

(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6月30日(30.06.2016)



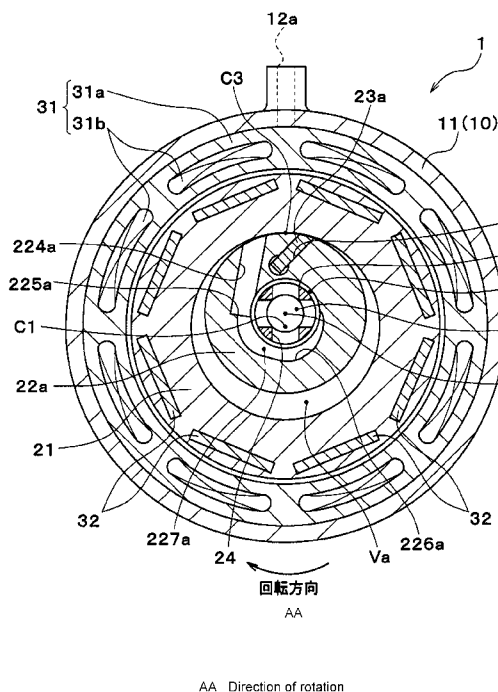
(10) 国際公開番号

WO 2016/103635 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 18/344 (2006.01) F04C 23/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/006250
- (22) 国際出願日: 2015年12月15日(15.12.2015)
- (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 2014-259573 2014年12月23日(23.12.2014) JP
- (71) 出願人: 株式会社デンソー(DENSO CORPORATION) [JP/JP]; 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 小川 博史(OGAWA, Hiroshi); 〒4450012 愛知県西尾市下羽角町岩谷14番地株式会社日本自動車部品総合研究所内 Aichi (JP). 村瀬 善則(MURASE, Yoshinori); 〒4488661 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地株式会社デンソー内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 金 順姫(KIN, Junhi); 〒4600003 愛知県名古屋市中区錦2丁目13番19号 瀧定ビル6階 Aichi (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, 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), ユーロパ (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ユーロッパ (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-CYLINDER COMPRESSOR

(54) 発明の名称: シリンダ回転型圧縮機



(57) Abstract: Provided is a rotating-cylinder compressor, wherein: a shaft-side intake channel (24d) through which a refrigerant flows is formed in the interior of a shaft (24) for rotatably supporting a rotor (22a); formed in the interior of the rotor (22a) is a rotor-side intake channel (224a) for guiding, to a compression chamber Va, the refrigerant that has flowed out from a shaft-side exit hole (240a) formed on an outer peripheral surface of the shaft (24); and a rotor-side recess (226a) is formed on an inner peripheral surface of the rotor (22a). A space formed in the interior of the rotor-side recess (226a) forms a rotor-side communicating space (227a) of sufficient volume and appropriate shape for creating communication between the shaft-side exit hole (240a) and a rotor-side entry hole (225a) of the rotor-side intake channel (224a), without relying on the rotation of the rotor (22a).

(57) 要約: シリンダ回転型圧縮機において、ロータ(22a)を回転可能に支持するシャフト(24)の内部に冷媒を流通させるシャフト側吸入通路(24d)を形成し、ロータ(22a)の内部にシャフト(24)の外周面に形成されたシャフト側出口穴(240a)から流出した冷媒を圧縮室Vaへ導くロータ側吸入通路(224a)を形成し、さらに、ロータ(22a)の内周面にロータ側凹部(226a)を形成する。そして、ロータ側凹部(226a)の内部に形成される空間によって、ロータ(22a)の回転によらず、シャフト側出口穴(240a)とロータ側吸入通路(224a)のロータ側入口穴(225a)とを連通させるために充分な容積、かつ、適切な形状のロータ側連通用空間(227a)を形成する。

WO 2016/103635 A1

明 細 書

発明の名称： シリンダ回転型圧縮機

関連出願の相互参照

[0001] 本出願は、当該開示内容が参照によって本出願に組み込まれた、2014年12月23日に出願された日本特許出願2014-259573号を基にしている。

技術分野

[0002] 本発明は、内部に圧縮室を形成するシリンダを回転させるシリンダ回転型圧縮機に関する。

背景技術

[0003] 従来、内部に圧縮室を形成するシリンダを回転させることによって、圧縮室の容積を変化させ、流体を圧縮して吐出するシリンダ回転型圧縮機が知られている。

[0004] 例えば、特許文献1には、電動機部（電動モータ部）の回転子と一体的に構成された円筒状のシリンダと、シリンダの内部に配置された筒状部材からなるロータと、ロータに形成された溝部（スリット部）に摺動可能に嵌め込まれて圧縮室を仕切るベーンと、を備えるシリンダ回転型圧縮機が開示されている。

[0005] この種のシリンダ回転型圧縮機では、シリンダおよびロータを異なる回転軸で連動回転させることによってベーンを変位させて、圧縮室の容積を変化させている。さらに、特許文献1のシリンダ回転型圧縮機では、電動モータ部の内周側に圧縮機構部を配置することによって、圧縮機全体としての小型化を図っている。

先行技術文献

特許文献

[0006] 特許文献1：特開2012-67735号公報

発明の概要

- [0007] ところで、本願の発明者らの検討によると、特許文献１のシリンダ回転型圧縮機では、シリンダの軸方向一端側を閉塞するサイドプレートに、外部から吸入した圧縮対象流体を圧縮室へ導く吸入通路の一部を形成している。しかしながら、サイドプレートはシリンダとともに回転するので、サイドプレートに吸入通路の一部を形成すると、吸入通路の通路構成やシール構造の複雑化を招きやすい。
- [0008] これに対して、本発明者らは、先に、特願２０１３－１１９９２４号（以下、先願例という。）にて、ロータを回転可能に指示するシャフトの内部、およびロータの内部に吸入通路を形成したシリンダ回転型圧縮機を提案している。
- [0009] より具体的には、先願例では、シャフトの内部に、圧縮機の外部から吸入した圧縮対象流体を流通させるシャフト側吸入通路を形成し、ロータの内部に、シャフト側吸入通路から流出した圧縮対象流体を圧縮室側へ導くロータ側吸入通路を形成したシリンダ回転型圧縮機を提案している。これによれば、吸入通路の通路構成やシール構造の複雑化を招くことなく、圧縮対象流体を圧縮室内へ導くことができる。
- [0010] ところが、先願例のシリンダ回転型圧縮機では、シャフト側吸入通路の出口穴をシャフトの外周面に開口させ、ロータ側吸入通路の入口穴をロータの内周面に開口させている。
- [0011] このため、ロータがシャフトに対して回転して、シャフト側吸入通路の出口穴とロータ側吸入通路の入口穴との相対位置が変化すると、シャフト側吸入通路からロータ側吸入通路へ圧縮対象流体を流通させるために有効な連通面積が変化しやすい。さらに、連通面積が小さくなった際には、圧縮対象流体を圧縮室へ吸入させる際の吸入圧損が増加してしまい、圧縮機の昇圧性能を低下させてしまうおそれがある。
- [0012] このような吸入圧損の低下を抑制するために、シャフトの外周面を内周側に凹ませることによって、シャフト側吸入通路の出口穴およびロータ側吸入通路の入口穴の双方に常時連通する連通用空間が考えられる。

[0013] しかし、連通用空間の容積を十分に確保するために、シャフト径を拡大させると、圧縮機全体としての大型化を招く原因となる。一方、シャフト径を拡大させることなく、シャフトの外周面を凹ませる量を増加させると、凹ませた部位の強度不足を招いてしまう。従って、シャフトの外周面を内周側に凹ませて連通用空間を形成する場合、適切な容積の連通用空間を形成することが難しい。

[0014] 本発明は、上記点に鑑み、大型化を招くことなく、吸入圧損の増加を抑制可能なシリンダ回転型圧縮機を提供することを目的とする。

[0015] 本開示の一例によるシリンダ回転型圧縮機は、中心軸周りに回転する円筒状のシリンダと、シリンダの内部に配置されて、シリンダの中心軸に対して偏心した偏心軸周りに回転する円筒状のロータと、ロータを回転可能に支持するシャフトと、ロータに形成された溝部に摺動可能に嵌め込まれて、ロータの外周面とシリンダの内周面との間に形成される圧縮室を仕切るペーンと、を備える。シャフトの内部には、外部から流入した圧縮対象流体を流通させるシャフト側吸入通路が形成され、シャフト側吸入通路の出口穴は、シャフトの外周面に開口している。ロータの内部には、出口穴から流出した圧縮対象流体をロータの内周側から外周側の圧縮室側へ導くロータ側吸入通路が形成され、ロータの内周面には、ロータの内周面を外周側に凹ませたロータ側凹部が形成され、ロータ側吸入通路の入口穴は、ロータ側凹部が形成された部位に開口して、ロータ側凹部の内部に形成されるロータ側連通用空間に連通している。

[0016] これによれば、ロータ側凹部の内部にロータ側連通用空間が形成されている。従って、ロータの回転に伴ってシャフト側吸入通路の出口穴とロータ側吸入通路の入口穴との相対位置が変化しても、ロータ側連通用空間を介して、シャフト側吸入通路の出口穴とロータ側吸入通路の入口穴とを連通させることができる。

[0017] さらに、ロータの外径はシャフトの外径に対して比較的大きく形成されているので、ロータ側連通用空間の容積は、シャフトの外周面を内周側へ凹ま

せることによって形成された連通用空間の容積よりも大きく形成しやすい。従って、圧縮機全体としての大型化を招くことなく、シャフト側吸入通路の出口穴とロータ側吸入通路の入口穴とを適切に連通させるために十分な容積のロータ側連通用空間を形成することができる。

[0018] その結果、圧縮機全体としての大型化を招くことなく、吸入圧損の増加を抑制可能なシリンダ回転型圧縮機を提供することができる。

[0019] また、ロータ側凹部は、ロータの内周面の全周に亘って形成されたものに限定されず、ロータの内周面の一部に形成されたものであってもよい。さらに、ロータ側凹部は、径方向深さが一定に形成されたものに限定されず、径方向深さが変化する形状に形成されたものであってもよい。

図面の簡単な説明

[0020] [図1]一実施形態の圧縮機の軸方向断面図である。

[図2]図1のⅠ－Ⅰ断面図である。

[図3]図1のⅡ－Ⅱ断面図である

[図4]一実施形態の圧縮機の圧縮機構部の分解斜視図である。

[図5]一実施形態のロータ側凹部の径方向深さ寸法を説明するための拡大断面図である。

[図6]一実施形態のロータ側凹部の形成角度範囲を説明するための拡大断面図である。

[図7]一実施形態の圧縮機の作動状態を説明するための説明図である。

発明を実施するための形態

[0021] 以下、図面を用いて、本発明の一実施形態を説明する。本実施形態のシリンダ回転型圧縮機1（以下、単に圧縮機1と記載する。）は、車両用空調装置にて車室内へ送風される送風空気を冷却する蒸気圧縮式の冷凍サイクル装置に適用されており、この冷凍サイクル装置において圧縮対象流体である冷媒を圧縮して吐出する機能を果たす。

[0022] 圧縮機1は、図1に示すように、その外殻を形成するハウジング10の内部に、冷媒を圧縮して吐出する圧縮機構部20、および圧縮機構部20を駆

動する電動機部（電動モータ部）３０を収容した電動圧縮機として構成されている。

[0023] まず、ハウジング１０は、複数の金属製部材を組み合わせることによって構成されており、内部に略円柱状の空間を形成する密閉容器構造のものである。

[0024] より具体的には、ハウジング１０は、図１に示すように、有底円筒状（カップ状）のメインハウジング１１、メインハウジング１１の開口部を閉塞するように配置された有底円筒状のサブハウジング１２、およびサブハウジング１２の開口部を閉塞するように配置された円板状の蓋部材１３を組み合わせることによって構成されている。

[0025] なお、メインハウジング１１、サブハウジング１２、および蓋部材１３の当接部には、Ｏリング等からなる図示しないシール部材が介在されており、各当接部から冷媒が漏れることはない。

[0026] メインハウジング１１の筒状側面には、圧縮機構部２０にて昇圧された高圧冷媒をハウジング１０の外部（具体的には、冷凍サイクル装置の凝縮器の冷媒入口側）へ吐出する吐出ポート１１ａが形成されている。サブハウジング１２の筒状側面には、ハウジング１０の外部から低圧冷媒（具体的には、冷凍サイクル装置の蒸発器から流出した低圧冷媒）を吸入する吸入ポート１２ａが形成されている。

[0027] サブハウジング１２と蓋部材１３との間には、吸入ポート１２ａから吸入された低圧冷媒を、圧縮機構部２０の第１、第２圧縮室Ｖａ、Ｖｂへ導くためのハウジング側吸入通路１３ａが形成されている。さらに、蓋部材１３のサブハウジング１２側の面と反対側の面には、電動機部３０へ電力を供給する駆動回路（インバータ）３０ａが取り付けられている。

[0028] 次に、電動機部３０は、固定子としてのステータ３１を有している。ステータ３１は、金属磁性材料で形成されたステータコア３１ａ、およびステータコア３１ａに巻き付けられたステータコイル３１ｂによって構成されており、メインハウジング１１の筒状側面の内周面に圧入などの手段によって固

定されている。

[0029] そして、駆動回路 30 a から、密封端子（ハーメチックシール端子） 30 b を介して、ステータコイル 31 b に電力が供給されると、ステータ 31 の内周側に配置されたシリンダ 21 を回転させる回転磁界が発生する。シリンダ 21 は、円筒状の金属磁性材料で形成されており、後述するように、圧縮機構部 20 の圧縮室を形成するものである。

[0030] さらに、このシリンダ 21 には、図 2、図 3 の断面図に示すように、マグネット（永久磁石） 32 が固定されている。これにより、シリンダ 21 は、電動機部 30 の回転子としての機能を兼ね備えている。そして、シリンダ 21 は、ステータ 31 が生じる回転磁界によって中心軸 C1 周りに回転する。

[0031] つまり、本実施形態の圧縮機 1 では、電動機部 30 の回転子と圧縮機構部 20 のシリンダ 21 が一体的に構成されている。もちろん、電動機部 30 の回転子と圧縮機構部 20 のシリンダ 21 とを別部材で構成し、圧入等の手段によって一体化させてもよい。

[0032] 次に、圧縮機構部 20 について説明する。本実施形態では、圧縮機構部 20 として、第 1 圧縮機構部 20 a および第 2 圧縮機構部 20 b の 2 つが設けられている。第 1、第 2 圧縮機構部 20 a、20 b の基本的構成は、互いに同等である。第 1、第 2 圧縮機構部 20 a、20 b は、ハウジング 10 内で、冷媒流れに対して並列的に接続されている。

[0033] また、第 1、第 2 圧縮機構部 20 a、20 b は、図 1 に示すように、シリンダ 21 の軸方向に並んで配置されている。そこで、本実施形態では、2 つの圧縮機構部のうち、メインハウジング 11 の底面側に配置されるものを第 1 圧縮機構部 20 a とし、サブハウジング 12 側に配置されるものを第 2 圧縮機構部 20 b とする。

[0034] なお、図 1、図 4 では、第 2 圧縮機構部 20 b の構成部材のうち、第 1 圧縮機構部 20 a の同等の構成部材に対応するものの符号を、末尾のアルファベットを「a」から「b」へ変更して示している。例えば、第 2 圧縮機構部 20 a の構成部材のうち、第 1 圧縮機構部 20 a の第 1 ロータ 22 a に対応

する構成部材である第2ロータについては、「22b」という符号を付している。

[0035] まず、第1圧縮機構部20aは、前述したシリンダ21、第1ロータ22a、第1ベーン23a、並びに、シャフト24等によって構成されている。ここで、図1からも明らかなように、シリンダ21およびシャフト24では、メインハウジング11の底面側の一部が第1圧縮機構部20aを構成しており、サブハウジング12側の別の一部が第2圧縮機構部20bを構成している。

[0036] シリンダ21は、前述の如く、電動機部30の回転子として中心軸C1周りに回転するとともに、内部に第1圧縮機構部20aの第1圧縮室Vaおよび第2圧縮機構部20bの第2圧縮室Vbを形成する円筒状部材である。

[0037] シリンダ21の軸方向両端部には、シリンダ21の開口端部を閉塞する閉塞用部材である第1、第2サイドプレート25a、25bが固定されている。第1、第2サイドプレート25a、25bは、シリンダ21の回転軸に略垂直な方向へ広がる円板状部、および円板状部の中心部に配置されて軸方向に突出するボス部を有している。さらに、ボス部には、第1、第2サイドプレート25a、25bの表裏を貫通する貫通穴が形成されている。

[0038] これらの貫通穴には、それぞれ図示しない軸受け機構が配置されており、この軸受け機構にシャフト24が挿入されていることによって、シリンダ21がシャフト24に対して回転自在に支持される。シャフト24の両端部は、それぞれハウジング10（具体的には、メインハウジング11およびサブハウジング12）に固定されている。従って、シャフト24がハウジング10に対して回転することはない。

[0039] さらに、本実施形態のシリンダ21は、内部に互いに区画された第1圧縮室Vaおよび第2圧縮室Vbを形成する。このため、シリンダ21の内部には、第1圧縮室Vaと第2圧縮室Vbとを区画するための円板状の中間サイドプレート25cが配置されている。この中間サイドプレート25cも、第1、第2サイドプレート25a、25bと同様の機能を有している。

- [0040] つまり、本実施形態のシリンダ２１のうち、第１圧縮機構部２０ａを構成する部位の軸方向両端部は、第１サイドプレート２５ａおよび中間サイドプレート２５ｃによって閉塞されていると表現することができる。また、シリンダ２１のうち、第２圧縮機構部２０ｂを構成する部位の軸方向両端部は、第２サイドプレート２５ｂおよび中間サイドプレート２５ｃによって閉塞されていると表現することができる。
- [0041] なお、本実施形態では、シリンダ２１と中間サイドプレート２５ｃとを一体的に構成しているが、もちろんシリンダ２１と中間サイドプレート２５ｃとを別部材で構成し、圧入等の手段によって一体化させてもよい。
- [0042] シャフト２４は、シリンダ２１（具体的には、シリンダ２１に固定された各サイドプレート２５ａ、２５ｂ、２５ｃ）、第１ロータ２２ａ、および第２圧縮機構部２０ｂを構成する第２ロータ２２ｂを回転可能に支持する略円筒状の部材である。
- [0043] シャフト２４の軸方向中央部には、サブハウジング１２側の端部よりも外径寸法の小さい偏心部２４ｃが設けられている。この偏心部２４ｃの中心軸（以下、偏心軸Ｃ２という。）は、シリンダ２１の中心軸Ｃ１に対して偏心配置されている。さらに、偏心部２４ｃには、図示しない軸受け機構を介して、第１、第２ロータ２２ａ、２２ｂが回転自在に支持されている。このため、第１、第２ロータ２２ａ、２２ｂが回転する際には、シリンダ２１の中心軸Ｃ１に対して偏心した偏心軸Ｃ２周りに回転する。
- [0044] シャフト２４の内部には、図１に示すように、ハウジング側吸入通路１３ａに連通して、外部から流入した低圧冷媒を第１、第２圧縮室Ｖａ、Ｖｂ側へ導くためのシャフト側吸入通路２４ｄが形成されている。
- [0045] シャフト２４の外周面には、シャフト側吸入通路２４ｄを流通する低圧冷媒を流出させる複数（本実施形態では４つ）の第１、第２シャフト側出口穴２４０ａ、２４０ｂが開口している。これらの複数の第１、第２シャフト側出口穴２４０ａ、２４０ｂは、偏心軸Ｃ２の軸方向から見たときに、互いに等角度間隔に配置されている。

- [0046] さらに、シャフト24の外周面には、図1、図4に示すように、シャフト24の外周面を内周側に凹ませた第1、第2シャフト側凹部241a、241bが形成されている。そして、第1、第2シャフト側出口穴240a、240bは、それぞれ第1、第2シャフト側凹部241a、241bが形成された部位に開口している。
- [0047] このため、第1、第2シャフト側出口穴240a、240bは、第1、第2シャフト側凹部241a、241bの内部に形成される第1、第2シャフト側連通用空間242a、242bに連通している。
- [0048] 第1ロータ22aは、シリンダ21の内部に配置されてシリンダ21の中心軸方向に延びる円筒状部材である。第1ロータ22aの軸方向長さは、図1に示すように、シャフト24およびシリンダ21の第1圧縮機構部20aを構成する部位の軸方向長さと略同等の寸法に形成されている。
- [0049] さらに、第1ロータ22aの外径寸法は、シリンダ21の内部に形成される円柱状空間の内径寸法よりも小さく形成されている。より詳細には、第1ロータ22aの外径寸法は、図2等に示すように、偏心軸C2の軸方向から見たときに、第1ロータ22aの外周面とシリンダ21の内周面が1箇所の接点C3で接触するように設定されている。
- [0050] また、第1ロータ22aと中間サイドプレート25cとの間、および第1ロータ22aと第1サイドプレート25aとの間には、シリンダ21とともに回転する中間サイドプレート25cおよび第1サイドプレート25aから第1ロータ22aへ回転駆動力を伝達する動力伝達装置が設けられている。
- [0051] より具体的には、第1ロータ22aと中間サイドプレート25cとの間に設けられる動力伝達装置は、図2に示すように、第1ロータ22aの中間サイドプレート25c側の面に形成された複数（本実施形態では、4つ）の円形状の穴部221a、および中間サイドプレート25cに固定された複数（本実施形態では、4つ）の駆動ピン251cによって構成されている。
- [0052] これらの複数の駆動ピン251cは、穴部221aよりも小径に形成されており、ロータ22側へ向かって軸方向に突出して、それぞれ穴部221a

に嵌め込まれている。このため、駆動ピン 251c および穴部 221a は、いわゆるピンホール式の自転防止機構と同等の機構を構成している。第 1 ロータ 22a と第 1 サイドプレート 25a との間に設けられる動力伝達装置についても同様である。

[0053] 本実施形態の動力伝達装置によれば、シリンダ 21 が中心軸 C1 周りに回転すると、各駆動ピン 251c とシャフト 24 の偏心部 24c との相対位置（相対距離）が変化する。この相対位置（相対距離）の変化によって、第 1 ロータ 22a の穴部 221a の側壁面が駆動ピン 251c から回転方向の荷重を受ける。その結果、第 1 ロータ 22a は、シリンダ 21 の回転に同期して偏心軸 C2 周りに回転する。

[0054] ここで、本実施形態の動力伝達装置では、複数の駆動ピン 251c および穴部 221a によって、順次、ロータ 22 へ動力を伝達している。従って、複数の駆動ピン 251c および穴部 221a は、偏心軸 C2 周りに等角度間隔に配置されていることが望ましい。さらに、穴部 221a の側壁面の摩耗を抑制するために、穴部 221a の側壁面に摩耗抑制用のリング部材等を配置してもよい。

[0055] 第 1 ロータ 22a の外周面には、図 2、図 3 に示すように、軸方向の全域に亘って内周側へ凹んだ第 1 溝部（第 1 スリット部）222a が形成されている。第 1 溝部 222a には、後述する第 1 ベーン 23a が摺動可能に嵌め込まれている。

[0056] 第 1 溝部 222a は、偏心軸 C2 の軸方向から見たときに、第 1 ベーン 23a の摺動する面（第 1 ベーン 23a との摩擦面）が、第 1 ロータ 22a の径方向に対して傾斜している。より詳細には、第 1 溝部 222a は、第 1 ベーン 23a の摺動する面が、内周側から外周側へ向かって回転方向へ傾斜している。このため、第 1 溝部 222a に嵌め込まれた第 1 ベーン 23a も、第 1 ロータ 22a の径方向に対して傾斜した方向に変位する。

[0057] 第 1 ロータ 22a の軸方向中央部の内部には、図 3 に示すように、第 1 溝部 222a と同様に径方向に傾斜して延びて、第 1 ロータ 22a の内周側と

外周側（第１圧縮室Ｖａ側）とを連通させる第１ロータ側吸入通路２２４ａが形成されている。

[0058] さらに、図３から明らかなように、第１ロータ側吸入通路２２４ａの出口穴は、第１溝部２２２ａに対して回転方向後方側の第１ロータ２２ａの外周面に開口している。また、第１ロータ側吸入通路２２４ａおよび第１溝部２２２ａは、互いに区画されており、それぞれの内部空間同士が連通しないように形成されている。

[0059] 第１ロータ２２ａの内周面には、図１、図３に示すように、第１ロータ２２ａの内周面を外周側に凹ませた第１ロータ側凹部２２６ａが形成されている。さらに、第１ロータ側吸入通路２２４ａの第１ロータ側入口穴２２５ａは、図３に示すように、第１ロータ側凹部２２６ａが形成された部位に開口しており、第１ロータ側凹部２２６ａの内部に形成される第１ロータ側連通用空間２２７ａに連通している。

[0060] ここで、図５、図６等を用いて、第１ロータ側凹部２２６ａおよび第１ロータ側連通用空間２２７ａの詳細形状について説明する。図５、図６は、図３の第１ロータ２２ａ周辺を拡大して示したものである。

[0061] まず、図５に示すように、第１ロータ側凹部２２６ａの径方向深さは、第１ロータ２２ａの軸方向（すなわち、偏心軸Ｃ２の軸方向）から見たときに、軸周りに一定の寸法に形成されておらず、軸周りに変化している。さらに、本実施形態の第１ロータ側凹部２２６ａは、第１溝部２２２ａの近傍には形成されていない。換言すると、第１ロータ側凹部２２６ａは、偏心軸Ｃ２の周囲の全周に形成されていない。

[0062] このため、第１ロータ側凹部２２６ａのうち、第１溝部２２２ａに最も遠い部位の径方向深さＤ１は、図５に示すように、第１溝部２２２ａに最も近い部位の径方向深さＤ２（本実施形態では、 $D2 = 0$ ）よりも深く形成されている。これにより、第１ロータ側連通用空間２２７ａおよび第１溝部２２２ａの内部空間は、互いに連通することなく区画されている。

[0063] また、図６に示すように、偏心軸Ｃ２の軸方向から見て、偏心軸Ｃ２周り

に形成される角度のうち、第1ロータ側凹部226aが形成された範囲の角度を凹部形成角度 θA とし、隣り合う2つのシャフト側出口穴240aの開口縁部の遠い側同士の間形成される角度を連通角度 θB とする。

[0064] 本実施形態では、凹部形成角度 θA および連通角度 θB を、以下数式F1を満足するように決定している。

$$\theta A > \theta B \quad \dots (F1)$$

さらに、図1に示すように、第1ロータ側凹部226aは、第1ロータ22aの径方向から見たときに、第1ロータ22aの軸方向両端部よりも中央側の部位であって、第1シャフト側凹部241aが形成された範囲と重なる範囲に形成されている。

[0065] 第1ベーン23aは、第1ロータ22aの外周面とシリンダ21の内周面との間に形成される第1圧縮室Vaを仕切る板状の仕切り部材である。第1ベーン23aの軸方向長さは、第1ロータ22aの軸方向長さと略同等の寸法に形成されている。さらに、第1ベーン23aの外周側先端部は、シリンダ21の内周面に対して摺動可能に配置されている。

[0066] 従って、本実施形態の第1圧縮機構部20aでは、シリンダ21の内壁面、第1ロータ22aの外周面、第1ベーン23aの板面、第1サイドプレート25a、および中間サイドプレート25cに囲まれた空間によって、第1圧縮室Vaが形成される。つまり、第1ベーン23aは、シリンダ21の内周面と第1ロータ22aの外周面との間に形成される第1圧縮室Vaを仕切っている。

[0067] 第1サイドプレート25aには、第1圧縮室Vaにて圧縮された冷媒をハウジング10の内部空間へ吐出させる第1吐出穴251aが形成されている。さらに、第1サイドプレート25aには、第1吐出穴251aからハウジング10の内部空間へ流出した冷媒が、第1吐出穴251aを介して圧縮室Vへ逆流してしまうことを抑制するリード弁からなる第1吐出弁が配置されている。

[0068] また、前述の如く、第2圧縮機構部20bの基本的構成は、第1圧縮機構

部20aと同様である。従って、第2圧縮機構部20bは、図1に示すように、第2ロータ22b、第2ベーン23b等を有して構成されている。

[0069] そして、第2ロータ22bの内周面には、第1圧縮機構部20aの第1ロータ側凹部226aと同様の第2ロータ側凹部226b等が形成されており、第2ロータ側凹部226bの内部には、第1ロータ側連通用空間227aと同様の第2ロータ側連通用空間227bが形成されている。

[0070] さらに、本実施形態の第2圧縮機構部20bでは、第2ベーン23b、第2サイドプレート25bの第2吐出穴251b等が、第1圧縮機構部20aの第1ベーン23a、第1サイドプレート25aの第1吐出穴251a等に対して、 180° 位相のずれた位置に配置されている。

[0071] 次に、図7の(a)、(b)、(c)、(d)を用いて、本実施形態の圧縮機1の作動について説明する。図7は、圧縮機1の作動状態を説明するために、シリンダ21の回転に伴う第1圧縮室Vaの変化を連続的に示した説明図である。

[0072] 図7の各回転角 θ に対応する断面図では、図3と同等の断面図におけるシリンダ21、第1ロータ22a、および第1ベーン23aの位置を模式的に示している。また、図7では、図示の明確化のため、シリンダ21の回転角 $\theta = 0^\circ$ に対応する断面図に各構成部材の符号を付している。

[0073] まず、7(a)のように、回転角 θ が 0° になっている際には、接触点C3と第1ベーン23aの外周側先端部が重なっている。この状態では、第1ベーン23aの回転方向前方側に最大容積の第1圧縮室Vaが形成されるとともに、第1ベーン23aの回転方向後方側にも、最小容積（すなわち、容積が0）の吸入行程の第1圧縮室Vaが形成されている。

[0074] ここで、吸入行程の第1圧縮室Vaとは、容積を拡大させる行程となっている第1圧縮室Vaを意味し、圧縮行程の第1圧縮室Vaとは、容積を縮小させる行程となっている第1圧縮室Vaを意味している。

[0075] さらに、回転角 θ が 0° から増加するに伴って、図6の回転角 $\theta = 90^\circ \sim 270^\circ$ に示すように、シリンダ21、第1ロータ22a、および第1ベ

ーン23aが変位して、第1ベーン23aの回転方向後方側に形成される吸入行程の第1圧縮室Vaの容積が増加する。

[0076] これにより、サブハウジング12に形成された吸入ポート12aから吸入された低圧冷媒が、ハウジング側吸入通路13a→シャフト側吸入通路24dの第1シャフト側出口穴240a→第1シャフト側連通用空間242aおよび第1ロータ側連通用空間227a→第1ロータ側吸入通路224aの順に流れて、吸入行程の第1圧縮室Va内へ流入する。

[0077] この際、第1ベーン23aには、ロータ22の回転に伴う遠心力が作用するので、第1ベーン23aの外周側先端部がシリンダ21の内周面に押しつけられる。これにより、第1ベーン23aは、吸入行程の第1圧縮室Vaと圧縮行程の第1圧縮室Vaとを区画している。

[0078] そして、回転角 θ が 360° に達すると（すなわち、回転角 $\theta=0^\circ$ に戻ると）、吸入行程の第1圧縮室Vaが最大容積となる。さらに、回転角 θ が 360° から増加すると、回転角 $\theta=0^\circ\sim360^\circ$ で容積を増加させた吸入行程の第1圧縮室Vaと第1ロータ側吸入通路224aとの連通が遮断される。これにより、第1ベーン23aの回転方向前方側に、圧縮行程の第1圧縮室Vaが形成される。

[0079] さらに、回転角 θ が 360° から増加するに伴って、図7の回転角 $\theta=450^\circ\sim630^\circ$ に点ハッチングで示すように、第1ベーン23aの回転方向前方側に形成された圧縮行程の第1圧縮室Vaの容積が縮小する（図7の（b）、（c）、（d）を参照）。

[0080] これにより、圧縮行程の第1圧縮室Va内の冷媒圧力が上昇する。そして、第1圧縮室Va内の冷媒圧力がハウジング10の内部空間内の冷媒圧力に応じて決定される第1吐出弁の開弁圧を超えると、第1圧縮室Va内の冷媒が第1吐出穴251aを介してハウジング10の内部空間へ吐出される。

[0081] なお、上記の作動説明では、第1圧縮機構部20aの作動態様の明確化のため、回転角 θ が 0° から 720° まで変化する間の第1圧縮室Vaの変化を説明したが、実際には、回転角 θ が 0° から 360° まで変化する際に説

明した冷媒の吸入行程と、回転角 θ が 360° から 720° まで変化する際に説明した冷媒の圧縮行程は、シリンダ21が1回転する際に同時に行われる。

[0082] また、第2圧縮機構部20bについても同様に作動して、冷媒の圧縮および吸入が行われる。この際、第2圧縮機構部20bでは、第2ベーン23b等が、第1圧縮機構部20aの第1ベーン23a等に対して、 180° 位相のずれた位置に配置されている。従って、圧縮行程の第2圧縮室Vbでは、第1圧縮室Vaに対して、 180° 位相のずれた回転角で冷媒の圧縮および吸入が行われる。

[0083] そして、圧縮行程の第2圧縮室Vb内の冷媒圧力が上昇し、第2圧縮室Vb内の冷媒圧力が、第2サイドプレート25bに配置された第2吐出弁の開弁圧を超えると、第2圧縮室Vb内の冷媒が第2吐出穴251bを介してハウジング10の内部空間へ吐出される。ハウジング10の内部空間へ流出した冷媒は、第1圧縮機構部20aから吐出された冷媒と合流し、ハウジング10の吐出ポート11aから吐出される。

[0084] 以上の如く、本実施形態の圧縮機1では、冷凍サイクル装置において、冷媒（流体）を吸入し、圧縮して吐出することができる。また、本実施形態の圧縮機1では、電動機部30の内周側に圧縮機構部20が配置されているので、圧縮機1全体としての小型化を図ることができる。

[0085] さらに、本実施形態の圧縮機1では、外部から吸入された冷媒を第1圧縮室Vaへ導く吸入通路を、シャフト側吸入通路24dおよび第1ロータ側吸入通路224aによって形成している。従って、シリンダ21とともに回転する第1サイドプレート25a等に吸入通路の一部を形成する場合に対して、吸入通路の通路構成やシール構造の複雑化を招くことがない。

[0086] その一方で、本実施形態の圧縮機1では、シャフト側吸入通路24dの第1シャフト側出口穴240aをシャフト24の外周面に開口させ、第1ロータ側吸入通路224aの第1ロータ側入口穴225aを第1ロータ22aの内周面に開口させている。

- [0087] このため、第1ロータ22aがシャフト24に対して回転して、第1シャフト側出口穴240aと第1ロータ側入口穴225aとの相対位置が変化すると、第1シャフト側出口穴240aから第1ロータ側入口穴225aへ冷媒を流通させる際に有効な連通面積が変化しやすい。さらに、連通面積が小さくなった際には、冷媒を第1圧縮室Vaへ吸入させる際の吸入圧損が増加して、圧縮機1の昇圧性能を低下させてしまうおそれがある。
- [0088] これに対して、本実施形態の圧縮機1によれば、第1ロータ側凹部226aの内部に第1ロータ側連通用空間227aが形成されている。従って、第1ロータ22aの回転に伴って第1シャフト側出口穴240aと第1ロータ側入口穴225aとの相対位置が変化しても、第1ロータ側連通用空間227aを介して、第1シャフト側出口穴240aと第1ロータ側入口穴225aとを連通させることができる。
- [0089] さらに、第1ロータ22aの外径はシャフト24の外径に対して比較的大きく形成されるので、第1ロータ側連通用空間227aの容積は、第1シャフト側連通用空間242aの容積よりも大きく形成しやすい。従って、圧縮機1全体としての大型化を招くことなく、第1シャフト側出口穴240aと第1ロータ側入口穴225aとを適切に連通させるために十分な容積の第1ロータ側連通用空間227aを形成することができる。
- [0090] その結果、本実施形態の圧縮機1によれば、圧縮機1全体としての大型化を招くことなく、吸入圧損の増加を抑制することができる。
- [0091] また、第1ロータ側凹部226aは、第1ロータ22aの内周面の全周に亘って形成する必要が無く、径方向深さが軸周りに変化した形状とすることができる。
- [0092] そこで、本実施形態の圧縮機1では、第1ロータ側凹部226aのうち、第1溝部222aに最も遠い部位の径方向深さD1を、第1溝部222aに最も近い部位の径方向深さD2よりも深く形成して、第1ロータ側連通用空間227aおよび第1溝部222aの内部空間を区画している。
- [0093] これによれば、第1圧縮室Vaにて昇圧された冷媒が、第1溝部222a

の内部空間を介して、第1ロータ側連通用空間227a側へ逆流してしまうことを防止できる。このように、第1ロータ側連通用空間227aの形状を、第1シャフト側出口穴240aと第1ロータ側入口穴225aとを適切に連通させるために必要な容積を確保すると同時に、他の用途に応じて適切な形状に設定できることは極めて有効である。

[0094] また、本実施形態の圧縮機1では、第1ロータ側連通用空間227aに加えて、第1シャフト側連通用空間242aが形成されている。従って、より一層、第1シャフト側出口穴240aと第1ロータ側入口穴225aとの相対位置の変化によらず、第1シャフト側出口穴240aと第1ロータ側入口穴225aとを適切に連通させることができる。

[0095] この際、第1シャフト側連通用空間242aは、第1ロータ側連通用空間227aを拡大させるために補助的に利用されるものなので、第1シャフト側凹部241aの径方向深さを不必要に拡大させる必要がない。従って、第1シャフト側凹部241aが形成された部位の強度不足を招いてしまうこともない。

[0096] また、本実施形態の圧縮機1では、第1ロータ22aの径方向から見たときに、第1ロータ側凹部226aが、第1ロータ22aの軸方向両端部よりも中央側の部位に形成されている。従って、シャフト24が、第1ロータ22aの軸方向の両端部を支持する構成とすることができる。これによれば、第1ロータ22aをシャフト24周りに回転させる際に、第1ロータ22aの傾きを抑制して、バランス良く回転させることができる。

[0097] また、本実施形態の圧縮機1では、上記数式F1を満足するように、凹部形成角度 θA および連通角度 θB を決定している。従って、第1ロータ22aの回転に伴って、第1シャフト側出口穴240aと第1ロータ側連通用空間227aとの相対位置が変化しても、複数の第1シャフト側出口穴240aのうち、少なくとも1つ分の開口面積を、第1ロータ側連通用空間227aに連通させることができる。その結果、本実施形態の圧縮機1によれば、より一層確実に、吸入圧損の増加を抑制することができる。

[0098] 以上の説明では、第1圧縮機構部20aを例として、本実施形態の圧縮機1による優れた効果を説明したが、もちろん、第2圧縮機構部20bにおいても同様の効果を得ることができる。

[0099] さらに、本実施形態の圧縮機1では、第1、第2圧縮機構部20a、20bにおける圧縮および吸入工程の位相が180°ずれている。従って、第1、第2圧縮機構部20a、20bにおける圧縮および吸入工程の位相が同位相になっている場合に対して、圧縮機1全体としての合計トルク変動を抑制できる。

[0100] ここで、合計トルク変動とは、第1圧縮機構部20aの第1圧縮室Va内の冷媒の圧力変動によって生じるトルク変動と、第2圧縮機構部20bの第2圧縮室Vb内の冷媒の圧力変動によって生じるトルク変動との合算値である。

[0101] (他の実施形態)

本発明は上述の実施形態に限定されることなく、本発明の趣旨を逸脱しない範囲内で、以下のように種々変形可能である。

[0102] 上述の実施形態では、本発明に係るシリンダ回転型圧縮機1を車両用空調装置の冷凍サイクルに適用した例を説明したが、本発明に係るシリンダ回転型圧縮機1の適用はこれに限定されない。つまり、本発明に係るシリンダ回転型圧縮機1は、種々の流体を圧縮する圧縮機として幅広い用途に適用可能である。

[0103] 上述の実施形態では、第1ベーン23aの外周側先端部と第1ロータ22aの内周面とを摺動させる形式（スライドプレート式）のシリンダ回転型圧縮機について説明したが、本発明に係るシリンダ回転型圧縮機の形式はこれに限定されない。例えば、第1ベーン23aの外周側先端部に形成された固定部（ヒンジ部）が第1ロータ22aの内周面に形成された溝部に揺動自在に支持される形式（スイングプレート式）のシリンダ回転型圧縮機であってもよい。

[0104] 上述の実施形態では、複数の第1、第2シャフト側出口穴240a、24

0 bを互いに等角度間隔で配置した例を説明したが、第1、第2シャフト側出口穴240 a、240 bの配置はこれに限定されない。例えば、第1、第2シャフト側出口穴240 a、240 bを、回転角 θ の変化に対する第1、第2圧縮室V a、V bの容積変化度合に応じて不均一な角度間隔で配置してもよい。

[0105] その場合は、例えば、第1ロータ22 aの軸方向から見て、偏心軸C 2周りに形成される角度のうち、隣り合う2つの第1シャフト側出口穴240 aの開口縁部の遠い側同士の間形成される角度のうち、最大角度を連通角度 θB とすればよい。

[0106] 上述の実施形態では、シリンダ回転型圧縮機1の動力伝達装置として、ピンホール式の自転防止機構と同様の構成のものを採用した例を説明したが、動力伝達装置はこれに限定されない。例えば、オルダムリング式の自転防止機構と同様の構成のもの等を採用してもよい。

[0107] 上述の実施形態では、圧縮機構部20を、第1圧縮機構部20 aおよび第2圧縮機構部20 bの2つの圧縮機構部で構成した例を説明したが、もちろん1つの圧縮機構部で構成してもよい。

請求の範囲

- [請求項1] 中心軸（C 1）周りに回転する円筒状のシリンダ（2 1）と、
 前記シリンダ（2 1）の内部に配置されて、前記シリンダ（2 1）
 の中心軸（C 1）に対して偏心した偏心軸（C 2）周りに回転する円
 筒状のロータ（2 2 a）と、
 前記ロータ（2 2 a）を回転可能に支持するシャフト（2 4）と、
 前記ロータ（2 2 a）に形成された溝部（2 2 2 a）に摺動可能に
 嵌め込まれて、前記ロータ（2 2 a）の外周面と前記シリンダ（2 1）
 の内周面との間に形成される圧縮室（V a）を仕切るペーン（2 3
 a）と、を備え、
 前記シャフト（2 4）の内部には、外部から流入した圧縮対象流体
 を流通させるシャフト側吸入通路（2 4 d）が形成され、
 前記シャフト側吸入通路（2 4 d）の出口穴（2 4 0 a）は、前記
 シャフト（2 4）の外周面に開口しており、
 前記ロータ（2 2 a）の内部には、前記出口穴（2 4 0 a）から流
 出した前記圧縮対象流体を前記ロータ（2 2 a）の内周側から前記圧
 縮室（V a）側へ導くロータ側吸入通路（2 2 4 a）が形成され、
 前記ロータ（2 2 a）の内周面には、前記ロータ（2 2 a）の内周
 面を外周側に凹ませたロータ側凹部（2 2 6 a）が形成され、
 前記ロータ側吸入通路（2 2 4 a）の入口穴（2 2 5 a）は、前記
 ロータ側凹部（2 2 6 a）が形成された部位に開口して、前記ロータ
 側凹部（2 2 6 a）の内部に形成されるロータ側連通用空間（2 2 7
 a）に連通しているシリンダ回転型圧縮機。
- [請求項2] 前記ロータ側連通用空間（2 2 7 a）と前記溝部（2 2 2 a）の内
 部空間は、区画されていることを特徴とする請求項 1 に記載のシリン
 ダ回転型圧縮機。
- [請求項3] 前記ロータ（2 2 a）の軸方向から見たときに、前記ロータ側凹部
 （2 2 6 a）の径方向深さは、軸周りに変化しており、

前記ロータ側凹部（２２６ａ）のうち前記溝部（２２２ａ）に最も遠い部位の径方向深さ（Ｄ１）は、前記ロータ側凹部（２２６ａ）のうち前記溝部（２２２ａ）に最も近い部位の径方向深さ（Ｄ２）よりも深く形成されていることを特徴とする請求項１または２に記載のシリンダ回転型圧縮機。

[請求項４] 前記シャフト（２４）の外周面には、前記シャフト（２４）の外周面を内周側に凹ませたシャフト側凹部（２４１ａ）が形成され、

前記出口穴（２４０ａ）は、前記シャフト側凹部（２４１ａ）が形成された部位に開口して、前記シャフト側凹部（２４１ａ）の内部に形成されるシャフト側連通用空間（２４２ａ）に連通していることを特徴とする請求項１ないし３のいずれか１つに記載のシリンダ回転型圧縮機。

[請求項５] 前記ロータ側連通用空間（２２７ａ）は、前記ロータ（２２ａ）の径方向から見たときに、前記ロータ（２２ａ）の軸方向両端部よりも中央側の部位に形成されていることを特徴とする請求項１ないし４のいずれか１つに記載のシリンダ回転型圧縮機。

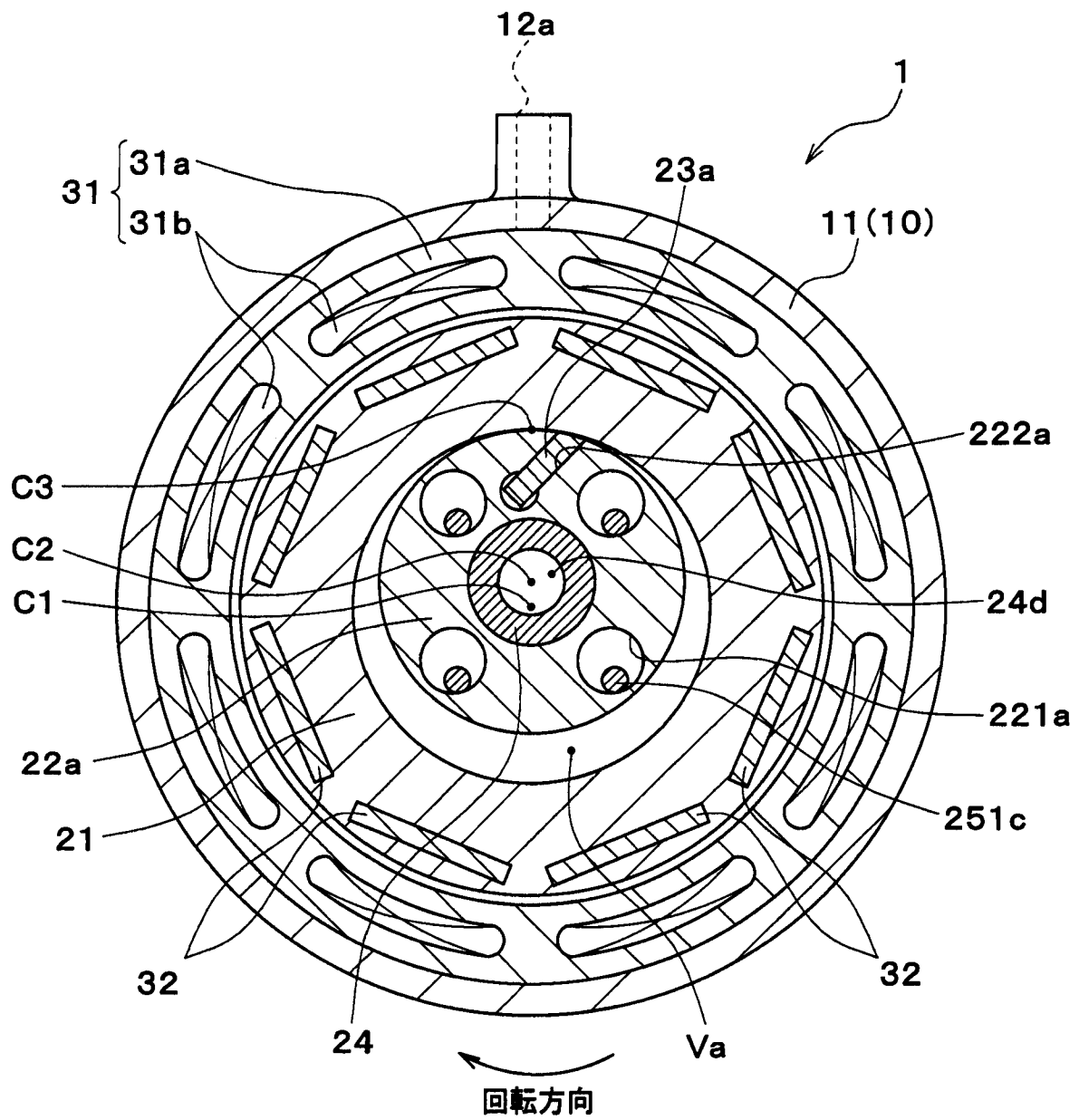
[請求項６] 前記出口穴（２４０ａ）は、複数設けられており、

前記ロータ（２２ａ）の軸方向から見て、前記偏心軸（Ｃ２）周りに形成される角度のうち、前記ロータ側凹部（２２６ａ）が形成される範囲の角度を凹部形成角度（ θA ）とし、隣り合う２つの前記出口穴（２４０ａ）の開口縁部の遠い側同士の間形成される最大角度を連通角度（ θB ）としたときに、

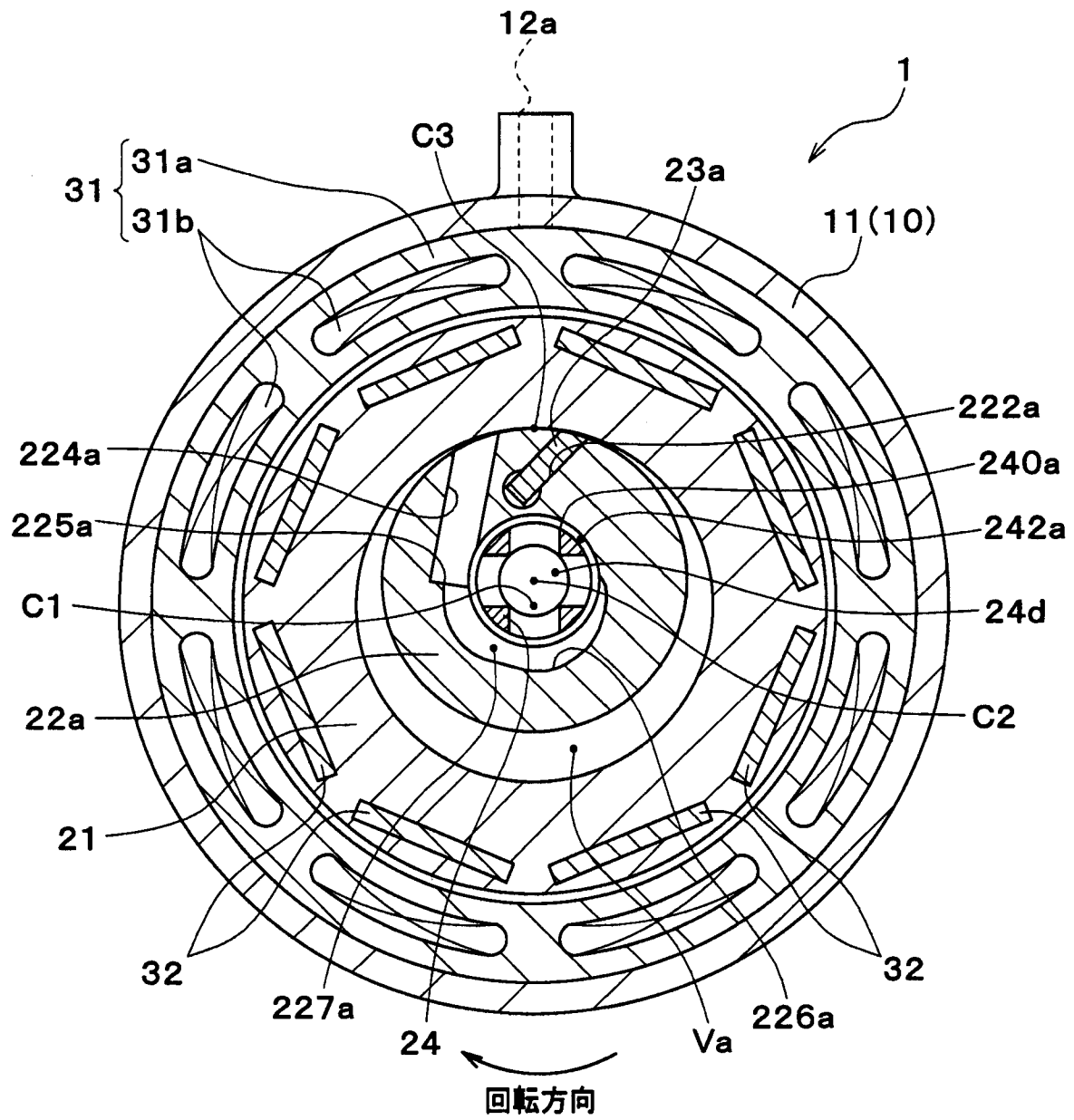
$$\theta A > \theta B$$

となっていることを特徴とする請求項１ないし５のいずれか１つに記載のシリンダ回転型圧縮機。

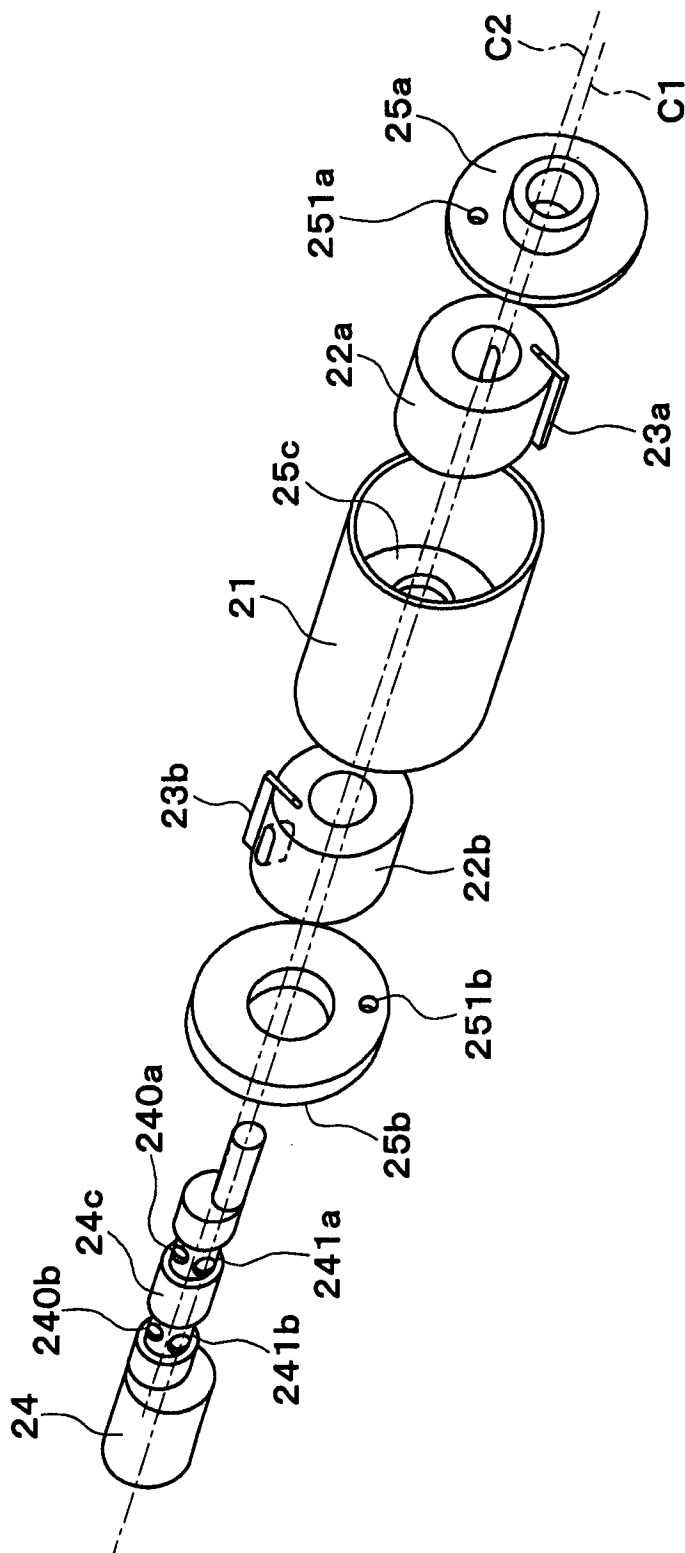
[図2]



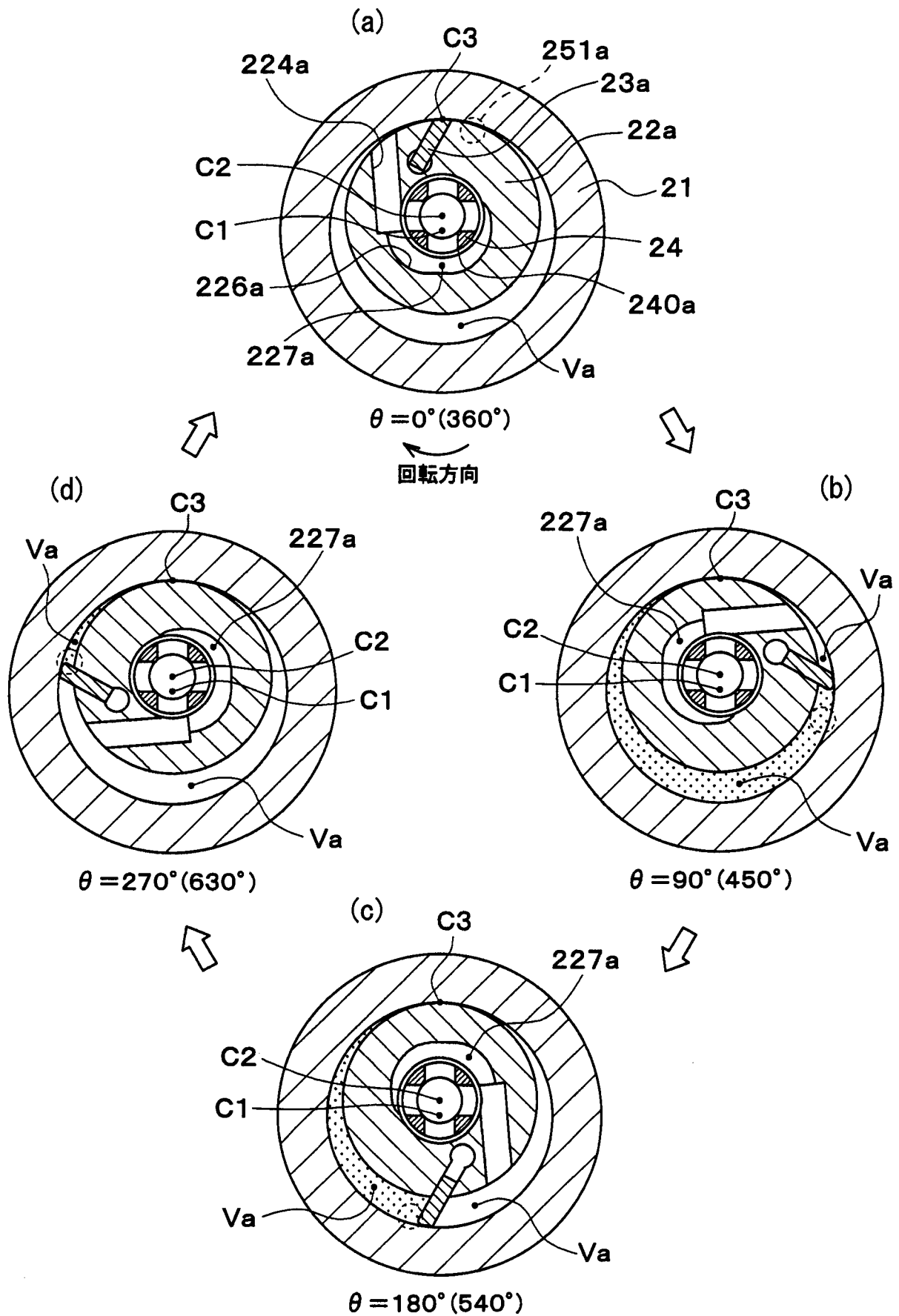
[図3]



[図4]



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/006250

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C18/344(2006.01)i, F04C23/02(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)

F04C18/344, F04C23/02

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	US 2551623 A (MORE, Orlo S.), 08 May 1951 (08.05.1951), entire text (Family: none)	1-6
A	US 2100014 A (MCCRACKEN, Fred M.), 23 November 1937 (23.11.1937), entire text (Family: none)	1-6
A	US 1594132 A (STEWART, Alfred C.), 27 July 1926 (27.07.1926), entire text (Family: none)	1-6

☒ 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
08 March 2016 (08.03.16)

Date of mailing of the international search report
22 March 2016 (22.03.16)

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

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/006250

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 60-187783 A (Toyodensan Co., Ltd.), 25 September 1985 (25.09.1985), entire text (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F04C18/344(2006.01)i, F04C23/02(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. F04C18/344, F04C23/02

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	US 2551623 A (MORE, Orlo S.) 1951.05.08, 全文 (ファミリーなし)	1-6
A	US 2100014 A (MCCRACKEN, Fred M.) 1937.11.23, 全文 (ファミリーなし)	1-6
A	US 1594132 A (STEWART, Alfred C.) 1926.07.27, 全文 (ファミリーなし)	1-6
A	JP 60-187783 A (東洋電産株式会社) 1985.09.25, 全文 (ファミリーなし)	1-6

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

08.03.2016

国際調査報告の発送日

22.03.2016

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)

尾崎 和寛

30

8922

電話番号 03-3581-1101 内線 3358