

(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
2018年7月19日(19.07.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/131265 A1

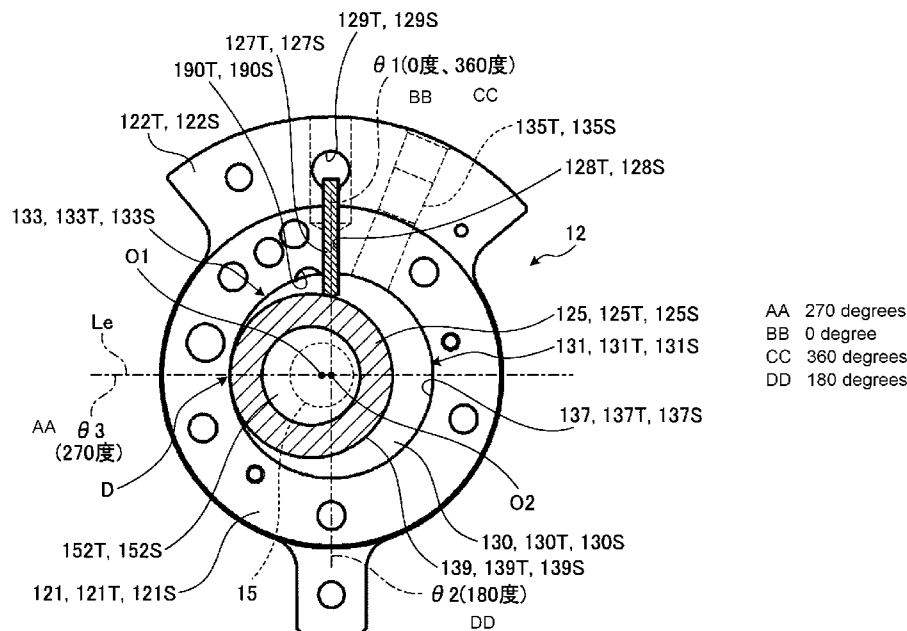
- (51) 国際特許分類:
F04C 18/356 (2006.01) F04C 29/00 (2006.01)
F04C 23/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/039204
- (22) 国際出願日: 2017年10月30日(30.10.2017)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2017-005436 2017年1月16日(16.01.2017) JP
- (71) 出願人: 株式会社富士通ゼネラル (FUJITSU GENERAL LIMITED) [JP/JP]; 〒2138502 神奈

川県川崎市高津区末長3丁目3番17号 Kanagawa (JP).

- (72) 発明者: 古川 基信 (FURUKAWA, Motonobu); 〒2138502 神奈川県川崎市高津区末長3丁目3番17号 株式会社富士通ゼネラル内 Kanagawa (JP). 森下 卓 (MORISHITA, Taku); 〒2138502 神奈川県川崎市高津区末長3丁目3番17号 株式会社富士通ゼネラル内 Kanagawa (JP). 片山 大輝 (KATAYAMA, Hiroki); 〒2138502 神奈川県川崎市高津区末長3丁目3番17号 株式会社富士通ゼネラル内 Kanagawa (JP). 鵜飼 浩志 (UKAI, Koji); 〒2138502 神奈川県川崎市高津区末長3丁目3番17号 株式会社富士通ゼネラル内 Kanagawa (JP). 多田 直人 (TADA, Naoto); 〒2138502 神奈川県川崎

(54) Title: ROTARY COMPRESSOR

(54) 発明の名称: ロータリ圧縮機



(57) Abstract: With a first rotation angle ($\theta 1$) in the circumferential direction of a cylinder (121) of a piston (125) positioned at top dead center being 360 degrees, when the piston (125) is positioned at a third rotation angle ($\theta 3$) having the median of an angle range formed by a first rotation angle ($\theta 1$) and a second rotation angle ($\theta 2$), at which the pressure of a refrigerant in a compression chamber (133) reaches a maximum value, in a plane orthogonal to the axial direction of a rotary shaft (15), the center (O1) of the rotary shaft (15) is eccentrically disposed from the bore center (O2) of the cylinder



市高津区末長3丁目3番17号 株式会社
富士通ゼネラル内 Kanagawa (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人酒井国際特許事務所 (SAKAI INTERNATIONAL PATENT OFFICE); 〒1000013 東京都千代田区霞が関3丁目8番1号 虎の門三井ビルディング 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, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, 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))

(121) toward the position of the third angle ($\theta 3$) along a straight line (L_e) connecting the bore center ($O2$) of the cylinder (121) with the position of the third angle ($\theta 3$) on the inner circumferential surface (137) of the cylinder (121) such that a gap (D) between the position of the third angle ($\theta 3$) on the inner peripheral surface (137) of the cylinder (121) and an outer peripheral surface (139) of the piston (125) becomes the smallest in the circumferential direction of the cylinder (121).

(57) 要約: 上死点に位置するピストン (125) の、シリンダ (121) の周方向における第1回転角度 ($\theta 1$) を360度として、第1回転角度 ($\theta 1$) と、圧縮室 (133) 内の冷媒の圧力が最大値に達する第2回転角度 ($\theta 2$) とがなす角度範囲の中央値の第3回転角度 ($\theta 3$) にピストン (125) が位置するときに、回転軸 (15) の軸方向に直交する平面上において、シリンダ (121) の内周面 (137) 上における第3回転角度 ($\theta 3$) の位置とピストン (125) の外周面 (139) との隙間 (D) が、シリンダ (121) の周方向において最小となるように、回転軸 (15) の中心 ($O 1$) は、シリンダ (121) の内径の中心 ($O 2$) と、シリンダ (121) の内周面 (137) 上における第3回転角度 ($\theta 3$) の位置とを結ぶ直線 (L_e) 上に沿って、シリンダ (121) の内径の中心 ($O 2$) から第3回転角度 ($\theta 3$) の位置側へ偏心している。

明 細 書

発明の名称：ロータリ圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は、ロータリ圧縮機に関する。

背景技術

[0002] 例えば空気調和機や冷凍装置では、冷媒を圧縮するために圧縮機が用いられている。圧縮機としては、シリンダ内で偏心回転する環状のピストンに対して、シリンダ室内に突出するベーンが当接することで、シリンダ室が吸入室と圧縮室に区画されるロータリ圧縮機が知られている。

[0003] この種のロータリ圧縮機では、シリンダ内でピストンがシリンダの内周面に沿って適正に公転するために、シリンダの内周面に沿って公転するピストンの外周面とシリンダの内周面との間に所定の隙間が設けられている。隙間を小さくした場合、シリンダの内周面とピストンの外周面が接触しやすくなる傾向があり、摺動により圧縮効率の低下を招く。一方、隙間を大きくした場合、冷媒の圧縮過程で、シリンダ室における高圧の圧縮室から、シリンダの内周面に沿って公転するピストンの外周面とシリンダの内周面との隙間を通して、低圧の吸入室へ漏れ出る冷媒の量が増える傾向がある。このように、ピストンの外周面とシリンダの内周面との摺動部分の隙間から冷媒が漏れることにより圧縮効率の低下を招く。

[0004] 関連技術のロータリ圧縮機としては、シリンダの内周面が真円ではない所定の形状に変形されており、上死点に位置するピストンの、シリンダの周方向における回転角度（クランク角度）を0度として、45度付近及び225度付近にピストンが位置するときに、ピストンの外周面とシリンダの内周面上の45度付近の位置との離間距離である隙間（シリンダの径方向における隙間）、及びピストンの外周面とシリンダの内周面上の225度付近の位置との隙間が、シリンダの周方向において最小となるように設定することにより、冷媒の圧縮効率の向上を図る技術が知られている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：国際公開第2013／179677号

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] ところで、空気調和機では、例えば、省エネルギー性能を示す指標として、通年エネルギー消費効率（APF：Annual Performance Factor）、いわゆる省エネルギー運転を考慮した性能評価が行われている。ロータリ圧縮機では、ピストンの外周面とシリンダの内周面との隙間から漏れ出る冷媒の量は、冷媒の吸入中よりも冷媒の圧縮中が多くなる傾向にあるので、上述のようにピストンの外周面とシリンダの内周面との隙間を設定した構成であっても、冷媒の圧縮中に生じた上述の隙間から漏れ出る冷媒が十分に抑えられず、冷媒の圧縮効率の向上が不十分であり、APFの低下を招いている。すなわち、APFを高める観点では、ロータリ圧縮機では、冷媒の圧縮中において、ピストンの外周面とシリンダの内周面との隙間から漏れ出る冷媒の量を抑えることが好ましい。

[0007] 開示の技術は、上記に鑑みてなされたものであって、冷媒の圧縮効率を高めることができるロータリ圧縮機を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0008] 本願の開示するロータリ圧縮機の一態様は、上部に冷媒の吐出部が設けられ下部に冷媒の吸入部が設けられ密閉された縦置き円筒状の圧縮機筐体と、前記圧縮機筐体内の下部に配置され前記吸入部から吸入された冷媒を圧縮し前記吐出部から吐出する圧縮部と、前記圧縮機筐体内の上部に配置され前記圧縮部を駆動するモータと、を有し、前記圧縮部は、環状のシリンダと、前記シリンダの上側及び下側をそれぞれ閉塞する端板と、偏心部を有し前記モータにより回転される回転軸と、前記偏心部に嵌合され前記シリンダの内周面に沿って公転し前記シリンダ内にシリンダ室を形成する環状のピストンと

、前記シリンダに設けられたベーン溝から前記シリンダ室内に突出し前記ピストンに当接することで前記シリンダ室を吸入室と圧縮室に区画するベーンと、を有するロータリ圧縮機において、上死点に位置する前記ピストンの、前記シリンダの周方向における第1回転角度を360度として、当該第1回転角度と、前記圧縮室内の冷媒の圧力が最大値に達する第2回転角度とがなす角度範囲の中央値の第3回転角度に前記ピストンが位置するときに、前記回転軸の軸方向に直交する平面上において、前記シリンダの内周面上における前記第3回転角度の位置と前記ピストンの外周面との隙間が、前記シリンダの周方向において最小となるように、前記回転軸の中心は、前記シリンダの内径の中心と、前記シリンダの内周面上における前記第3回転角度の位置とを結ぶ直線上に沿って、前記シリンダの内径の中心から前記第3回転角度の位置側へ偏心していることを特徴とする。

発明の効果

[0009] 本願の開示するロータリ圧縮機の一態様によれば、冷媒の圧縮効率を高めることができる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]図1は、実施例のロータリ圧縮機を示す縦断面図である。

[図2]図2は、実施例のロータリ圧縮機の圧縮部を示す分解斜視図である。

[図3]図3は、実施例のロータリ圧縮機の圧縮部を上方から見た横断面図である。

[図4A]図4Aは、参考例のロータリ圧縮機の圧縮部において、ピストンが任意の回転角度に位置するときにピストンの外周面が摺動するシリンダの内周面の位置を説明するための横断面図である。

[図4B]図4Bは、実施例のロータリ圧縮機の圧縮部において、シリンダの中心から任意の回転角度の位置側へ回転軸が偏心したときにシリンダの内周面に摺動するピストンの外周面の位置を説明するための横断面図である。

[図5]図5は、実施例のロータリ圧縮機において、冷媒の圧力が最大値に達するときのピストンの回転角度を説明するためのグラフである。

[図6]図 6 は、実施例のロータリ圧縮機において、シリンダ室における圧縮室と吸入室の各圧力の変化を説明するための横断面図である。

[図7]図 7 は、実施例のロータリ圧縮機において、調芯角度が 270 度の場合に圧縮過程で生じる隙間を示すグラフである。

[図8]図 8 は、参考例のロータリ圧縮機において、中心調芯の場合に圧縮過程で生じる隙間を示すグラフである。

[図9]図 9 は、参考例のロータリ圧縮機において、調芯角度が 225 度の場合に圧縮過程で生じる隙間を示すグラフである。

[図10]図 10 は、参考例のロータリ圧縮機において、調芯角度が 315 度の場合に圧縮過程で生じる隙間を示すグラフである。

[図11]図 11 は、実施例及び参考例のロータリ圧縮機において、APF の比率と回転軸の調芯角度との関係を示すグラフである。

[図12]図 12 は、実施例のロータリ圧縮機において、圧縮室内の冷媒の圧力が最大値に達したときのピストンの回転角度と、圧縮比との関係を示すためのグラフである。

[図13]図 13 は、実施例のロータリ圧縮機において、圧縮室内の冷媒の圧力が最大値に達したときのピストンの回転角度と、圧縮比との関係を示すためのグラフである。

発明を実施するための形態

[0011] 以下に、本願の開示するロータリ圧縮機の実施例を図面に基づいて詳細に説明する。なお、以下の実施例によって、本願の開示するロータリ圧縮機が限定されるものではない。

実施例

[0012] (ロータリ圧縮機の構成)

図 1 は、実施例のロータリ圧縮機を示す縦断面図である。図 2 は、実施例のロータリ圧縮機の圧縮部を示す分解斜視図である。図 3 は、実施例のロータリ圧縮機の圧縮部を上方から見た横断面図である。

[0013] 図 1 に示すように、ロータリ圧縮機 1 は、密閉された縦置き円筒状の圧縮

機筐体 10 内の下部に配置された圧縮部 12 と、圧縮機筐体 10 内の上部に配置され回転軸 15 を介して圧縮部 12 を駆動するモータ 11 と、圧縮機筐体 10 の外周面に固定され密閉された縦置き円筒状のアクムレータ 25 と、を備えている。

[0014] アクムレータ 25 は、吸入部としての上吸入管 105 及びアクムレータ上湾曲管 31T を介して上シリンダ 121T の上シリンダ室 130T (図 2 参照) と接続され、吸入部としての下吸入管 104 及びアクムレータ下湾曲管 31S を介して下シリンダ 121S の下シリンダ室 130S (図 2 参照) と接続されている。本実施例では、圧縮機筐体 10 の周方向において、上吸入管 105 と下吸入管 104 の位置が重なっており、同一位置に位置する。

[0015] モータ 11 は、外側に配置されたステータ 111 と、内側に配置されたロータ 112 と、を備えている。ステータ 111 は、圧縮機筐体 10 の内周面に焼嵌め状態または溶接状態で固定されている。ロータ 112 は、回転軸 15 に焼嵌め状態で固定されている。

[0016] 回転軸 15 は、下偏心部 152S の下方の副軸部 151 が、下端板 160S に設けられた副軸受部 161S に回転自在に支持され、上偏心部 152T の上方の主軸部 153 が上端板 160T に設けられた主軸受部 161T に回転自在に支持されている。回転軸 15 には、上偏心部 152T と下偏心部 152S とが互いに 180 度の位相差をつけて設けられており、上偏心部 152T に上ピストン 125T が支持され、下偏心部 152S に下ピストン 125S が支持されている。これによって、回転軸 15 は、圧縮部 12 全体に対して回転自在に支持されるとともに、図 3 に示すように、回転によって上ピストン 125T の外周面 139T を上シリンダ 121T の内周面 137T に沿って公転運動させ、下ピストン 125S の外周面 139S を下シリンダ 121S の内周面 137S に沿って公転運動させる。

[0017] 圧縮機筐体 10 の内部には、圧縮部 12 において摺動する上シリンダ 121T と上ピストン 125T 及び下シリンダ 121S と下ピストン 125S 等

の摺動部の潤滑性を確保し、上圧縮室 133T（図 2 参照）及び下圧縮室 133S（図 2 参照）をシールするための潤滑油 18 が、圧縮部 12 をほぼ浸漬する量だけ封入されている。圧縮機筐体 10 の下側には、ロータリ圧縮機 1 全体を支持する複数の弾性支持部材（図示せず）に係止する取付脚 310（図 1 参照）が固定されている。

[0018] 図 1 に示すように、圧縮部 12 は、上吸入管 105 及び下吸入 104 から吸入された冷媒を圧縮し、後述する吐出管 107 から吐出する。図 2 に示すように、圧縮部 12 は、上から、内部に中空空間が形成された膨出部を有する上端板カバー 170T、上端板 160T、環状の上シリンダ 121T、中間仕切板 140、環状の下シリンダ 121S、下端板 160S 及び平板状の下端板カバー 170S を積層して構成されている。圧縮部 12 全体は、上下から略同心円上に配置された複数の通しボルト 174, 175 及び補助ボルト 176 によって固定されている。

[0019] 図 3 に示すように、上シリンダ 121T には、円筒状の内周面 137T が形成されている。上シリンダ 121T の内周面 137T の内側には、上シリンダ 121T の内周面 137T の内径よりも小さい外径の上ピストン 125T が配置されており、上シリンダ 121T の内周面 137T と上ピストン 125T の外周面 139T との間に、冷媒を吸入し圧縮して吐出する上圧縮室 133T が形成される。下シリンダ 121S には、円筒状の内周面 137S が形成されている。下シリンダ 121S の内周面 137S の内側には、下シリンダ 121S の内周面 137S の内径よりも小さい外径の下ピストン 125S が配置されており、下シリンダ 121S の内周面 137S と下ピストン 125S の外周面 139S との間に、冷媒を吸入し圧縮して吐出する下圧縮室 133S が形成される。

[0020] 図 2 及び図 3 に示すように、上シリンダ 121T は、円形状の外周部から、円筒状の内周面 137T の径方向に張り出した上側方突出部 122T を有する。上側方突出部 122T には、上シリンダ室 130T から放射状に外方へ延びる上ベーン溝 128T が設けられている。上ベーン溝 128T 内には

、上ベーン１２７Ｔが摺動可能に配置されている。下シリンダ１２１Ｓは、円形状の外周部から、円筒状の内周面１３７Ｓの径方向に張り出した下側方突出部１２２Ｓを有する。下側方突出部１２２Ｓには、下シリンダ室１３０Ｓから放射状に外方へ延びる下ベーン溝１２８Ｓが設けられている。下ベーン溝１２８Ｓ内には、下ベーン１２７Ｓが摺動可能に配置されている。

[0021] 上側方突出部１２２Ｔは、上シリンダ１２１Ｔの内周面１３７Ｔの周方向に沿って、所定の突出範囲にわたって形成されている。下側方突出部１２２Ｓは、下シリンダ１２１Ｓの内周面１３７Ｓの周方向に沿って、所定の突出範囲にわたって形成されている。上側方突出部１２２Ｔ及び下側方突出部１２２Ｓは、上シリンダ１２１Ｔ及び下シリンダ１２１Ｓの加工時に加工治具に固定するためのチャック用保持部として用いられる。

[0022] 上側方突出部１２２Ｔには、外側面から上ベーン溝１２８Ｔと重なる位置に、上シリンダ室１３０Ｔに貫通しない深さで上スプリング穴１２４Ｔが設けられている。上スプリング穴１２４Ｔには上スプリング１２６Ｔが配置されている。下側方突出部１２２Ｓには、外側面から下ベーン溝１２８Ｓと重なる位置に、下シリンダ室１３０Ｓに貫通しない深さで下スプリング穴１２４Ｓが設けられている。下スプリング穴１２４Ｓには下スプリング１２６Ｓが配置されている。

[0023] また、上シリンダ１２１Ｔには、上ベーン溝１２８Ｔの径方向外側と圧縮機筐体１０内とを開口部で連通して圧縮機筐体１０内の圧縮された冷媒を導入し、上ベーン１２７Ｔに冷媒の圧力により背圧をかける上圧力導入路１２９Ｔが形成されている。また、下シリンダ１２１Ｓには、下ベーン溝１２８Ｓの径方向外側と圧縮機筐体１０内とを連通して圧縮機筐体１０内の圧縮された冷媒を導入し、下ベーン１２７Ｓに冷媒の圧力により背圧をかける下圧力導入路１２９Ｓが形成されている。

[0024] 上シリンダ１２１Ｔの上側方突出部１２２Ｔには、上吸入管１０５と嵌合する上吸入孔１３５Ｔが設けられている。下シリンダ１２１Ｓの下側方突出部１２２Ｓには、下吸入管１０４と嵌合する下吸入孔１３５Ｓが設けられて

いる。

[0025] 図2に示すように、上シリンダ室130Tは、上下をそれぞれ上端板160T及び中間仕切板140で閉塞されている。下シリンダ室130Sは、上下をそれぞれ中間仕切板140及び下端板160Sで閉塞されている。

[0026] 上シリンダ室130Tは、上ベーン127Tが上スプリング126Tに押圧されて上ピストン125Tの外周面139Tに当接することによって、上吸入孔135Tに連通する上吸入室131Tと、上端板160Tに設けられた上吐出孔190Tに連通する上圧縮室133Tと、に区画される。下シリンダ室130Sは、下ベーン127Sが下スプリング126Sに押圧されて下ピストン125Sの外周面139Sに当接することによって、下吸入孔135Sに連通する下吸入室131Sと、下端板160Sに設けられた下吐出孔190Sに連通する下圧縮室133Sと、に区画される。

[0027] また、上吐出孔190Tは、上ベーン溝128Tに近接して設けられており、下吐出孔190Sは、下ベーン溝128Sに近接して設けられている。上圧縮室133T内及び下圧縮室133S内で圧縮された冷媒は、上圧縮室133T内及び下圧縮室133S内から、上吐出孔190T及び下吐出孔190Sを通して吐出される。

[0028] 図2に示すように、上端板160Tには、上端板160Tを貫通して上シリンダ121Tの上圧縮室133Tと連通する上吐出孔190Tが設けられ、上吐出孔190Tの出口側には、上吐出孔190Tの周囲に上弁座（図示せず）が形成されている。上端板160Tには、上吐出孔190Tの位置から上端板160Tの外周に向かって溝状に延びる上吐出弁収容凹部164Tが形成されている。

[0029] 上吐出弁収容凹部164Tには、後端部が上吐出弁収容凹部164T内に上リベット202Tにより固定され前端部が上吐出孔190Tを開閉するリード弁型の上吐出弁200Tと、後端部が上吐出弁200Tに重ねられて上吐出弁収容凹部164T内に上リベット202Tにより固定され前端部が上吐出弁200Tが開く方向へ湾曲して（反って）いて上吐出弁200Tの開

度を規制する上吐出弁押さえ 201 T 全体とが收容されている。

[0030] 下端板 160 S には、下端板 160 S を貫通して下シリンダ 121 S の下圧縮室 133 S と連通する下吐出孔 190 S が設けられている。下端板 160 S には、下吐出孔 190 S の位置から下端板 160 S の外周に向かって溝状に延びる下吐出弁收容凹部（図示せず）が形成されている。

[0031] 下吐出弁收容凹部には、後端部が下吐出弁收容凹部内に下リベット 202 S により固定され前端部が下吐出孔 190 S を開閉するリード弁型の下吐出弁 200 S と、後端部が下吐出弁 200 S に重ねられて下吐出弁收容凹部内に下リベット 202 S により固定され前端部が下吐出弁 200 S が開く方向へ湾曲して（反って）いて下吐出弁 200 S の開度を規制する下吐出弁押さえ 201 S 全体とが收容されている。

[0032] 互いに密着固定された上端板 160 T と膨出部を有する上端板カバー 170 T との間には、上端板カバー室 180 T が形成される。互いに密着固定された下端板 160 S と平板状の下端板カバー 170 S との間には、下端板カバー室 180 S（図 1 参照）が形成される。下端板 160 S、下シリンダ 121 S、中間仕切板 140、上端板 160 T 及び上シリンダ 121 T を貫通し下端板カバー室 180 S と上端板カバー室 180 T とを連通する冷媒通路孔 136 が設けられている。

[0033] 以下に、回転軸 15 の回転による冷媒の流れを説明する。上シリンダ室 130 T 内において、回転軸 15 の回転によって、回転軸 15 の上偏心部 152 T に嵌合された上ピストン 125 T が、上シリンダ 121 T の内周面 137 T に沿って公転することにより、上吸入室 131 T が容積を拡大しながら上吸入管 105 から冷媒を吸入し、上圧縮室 133 T が容積を縮小しながら冷媒を圧縮し、圧縮した冷媒の圧力が上吐出弁 200 T の外側の上端板カバー室 180 T の圧力より高くなると、上吐出弁 200 T が開いて上圧縮室 133 T から上端板カバー室 180 T へ冷媒が吐出される。上端板カバー室 180 T に吐出された冷媒は、上端板カバー 170 T に設けられた上端板カバー吐出孔 172 T（図 1 参照）から圧縮機筐体 10 内に吐出される。

[0034] また、下シリンダ室１３０Ｓ内において、回転軸１５の回転によって、回転軸１５の下偏心部１５２Ｓに嵌合された下ピストン１２５Ｓが、下シリンダ１２１Ｓの内周面１３７Ｓに沿って公転することにより、下吸入室１３１Ｓが容積を拡大しながら下吸入管１０４から冷媒を吸入し、下圧縮室１３３Ｓが容積を縮小しながら冷媒を圧縮し、圧縮した冷媒の圧力が下吐出弁２００Ｓの外側の下端板カバー室１８０Ｓの圧力より高くなると、下吐出弁２００Ｓが開いて下圧縮室１３３Ｓから下端板カバー室１８０Ｓへ冷媒が吐出される。下端板カバー室１８０Ｓに吐出された冷媒は、冷媒通路孔１３６及び上端板カバー室１８０Ｔを通して上端板カバー１７０Ｔに設けられた上端板カバー吐出孔１７２Ｔから圧縮機筐体１０内に吐出される。

[0035] 圧縮機筐体１０内に吐出された冷媒は、ステータ１１１外周に設けられた上下に連通する切欠き（図示せず）、又はステータ１１１の巻線部の隙間（図示せず）、又はステータ１１１とロータ１１２との隙間１１５（図１参照）を通してモータ１１の上方に導かれ、圧縮機筐体１０の上部に配置された吐出部としての吐出管１０７から吐出される。

[0036] （ロータリ圧縮機の特徴的な構成）

次に、実施例のロータリ圧縮機１の特徴的な構成について説明する。以下、説明の便宜上、上シリンダ１２１Ｔ及び下シリンダ１２１Ｓをシリンダ１２１、上ピストン１２５Ｔ及び下ピストン１２５Ｓをピストン１２５、上吐出孔１９０Ｔ及び下吐出孔１９０Ｓを吐出孔１９０と称する。同様に、説明の便宜上、上シリンダ室１３０Ｔ及び下シリンダ室１３０Ｓをシリンダ室１３０、上圧縮室１３３Ｔ及び下圧縮室１３３Ｓを圧縮室１３３、上吸入室１３１Ｔ及び下吸入室１３１Ｓを吸入室１３１、上偏心部１５２Ｓ及び下偏心部１５２Ｔを偏心部１５２と称する。また、同様に、説明の便宜上、上シリンダ１２１Ｔの内周面１３７Ｔ及び下シリンダ１２１Ｓの内周面１３７Ｓをシリンダ１２１の内周面１３７、上ピストン１２５Ｔの外周面１３９Ｔ及び下ピストン１２５Ｓの外周面１３９Ｓをピストン１２５の外周面１３９と称する。

[0037] 実施例のロータリ圧縮機 1 では、図 3 に示すように、シリンダ 1 2 1 の径方向（回転軸 1 5 の径方向）に平行な平面上において、回転軸 1 5 の中心 O_1 が、シリンダ 1 2 1 の内径の中心 O_2 （シリンダ 1 2 1 の径方向の中心 O_2 ）に対して、所定方向へ向かって偏心されて設けられている。

[0038] 具体的には、上死点に位置するピストン 1 2 5 の、シリンダ 1 2 1 の周方向における第 1 回転角度 θ_1 を 360 度として、この第 1 回転角度 θ_1 と、圧縮室 1 3 3 内の冷媒の圧力が最大値に達する第 2 回転角度 θ_2 とがなす角度範囲の中央値を第 3 回転角度 θ_3 とする。第 3 回転角度 θ_3 にピストン 1 2 5 が位置するときに、回転軸 1 5 の軸方向に直交する平面上において、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 上における第 3 回転角度 θ_3 の位置とピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 との隙間 D （シリンダ 1 2 1 の径方向に対する離間距離である隙間 D ）が、シリンダ 1 2 1 の周方向において最小となるように、回転軸 1 5 の中心 O_1 は、シリンダ 1 2 1 の内径の中心 O_2 から偏心している。回転軸 1 5 の軸方向に直交する平面上において、回転軸 1 5 の中心 O_1 は、シリンダ 1 2 1 の内径の中心 O_2 と、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 上における第 3 回転角度 θ_3 の位置（以下、第 3 回転角度 θ_3 の位置と称する。）とを結ぶ直線（以下、偏心線 L_e と称する。）上に沿って、シリンダ 1 2 1 の内径の中心 O_2 から第 3 回転角度 θ_3 の位置側へ偏心している。詳細について後述するが、本実施例では、例えば、第 2 回転角度 θ_2 を 180 度として、回転軸 1 5 の中心 O_1 が、シリンダ 1 2 1 の内径の中心 O_2 から、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 上における、第 3 回転角度 θ_3 である 270 度の位置側へ、すなわち回転軸 1 5 の中心 O_1 が、シリンダ 1 2 1 の内径の中心 O_2 を通る偏心線 L_e 上に沿って偏心している（位置がずらされている）。なお、第 3 回転角度 θ_3 は、例えば以下のように算出される。

$$(360 \text{ 度} - 180 \text{ 度}) / 2 = 90 \text{ 度}、180 \text{ 度} (\text{第 2 回転角度 } \theta_2) + 90 \text{ 度} = 270 \text{ 度} (\text{第 3 回転角度 } \theta_3)$$

[0039] ここで、回転軸 1 5 の中心 O_1 を偏心させたときに、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 とピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 との間に生じる隙間 D について

説明する。図4 Aは、参考例のロータリ圧縮機1の圧縮部12において、ピストン125が任意の回転角度に位置するときにピストン125の外周面139が摺動するシリンダ121の内周面137の位置を説明するための横断面図である。図4 Bは、実施例のロータリ圧縮機1の圧縮部12において、シリンダ121の内径の中心O2から、シリンダ121の内周面137上における任意の回転角度の位置側へ回転軸15が偏心線Le上に沿って偏心したときに、シリンダ121の内周面137に摺動するピストン125の外周面139の位置を説明するための横断面図である。図4 A及び図4 Bにおいて、図面上の横方向をX方向とし、縦方向をY方向とする。

[0040] 図4 Aに示す参考例では、回転軸15の軸方向に直交する平面上で、回転軸15の中心O1とシリンダ121の内径の中心O2とが一致している。図4 Aに示すように、回転軸15の軸方向に直交する平面上で、ピストン125が任意の回転角度 θa （図4 Aでは、一例として角度 θa を60度で示す。）に位置するときに、ピストン125の外周面139が摺動するシリンダ121の内周面137の位置の座標は、シリンダ121の内径の半径を $r1$ としたとき、

$$X \text{ 座標} : r1 \times \sin \theta a \quad \dots \text{ (式1)}$$

$$Y \text{ 座標} : r1 \times \cos \theta a \quad \dots \text{ (式2)}$$

となる。

[0041] また、図4 Aに示す参考例では、回転軸15の軸方向に直交する平面上で、上述のように回転軸15の中心O1とシリンダ121の内径の中心O2とが一致しているので、ピストン125が任意の回転角度 θa に位置するときに、ピストン125の外周面139が摺動するシリンダ121の内周面137位置の座標は、ピストン125の外径の半径を $r2$ とし、回転軸15の中心O1に対する偏心部152の中心O3の偏心量を a としたとき、

$$X \text{ 座標} : (r2 + a) \times \sin \theta a \quad \dots \text{ (式3)}$$

$$Y \text{ 座標} : (r2 + a) \times \cos \theta a \quad \dots \text{ (式4)}$$

となる。

[0042] 図4 Aに示す参考例に対して、図4 Bに示す実施例では、回転軸15の中心O1がシリンダ121の内径の中心O2から偏心している。図4 Bに示すように、回転軸15の軸方向に直交する平面上で、回転軸15の中心O1が、シリンダ121の内径の中心O2から任意の回転角度の位置側へ偏心線Le上に沿って偏心したときに、ピストン125の外周面139が摺動するシリンダ121の内周面137の位置の座標は、シリンダ121の中心O2に対する回転軸15の中心O1の偏心量をbとし、回転軸15が偏心した方向が第1回転角度 θ_1 に対してなす回転角度を θ_b （図4 Bでは、一例として角度 θ_b を225度で示す。）としたとき、

$$X \text{ 座標} : b \times \sin \theta_b \quad \cdots \text{ (式5)}$$

$$Y \text{ 座標} : b \times \cos \theta_b \quad \cdots \text{ (式6)}$$

となる。

[0043] そして、回転軸15の軸方向に直交する平面上で、図4 Aに示すように回転軸15の中心O1が偏心量bだけ偏心している場合、ピストン125が任意の回転角度 θ_b に位置するときに、ピストン125の外周面139が摺動するシリンダ121の内周面137の位置の座標は、

$$X \text{ 座標} : (\text{式3}) + (\text{式5})$$

$$= (r_2 + a) \times \sin \theta_a + (b \times \sin \theta_b) \quad \cdots \text{ (式7)}$$

$$Y \text{ 座標} : (\text{式4}) + (\text{式6})$$

$$= (r_2 + a) \times \cos \theta_a + (b \times \cos \theta_b) \quad \cdots \text{ (式8)}$$

となる。

[0044] したがって、ピストン125が任意の回転角度 θ_a に位置するときに、ピストン125の外周面139と、シリンダ121の内周面137との間に生じる隙間Dは、以下のように表せる。

$$X \text{ 座標} : (\text{式1}) - (\text{式7}) \quad \cdots \text{ (式9)}$$

$$Y \text{ 座標} : (\text{式2}) - (\text{式8}) \quad \cdots \text{ (式10)}$$

$$\text{よって、隙間Dの寸法は、概ね、} \sqrt{[(\text{式9})^2 + (\text{式10})^2]} \quad \cdots$$

$$\cdot (\text{式11})$$

によって求められる。

[0045] ここで、一例として、シリンダ 1 2 1 の内径の中心 O 2 と回転軸 1 5 の中心 O 1 とを互いに一致させると共に、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 とピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 との隙間 D が、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 の周方向全域に亘って均一に 30 [μ m] に設定されている参考例の構成と比較して、実施例における回転軸 1 5 の偏心量について説明する。本実施例では、一例として、回転軸 1 5 の偏心量が 10 [μ m] に設定されている。

[0046] 上述した実施例のように、回転軸 1 5 の中心 O 1 を 270 度の回転角度の位置側へ向かって 10 [μ m] だけ近づける調芯を行った場合、図 3 に示すように、回転角度が 270 度に位置するピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 と、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 上の 270 度の位置との隙間 D は、30 [μ m] から 20 [μ m] ($= 30 [\mu\text{m}] - 10 [\mu\text{m}]$) へ小さくなる。したがって、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 の周方向における隙間 D の最小値は、20 [μ m] となる。また、90 度の回転角度に位置するピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 と、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 上の 90 度の位置との隙間 D は、30 [μ m] から 40 [μ m] ($= 30 [\mu\text{m}] + 10 [\mu\text{m}]$) へ大きくなる。したがって、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 上の 270 度の位置における隙間 D は、90 度の位置における隙間 D の 1/2 となる。

[0047] なお、270 度の回転角度に位置するピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 と、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 上の 270 度の位置との隙間 D の最小値は、10 [μ m] 以上、40 [μ m] 以下が好ましい。隙間 D が 40 [μ m] を超えた場合、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 とピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 との隙間 D から漏れる冷媒を抑制する効果が小さくなるので好ましくない。隙間 D が 10 [μ m] 未満の場合、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3 7 とピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 とに摩耗が生じるおそれが高くなるので好ましくない。

[0048] また、実施例では、180 度及び 360 度 (0 度) の各回転角度にそれぞれ位置するピストン 1 2 5 の外周面 1 3 9 と、シリンダ 1 2 1 の内周面 1 3

7との各隙間Dが、30 [μm] であり、シリンダ121の内径の中心O2と回転軸15の中心O1とが一致する参考例の構成と比べて変化しない。270度に対して45度ずつずれた315度と225度の各回転角度にそれぞれピストン125が位置するとき、ピストン125の外周面139とシリンダ121の内周面137上の315度の位置との隙間D、及びピストン125の外周面139とシリンダ121の内周面137上の225度の位置との隙間Dは、隙間Dが20 [μm] (270度) から30 [μm] (180度、360度(0度)) へ徐々に変化する中間であるので、25 [μm] となる。また、90度に対して45度ずつずれた45度と135度の各回転角度にそれぞれピストン125が位置するとき、ピストン125の外周面139とシリンダ121の内周面137上の45度の位置との隙間D、及びピストン125の外周面139とシリンダ121の内周面137上の135度の位置との隙間Dは、隙間Dが40 [μm] (90度) から30 [μm] (0度(360度)、180度) へ徐々に変化する中間であるので、35 [μm] となる。

[0049] このように、実施例では、270度の回転角度にピストン125が位置するときに、ピストン125の外周面139とシリンダ121の内周面137上の270度の位置との隙間Dがシリンダ121の内周面137の周方向において、最小値となり、90度の回転角度にピストン125が位置するときに、ピストン125の外周面139とシリンダ121の内周面137上の90度の位置との隙間Dが最大値となる。実施例では、シリンダ121の周方向において隙間Dの最小値となる20 [μm] が、隙間Dの最大値となる40 [μm] の1/2に設定されており、2/3以下に設定することが好ましい。また、第3回転角度 θ_3 としての270度の位置における隙間Dが20 [μm] であり、第1回転角度 θ_1 としての360度と第2回転角度 θ_2 としての180度の位置における隙間Dが30 [μm] である。すなわち、270度の位置における隙間Dは、360度と180度の位置における隙間Dの2/3に設定されており、4/5以下に設定することが好ましい。

[0050] なお、上述のようにピストン 125 の外周面 139 とシリンダ 121 の内周面 137 上の 270 度の位置との隙間 D が最小値となるように回転軸 15 の中心 O1 を調芯した結果、ピストン 125 の回転角度が 0 度から 180 度の角度範囲において隙間 D が相対的に大きくなる。しかし、この角度範囲における圧縮過程では、圧縮室 133 内の冷媒の圧力が相対的に低いので、隙間 D からの冷媒が漏れる量が相対的に少なく、隙間 D が大きくなることによる不都合は生じない。

[0051] ここで一例として圧縮比が 2 倍程度のロータリ圧縮機を空気調和機と共に用いた場合に、冷媒の圧力が最大値に達する回転角度、すなわち冷媒の圧縮が完了したときの回転角度について説明する。図 5 は、実施例のロータリ圧縮機 1 において、冷媒の圧力が最大値に達するときのピストン 125 の回転角度を説明するためのグラフである。図 5 において、縦軸が、圧縮室 133 の冷媒の圧力 [MPaG] (ゲージ圧) を示し、横軸が、シリンダ 121 の内周面 137 の周方向におけるピストン 125 の回転角度 [deg] を示す。

[0052] ここで、空気調和機における使用状態について、冷媒定格、冷房中間、暖房定格、暖房中間に分類して、ロータリ圧縮機 1 における冷媒の圧力の変化を示す。冷房定格及び暖房定格は、空気調和機を定格出力で使用する状態を指す。冷房中間及び暖房中間は、空気調和機を定格出力のほぼ半分の出力で使用する状態を指す。図 5 中において、四角印を結ぶ曲線が冷房定格を示し、三角印を結ぶ曲線が冷房中間を示す、同様に図 5 中において、バツ印を結ぶ曲線が暖房定格を示し、菱形印を結ぶ曲線が暖房中間を示す。

[0053] ロータリ圧縮機 1 では、圧縮室 133 内の冷媒の圧力が上昇して所定の最大値まで達した後、圧縮室 133 内の冷媒が吐出孔 190 を通して圧縮室 133 から徐々に吐出され始めるので、圧縮室 133 内の冷媒の圧力がほぼ一定値となり、冷媒の圧力を一定値に保ちながら冷媒の吐出が完了する。したがって、図 5 において、冷媒の圧力が上昇した後、冷媒の圧力が一定に変化するときの回転角度が、圧縮室 133 内の冷媒の圧力が最大値に達する回転

角度（第2回転角度 $\theta 2$ ）となり、圧縮室133内の冷媒の圧縮が実質的に完了する圧縮完了角度と言える。

[0054] したがって、図5に示すように、圧縮室133内の冷媒の圧力が最大値に達するときのピストン125の回転角度（以下、圧縮完了角度とも称する。）は、冷房定格の場合に205度程度であり、冷房中間の場合に160度程度である。また同様に、圧縮室133内の冷媒の圧力が最大値に達するときのピストン125の回転角度は、暖房定格の場合に205度程度であり、暖房中間の場合に180度程度である。

[0055] このような4つの使用状態での圧縮完了角度に基づいて、空気調和機の通年エネルギー消費効率（APF）の観点から、1年を通して使用されるときに、ロータリ圧縮機1における圧縮完了角度の代表値を算出する。例えば日本においてAPFを算出する場合、空気調和機の総使用時間に対して、4つの使用状態での各使用時間の比率が、概ね、冷房定格を5%、冷房中間を20%、暖房定格を20%、暖房中間を55%として算出される。

[0056] そのため、4つの使用状態での各使用時間の比率に基づいて、圧縮室133内の冷媒の圧力が最大値に達する回転角度（圧縮完了角度）の代表値を算出すると、代表値は、冷房定格が（205度×5%）、冷房中間が（160度×20%）、暖房定格（205度×20%）、暖房中間が（180度×55%）の和となる。すなわち、圧縮完了角度の代表値は、（205度×5%）＋（160度×20%）＋（205度×20%）＋（180度×55%）＝182.55度 $\div$ 180度となる。また、暖房中間の使用時間は、空気調和機の総使用時間に占める比率が最も多く、暖房中間のときの圧縮完了角度が180度であることから、圧縮完了角度の代表値を180度と見なせる。

[0057] 上述のように圧縮室133内の冷媒の圧力が最大値に達する回転角度が180度である場合について、ロータリ圧縮機1のシリンダ室130内での冷媒の圧力の変化を説明する。図6は、実施例のロータリ圧縮機1において、シリンダ室130における圧縮室133と吸入室131の各圧力の変化を説

明するための横断面図である。図6において、ピストン125の回転角度が0度、45度、90度、135度、180度、225度、270度、315度、360度（0度）に順番に変化する状態を示す。

[0058] 図6に示すように、ロータリ圧縮機1のシリンダ室130において、シリンダ121の周方向におけるピストン125の回転角度が0度（360度）から45度の角度範囲のとき、圧縮室133内の冷媒の圧力が相対的に低い。続いて、ピストン125の回転角度が90度程度から135度程度の角度範囲のとき、圧縮室133内の冷媒の圧力が徐々に高まってくるが、圧縮室133内の冷媒の圧力と吸入室131内の冷媒の圧力との差が相対的に小さいので、圧縮室133の冷媒が吸入室131へ漏れ出ることはない。

[0059] 次に、ピストン125の回転角度が180度程度になったとき、上述のように圧縮室133内の冷媒の圧力が最大値に達する圧縮完了角度となり、圧縮室133内の冷媒の圧力と吸入室131内の冷媒の圧力との差が相対的に大きくなる。このため、ピストン125の外周面139とシリンダ121の内周面137との隙間Dを通して、圧縮室133の冷媒が吸入室131へ漏れ出る傾向にある。このようにピストン125の外周面139とシリンダ121の内周面137との隙間Dから冷媒が漏れ出る傾向は、圧縮完了角度以降、圧縮室133内の冷媒の圧力が最大値のまま継続するので、ピストン125の回転角度が180度程度から360度の角度範囲にわたって生じる。

[0060] ここで、回転軸15の中心O1を、シリンダ121の内径の中心O2から偏心線Le上に沿って、シリンダ121の内周面137上における所定の第3回転角度 θ_3 （以下、調芯角度とも称する。）の位置側へ所定の偏心量だけ近づけるように偏心させたときに、シリンダ121の内周面137とピストン125の外周面139との間に生じる隙間Dの平均値（以下、平均隙間と称する。）について、実施例と参考例とを比較して説明する。また、参考例として、シリンダ121の内径の中心O2と回転軸15の中心O1とを互いに一致させる調芯（以下、中心調芯と称する。）を示す。

[0061] 図7は、実施例のロータリ圧縮機1において、調芯角度が270度の場合

に圧縮過程で生じる隙間Dを示すグラフである。図8は、参考例のロータリ圧縮機において、中心調芯の場合に圧縮過程で生じる隙間Dを示すグラフである。図9は、参考例のロータリ圧縮機において、調芯角度が225度の場合に圧縮過程で生じる隙間Dを示すグラフである。図10は、参考例のロータリ圧縮機において、調芯角度が315度の場合に圧縮過程で生じる隙間Dを示すグラフである。図7、図8、図9及び図10において、縦軸が、シリンダ121の内周面137とピストン125の外周面139との隙間D [μm]を示し、横軸が、ピストン125の回転角度を示す。図7、図8、図9及び図10の横軸において、ピストン125の回転角度が180度から360度の角度範囲を矢印で示し、この角度範囲は、圧縮室133内の冷媒の圧縮完了後から、圧縮室133内の冷媒の吐出が完了するまでの圧縮過程に対応している。

[0062] まず、実施例のロータリ圧縮機1において、回転軸15の調芯角度が270度の場合、図7に示すように、ピストン125の回転角度が180度から360度の角度範囲における平均隙間が24.8 [μm]であった。一方、参考例では、回転軸15が中心調芯の場合、図8に示すように、ピストン125の回転角度が180度から360度の角度範囲における平均隙間が30 [μm]であった。また、参考例では、回転軸15の調芯角度が225度の場合、図9に示すように、ピストン125の回転角度が180度から360度の角度範囲における平均隙間が26.5 [μm]であった。また、参考例では、回転軸15の調芯角度が315度の場合、図10に示すように、ピストン125の回転角度が180度から360度の角度範囲における平均隙間が26.5 [μm]であった。したがって、実施例は、回転軸15の調芯角度を270度とすることで、ピストン125の回転角度が180度から360度の角度範囲における平均隙間を小さくすることができた。

[0063] 図11は、実施例及び参考例のロータリ圧縮機において、APFの比率と回転軸15の調芯角度との関係を示すグラフである。図11において、縦軸が、調芯角度が225度である構成のAPF値に対する比率を示し、横軸が

、回転軸 15 の調芯角度 (deg) を示す。ここでは、ロータリ圧縮機を出力 4.0 [kW] の空気調和機と共に用いた場合の A P F 値の比率を示す。

[0064] 図 11 に示すように、回転軸 15 の調芯角度が 225 度である参考例の A P F の比率を 100% として、調芯角度が 180 度である参考例の A P F の比率は、99.4% 程度となり、調芯角度が 225 度である参考例に比べて低下した。また、調芯角度が 315 度である参考例の A P F の比率は、100.1% 程度となり、調芯角度が 225 度である参考例に比べて僅かに高められた。

[0065] 一方、調芯角度が 270 度である実施例の A P F の比率は、100.4% 程度となり、調芯角度が 225 度である参考例や他の参考例と比べても高められた。したがって、図 11 に示す比較結果より、ロータリ圧縮機 1 において、回転軸 15 の調芯角度を 270 度に設定することによって、A P F を高めることが可能である。

[0066] なお、本実施例では、一例として、圧縮完了角度を 180 度とすることで、回転軸 15 の調芯角度が 270 度に設定されたが、後述する他の実施例で説明するように、調芯角度を限定するものではない。また、実施例では、1 年を通した空気調和機の使用状態での A P F を高める観点で調芯角度が設定されたが、例えば、暖房定格の使用状態での効率を最も高めるように調芯角度が設定されてもよい。この場合、暖房定格での圧縮完了角度が 205 度であるので、回転軸 15 の調芯角度である第 3 回転角度 θ_3 は、例えば以下のように算出される。

$$(360\text{度} - 205\text{度}) / 2 = 77.5\text{度}、205\text{度} (\text{第 2 回転角度 } \theta_2) + 77.5\text{度} = 282.5\text{度} (\text{第 3 回転角度 } \theta_3)$$

[0067] (回転軸の調芯工程)

以上のように構成されるロータリ圧縮機 1 は、例えば、主軸受部 161 T (副軸受部 161 S) に回転軸 15 が支持され、回転軸 15 の位置が固定された状態で、回転軸 15 の径方向に対してシリンダ 121 の径方向の位置が調整される。これにより、相対的に、シリンダ 121 の内径の中心 O2 に対

して回転軸 15 の中心 O1 の位置が調整され、回転軸 15 が所望の偏心率で偏心された状態で位置決めされる。このように、主軸受部 161T（副軸受部 161S）によって固定された回転軸 15 に対して位置決めされたシリンダ 121 を、上端板 160T（下端板 160S）に固定することによって調芯工程が完了する。2シリンダ型のロータリ圧縮機 1 では、回転軸 15 の中心 O1 に対して上シリンダ 121T 及び下シリンダ 121S の中心 O2 をそれぞれ調整することで、回転軸 15 が所望の偏心率で偏心がされている。なお、本実施例は、2シリンダ型のロータリ圧縮機に適用されたが、2シリンダ型に限定するものではなく、1シリンダ型のロータリ圧縮機に適用されてもよい。

[0068] また、シリンダ 121 の円筒状の内周面 137 及び円筒状のピストン 125 の円筒状の外周面 139 は、例えば真円度が数 [μm] オーダーの寸法精度で真円状に予め加工されている。このため、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との隙間 D の最小値を 20 [μm] 程度に設定した場合であっても、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との摩耗等に伴って圧縮効率が低下することは抑えられている。

[0069] 実施例のロータリ圧縮機 1 は、360度である第1回転角度 θ_1 と、圧縮室 133 内の冷媒の圧力が最大値に達する第2回転角度 θ_2 とがなす角度範囲の中央値の第3回転角度 θ_3 にピストン 125 が位置するときに、シリンダ 121 の内周面 137 上における第3回転角度 θ_3 の位置とピストン 125 の外周面 139 との隙間が、シリンダ 121 の周方向において最小となるように、回転軸 15 の中心 O1 は、シリンダ 121 の内径の中心 O2 から、第3回転角度 θ_3 の位置側へ、偏心線 L_e 上に沿って偏心している。これにより、圧縮室 133 内の冷媒の圧縮完了後である第2回転角度 θ_2 から、圧縮室 133 の冷媒の吐出が完了する第1回転角度 θ_1 までの圧縮過程（例えば180度から360度の角度範囲）において、圧縮室 133 から吸入室 131 へ冷媒が漏れ出ることを抑えることができる。このため、圧縮室 133

内の冷媒の圧縮効率を高めることができる。

[0070] また、実施例のロータリ圧縮機 1 は、シリンダ 121 の周方向において、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との隙間 D の最小値は、隙間 D の最大値の $2/3$ 以下である。これにより、圧縮過程の後半、すなわち 180 度から 360 度の角度範囲において、圧縮室 133 から吸入室 131 へ冷媒が漏れ出ることを適正に抑えることができる。また、冷媒の吸入過程、及び圧縮過程の前半、すなわち 0 度から 180 度の角度範囲において、隙間 D が大きくなり過ぎることが避けられる。これにより、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との隙間 D を適正に確保することができる。したがって、圧縮室 133 から吸入室 131 へ冷媒が漏れ出ることを適正に抑えることができ、冷媒の圧縮効率を高めることができる。

[0071] また、実施例のロータリ圧縮機 1 は、第 3 回転角度 θ_3 における、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との隙間 D は、第 1 回転角度 θ_1 と第 2 回転角度 θ_2 における隙間 D の $4/5$ 以下である。これにより、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との隙間 D を適正に確保することができる。したがって、圧縮室 133 から吸入室 131 へ冷媒が漏れ出ることを適正に抑えることができ、冷媒の圧縮効率を高めることができる。

[0072] また、実施例のロータリ圧縮機 1 では、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との隙間 D の最小値が $20 [\mu\text{m}]$ 程度に設定されたが、隙間 D の最小値を $20 [\mu\text{m}]$ 程度に限定するものではなく、隙間 D の最小値が、 $10 [\mu\text{m}]$ 以上、 $40 [\mu\text{m}]$ 以下であればよい。これにより、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との隙間 D からの冷媒の漏れを抑えると共に、シリンダ 121 の内周面 137 とピストン 125 の外周面 139 との摩耗や破損を抑えることが可能になる。

[0073] 以下、他の実施例について図面を参照して説明する。他の実施例において

、実施例と同一の構成部材には、実施例と同一の符号を付して説明を省略する。

[0074] (他の実施例)

図12及び図13は、実施例のロータリ圧縮機1において、圧縮室133内の冷媒の圧力が最大値に達したときのピストン125の回転角度（圧縮完了角度）と、圧縮比との関係を説明するためのグラフである。図12において、縦軸が圧力[MPaG]を示し、横軸がピストン125の回転角度[deg]を示す。また、図12において、圧力比が2倍～8倍のそれぞれにおける圧力の変化を示す曲線を重ねて示す。図13において、縦軸が圧縮完了角度[deg]を示し、横軸が冷媒の圧縮比を示す。また、図13において、圧縮比に対する圧縮完了角度の変化を実線で示し、圧縮比に対する回転軸15の調芯角度（回転軸15の中心O1をシリンダ121の内径の中心O2から偏心させる第3回転角度 θ_3 ）の変化を破線で示す。

[0075] 図12及び図13に実線で示すように、圧縮比の上昇に伴って、圧縮完了角度が徐々に大きくなる傾向にある。このように圧縮完了角度が増加するので、回転軸15の調芯角度も、図13に破線で示すように、圧縮比の上昇に伴って徐々に大きくなる。

[0076] したがって、上述した実施例のように、圧縮比が2倍の場合には、第2回転角度 θ_2 である圧縮完了角度が180度であると見なして、回転軸15の中心O1が、シリンダ121の内径の中心O2から第3回転角度 θ_3 （回転軸15の調芯角度）である270度程度の位置側へ偏心線Le上に沿って偏心させることが好ましいが、第3回転角度 θ_3 を270度に限定するものではない。図13に破線で示すように、第3回転角度 θ_3 として、例えば、圧力比が5倍の場合には、回転軸15の中心O1が、シリンダ121の内径の中心O2から300度の回転角度の位置側へ偏心線Le上に沿って偏心させることが好ましい。一般に、日本用の空気調和機に用いられるロータリ圧縮機の圧力比が2倍～3倍程度に設定されており、例えば、冷媒としてCO₂を使用する給湯用の湯沸かし器等に用いられるロータリ圧縮機やプラントで用

いられるロータリ圧縮機の圧力比が4倍以上に設定されている。すなわち、回転軸15を偏心させる第3回転角度 θ_3 は、ロータリ圧縮機の圧力比に応じて適宜設定される。

[0077] なお、本実施例は、2シリンダ型のロータリ圧縮機1に適用されたが、1シリンダ型のロータリ圧縮機に適用されてもよく、1シリンダ型においても2シリンダ型と同様の効果を得ることができる。

[0078] 以上、実施例を説明したが、前述した内容により実施例が限定されるものではない。また、前述した構成要素には、当業者が容易に想定できるもの、実質的に同一のもの、いわゆる均等の範囲のものが含まれる。さらに、前述した構成要素は適宜組み合わせることが可能である。さらに、実施例の要旨を逸脱しない範囲で構成要素の種々の省略、置換及び変更のうち少なくとも1つを行うことができる。

符号の説明

- [0079] 1 ロータリ圧縮機
10 圧縮機筐体
11 モータ
12 圧縮部
15 回転軸
105 上吸入管（吸入部）
104 下吸入管（吸入部）
107 吐出管（吐出部）
121 シリンダ
121T 上シリンダ
121S 下シリンダ
125 ピストン
125T 上ピストン
125S 下ピストン
127T 上ベーン

- 1 2 7 S 下ベーン
- 1 2 8 T 上ベーン溝
- 1 2 8 S 下ベーン溝
- 1 3 0 シリンダ室
- 1 3 0 T 上シリンダ室
- 1 3 0 S 下シリンダ室
- 1 3 1 吸入室
- 1 3 1 T 上吸入室
- 1 3 1 S 下吸入室
- 1 3 3 圧縮室
- 1 3 3 T 上圧縮室
- 1 3 3 S 下圧縮室
- 1 3 7 T、1 3 7 S 内周面
- 1 3 9 T、1 3 9 S 外周面
- 1 4 0 中間仕切板（端板）
- 1 6 0 T 上端板（端板）
- 1 6 0 S 下端板（端板）
- $\theta 1$ 第1回転角度
- $\theta 2$ 第2回転角度
- $\theta 3$ 第3回転角度
- D 隙間
- O 1 回転軸の中心
- O 2 シリンダの内径の中心

請求の範囲

[請求項1]

上部に冷媒の吐出部が設けられ下部に冷媒の吸入部が設けられ密閉された縦置き円筒状の圧縮機筐体と、前記圧縮機筐体内の下部に配置され前記吸入部から吸入された冷媒を圧縮し前記吐出部から吐出する圧縮部と、前記圧縮機筐体内の上部に配置され前記圧縮部を駆動するモータと、を有し、

前記圧縮部は、環状のシリンダと、前記シリンダの上側及び下側をそれぞれ閉塞する端板と、偏心部を有し前記モータにより回転される回転軸と、前記偏心部に嵌合され前記シリンダの内周面に沿って公転し前記シリンダ内にシリンダ室を形成する環状のピストンと、前記シリンダに設けられたベーン溝から前記シリンダ室内に突出し前記ピストンに当接することで前記シリンダ室を吸入室と圧縮室に区画するベーンと、

を有するロータリ圧縮機において、

上死点に位置する前記ピストンの、前記シリンダの周方向における第1回転角度を360度として、当該第1回転角度と、前記圧縮室内の冷媒の圧力が最大値に達する第2回転角度とがなす角度範囲の中央値の第3回転角度に前記ピストンが位置するときに、前記回転軸の軸方向に直交する平面上において、前記シリンダの内周面上の前記第3回転角度の位置と前記ピストンの外周面との隙間が、前記シリンダの周方向において最小となるように、前記回転軸の中心は、前記シリンダの内径の中心と、前記シリンダの内周面上における前記第3回転角度の位置とを結ぶ直線上に沿って、前記シリンダの内径の中心から前記第3回転角度の位置側へ偏心していることを特徴とするロータリ圧縮機。

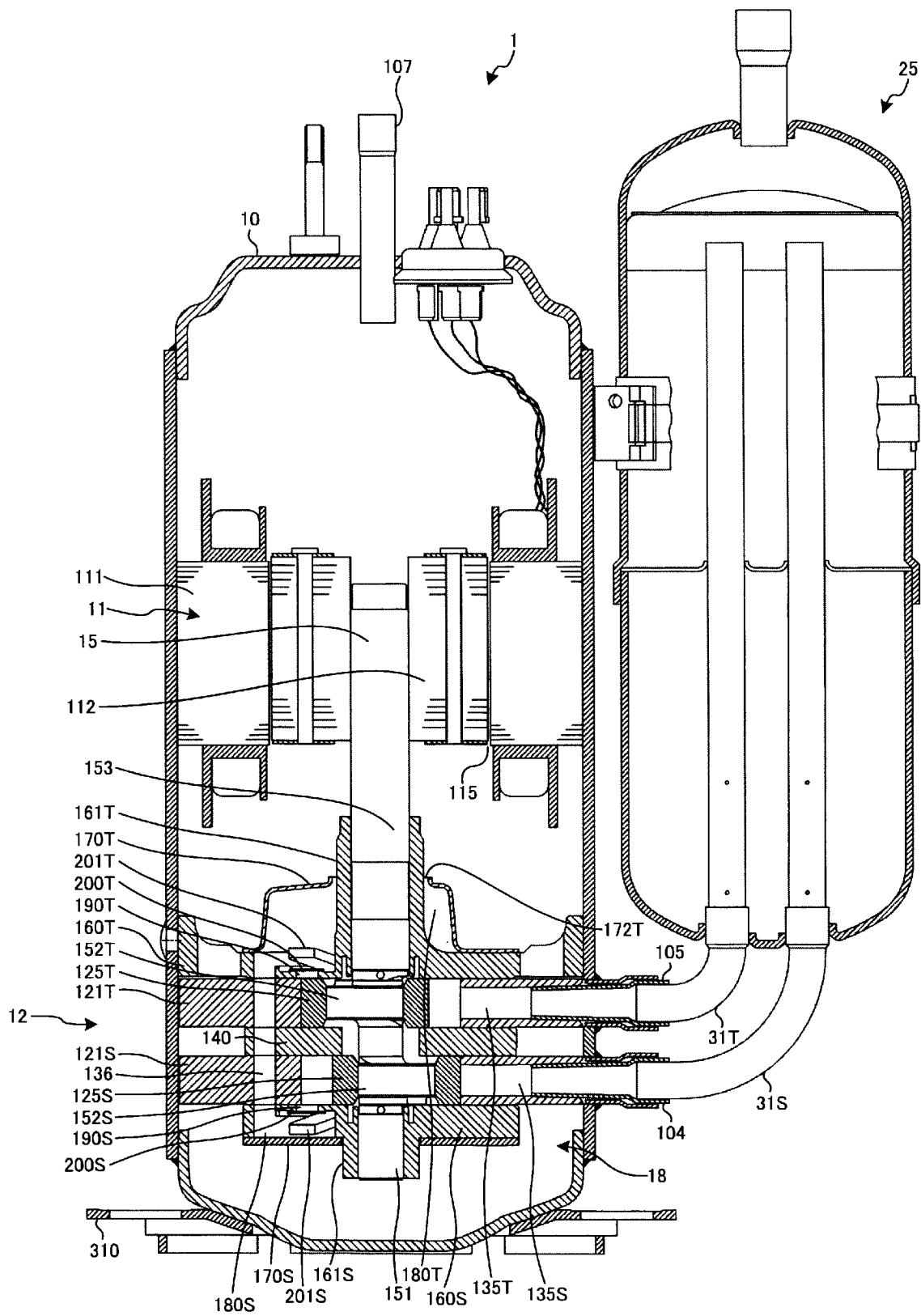
[請求項2]

前記シリンダの周方向において、前記隙間の最小値は、前記隙間の最大値の $2/3$ 以下である、

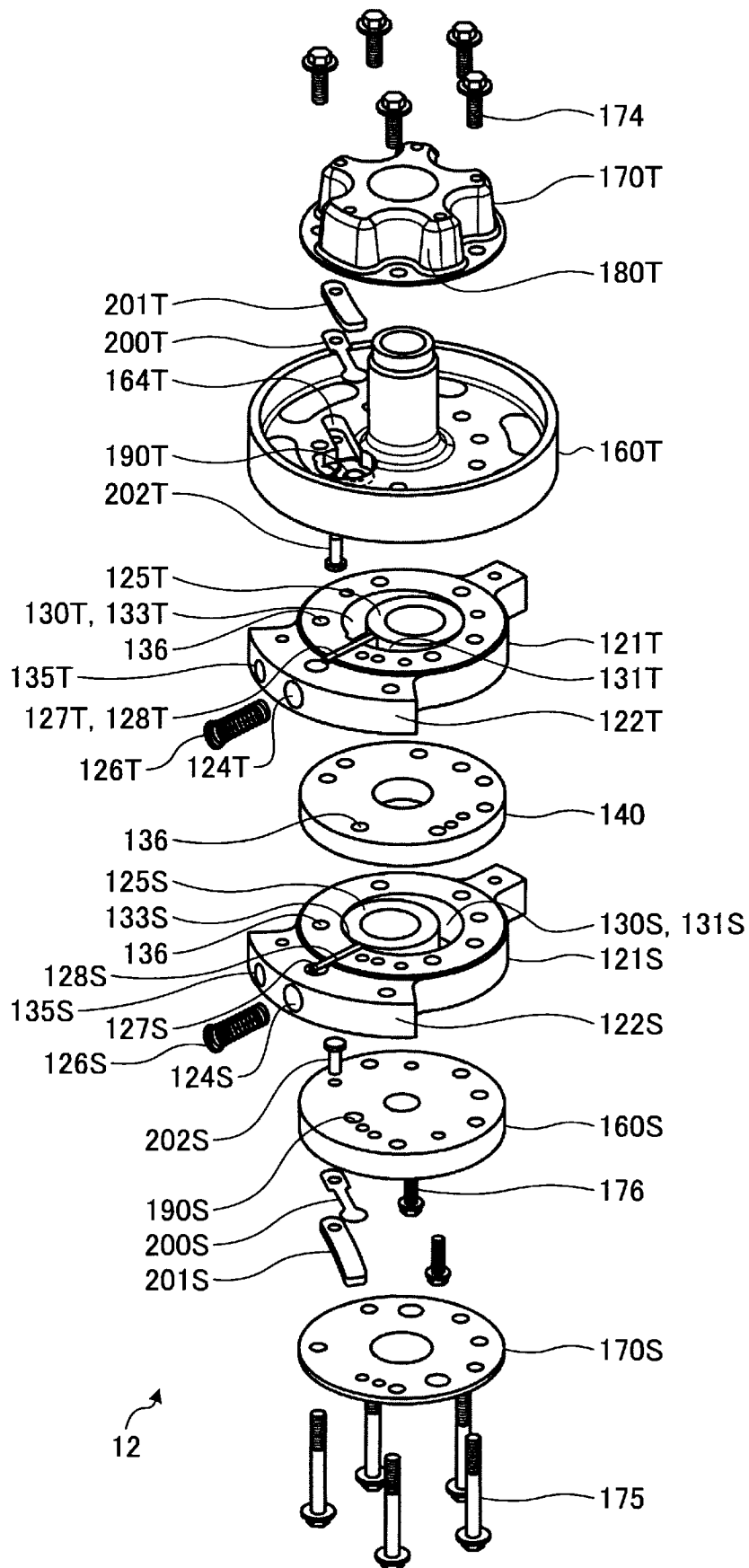
請求項1に記載のロータリ圧縮機。

- [請求項3] 前記第3回転角度の位置における前記隙間は、前記第1回転角度と前記第2回転角度のそれぞれにおける前記隙間の $4/5$ 以下である、請求項1に記載のロータリ圧縮機。
- [請求項4] 前記隙間の最小値は、 $10 [\mu\text{m}]$ 以上、 $40 [\mu\text{m}]$ 以下である、
、
請求項1に記載のロータリ圧縮機。
- [請求項5] 前記第3回転角度は 270 度である、
請求項1に記載のロータリ圧縮機。

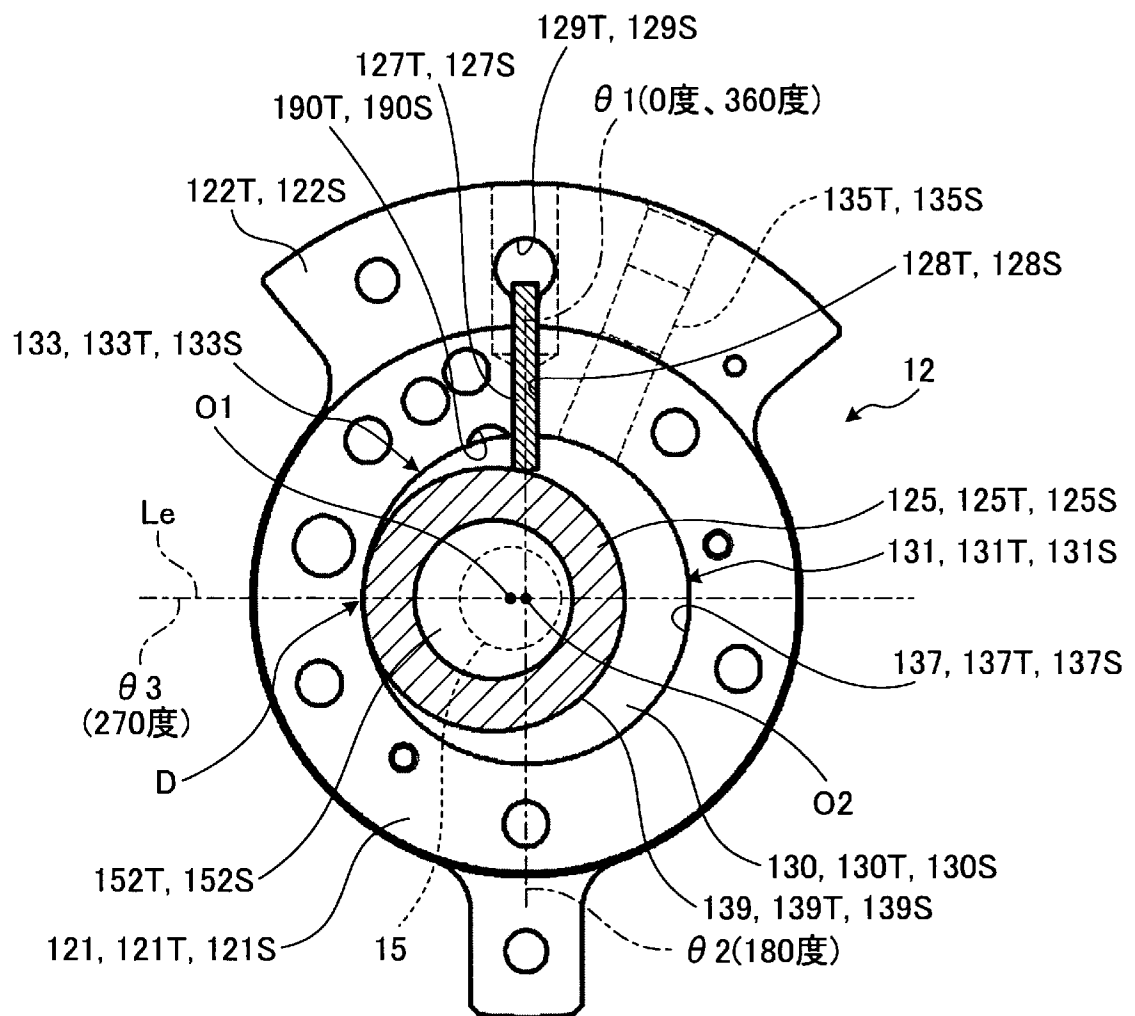
[図1]



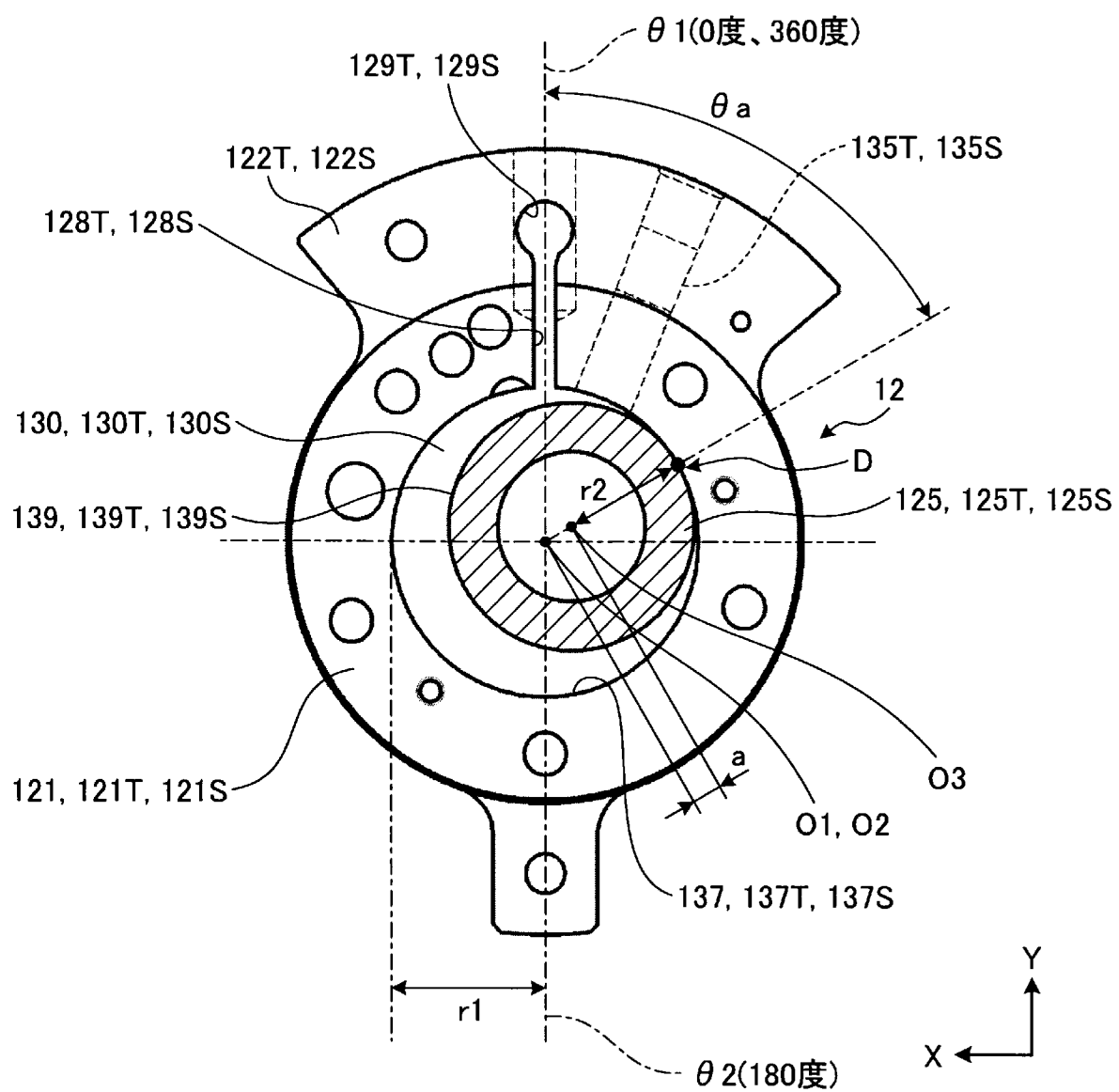
[図2]



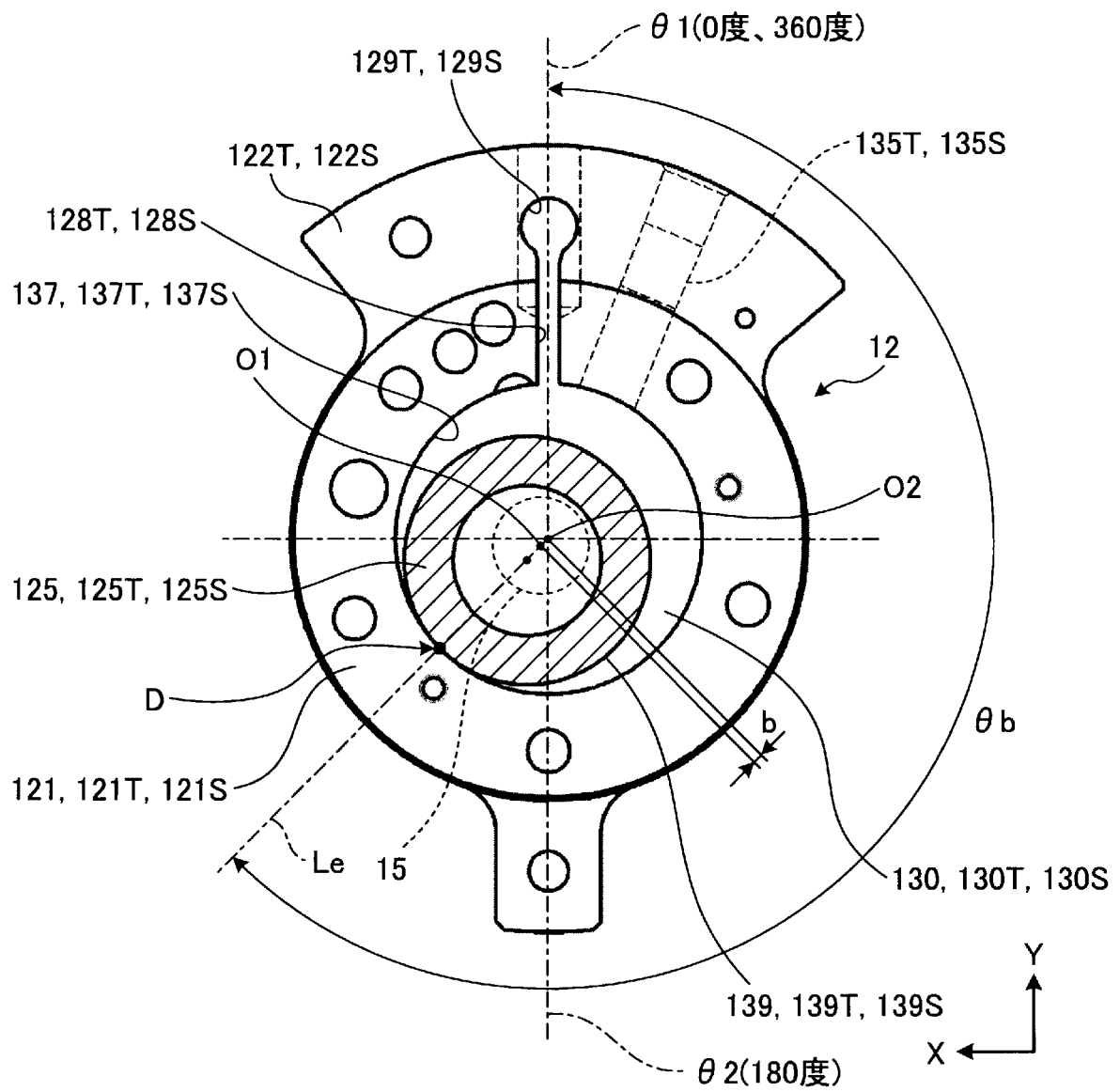
[図3]



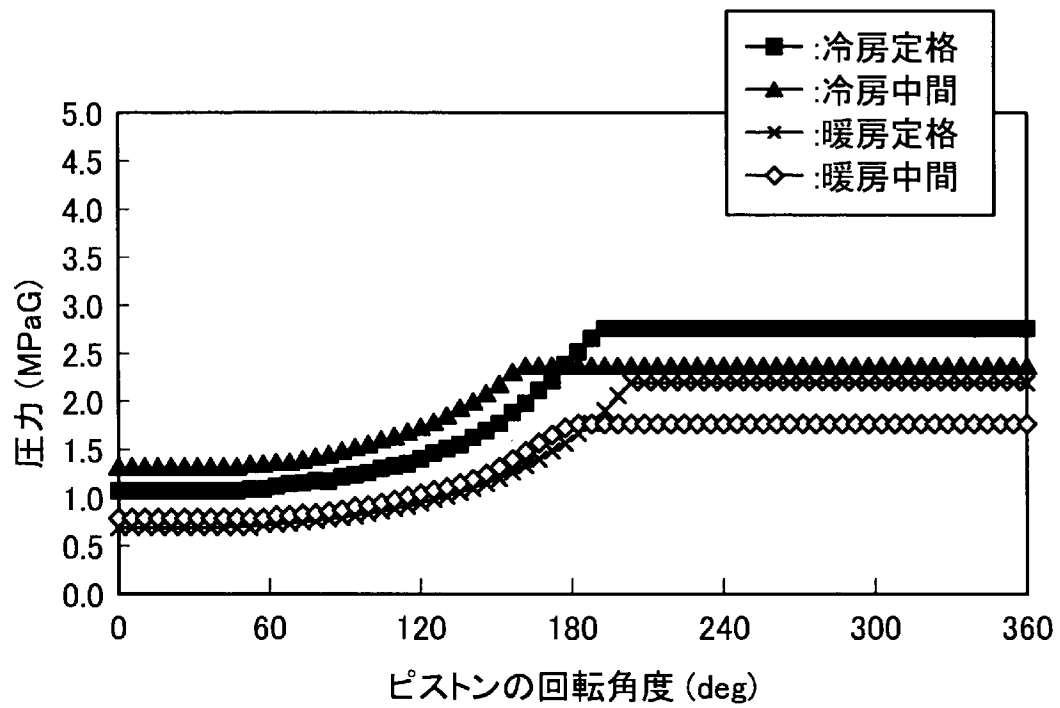
[図4A]



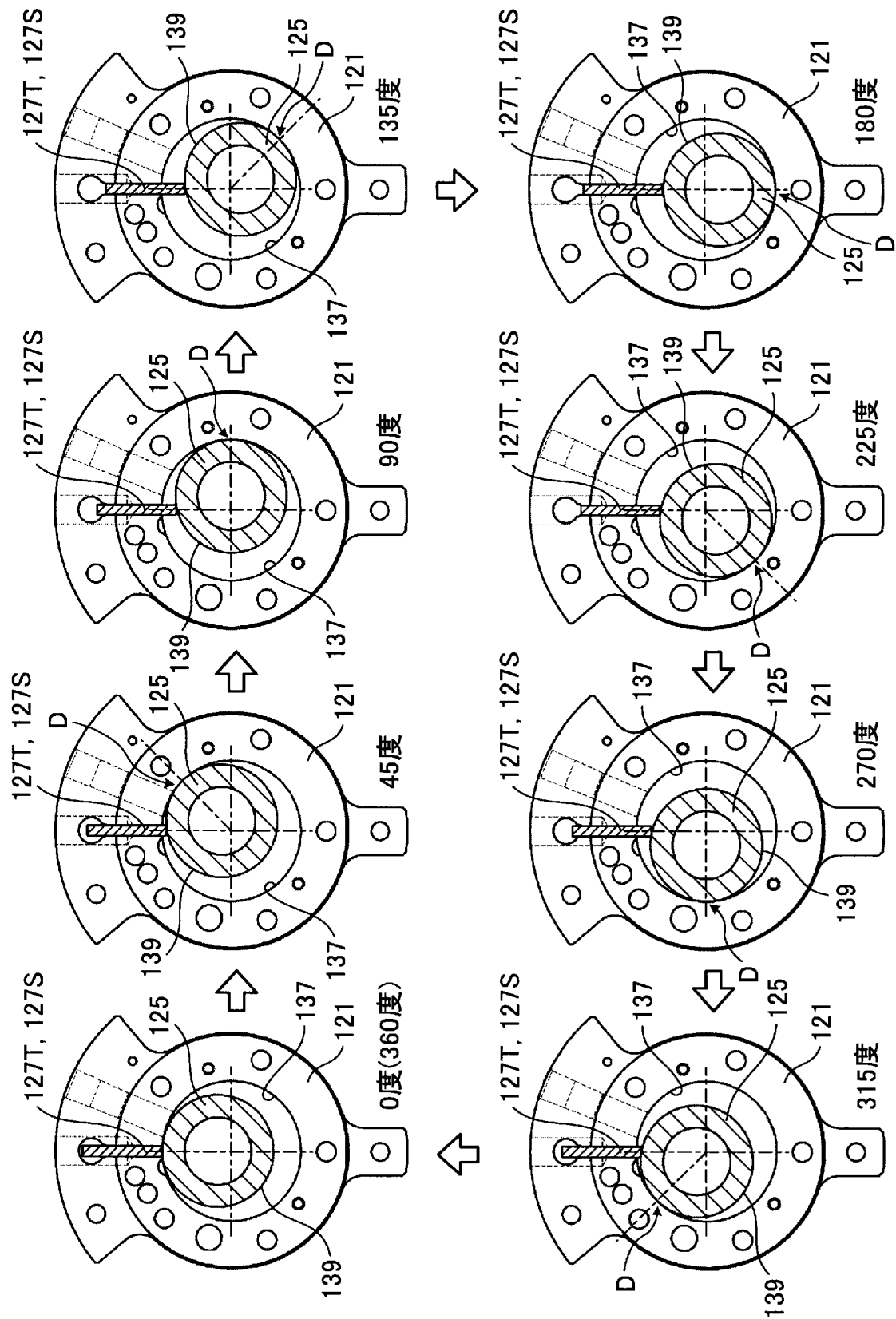
[図4B]



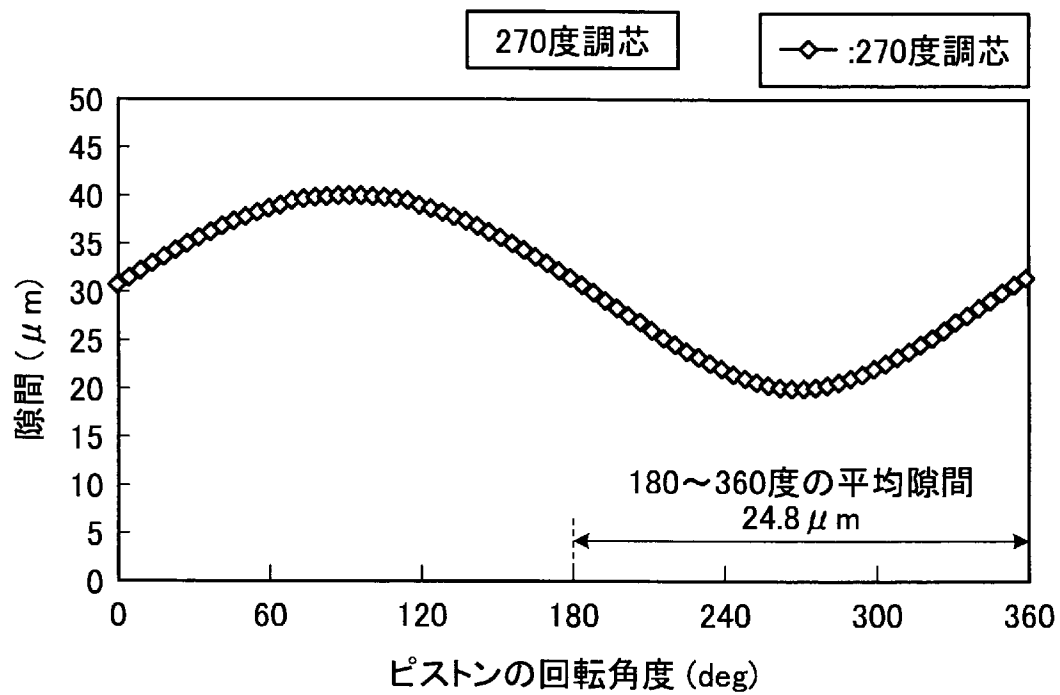
[図5]



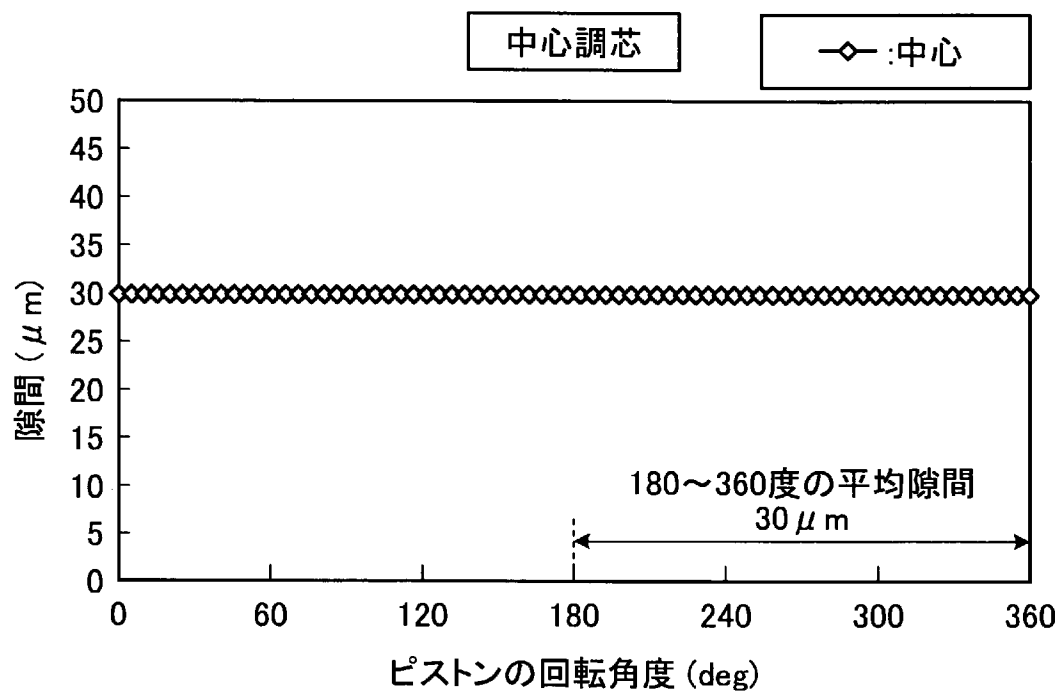
[図6]



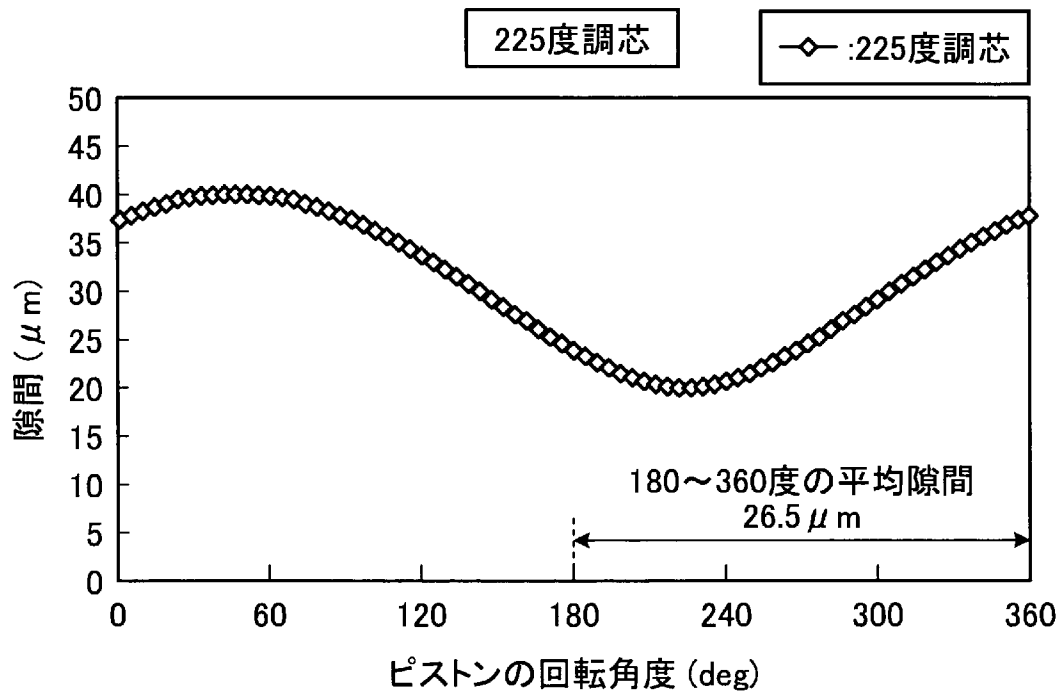
[図7]



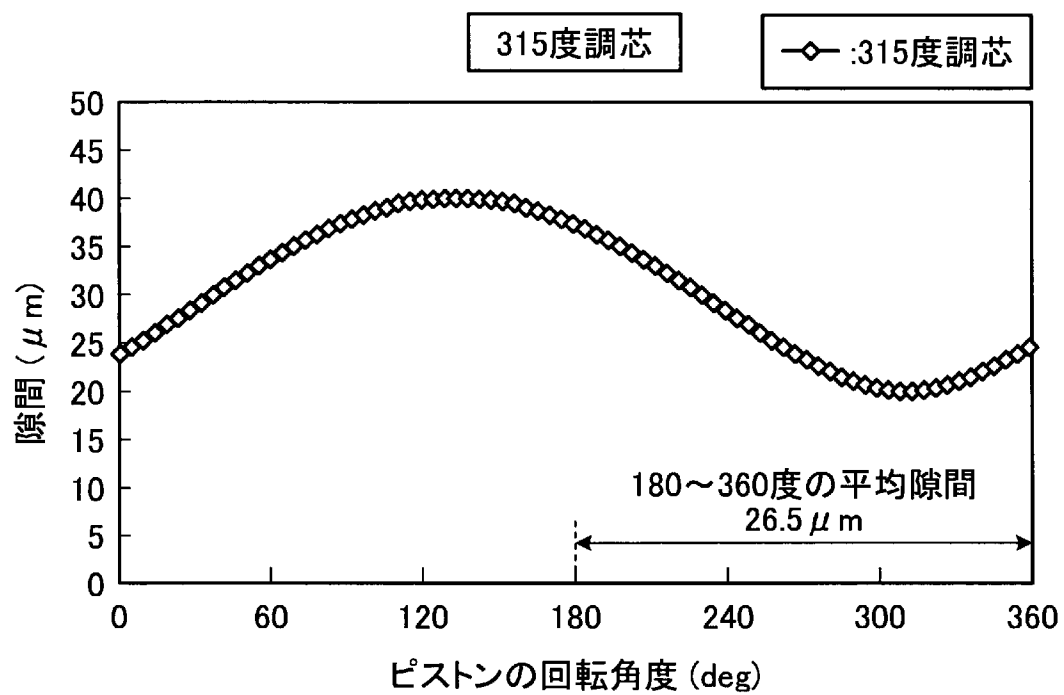
[図8]



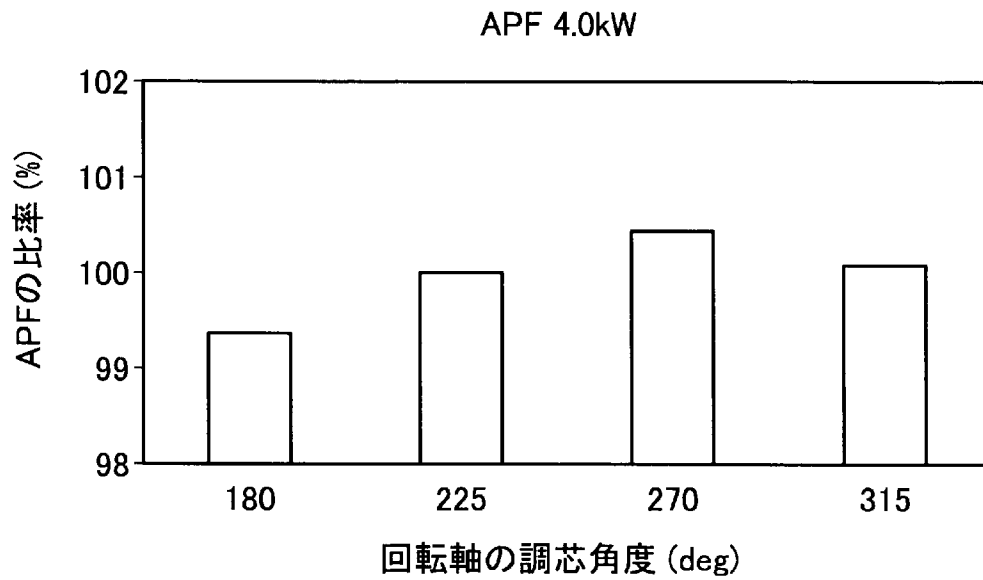
[図9]



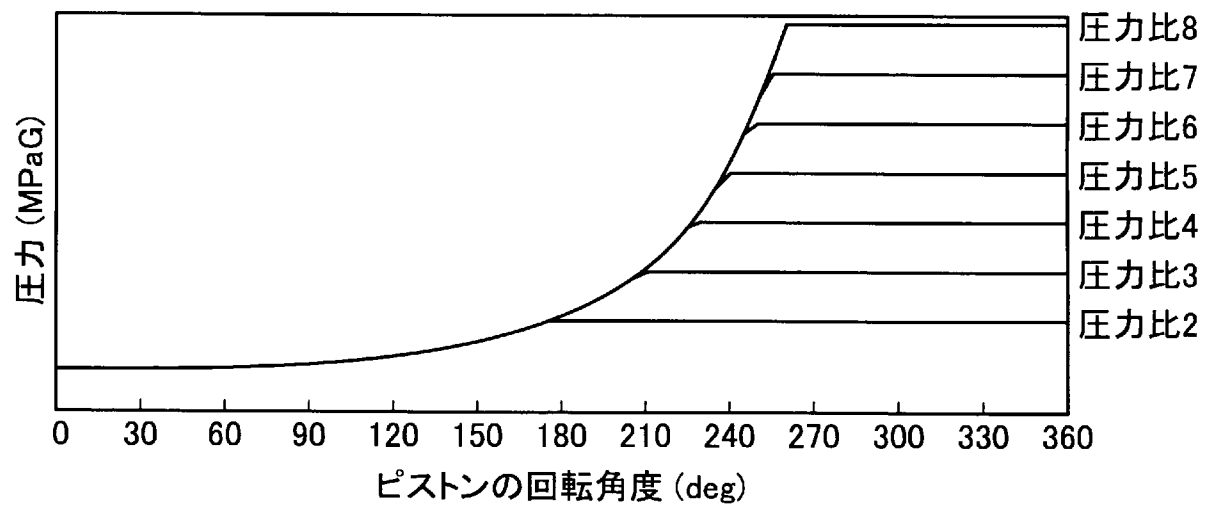
[図10]



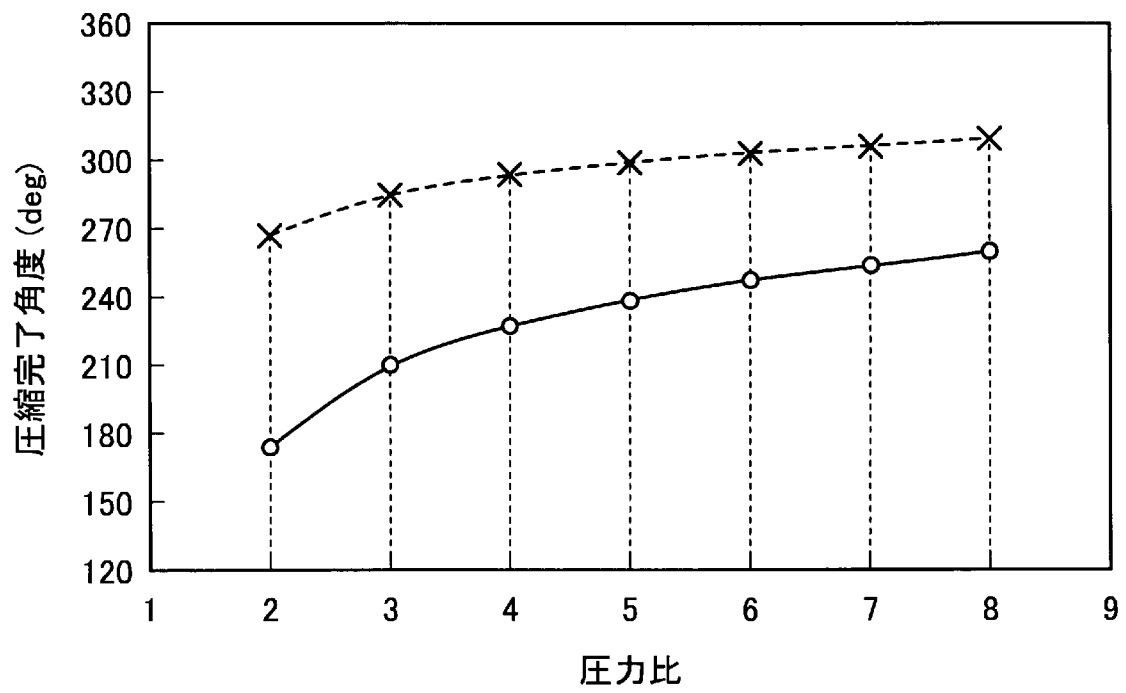
[図11]



[図12]



[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/039204

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

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

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

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

Published examined utility model applications of Japan	1922-1996
Published unexamined utility model applications of Japan	1971-2018
Registered utility model specifications of Japan	1996-2018
Published registered utility model applications of Japan	1994-2018

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.
X	JP 2005-240564 A (MITSUBISHI ELECTRIC CORP.) 08 September 2005, paragraphs [0002], [0004], [0010]-[0011], fig. 1-2, 6 (Family: none)	1-5
A	JP 2005-307764 A (MITSUBISHI ELECTRIC CORP.) 04 November 2005, paragraph [0009], fig. 20 (Family: none)	1-5
A	JP 2010-116782 A (DAIKIN INDUSTRIES, LTD.) 27 May 2010, paragraph [0069], fig. 2 (Family: none)	1-5
A	JP 55-14278B2 (TOKYO SHIBAURA ELECTRIC CO., LTD.) 15 April 1980, page 1, left column, line 26 to page 2, right column, line 9, fig. 1-4 (Family: none)	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

"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
05 January 2018 (05.01.2018)

Date of mailing of the international search report
16 January 2018 (16.01.2018)

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（IPC））

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

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

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	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018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
X	JP 2005-240564 A（三菱電機株式会社）2005.09.08, 段落[0002], [0004], [0010]-[0011], 図1-2, 6 (ファミリーなし)	1-5
A	JP 2005-307764 A（三菱電機株式会社）2005.11.04, 段落[0009], 図20 (ファミリーなし)	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

05.01.2018

国際調査報告の発送日

16.01.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/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）

所村 陽一

30

8370

電話番号 03-3581-1101 内線 3358

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	JP 2010-116782 A (ダイキン工業株式会社) 2010.05.27, 段落[0069], 図2 (ファミリーなし)	1-5
A	JP 55-14278 B2 (東京芝浦電気株式会社) 1980.04.15, 第1ページ左欄第26行-第2ページ右欄第9行, 第1-4図 (ファミリーなし)	1-5