

(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9月15日(15.09.2016)



(10) 国際公開番号

WO 2016/143177 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 18/356 (2006.01) F04C 29/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2015/077508
- (22) 国際出願日: 2015年9月29日(29.09.2015)
- (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 2015-044695 2015年3月6日(06.03.2015) JP
- (71) 出願人: 東芝キヤリア株式会社(TOSHIBA CARRIER CORPORATION) [JP/JP]; 〒2128585 神奈川県川崎市幸区堀川町7番地34 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 平山 卓也(HIRAYAMA Takuya); 〒4168521 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内 Shizuoka (JP). 渡辺 哲永(WATANABE Norihisa); 〒4168521 静岡県富士市蓼原336番地 東芝キヤリア株式会社内 Shizuoka (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人 志賀国際特許事務所(SHIGA INTERNATIONAL PATENT OFFICE); 〒1006620 東京都千代田区丸の内一丁目9番2号 Tokyo (JP).

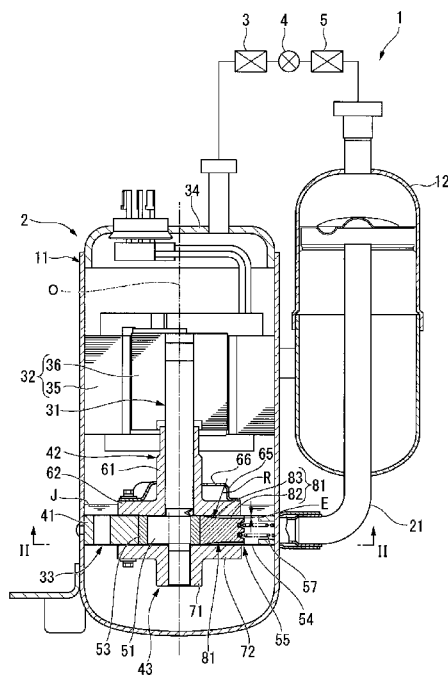
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーロパ (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: ROTARY COMPRESSOR AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: 回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置



(57) Abstract: The rotary compressor of an embodiment has a container, a cylinder, closure plates, a roller, a blade, and oil feed grooves. The container stores lubricating oil. The cylinder is accommodated in the container and is cylindrical. The closure plates close the openings of the cylinder and form a cylinder chamber together with the cylinder. The roller rotates eccentrically within the cylinder chamber. The blade divides the inside of the cylinder chamber in the direction of rotation of the roller and is capable of moving into and out of the cylinder chamber as the roller rotates eccentrically. The oil feed grooves are formed in the surfaces of the blade, which face the closure plates. Each of the oil feed grooves extends in the direction of movement of the blade, has a first end in communication with the inside of the container, and has a second end terminating in the blade. The oil feed grooves are each configured so that the second end is located within the second chamber when the blade has protruded farthest into the cylinder chamber and so that the depth of the portion of the oil feed groove, which is located close to the second end, decreases toward a second end surface.

(57) 要約: 実施形態の回転式圧縮機は、容器と、シリンダと、閉塞板と、ローラと、ブレードと、給油溝と、を持つ。容器は、潤滑油が貯留される。シリンダは、容器内に収納された筒状である。閉塞板は、シリンダの開口部を閉塞して、シリンダとともにシリンダ室を形成する。ローラは、シリンダ室内で偏心回転する。ブレードは、ローラの回転方向でシリンダ室内を分割するとともに、ローラの偏心回転に伴いシリンダ室内に進退可能とされる。給油溝は、ブレードのうち、閉塞板と対向する対向面に形成され、ブレードの移動方向に沿って延びるとともに、第1端部が容器内に連通し、第2端部がブレード内で終端する。そして、給油溝は、ブレードがシリンダ室内に最も突出したときに第2端部がシリンダ室内に位置するとともに、第2端部寄りに位置する部分が第2端面に向かうに従い溝深さが浅くなっている。

WO 2016/143177 A1

明 細 書

発明の名称： 回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明の実施形態は、回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置に関する。

背景技術

[0002] 空気調和装置等の冷凍サイクル装置に使用される回転式圧縮機として、筒状のシリンダと、シリンダの開口部を閉塞する閉塞板と、シリンダ及び閉塞板で形成されたシリンダ室内で偏心回転するローラと、を備えた構成が知られている。また、シリンダに形成されたブレード溝内には、シリンダ室内を圧縮室と吸込室とに分割するブレードが配設されている。ブレードは、ローラに当接するとともに、ローラの偏心回転に伴いシリンダ室内を進退移動する。

[0003] ところで、上述したブレードは、ブレードと閉塞板との間に潤滑油を介在させた状態で、閉塞板に対して摺動することが好ましい。これにより、ブレードと閉塞板との間の摩耗を低減した上で、ブレードと閉塞板との間でのシール性を確保できると考えられる。

[0004] しかしながら、上述した回転式圧縮機では、ブレード及び閉塞板間に所望量の潤滑油を介在させる点で未だ改善の余地があった。具体的に、ブレードの側面（ローラの回転方向を向く面）には、圧縮室内と吸込室内との差圧に起因して負荷が掛かる。特に、ブレードが下死点（シリンダ室内に最も突出した状態）から上死点（シリンダ室から最も後退した状態）に移行する運転領域（以下、圧縮行程後半という。）では、圧縮室内の圧力上昇が大きい。したがって、圧縮行程後半では、ブレードの側面に掛かる負荷が大きい。そのため、ブレード及び閉塞板間に多くの潤滑油が必要となる。この場合、仮にブレードと閉塞板との間の潤滑油が不足して油膜が破断されると、ブレードと閉塞板との間の摩耗が増大する。その結果、動作信頼性が低下する可能性がある。また、ブレードと閉塞板との間のシール性が低下し、圧縮室及び

吸込室間で冷媒がリーク等すると、圧縮性能が低下する可能性がある。

- [0005] 一方、ブレードが上死点から下死点に移行する運転領域（以下、圧縮行程前半という。）では、圧縮行程後半に比べて圧縮室内の圧力上昇が小さい。したがって、圧縮行程前半では、ブレードの側面に掛かる負荷が比較的小さい。そのため、ブレード及び閉塞板間で必要となる潤滑油は少ない。

先行技術文献

特許文献

- [0006] 特許文献1：日本国特開平4－191491号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0007] 本発明が解決しようとする課題は、動作信頼性及び圧縮性能の向上を図ることができる回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置を提供することである。

課題を解決するための手段

- [0008] 実施形態の回転式圧縮機は、容器と、シリンダと、閉塞板と、ローラと、ブレードと、給油溝と、を持つ。容器は、潤滑油が貯留される。シリンダは、容器内に収納された筒状である。閉塞板は、シリンダの開口部を閉塞して、シリンダとともにシリンダ室を形成する。ローラは、シリンダ室内で偏心回転する。ブレードは、ローラの回転方向でシリンダ室内を分割するとともに、ローラの偏心回転に伴いシリンダ室内に進退可能とされる。給油溝は、ブレードのうち、閉塞板と対向する対向面に形成され、ブレードの移動方向に沿って延びるとともに、第1端部が容器内に連通し、第2端部がブレード内で終端する。そして、給油溝は、ブレードがシリンダ室内に最も突出したときに第2端部がシリンダ室内に位置するとともに、第2端部寄りに位置する部分が第2端面に向かうに従い溝深さが浅くなっている。

図面の簡単な説明

- [0009] [図1]第1の実施形態における回転式圧縮機の断面図を含む、冷凍サイクル装置の概略構成図。

[図2]図1のⅠⅠ－ⅠⅠ線に沿う圧縮機構部の断面図。

[図3]第1の実施形態におけるブレードの溝形成装置を示す概略構成図。

[図4]第2の実施形態におけるブレードの側面図。

[図5]第2の実施形態におけるブレードの溝形成装置を示す概略構成図。

[図6]第3の実施形態におけるブレードの側面図。

[図7]第3の実施形態におけるブレードの溝形成装置を示す概略構成図。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、実施形態の回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置を、図面を参照して説明する。

(第1の実施形態)

始めに、冷凍サイクル装置について簡単に説明する。

図1に示すように、本実施形態の冷凍サイクル装置1は、回転式圧縮機2と、回転式圧縮機2に接続された凝縮器3と、凝縮器3に接続された膨張装置4と、膨張装置4と回転式圧縮機2との間に接続された蒸発器5と、を備えている。

[0011] 回転式圧縮機2は、いわゆるロータリ式の圧縮機である。回転式圧縮機2は、内部に取り込まれる低圧の気体冷媒を圧縮して高温、かつ高圧の気体冷媒とする。なお、回転式圧縮機2の具体的な構成については後述する。

凝縮器3は、回転式圧縮機2から送り込まれる高温、かつ高圧の気体冷媒から熱を放熱させ、高温、かつ高圧の気体冷媒を高圧の液体冷媒にする。

[0012] 膨張装置4は、凝縮器3から送り込まれる高圧の液体冷媒の圧力を下げ、高圧の液体冷媒を低温、かつ低圧の液体冷媒にする。

蒸発器5は、膨張装置4から送り込まれる低温、かつ低圧の液体冷媒を気化させ、低温、かつ低圧の液体冷媒を低圧の気体冷媒にする。そして、蒸発器5において、低圧の液体冷媒が気化する際に周囲から気化熱を奪い、周囲が冷却される。なお、蒸発器5を通過した低圧の気体冷媒は、上述した回転式圧縮機2内に取り込まれる。

[0013] このように、本実施形態の冷凍サイクル装置1では、作動流体である冷媒

が気体冷媒と液体冷媒とに相変化しながら循環する。

[0014] 次に、上述した回転式圧縮機 2 について説明する。

本実施形態の回転式圧縮機 2 は、圧縮機本体 11 とアキュムレータ 12 とを備えている。

アキュムレータ 12 は、いわゆる気液分離器である。アキュムレータ 12 は、上述した蒸発器 5 と圧縮機本体 11 との間に設けられている。アキュムレータ 12 は、吸い込みパイプ 21 を通して圧縮機本体 11 の後述するシリンダ 41 に接続されている。アキュムレータ 12 は、蒸発器 5 で気化された気体冷媒、及び蒸発器 5 で気化されなかった液体冷媒のうち、気体冷媒のみを圧縮機本体 11 に供給する。

[0015] 圧縮機本体 11 は、回転軸 31 と、電動機部 32 と、圧縮機構部 33 と、密閉容器（容器）34 と、を備えている。

電動機部 32 は、回転軸 31 を回転させる。圧縮機構部 33 は、回転軸 31 の回転により気体冷媒を圧縮する。密閉容器 34 は、回転軸 31、電動機部 32 及び圧縮機構部 33 を収納する。なお、密閉容器 34 は筒状とされている。密閉容器 34 の内部には、潤滑油 J が収容されている。潤滑油 J 内には、圧縮機構部 33 の一部が浸漬されている。

[0016] 密閉容器 34 及び回転軸 31 は、軸線 O に沿って同軸上に配置されている。なお、以下の説明では、軸線 O に沿う方向を単に軸方向といい、軸方向のうち電動機部 32 寄りを上側といい、圧縮機構部 33 寄りを下側という。また、軸方向に直交する方向を径方向、軸線 O 周りの方向を周方向という。

[0017] 電動機部 32 は、いわゆるインナーロータ型の DC ブラシレスモータである。具体的に、電動機部 32 は、筒状の固定子 35 と、固定子 35 の内側に配置された円柱状の回転子 36 と、を備えている。

固定子 35 は、密閉容器 34 の内壁面に焼嵌め等により固定されている。回転子 36 は、回転軸 31 の上部に固定されている。回転子 36 は、固定子 35 の内側に径方向に間隔をあけて配置されている。

[0018] 圧縮機構部 33 は、筒状のシリンダ 41 と、シリンダ 41 の両端開口部を

各別に閉塞する主軸受（閉塞板）４２及び副軸受（閉塞板）４３と、を備えている。

シリンダ４１内には、回転軸３１が貫通している。主軸受４２及び副軸受４３は回転軸３１を回転可能に支持している。シリンダ４１、主軸受４２、及び副軸受４３により形成された空間は、シリンダ室４６（図２参照）を構成している。シリンダ室４６内には、アキュムレータ１２で気液分離された気体冷媒が上述した吸い込みパイプ２１を通して取り込まれる。

[0019] 上述した回転軸３１のうち、シリンダ室４６内に位置する部分には、軸線Ｏに対して径方向に偏心する偏心部５１が形成されている。

偏心部５１にはローラ５３が外嵌されている。ローラ５３は、回転軸３１の回転に伴い、外周面がシリンダ４１の内周面に摺接しながら、軸線Ｏに対して偏心回転可能に構成されている。

[0020] 図１、図２に示すように、シリンダ４１には、径方向の外側に向けて窪むブレード溝５４が形成されている。ブレード溝５４は、シリンダ４１の軸方向の全体に亘って形成されている。ブレード溝５４は、径方向の外側端部（後端部）において、密閉容器３４内に連通している。

[0021] ブレード溝５４内には、径方向に沿ってスライド移動可能なブレード５５が設けられている。ブレード５５は、付勢手段５７（付勢装置）により径方向の内側に向けて付勢されている。ブレード５５における径方向の内側端面（以下、先端面（第２端面）という）は、シリンダ室４６内においてローラ５３の外周面に当接している。これにより、ブレード５５は、ローラ５３の回転動作に応じてシリンダ室４６内に進退可能に構成されている。なお、軸方向から見た平面視において、ブレード５５の先端面は、径方向の内側に向けて凸の円弧状とされている。また、ブレード５５の具体的な構成については後述する。

[0022] シリンダ室４６は、ローラ５３及びブレード５５によって吸込室と圧縮室とに区画（分割）されている。そして、圧縮機構部３３では、ローラ５３の回転動作及びブレード５５の進退動作により、シリンダ室４６内で圧縮動作

が行われる。

[0023] シリンダ４１において、ローラ５３の回転方向（図２中の矢印参照）に沿うブレード溝５４の奥側（図２中、ブレード溝５４の左側）に位置する部分には、吸込孔５６が形成されている。吸込孔５６は、シリンダ４１を径方向に貫通している。吸込孔５６における径方向の外側端部には、上述した吸い込みパイプ２１（図１参照）が接続される。一方、吸込孔５６における径方向の内側端部は、シリンダ室４６内に開口している。

シリンダ４１の内周面において、ローラ５３の回転方向に沿うブレード溝５４の手前側（図２中、ブレード溝５４の右側）に位置する部分には、吐出溝５８が形成されている。吐出溝５８は、後述する吐出孔６４に連通している。吐出溝５８は、軸方向から見た平面視で半円形状に形成されている。

[0024] 図１に示すように、主軸受４２は、シリンダ４１の上端開口部を閉塞するとともに、回転軸３１のうち、シリンダ４１よりも上方に位置する部分を回転可能に支持している。具体的に、主軸受４２は、回転軸３１が挿通された筒部６１と、筒部６１の下端部から径方向の外側に向けて突設されたフランジ部６２と、を備えている。フランジ部６２は、シリンダ室４６を上方から閉塞している。

[0025] フランジ部６２の周方向の一部には、上述した吐出溝５８を通してシリンダ室４６内外を連通する吐出孔６４（図２参照）が形成されている。吐出孔６４は、フランジ部６２を軸方向に貫通している。なお、フランジ部６２には、シリンダ室４６（圧縮室）内の圧力上昇に伴い吐出孔６４を開閉し、シリンダ室４６外に冷媒を吐出する図示しない吐出弁機構が配設されている。

[0026] 主軸受４２には、主軸受４２を上方から覆うマフラ６５が設けられている。マフラ６５には、マフラ６５の内外を連通する連通孔６６が形成されている。上述した吐出孔６４を通して吐出される高温、かつ高圧の気体冷媒は、連通孔６６を通して密閉容器３４内に吐出される。

[0027] 副軸受４３は、シリンダ４１の下端開口部を閉塞するとともに、回転軸３１のうち、シリンダ４１よりも下方に位置する部分を回転可能に支持してい

る。具体的に、副軸受43は、回転軸31が挿通される筒部71と、筒部71の上端部から径方向の外側に向けて突設されたフランジ部72と、を備えている。フランジ部72は、シリンダ室46を下方から閉塞している。

[0028] 上述したブレード55は、径方向に沿って延びる直方体形状に形成されている。ブレード55と、ブレード溝54の内壁面や各軸受42、43のフランジ部62、72と、の間には、潤滑油Jが介在している。そのため、ブレード55のうち、周方向の両側を向く側面は、ブレード溝54の内壁面に対して油膜を介して摺動可能とされている。また、ブレード55の上端面は、フランジ部62の下面に対して油膜を介して摺動可能とされている。ブレード55の下端面は、フランジ部72の上面に対して油膜を介して摺動可能とされている。

[0029] ブレード55の上下端面（フランジ部62、72との対向面）において、ブレード55の幅方向の中央部には、軸方向の内側に窪む給油溝81が径方向に延設されている。給油溝81は、軸方向から見た平面視で径方向（ブレード55の移動方向）に沿って延びる直線状に形成されている。給油溝81の幅は、全体に亘って一様とされている。具体的に、給油溝81は、径方向の外側端部（第1端部）側に位置する直線延在部82と、直線延在部82における径方向の内側端部（第2端部）に連なる傾斜部83と、を有している。直線延在部82は、全体に亘って溝深さが一様に形成されている。傾斜部83は、ブレード55の先端面に向かうに従い溝深さが漸次浅くなっている。

[0030] 直線延在部82の第1端部は、ブレード55の後端面上で開口している。直線延在部82の第1端部は、ブレード溝54を通して密閉容器34内に連通している。給油溝81内には、密閉容器34内に貯留された潤滑油Jがブレード溝54を通して供給される。

傾斜部83の底部は、周方向から見た側面視で軸方向の内側に向けて凸の円弧状とされている。傾斜部83の曲率半径は、Rとなっている。傾斜部83の第2端部は、ブレード55の先端面に近接した状態で、ブレード55内

で終端している。すなわち、給油溝 8 1 は、ブレード 5 5 の先端面には到達しておらず、シリンダ室 4 6 内とは連通していない。

また、給油溝 8 1 は、ブレード 5 5 がシリンダ室 4 6 内に最も突出したときにシリンダ室 4 6 内に位置するように形成されている。

[0031] ブレード 5 5 の上下端面において、給油溝 8 1 以外の部分は、給油溝 8 1 を径方向の外側を除く三方で取り囲むシール面として機能する。ブレード 5 5 のシール面は、油膜を介してフランジ部 6 2, 7 2 それぞれと対向している。この場合、ブレード 5 5 のシール面とフランジ部 6 2, 7 2 との間を通した圧縮室内及び吸込室内間の連通が、油膜によって遮断されている。本実施形態では、シール面のうち、給油溝 8 1 に対して周方向の両側に位置する部分の幅 S_1 , S_2 、及び給油溝 8 1 における他端縁とブレード 5 5 の先端面との間の径方向に沿う幅 S_3 はそれぞれ同等とされている。

[0032] ここで、給油溝 8 1 の容積は、圧縮行程後半に必要な潤滑油 J の容量に合わせて設定されている。しかも、給油溝 8 1 の最大溝深さ E（本実施形態では直線延在部 8 2 の深さ）は、H よりも深くなっている。また、給油溝 8 1 の幅 H は、シール面の最小幅よりも狭くなっている。

[0033] 次に、上述したブレード 5 5 に給油溝 8 1 を形成する方法について説明する。本実施形態では、円板状のカッター 9 1, 9 2 用いた切削加工により給油溝 8 1 を形成する。

図 3 に示す溝形成装置 9 0 は、互いに平行な回転軸周りに回転可能とされた一対のカッター 9 1, 9 2 と、ブレード 5 5 を搬送する図示しない搬送機構と、を有している。

[0034] カッター 9 1, 9 2 は、それぞれ同等の構成とされている。カッター 9 1, 9 2 は、両者の間にブレード 5 5 の高さよりも狭い隙間をあけて配設されている。なお、本実施形態において、カッター 9 1, 9 2 間の隙間は、ブレード 5 5 の高さ、各給油溝 8 1 の最大溝深さ E と、の差分に設定されている。

搬送機構は、各カッター 9 1, 9 2 間の隙間に対してブレード 5 5 を進退

移動させる。具体的に、搬送機構は、ブレード５５がカッター９１，９２間に進入した加工位置と、ブレード５５がカッター９１，９２間から退避する退避位置と、の間を移動する。

[0035] 上述した溝形成装置９０を用いて給油溝８１を形成する場合には、まず退避位置にある搬送機構によってブレード５５を保持し、カッター９１，９２とブレード５５とを位置合わせする。そして、カッター９１，９２を互いに逆回転させ、搬送機構によってブレード５５を第１端部から加工位置に向けて搬送する。すると、ブレード５５がカッター９１，９２間の隙間に進入するのに伴い、ブレード５５の上下端面が切削される。

[0036] そして、ブレード５５を所定量進入させた後、再び搬送機構を退避位置に移動させ、カッター９１，９２からブレード５５を退避させる。このとき、ブレード５５の進入量は、カッター９１，９２がブレード５５の先端面に到達しない程度に設定されている。これにより、ブレード５５の先端部には、カッター９１，９２の曲率半径に倣った円弧状の傾斜部８３が形成される。

以上により、本実施形態のブレード５５が完成する。

[0037] この構成によれば、一对のカッター９１，９２に対してブレード５５を進退移動させるだけで、ブレード５５の上下端面に給油溝８１を形成できる。この場合、例えばエンドミルを用いたフライス加工に比べ、給油溝８１を形成するためのリードタイムを短縮できる。その結果、製造効率の向上や低コスト化を図ることができる。

[0038] 次に、上述した回転式圧縮機２の作用について説明する。

図１に示すように電動機部３２の固定子３５に電力が供給されると、回転軸３１が回転子３６とともに軸線Ｏ周りに回転する。そして、回転軸３１の回転に伴い、偏心部５１及びローラ５３がシリンダ室４６内で偏心回転する。このとき、ローラ５３がシリンダ４１の内周面にそれぞれ摺接することで、吸込みパイプ２１を通してシリンダ室４６内に気体冷媒が取り込まれるとともに、シリンダ室４６内に取り込まれた気体冷媒が圧縮される。

[0039] 具体的には、シリンダ室４６のうち、吸込室内に吸込孔５６を通して気体

冷媒が吸い込まれるとともに、圧縮室にて先に吸込孔 5 6 から吸い込まれた気体冷媒が圧縮される。圧縮された気体冷媒は、主軸受 4 2 の吐出孔 6 4 を通してシリンダ室 4 6 の外側（マフラ 6 5 内）に吐出され、その後マフラ 6 5 の連通孔 6 6 を通して密閉容器 3 4 内に吐出される。なお、密閉容器 3 4 内に吐出された気体冷媒は、上述したように凝縮器 3 に送り込まれる。

[0040] ここで、ブレード 5 5 の給油溝 8 1 内は、ブレード溝 5 4 を通して密閉容器 3 4 内に連通しているため、潤滑油 J で満たされている。給油溝 8 1 内の潤滑油 J は、シール面と各フランジ部 6 2, 7 2 との間に流れ込み、両者間に油膜を形成する。したがって、ブレード 5 5 は、フランジ部 6 2, 7 2 との直接の接触を抑制した状態で、ローラ 5 3 の偏心回転に伴いシリンダ室 4 6 に対して径方向に進退移動する。

[0041] ブレード 5 5 が進退移動する過程において、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2, 7 2 間に介在する潤滑油 J にはブレード 5 5 寄りに位置する部分とフランジ部 6 2, 7 2 寄りに位置する部分とで速度差が生じる。速度差が生じると、潤滑油 J には粘性に伴うせん断力が作用する。特に、給油溝 8 1 の第 2 端部に傾斜部 8 3 が形成されているので、圧縮行程後半ではブレード 5 5 の移動方向の後方に向かうに従いブレード 5 5 とフランジ部 6 2, 7 2 間の隙間が狭くなる。そのため、潤滑油 J の粘性作用と傾斜部 8 3 の傾きとによって、給油溝 8 1 内の潤滑油 J が径方向の内側に引きずり込まれる（いわゆる、くさび効果が発生する）。これにより、潤滑油 J がブレード 5 5 の上下端面とフランジ部 6 2, 7 2 との間を、ブレード 5 5 の先端面側まで入り込んでいく。これにより、ブレード 5 5 とフランジ部 6 2, 7 2 との間に潤滑油 J を効果的に供給できる。

[0042] 一方、給油溝 8 1 の第 1 端部は、直線延在部 8 2 を通して開放されているため、圧縮行程前半では、上述したくさび効果は発生し難い。そのため、圧縮行程前半では、圧縮行程後半に比べて径方向の内側に潤滑油 J が流れ難い。これにより、圧縮行程前半において、給油溝 8 1 内の潤滑油 J がブレード 5 5 の先端面側に大量に流れ込むのを抑制できる。

[0043] このように、本実施形態では、給油溝 8 1 の他端部に傾斜部 8 3 が形成されているので、圧縮行程後半でくさび効果が発生し易くなる。そのため、ブレード 5 5（シール面）とフランジ部 6 2， 7 2 との間において、潤滑油 J が先端面寄りに効果的に供給されることになる。そのため、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2， 7 2 間の油膜が破断されるのを抑制し、ブレード 5 5 とフランジ部 6 2， 7 2 とが直接接触するのを抑制できる。これにより、ブレード 5 5 とフランジ部 6 2， 7 2 との摩耗を低減でき、動作信頼性を向上させることができる。

また、給油溝 8 1 は、ブレード 5 5 がシリンダ室 4 6 内に最も突出したときにシリンダ室 4 6 内に位置するように形成されているので、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2， 7 2 間を通した圧縮室内及び吸込室内の連通が油膜によって遮断される。そのため、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2， 7 2 間でのシール性を確保できる。そのため、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2， 7 2 間を通した圧縮室及び吸込室間での冷媒のリークを抑制し、圧縮性能の向上を図ることができる。

さらに、上述したように給油溝 8 1 の第 1 端部が直線延在部 8 2 を通して開放されているため、圧縮行程前半において潤滑油 J がブレード 5 5 の先端面寄りに大量に流れ込むのを抑制できる。そのため、圧縮行程前半において、ブレード 5 5 とフランジ部 6 2， 7 2 との間に潤滑油 J が過剰に介在するのを抑制し、ブレード 5 5 とフランジ部 6 2， 7 2 との間のシール性を維持できる。これにより、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2， 7 2 間に介在する余剰の潤滑油 J がシリンダ室 4 6 内に流入したり、潤滑油 J とともに冷媒がシリンダ室 4 6 内に流入したりするのを抑制し、圧縮性能の低下を抑制できる。

[0044] しかも、本実施形態では、給油溝 8 1 の最大溝深さ E が幅 H よりも深くなっているため、給油溝 8 1 内の容積を確保した上で、シール面の幅を確保できる。そのため、給油溝 8 1 内での潤滑油 J の容量を確保した上で、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2， 7 2 間でのシール性を確保できる。これにより

、動作信頼性及び圧縮性能の更なる向上を図ることができる。

[0045] また、本実施形態では、給油溝 8 1 の幅 H がシール面の最小幅よりも狭くなっているため、シール面の幅を確保できる。この場合、公差によるブレード 5 5 及びフランジ部 6 2, 7 2 間のクリアランスのばらつきに関わらず、ブレード 5 5 及びフランジ部 6 2, 7 2 間でのシール性を確保できる（いわゆる、ロバスト性を向上させることができる）。その結果、動作信頼性及び圧縮性能の更なる向上を図ることができる。

[0046] そして、本実施形態の冷凍サイクル装置 1 においては、上述した回転式圧縮機 2 を備えているため、高性能で信頼性に優れた冷凍サイクル装置 1 を提供できる。

[0047] （第 2 の実施形態）

図 4 に示すブレード 1 5 5 において、給油溝 1 8 1 の底部は、全体に亘って軸方向の内側に向けて凸の円弧状に形成されている。したがって、給油溝 1 8 1 は、第 1 端部及び第 2 端部の双方に向かうに従い溝深さが漸次浅くなっている。給油溝 1 8 1 の第 1 端部は、ブレード 1 5 5 の後端面上で開口している。給油溝 1 8 1 の第 2 端部は、ブレード 1 5 5 内で終端している。

[0048] 図 5 に示すように、本実施形態の溝形成装置 1 9 0 では、一对のカッター 1 9 1, 1 9 2 が互いに接近離間可能に構成されている。具体的に、カッター 1 9 1, 1 9 2 は、カッター 1 9 1, 1 9 2 間に位置するブレード 1 5 5 に対して加工を行う加工位置と、カッター 1 9 1, 1 9 2 間に位置するブレード 1 5 5 から離間する退避位置と、の間を移動する。

搬送機構は、一对のカッター 1 9 1, 1 9 2 間の隙間を通してブレード 1 5 5 を上流から下流に向けて順次通過させる。

[0049] 上述した溝形成装置 1 9 0 を用いて給油溝 8 1 を形成するには、まずカッター 1 9 1, 1 9 2 を退避位置とした状態で、搬送機構によってブレード 1 5 5 をカッター 1 9 1, 1 9 2 間まで搬送する。次に、カッター 1 9 1, 1 9 2 を互いに逆回転させるとともに、カッター 1 9 1, 1 9 2 を加工位置に向けて移動させる。すると、ブレード 1 5 5 の上下端面に対してカッター 1

９１，１９２が進出し、ブレード１５５の上下端面が切削される。このとき、ブレード１５５へのカッター１９１，１９２の進入量は、各給油溝１８１の最大溝深さＥに設定されている。これにより、給油溝１８１がカッター１９１，１９２の曲率半径に倣った円弧状に形成される。

[0050] その後、カッター１９１，１９２を再び退避位置に移動させ、ブレード１５５からカッター１９１，１９２を離間させる。そして、搬送機構を駆動させ、加工されたブレード１５５をカッター１９１，１９２に対して下流に向けて搬送するとともに、次の加工対象となるブレード１５５をカッター１９１，１９２間に順次搬送する。その後、カッター１９１，１９２間に搬送されたブレード１５５に対して、上述した方法と同様の方法により切削加工を行う。これにより、カッター１９１，１９２間に搬送されるブレード１５５に対して順次給油溝１８１が形成される。

[0051] この構成によれば、給油溝１８１の全体が軸方向の内側に向けて凸の円弧状に形成されているため、一方向に搬送されるブレード１５５に対してカッター１９１，１９２を往復移動させることで、給油溝１８１を形成することができる。これにより、更なる製造効率の向上や低コスト化を図ることができる。

[0052] （第３の実施形態）

図６に示すブレード２５５において、給油溝２８１の底部は、第１端部から第２端部に向かうに従い軸方向の外側に向けて直線状に延設されている。給油溝２８１の第１端部は、ブレード２５５の一端面上で開口している。給油溝２８１の第２端部は、ブレード２５５内で終端している。

[0053] 図７に示すように、本実施形態の溝形成装置２９０では、カッター２９１が回転可能に支持されている。

搬送機構２９２は、カッター２９１に対して上流から下流にブレード２５５を搬送する。搬送機構２９２は、搬送方向に対して傾けた状態でブレード２５５を保持する。具体的に、搬送機構２９２は、ブレード２５５の第１端面を下流に向けるとともに、一方の端面を上方（カッター２９１を向く方向

）に向けて傾けた状態で、ブレード２５５を保持する。

[0054] 上述した溝形成装置２９０を用いて給油溝２８１を形成するには、カッター２９１を回転させた状態で、搬送機構２９２によってブレード２５５を下流に向けて搬送する。すると、ブレード２５５の一方の端面に対してブレード２５５の第１端部からカッター２９１が進入する。そして、カッター２９１に対して下流にブレード２５５を通過させることで、ブレード２５５の一方の端面に対して給油溝２８１が形成される。なお、加工されたブレード２５５がカッター２９１を通過すると、次の加工対象となるブレード２５５がカッター２９１に順次搬送される。そして、次の加工対象となるブレード２５５に対して、上述した方法と同様の方法により切削加工が行われる。これにより、カッター２９１に向けて搬送されるブレード２５５の一方の端面に対して順次給油溝２８１が形成される。

[0055] 次に、一方の端面に給油溝２８１が形成されたブレード２５５を上下反転させ、上述した方法と同様の方法により他方の端面に対して給油溝２８１を形成する。これにより、上述した本実施形態のブレード２５５が完成する。

[0056] この構成によれば、１つのカッター２９１に対してブレード２５５を通過させるだけで給油溝２８１を形成できるので、溝形成装置２９０の簡素化及び低コスト化を図ることができる。また、ブレード２５５が搬送されながらカッター２９１による加工が行われるので、ブレード２５５の搬送を停止することがない。そのため、リードタイムの更なる短縮を図ることができる。

[0057] なお、上述した実施形態では、閉塞板として主軸受４２及び副軸受４３を用いた場合について説明したが、これに限られない。例えば、シリンダ４１の上端開口部を閉塞するとともに、回転軸３１が挿通された軸受部と、シリンダ４１の下端開口部を閉塞して、回転軸３１の軸方向の下端面を摺動可能に支持するシリンダプレートと、を閉塞板として用いても構わない。

[0058] また、上述した実施形態では、シリンダ室４６が１つの構成について説明したが、これに限らず、シリンダ室４６を複数設けても構わない。

また、上述した実施形態では、軸方向を上下方向に一致させた場合につい

て説明したが、これに限らず、軸方向を水平方向に一致させても構わない。

さらに、上述した実施形態では、ローラ 53 とブレードとを別体で形成した場合について説明したが、これに限らず、ローラ 53 とブレードとを一体で形成しても構わない。

[0059] また、上述した実施形態では、ブレードの上下端面に給油溝を各別に形成した場合について説明したが、これに限らず、少なくとも一方の端面に給油溝が形成された構成でも構わない。

さらに、上述した実施形態では、ブレードの端面に対して給油溝を 1 列形成した場合について説明したが、これに限らず、複数列の給油溝を形成しても構わない。

[0060] また、上述した実施形態では、給油溝における第 2 端部が円弧状または直線状に形成した場合について説明したが、これに限られない。ブレードの先端面に向かうに従い漸次浅くなる構成であれば、例えば階段状であっても構わない。また、給油溝は少なくとも第 2 端部（給油溝における延在方向の中間部分よりも第 2 端部寄りに位置する部分）が第 2 端に向けて浅くなっていれば構わない。

[0061] また、上述した実施形態では、軸方向から見た平面視で給油溝がブレードの移動方向（径方向）に沿って延びる直線状とした場合について説明したが、これに限られない。例えば、ブレードの移動方向に沿って延びていれば、給油溝は例えば波形にしたり、移動方向に対して傾斜したりしていても構わない。

また、上述した実施形態では、給油溝の幅が全体に亘って一様とされた構成について説明したが、給油溝の幅は適宜設計変更が可能である。この場合において、シール面の最小幅は給油溝の最大幅よりも狭くなっていることが好ましい。

[0062] 以上説明した少なくともひとつの実施形態によれば、給油溝が第 1 端部から第 2 端部に向かうに従い浅くなっているため、圧縮行程後半でくさび効果が発生し易くなる。そのため、ブレードと閉塞板との間において、潤滑油が

第2端面寄りに効果的に供給されることになる。

そのため、ブレード及び閉塞板間の油膜が破断されるのを抑制し、ブレードと閉塞板とが直接接触するのを抑制できる。これにより、ブレードと閉塞板との摩耗を低減できる。その結果、動作信頼性を向上させることができる。

また、ブレード及び閉塞板間を通した圧縮室内及び吸込室内の連通が油膜によって遮断されるので、ブレード及び閉塞板間でのシール性を確保できる。そのため、ブレード及び閉塞板間を通した圧縮室及び吸込室間での冷媒のリークを抑制し、圧縮性能の向上を図ることができる。

さらに、給油溝の他端部が密閉容器内に連通しているため、圧縮行程前半において潤滑油がローラの第2端面寄りに大量に流れ込むのを抑制できる。そのため、圧縮行程前半において、ブレードと閉塞板との間に潤滑油が過剰に介在するのを抑制し、ブレードと閉塞板との間のシール性を維持できる。これにより、ブレード及び閉塞板間に介在する余剰の潤滑油がシリンダ室内に流入したり、潤滑油とともに冷媒がシリンダ室内に流入したりするのを抑制し、圧縮性能の低下を抑制できる。

[0063] 本発明のいくつかの実施形態を説明したが、これらの実施形態は、例として提示したものであり、発明の範囲を限定することは意図していない。これら実施形態は、その他の様々な形態で実施されることが可能であり、発明の要旨を逸脱しない範囲で、種々の省略、置き換え、変更を行うことができる。これら実施形態やその変形は、発明の範囲や要旨に含まれると同様に、特許請求の範囲に記載された発明とその均等の範囲に含まれるものである。

請求の範囲

- [請求項1] 潤滑油が貯留される容器と、
前記容器内に収納された筒状のシリンダと、
前記シリンダの開口部を閉塞して、前記シリンダとともにシリンダ室を形成する閉塞板と、
前記シリンダ室内で偏心回転するローラと、
前記ローラの回転方向で前記シリンダ室内を分割するとともに、前記ローラの偏心回転に伴い前記シリンダ室内に進退可能とされたブレードと、
前記ブレードのうち、前記閉塞板と対向する対向面に形成され、前記ブレードの移動方向に沿って延びるとともに、第1端部が前記容器内に連通し、第2端部が前記ブレード内で終端する給油溝と、を備え、
前記給油溝は、前記ブレードが前記シリンダ室内に最も突出したときに前記第2端部が前記シリンダ室内に位置するとともに、前記第2端部寄りに位置する部分が第2端面に向かうに従い溝深さが浅くなっている、
回転式圧縮機。
- [請求項2] 前記給油溝は、前記第2端面に向かうに従い溝深さが漸次浅くなる円弧状を呈している、
請求項1記載の回転式圧縮機。
- [請求項3] 前記給油溝は、前記第1端部から前記第2端部に向かうに従い溝深さが漸次浅くなる直線状を呈している、
請求項1記載の回転式圧縮機。
- [請求項4] 前記給油溝の最大溝深さが、前記給油溝の幅よりも深くなっている、
請求項1から請求項3の何れか1項に記載の回転式圧縮機。
- [請求項5] 前記ブレードの前記対向面上において、前記給油溝以外の部分の最

小幅は、前記給油溝の幅よりも広がっている、

請求項 1 から請求項 4 の何れか 1 項に記載の回転式圧縮機。

[請求項 6]

請求項 1 から請求項 5 の何れか 1 項に記載の回転式圧縮機と、

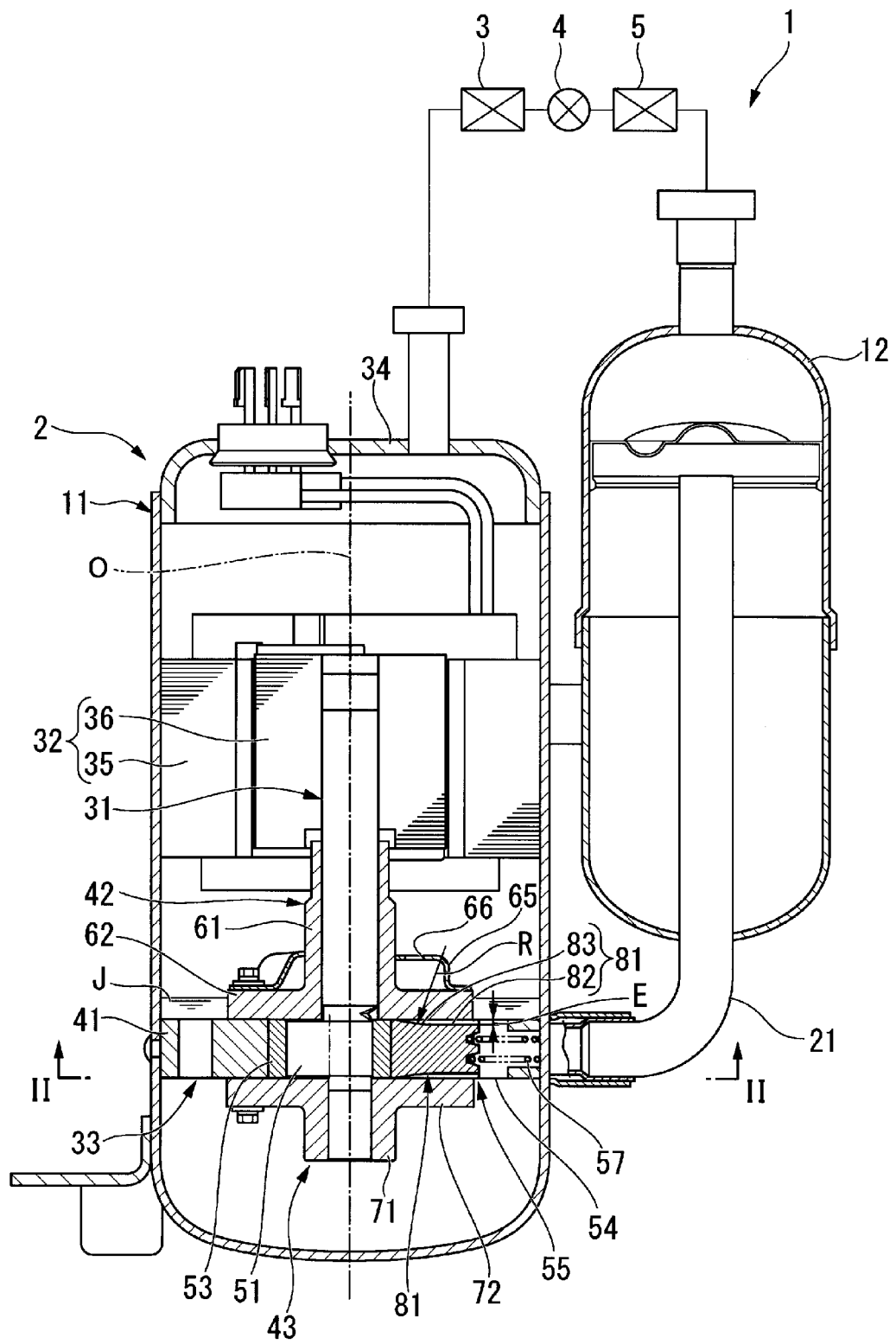
前記回転式圧縮機に接続された凝縮器と、

前記凝縮器に接続された膨張装置と、

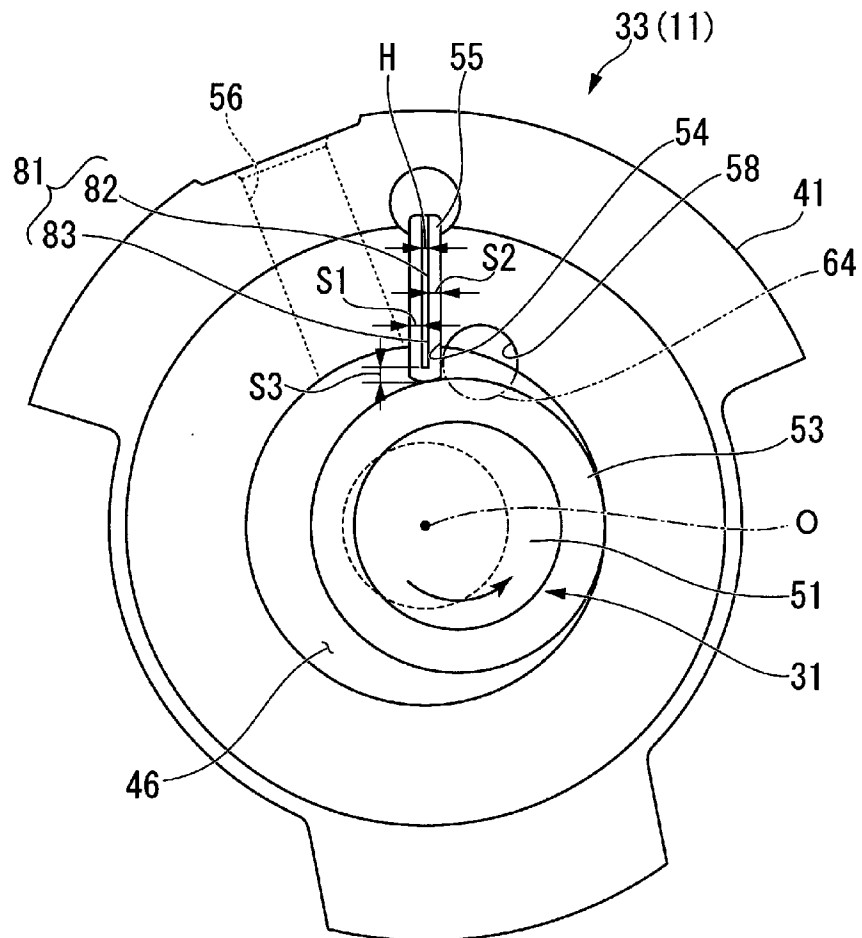
前記膨張装置と前記回転式圧縮機との間に接続された蒸発器と、を
備えている、

冷凍サイクル装置。

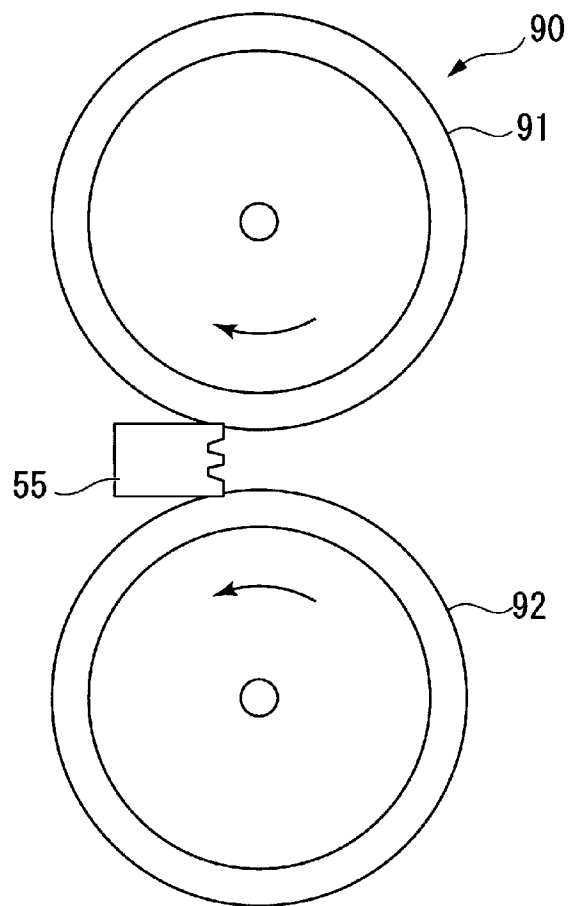
[図1]



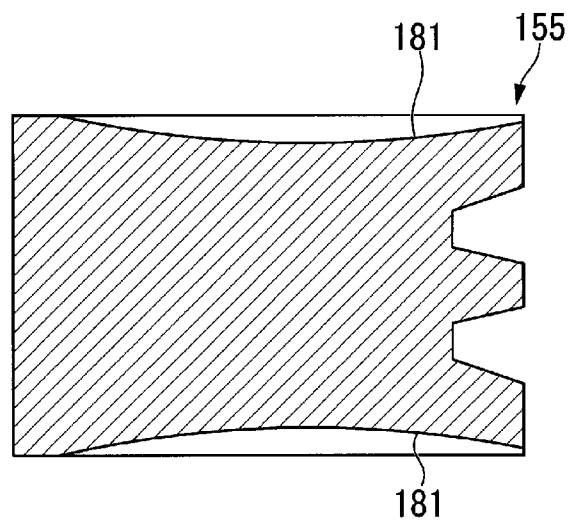
[図2]



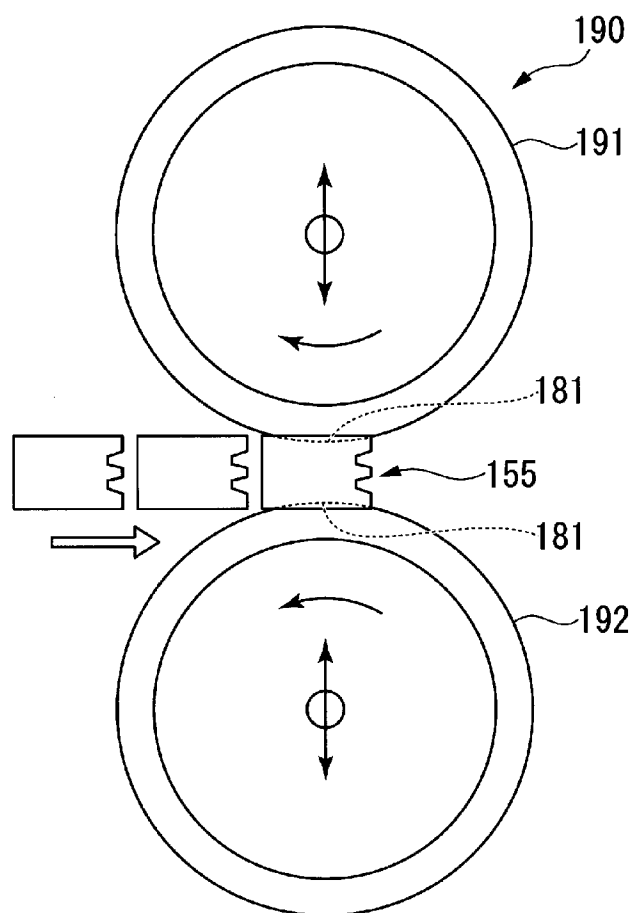
[図3]



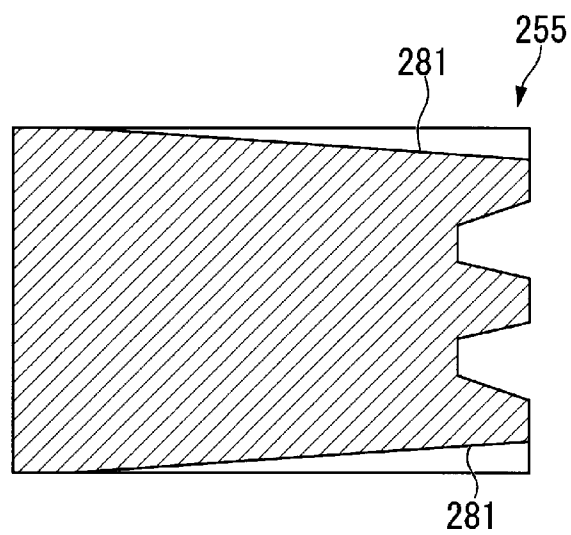
[図4]



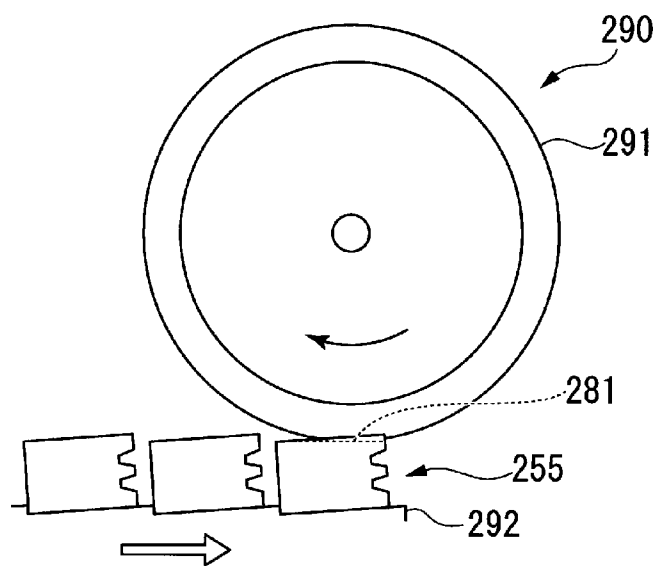
[図5]



[図6]



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2015/077508

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C18/356(2006.01)i, F04C29/02(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)

F04C18/356, F04C29/02

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	1996-2015
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2015	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2015

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	JP 4-191491 A (Matsushita Refrigeration Co.), 09 July 1992 (09.07.1992), page 1, upper right column, lines 2 to 3; page 2, upper right column, lines 12 to 17; page 2, lower left column, lines 10 to 13; fig. 1 (Family: none)	1-6
Y	JP 8-159071 A (Matsushita Refrigeration Co.), 18 June 1996 (18.06.1996), paragraphs [0015], [0018], [0019] (Family: none)	1-6
Y	JP 1-227890 A (Matsushita Refrigeration Co.), 12 September 1989 (12.09.1989), page 3, upper right column, lines 9 to 12 (Family: none)	4-6

☒ 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
10 November 2015 (10.11.15)

Date of mailing of the international search report
01 December 2015 (01.12.15)

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/JP2015/077508

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2006-258001 A (Toshiba Carrier Corp.), 28 September 2006 (28.09.2006), paragraph [0009] (Family: none)	6
A	JP 2015-028330 A (Hitachi Appliances, Inc.), 12 February 2015 (12.02.2015), paragraphs [0041], [0042] (Family: none)	1-6

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F04C18/356(2006.01)i, F04C29/02(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（I P C））

Int.Cl. F04C18/356, F04C29/02

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	1971-2015年
日本国実用新案登録公報	1996-2015年
日本国登録実用新案公報	1994-2015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
Y	JP 4-191491 A（松下冷機株式会社） 1992.07.09, 第1頁右上欄第2-3行, 第2頁右上欄第12-17行, 第2頁左下欄第10-13行, 第1図 (ファミリーなし)	1-6
Y	JP 8-159071 A（松下冷機株式会社） 1996.06.18, 段落[0015], [0018], [0019] (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

10.11.2015

国際調査報告の発送日

01.12.2015

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

所村 陽一

30

6209

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
Y	JP 1-227890 A (松下冷機株式会社) 1989.09.12, 第3頁右上欄第9-12行 (ファミリーなし)	4-6
Y	JP 2006-258001 A (東芝キャリア株式会社) 2006.09.28, 段落[0009] (ファミリーなし)	6
A	JP 2015-028330 A (日立アプライアンス株式会社) 2015.02.12, 段落[0041], [0042] (ファミリーなし)	1-6