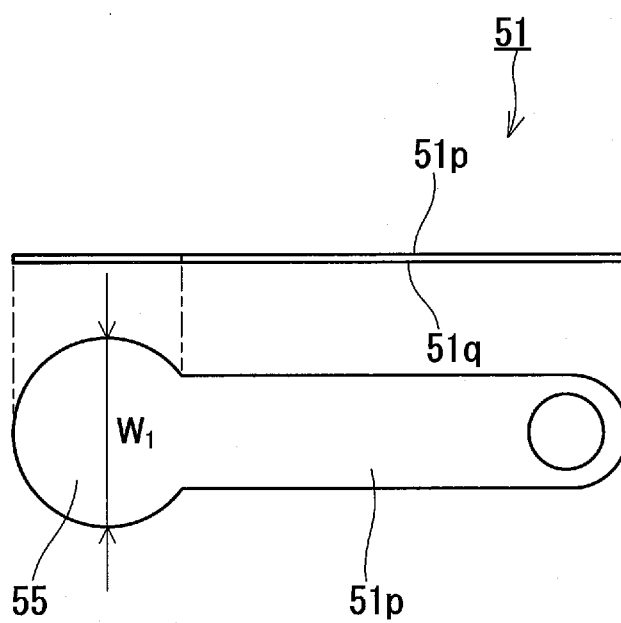
[図5]

FIG.5



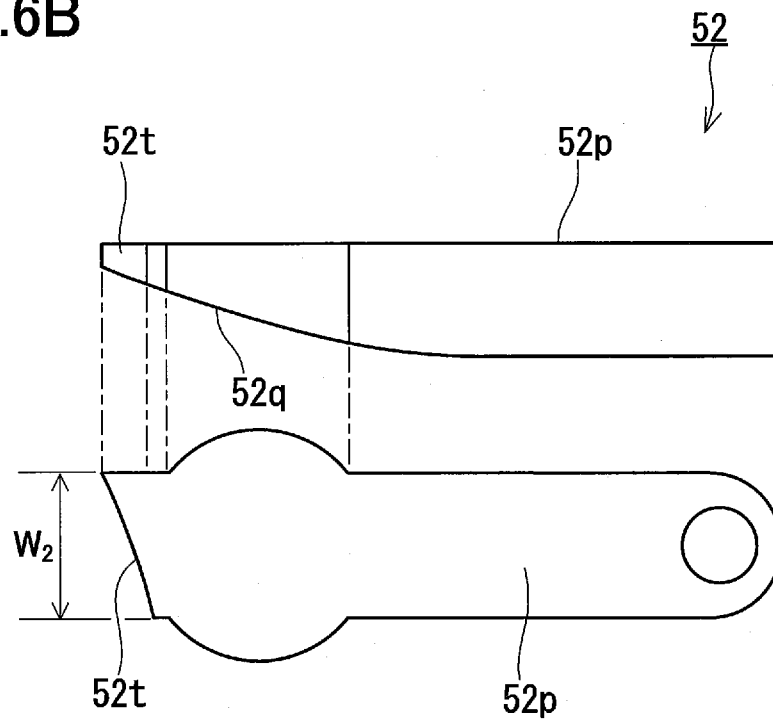
[図6A]

FIG.6A



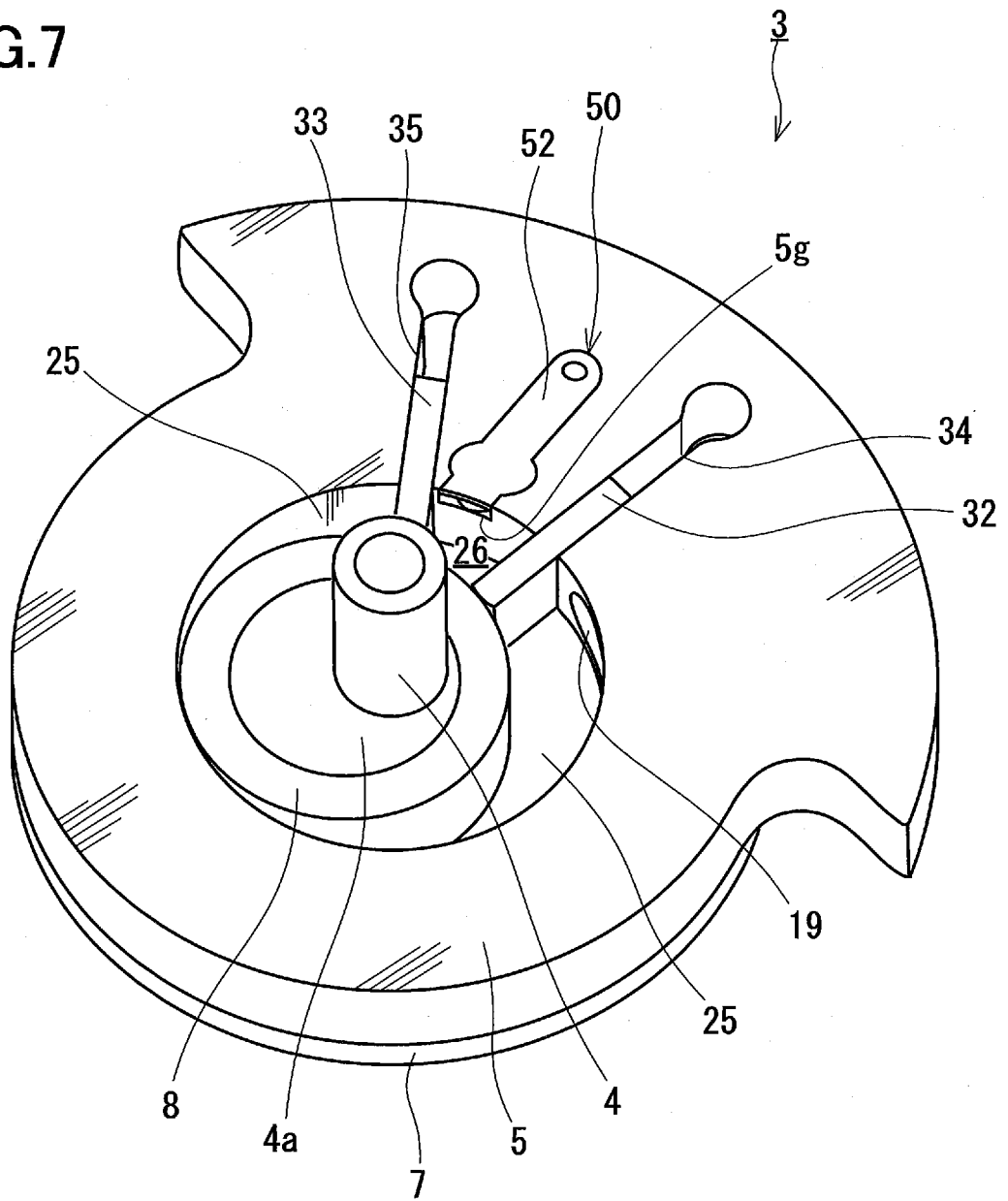
[図6B]

FIG.6B



[図7]

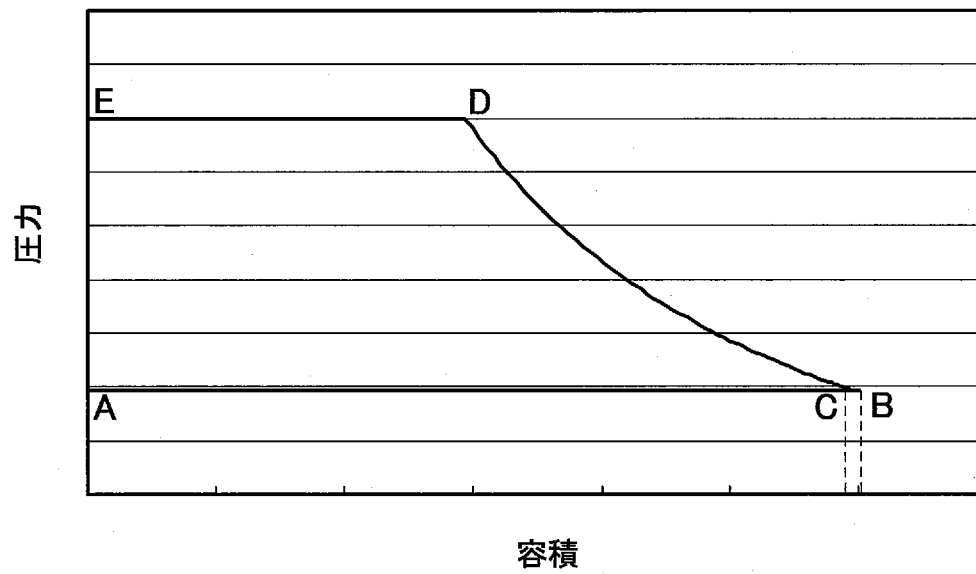
FIG. 7



[図9A]

FIG.9A

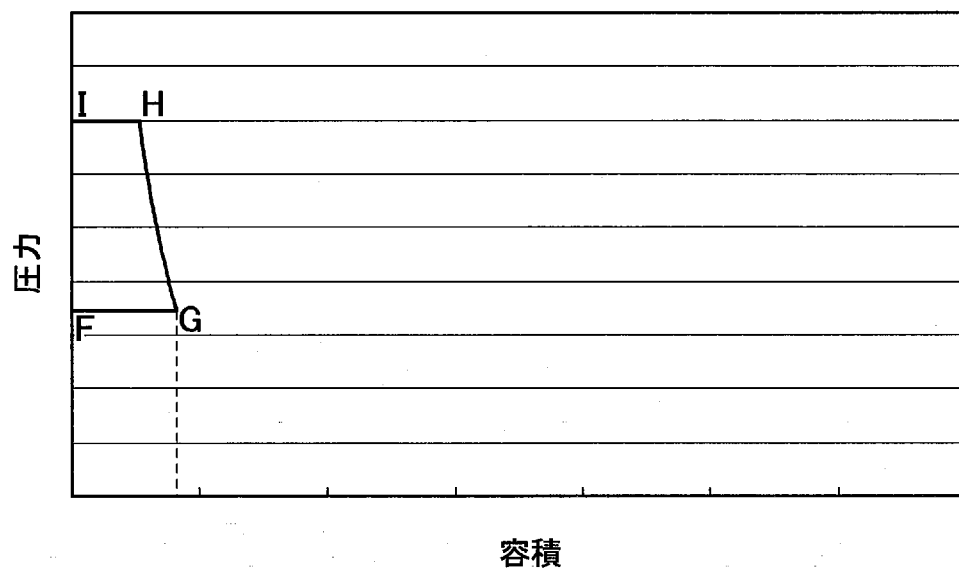
PV線図(第1圧縮室)



[図9B]

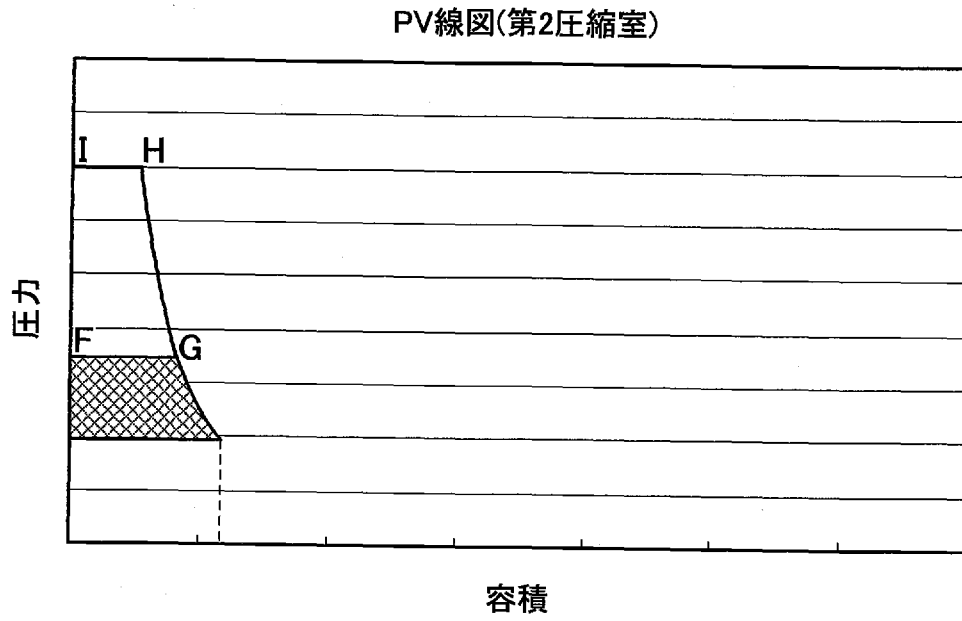
FIG.9B

PV線図(第2圧縮室)



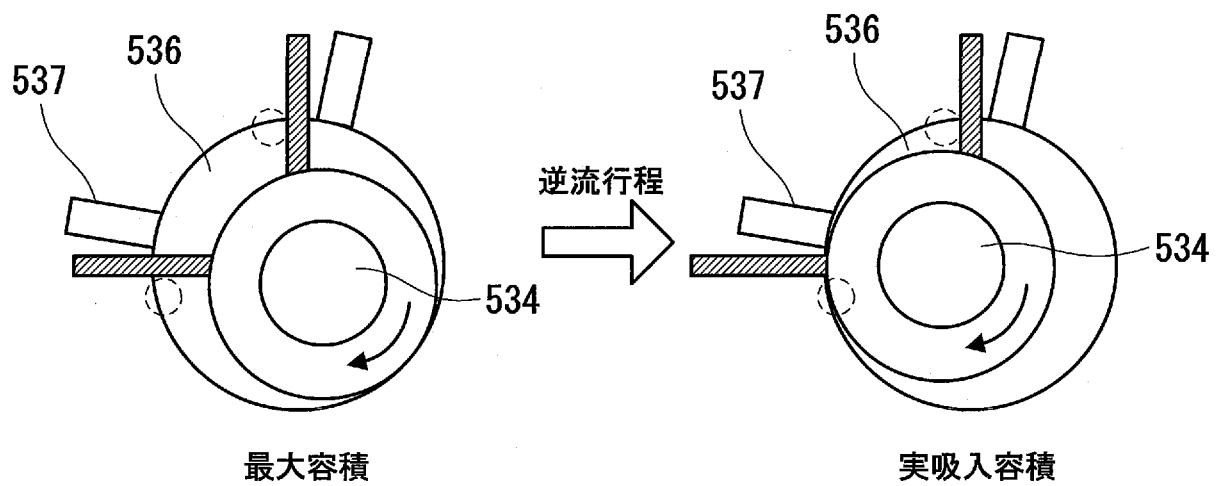
[図10]

FIG.10



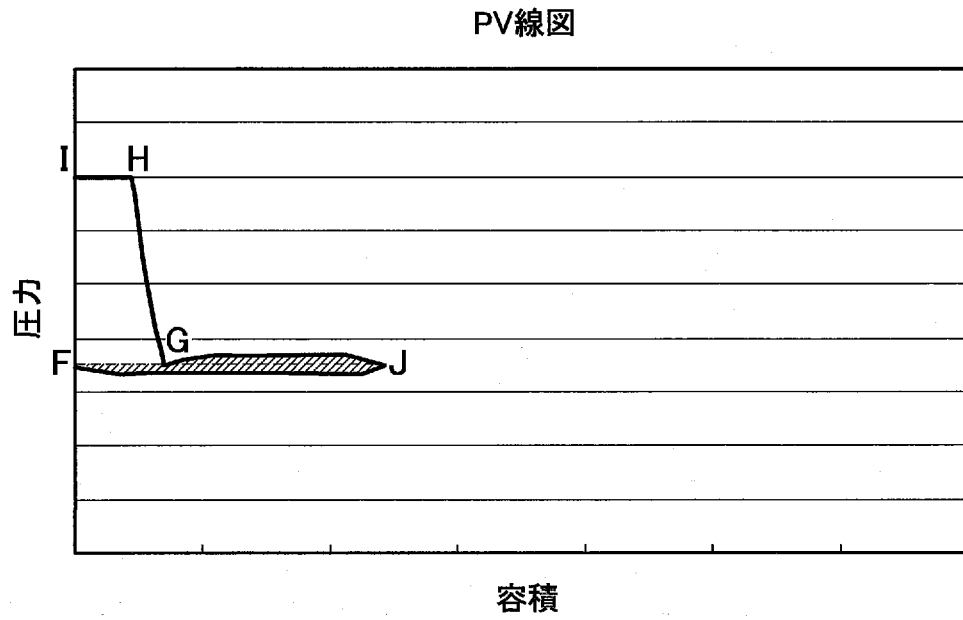
[図11A]

FIG.11A



[図11B]

FIG.11B



[図12]

FIG.12

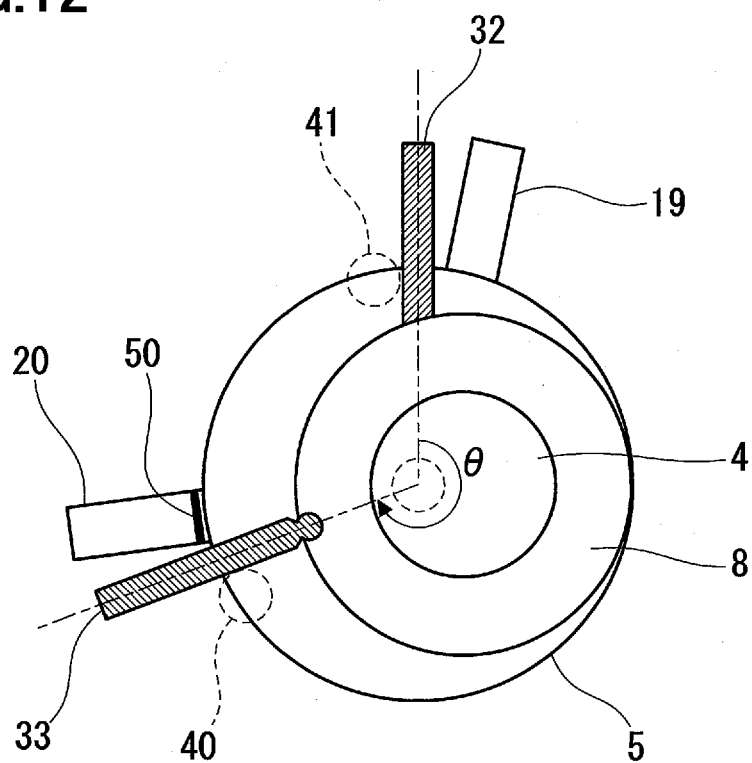
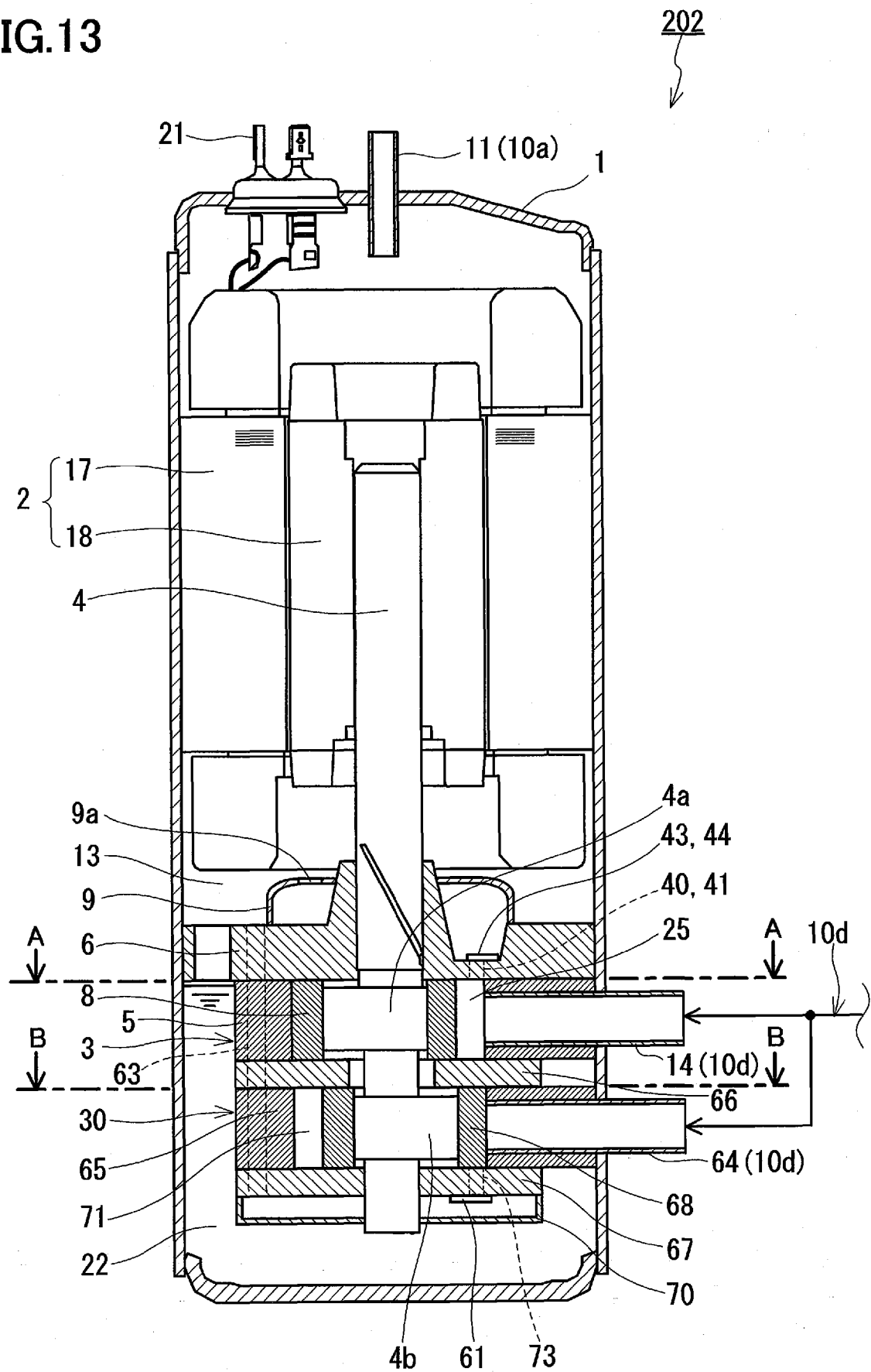


FIG.13



[図14]

FIG.14

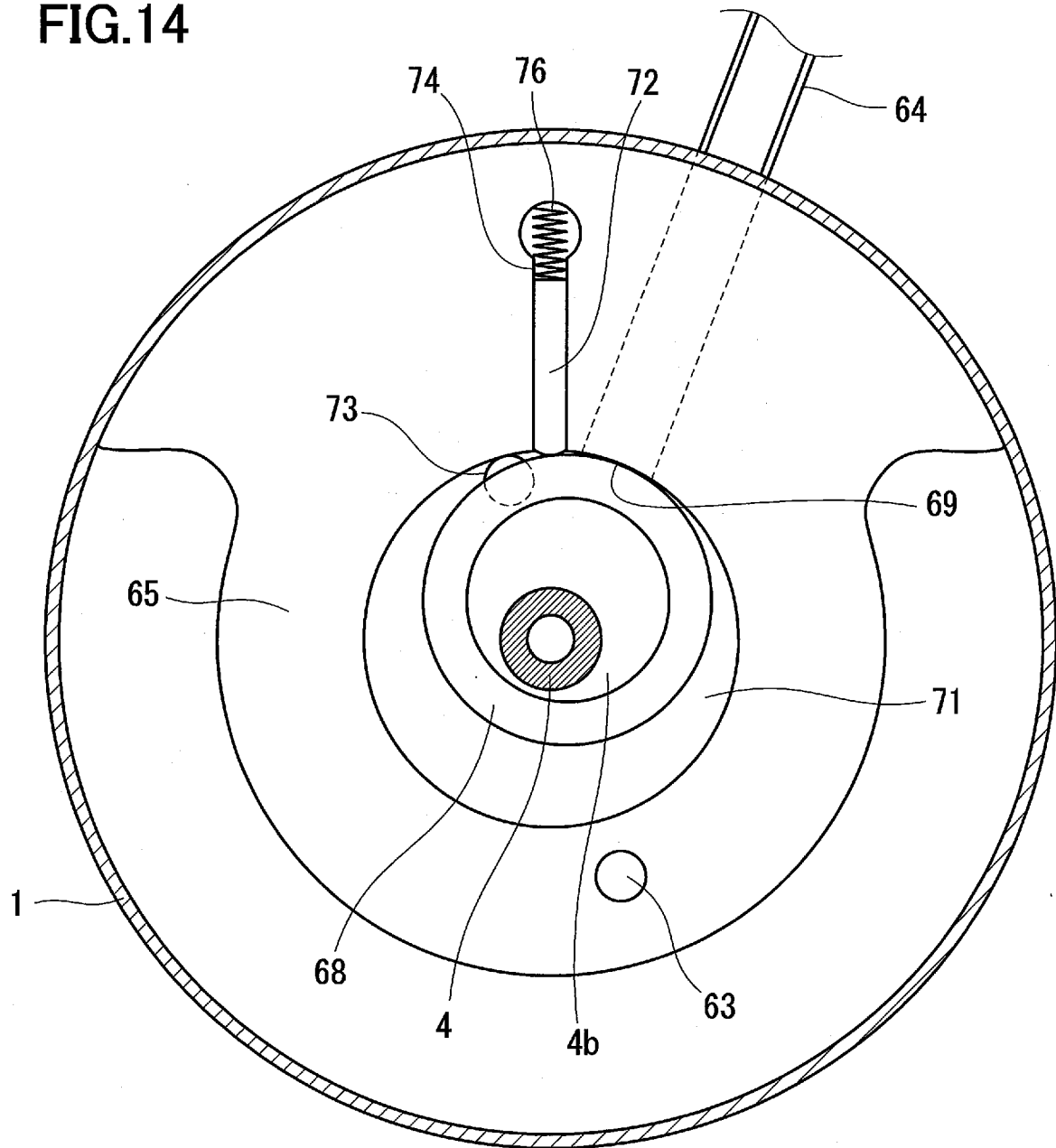
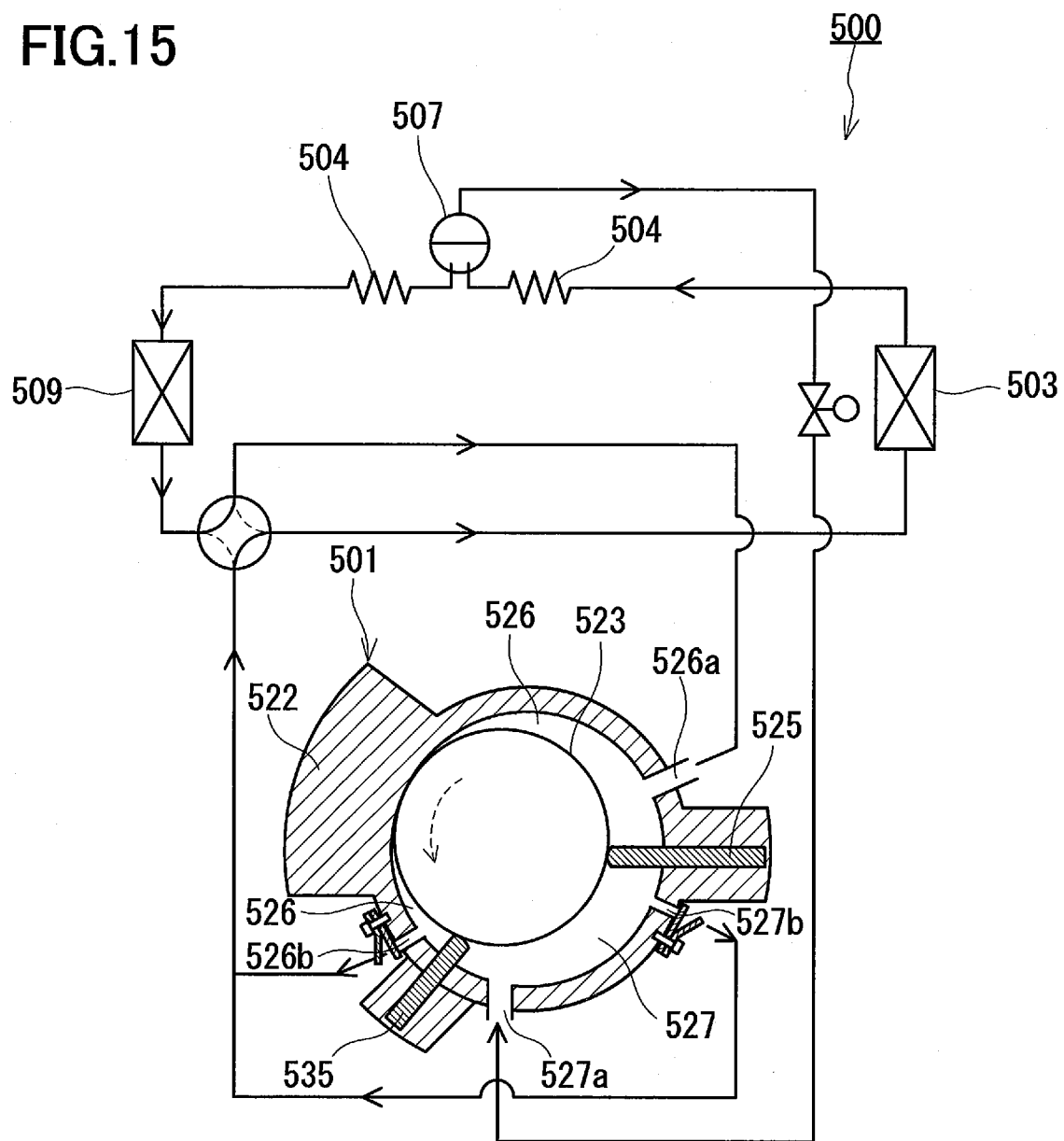
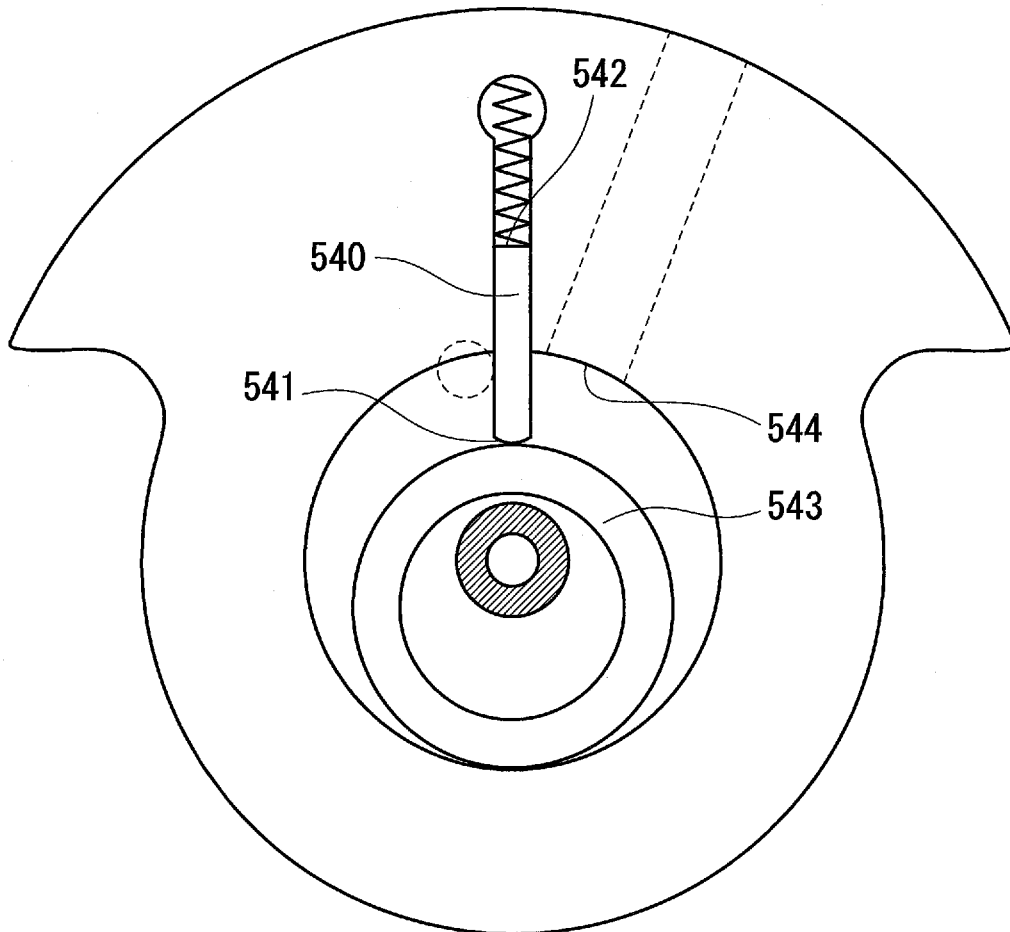
B-B

FIG. 15



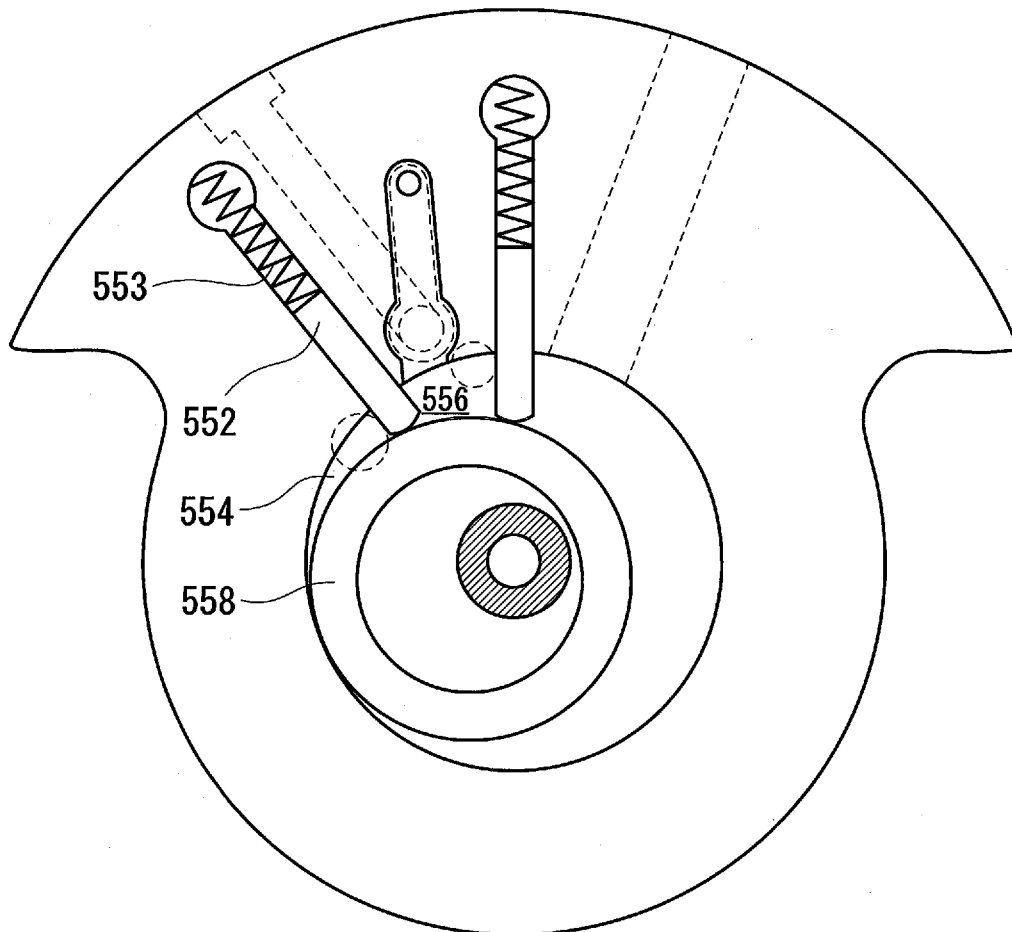
[図16]

FIG.16



[図17]

FIG.17



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT / JP2 011 / 003870

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F 04 C1 8/32 (2006.01) i, F 04 C1 8/35 6 (2006.01) i, F 04 C23/00 (2006.01) i, F25B1 / 00 (2006.01) i, F25B1 / 04 (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)

F 04 C18/ 32, F 04 C18/ 356, F 04 C23/ 00, F25B1 / 00, F25B1 / 04

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	1996-2011
Kokai	Jitsuyo	Shinan	1971-2011	Toroku	Jitsuyo	Shinan	Koho	1994-2011

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.
Y A	JP 59-66663 A (Dai kin Indus trie s, Ltd.), 16 April 1984 (16.04.1984), page 4, lower right column, line 7 to page 5, upper left column, line 12; fig. 3 (Family: none)	1-6 7-14
Y	JP 10-299680 A (Seiko Instrument s Inc.), 10 November 1998 (10.11.1998), paragraphs [0012] to [0024]; fig. 1 to 8 (Family: none)	1-6
A	JP 2006-152950 A (Sanyo Ele ctric Co., Ltd.), 15 June 2006 (15.06.2006), paragraphs [0013] to [0040]; fig. 1 to 6 (Family: none)	1-14



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

"I" 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
04 October, 2011 (04.10.11)

Date of mailing of the international search report
18 October, 2011 (18.10.11)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT / JP2 011 / 003870

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Micro film of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 146633/1985 (Laid-open No. 56781/1987) (Toshiba Corp.), 08 April 1987 (08.04.1987), page 5, line 1 to page 10, line 9; fig - 1 to 3 (Family : none)	1 - 14

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F04C18/32 (2006. 01) i , F04C18/356 (2006. 01) i , F04C23/00 (2006. 01) i , F25B1/00 (2006. 01) i ,
F25B1/04 (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. F04C18/32, F04C18/356, F04C23/00, F25B1/00, F25B1/04

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 1 9 2 2 -
日本国公開実用新案公報 1 9 7 1 - 2
日本国実用新案登録公報 1 9 9 6 -
日本国登録実用新案公報 1 9 9 4 - 2

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)
年

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
Y A	JP 59-66663 A (ダイキン工業株式会社) 1984. 04. 16, 第 4 頁右下欄 第 7 行 - 第 5 頁左上欄 第 1 2 行, 第 3 図 (ファミリーなし)	1 - 6 7 - 1 4
Y	JP 10-299680 A (セイコー精機株式会社) 1998. 11. 10, 【0 0 1 2】 - 【0 0 2 4】, 図 1 - 8 (ファミリーなし)	1 - 6
A	JP 2006-152950 A (三洋電機株式会社) 2006. 06. 15, 【0 0 1 3】 - 【0 0 4 0】, 図 1 - 6 (ファミリーなし)	1 - 1 4

?? 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

IA 「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」
IE 「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」
I 「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)」
Iθ 「口頭による開示、使用、展示等に言及する文献」
IP 「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」
IY 「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」
I& 「同一パテントファミリー文献」

国際調査を完了した日

0 4 . 1 0 . 2 0 1 1

国際調査報告の発送日

1 8 . 1 0 . 2 0 1 1

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 1 0 0 - 8 9 1 5

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)

加藤 一彦

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 5 8

3 0

4 1 3 0

C (続 き) . 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	日本国実用新案登録出願 60-146633 号 (日本国実用新案登録出願公開 62-56781 号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (株式会社東芝) 1987. 04. 08 , 第 5 頁第 1 行 — 第 1 0 頁第 9 行 , 第 1 — 3 図 (ファミリーなし)	1 - 1 4