

(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6月28日(28.06.2018)



(10) 国際公開番号

WO 2018/117276 A1

(51) 国際特許分類:

F04C 27/00 (2006.01) F04C 29/00 (2006.01)

F04C 18/16 (2006.01) F04C 29/02 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2018/006146

(22) 国際出願日: 2018年2月21日(21.02.2018)

(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 2016-249553 2016年12月22日(22.12.2016) JP

(71) 出願人: 株式会社日立産機システム (HITACHI INDUSTRIAL EQUIPMENT

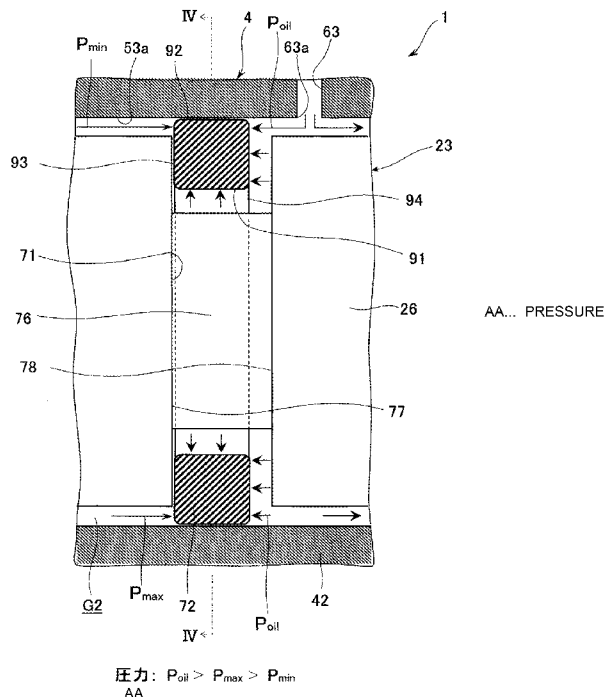
SYSTEMS CO., LTD.) [JP/JP]; 〒1010022 東京都千代田区神田練堀町3番地 Tokyo (JP).

(72) 発明者: 千葉 紘太郎(CHIBA Kotaro); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP). 高野 正彦(TAKANO Masahiko); 〒1010022 東京都千代田区神田練堀町3番地 株式会社日立産機システム内 Tokyo (JP). 森田 謙次(MORITA Kenji); 〒1010022 東京都千代田区神田練堀町3番地 株式会社日立産機システム内 Tokyo (JP). 竹内 善平(TAKEUCHI Yoshitaka); 〒1010022 東京都千代田区神田練堀町3番地 株式会社日立産機システム内 Tokyo (JP). 土屋 豪(TSUCHIYA

(54) Title: SCREW COMPRESSOR

(54) 発明の名称: スクリュー圧縮機

[図3]



圧力: $P_{oil} > P_{max} > P_{min}$
AA

(57) Abstract: This screw compressor is equipped with: a screw rotor 2 that is formed from a rotor part 21 and a shaft part 23; a casing 4 that is provided with a shaft hole 53a through which the shaft part 23 is inserted, and that houses the screw rotor 2; and a discharge-side shaft sealing portion that seals leakage of a working fluid from a gap G2 between the shaft part 23 and the shaft hole 53a. The discharge-side shaft sealing portion is provided with: an annular groove 71 that is provided to the shaft part 23; a sealing ring 72 that is disposed within the annular groove 71 in a manner capable of movement in the



Takeshi); 〒1008280 東京都千代田区丸の内一丁目 6 番 6 号 株式会社日立製作所内 Tokyo (JP).

(74) 代理人: 特許業務法人開知国際特許事務所 (**KAICHI IP**); 〒1030022 東京都中央区日本橋室町四丁目 3 番 1 6 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, 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))
- 請求の範囲の補正の期限前の公開であり、補正を受理した際には再公開される。(規則 48.2(h))
- 優先権主張に対する優先権の回復のための請求に関する情報; 回復のための請求は受理官庁において係属中であり、当該請求に基づく受理官庁による決定は、利用することができるようになったときに別個に公開される。(規則26の 2.3及び48.2(j))

axial direction of the shaft part 23, and that is capable of sliding contact with the shaft hole 53a and the side wall surfaces 77, 78 of the annular groove 71; and a shaft-sealing fluid supply channel that communicates with the shaft hole 53a and is for supplying fluid to either side of the sealing ring 72 in the axial direction. The pressure of the fluid supplied via the shaft-sealing fluid supply channel to one side of the sealing ring 72 in the axial direction is set higher than the pressure acting on the other side in the axial direction. As a result, excellent shaft sealing performance can be achieved even if there is circumferential direction pressure distribution in the working fluid on the discharge side of the screw rotor 2.

(57) 要約: スクリュー圧縮機は、ロータ部 2 1 及びシャフト部 2 3 で構成されたスクリューロータ 2 と、シャフト部 2 3 が挿通される軸孔 5 3 a を有し、スクリューロータ 2 を収容するケーシング 4 と、シャフト部 2 3 と軸孔 5 3 a の間隙 G 2 から作動流体の漏洩を封止する吐出側軸封部と備える。吐出側軸封部は、シャフト部 2 3 に設けた環状溝部 7 1 と、環状溝部 7 1 内にシャフト部 2 3 の軸方向に移動可能に配置され、軸孔 5 3 a 及び環状溝部 7 1 の側壁面 7 7、7 8 に摺動接触可能なシールリング 7 2 と、軸孔 5 3 a に連通してシールリング 7 2 の軸方向いずれか一方側に流体を供給する軸封流体供給路とを有する。軸封流体供給路を介してシールリング 7 2 の軸方向一方側に供給する流体の圧力をその軸方向他方側に作用する圧力より高く設定する。これにより、スクリューロータ 2 の吐出側の作動流体に周方向の圧力分布があっても高い軸封性能を発揮できる。

明 細 書

発明の名称：スクリー圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は、スクリー圧縮機に係り、更に詳しくは、シールリングを用いて軸封を行うスクリー圧縮機に関する。

背景技術

[0002] 圧縮機やポンプ等では、ロータの軸部とケーシングの軸孔との間隙を介して作動流体が漏洩する。作動流体の漏洩量が多いほど効率が低下するので、当該間隙を封止する必要がある。軸封の手段としては、メカニカルシールやオイルシールを用いる方法等の他に、シールリングを用いる方法がある。

[0003] スクリー圧縮機におけるシールリングによる軸封に関する技術は、例えば、特許文献1に記載されている。特許文献1に記載のスクリー圧縮機では、スクリーロータの吐出側のシャフト部（軸部）の中間部に環状溝が設けられており、この環状溝内にシールリングが配置されている。シールリングの外周面をケーシングの軸孔の内側面に接触させると共に、圧縮された作動媒体の出口部領域の圧力によってシールリングの一方の端面（軸方向側面）を環状溝の一方の溝壁に接触させることで、シャフト部と軸孔の隙間を封止している。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：米国特許第6 5 7 2 3 5 4 号明細書

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] スクリー圧縮機では、螺旋状のローブを複数有するスクリーロータとスクリーロータを収容するケーシングとで画成された複数の圧縮室がスクリーロータの回転に伴って軸方向に移動しつつ収縮することで、圧縮室内の作動流体を圧縮する。このような圧縮原理のため、スクリーロータの吐

出側端面近傍における作動流体の圧力は、各圧縮室の回転方向（周方向）の位置に応じて異なっている。すなわち、吐出側端面近傍の作動流体には周方向に圧力分布が存在する。この作動流体の周方向の圧力分布に起因して、スクリーロータの吐出側のシャフト部とケーシングの吐出側の軸孔との間隙（吐出側の軸孔間隙）に漏洩する作動流体に周方向に圧力分布が生じる。そのため、相対的に圧力の高い領域では、作動流体が圧縮機の外部に向かって漏洩するが、相対的に圧力の低い領域では、作動流体の漏洩流量が圧力の高い領域よりも少ないか、場合によっては、逆に、外部の流体が圧縮室に流入する。

[0006] このように、スクリー圧縮機においては、吐出側の軸孔間隙に漏洩する作動流体に周方向の圧力分布が生じている。上記した特許文献 1 に記載のスクリー圧縮機においても、吐出側の軸孔間隙に漏洩する作動流体に周方向の圧力分布があるので、シールリングの軸方向側面に作用する圧力が周方向で異なるものとなる。このため、シールリングの側面における相対的に低い圧力が作用する領域では、相対的に高い圧力が作用する領域とは反対方向の力が働き、シールリングが傾く懸念がある。シールリングが傾くと、シールリングの軸方向側面と環状溝の溝壁との接触面積及びシールリングの外周面と軸孔の内側面との接触面積が著しく減少するので、シールリングの軸封性能が低下する。

[0007] 本発明は、上記の問題点を解消するためになされたものであり、その目的は、スクリーロータの吐出側のシャフト部とケーシングの吐出側の軸孔との間隙に漏洩する作動流体に周方向の圧力分布があっても、高い軸封性能を発揮することができるスクリー圧縮機を提供するものである。

課題を解決するための手段

[0008] 上記課題を解決するため、例えば特許請求の範囲に記載の構成を採用する。

本願は上記課題を解決する手段を複数含んでいるが、その一例を挙げるならば、ねじ状のロータ部と前記ロータ部の軸方向の両側端部にそれぞれ配置

されたシャフト部とを有するスクリーロータと、前記シャフト部が挿通される軸孔を有し、前記スクリーロータを収容するケーシングと、吐出側のシャフト部と吐出側の軸孔との間隙から作動流体が漏洩することを封止する吐出側軸封部とを備え、前記吐出側軸封部は、前記吐出側のシャフト部における前記吐出側の軸孔に対向する外周部に設けられた環状溝部と、前記環状溝部内において前記吐出側のシャフト部の軸方向に移動可能に配置され、前記吐出側の軸孔の内壁面及び前記環状溝部の側壁面に摺動接触可能なシールリングと、前記ケーシングの外部と前記吐出側の軸孔とを連通させるように前記ケーシングに設けられ、前記シールリングの軸方向いずれか一方側に流体を供給する軸封流体供給路とを有し、前記軸封流体供給路を介して前記シールリングの軸方向いずれか一方側に供給される流体の圧力は、前記シールリングの軸方向他方側に作用する圧力よりも高くなるように設定されていることを特徴とする。

発明の効果

[0009] 本発明によれば、軸封流体供給路を介してシールリングの軸方向いずれか一方側に、その軸方向他方側に作用する圧力よりも高い圧力の流体を供給するので、吐出側のシャフト部と軸孔との間隙に漏洩する作動流体に周方向の圧力分布があっても、シールリングが吐出側の軸孔の内壁面及び環状溝部の側壁面に一様に押し付けられて傾くことはない。したがって、当該間隙を確実に封止することができ、高い軸封性能を発揮することができる。

上記した以外の課題、構成及び効果は、以下の実施形態の説明により明らかにされる。

図面の簡単な説明

[0010] [図1]本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態を示す縦断面図及び本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態への潤滑油の供給を示す系統図である。

[図2]図1に示す本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態をII-II矢視から見た横断面図である。

[図3]図1の符号Xで示す本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態の一部の構成を拡大した縦断面図である。

[図4]図3に示す本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態の一部の構成をIV-IV矢視から見た断面図である。

[図5]本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態に対する比較例としての従来のスクリー圧縮機の吐出側軸封部を示す説明図である。

[図6]本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態の第1変形例の一部の構成を拡大した縦断面図である。

[図7]本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態の第2変形例を示す縦断面図である。

[図8]図7の符号Yで示す本発明のスクリー圧縮機の第1の実施の形態の第2変形例の一部の構成を拡大した縦断面図である。

[図9]本発明のスクリー圧縮機の第2の実施の形態を示す縦断面図である。

[図10]図9の符号Zで示す本発明のスクリー圧縮機の第2の実施の形態の一部の構成を拡大した縦断面図である。

発明を実施するための形態

[0011] 以下、本発明によるスクリー圧縮機の実施の形態を、図面を用いて例示説明する。本実施の形態は、本発明を給油式でツインロータ型の空気を圧縮するスクリー圧縮機に適用した例である。

[第1の実施の形態]

第1の実施の形態によるスクリー圧縮機の構成を図1及び図2を用いて説明する。図1は、第1の実施の形態によるスクリー圧縮機の縦断面図及びそのスクリー圧縮機への潤滑油の供給を示す系統図、図2は、図1に示すスクリー圧縮機をII-II矢視から見た横断面図である。図1中、左側がスクリー圧縮機の吸込側、右側が吐出側である。図2中、太線の矢印は、スクリー圧縮機の回転方向を表している。

[0012] 図1及び図2において、スクリー圧縮機1は、互いに噛み合って回転する雄ロータ（雄型のスクリーロータ）2及び雌ロータ（雌型のスクリー

ロータ) 3 と、雌雄両ロータ 2、3 を收容するケーシング 4 とを備える。雄ロータ 2 は、吸込側軸受 6 と吐出側軸受 7、8 とにより回転自在に支持されており、回転駆動源としてのモータ 100 に接続されている。雌ロータ 3 は、雄ロータ 2 と同様に、吸込側軸受 (図示せず) と吐出側軸受 (図示せず) とにより回転自在に支持されている。

[0013] 雄ロータ 2 は、螺旋状のローブ 21a を複数 (図 2 では 4 つ) 有するねじ状のロータ部 21 と、ロータ部 21 の軸方向 (図 1 の左右方向、図 2 の紙面垂直方向) の両側端部にそれぞれ配置された吸込側 (図 1 では左側) のシャフト部 22 及び吐出側 (図 1 では右側) のシャフト部 23 とで構成されている。ロータ部 21 は、その軸方向の吐出側に、ケーシング 4 の内壁面に所定の間隙 (以下、吐出端面間隙という) G1 もって対向する吐出側端面 21b を有している。吸込側のシャフト部 22 は、ケーシング 4 の外側に延出しており、例えば、モータ 100 のシャフト部と一体の構成である。吸込側のシャフト部 22 における吸込側軸受 6 よりもシャフト部 22 の先端側には、メカニカルシール 9 が取り付けられている。吐出側のシャフト部 23 は、段付きの軸部であり、吐出側軸受 7、8 が取り付けられる小径軸部 25 と、小径軸部 25 とロータ部 21 との間に位置し、小径軸部 25 よりも径の大きい大径軸部 26 とで構成されている。

[0014] 雌ロータ 3 は、螺旋状のローブ 31a を複数 (図 2 では 6 つ) 有するねじ状のロータ部 31 と、ロータ部 31 の軸方向 (図 2 の紙面垂直方向) の両側端部にそれぞれ配置された吸込側のシャフト部 (図示せず) 及び吐出側のシャフト部 33 とで構成されている。ロータ部 31 は、雄ロータ 2 のロータ部 21 と同様に、その軸方向の吐出側に、ケーシング 4 の内壁面に吐出端面間隙もって対向する吐出側端面 31b を有している。吐出側のシャフト部 33 は、雄ロータ 2 の吐出側のシャフト部 23 と同様に、段付きの軸部であり、吐出側軸受 (図示せず) が取り付けられる小径軸部 35 と、小径軸部 35 とロータ部 31 との間に位置し、小径軸部 35 よりも径の大きい大径軸部 36 とで構成されている。

- [0015] ケーシング４は、主ケーシング４１と、主ケーシング４１の吐出側（図１では右側）に取り付けられる吐出側ケーシング４２とを有している。
- [0016] 主ケーシング４１には、ボア４６と呼ばれる一部重複する２つの略円筒状の空間が設けられており、ボア４６の軸方向一方側（図１では右側）は開口している。ボア４６には、雄ロータ２及び雌ロータ３のロータ部２１、３１が収容される。主ケーシング４１の外周部には、ボア４６における開口側とは反対側の領域と主ケーシング４１の外部とを連通する吸込口４７が設けられている。主ケーシング４１の軸方向の吸込側端部には、雄ロータ２及び雌ロータ３用の吸込側軸受６を保持する吸込側軸受室（雌ロータ３側は図示せず）４８がそれぞれ設けられており、吸込側軸受室４８の一方側（図１では左側）が開口している。ボア４６と吸込側軸受室４８は、吸込側隔壁４９により隔てられている。吸込側隔壁４９には、雄ロータ２及び雌ロータ３の吸込側のシャフト部２２が挿通される吸込側軸孔（雌ロータ３側は図示せず）４９ａがそれぞれ設けられている。各吸込側軸孔４９ａにはそれぞれ、雄ロータ２及び雌ロータ３の吸込側のシャフト部２２が所定の間隙をもって配置されている。
- [0017] 主ケーシング４１には、雄ロータ２及び雌ロータ３の両吸込側軸受室４８の開口を閉塞する吸込側カバー４３が取り付けられている。吸込側カバー４３には、雄ロータ２の吸込側のシャフト部２２が挿通されるカバー軸孔４３ａが設けられている。吸込側カバー４３は、カバー軸孔４３ａ側に、メカニカルシール９を配置するシール室４３ｂを有している。
- [0018] 吐出側ケーシング４２は、主ケーシング４１のボア４６の開口を閉塞している。吐出側ケーシング４２には、吐出側ケーシング４２の外部とボア４６とを連通させる吐出流路５１が設けられている。吐出流路５１は、吐出側ケーシング４２のボア４６側の端面において、所定の形状の吐出ポート５１ａを有している。吐出側ケーシング４２におけるボア４６側とは反対側の部分に、雄ロータ２及び雌ロータ３用の吐出側軸受７、８を保持する吐出側軸受室（雌ロータ３側は図示せず）５２がそれぞれ設けられており、吐出側軸受

室 5 2 の一方側（図 1 では右側）が開口している。ボア 4 6 と吐出側軸受室 5 2 は、吐出側隔壁 5 3 により隔てられている。吐出側隔壁 5 3 には、雄ロータ 2 及び雌ロータ 3 の吐出側のシャフト部 2 3、3 3 が挿通される吐出側軸孔（雌ロータ 3 側は図示せず）5 3 a がそれぞれ設けられている。各吐出側軸孔 5 3 a にはそれぞれ、雄ロータ 2 及び雌ロータ 3 の吐出側のシャフト部 2 3、3 3 の大径軸部 2 6、3 6 が所定の間隙（以下、吐出側軸孔間隙という）G 2 もって配置されている。吐出側ケーシング 4 2 には、雄ロータ 2 及び雌ロータ 3 の両吐出側軸受室 5 2 の開口を閉塞する吐出側カバー 4 4 が取り付けられている。

[0019] 吸込側カバー 4 3 には、吸込側カバー 4 3 の外部とシール室 4 3 b 及び吸込側軸受室 4 8 とを連通させる吸込側軸受給油路 6 1 が設けられている。吸込側軸受給油路 6 1 は、スクリー圧縮機 1 の外部から吸込側軸受 6 及びメカニカルシール 9 に潤滑油を供給可能とするものである。主ケーシング 4 1 には、吸込側軸受室 4 8 とボア 4 6 内の吸込圧力の領域とを連通させる吸込側油回収路 6 2 が設けられている。吸込側油回収路 6 2 は、吸込側軸受 6 及びメカニカルシール 9 を潤滑した潤滑油をボア 4 6 内に導いて回収するものである。

[0020] 吐出側ケーシング 4 2 には、吐出側ケーシング 4 2 の外部と吐出側軸孔 5 3 a とを連通させる吐出側軸受給油路 6 3 が設けられている。吐出側軸受給油路 6 3 は、スクリー圧縮機 1 の外部から吐出側軸受 7、8 に潤滑油を供給可能とするものである。吐出側ケーシング 4 2 及び吐出側カバー 4 4 には、吐出側ケーシング 4 2 の吐出側軸受室 5 2 と主ケーシング 4 1 のボア 4 6 内の吸込圧力の領域とを連通させる吐出側油回収路 6 4 が設けられている。吐出側油回収路 6 4 は、吐出側軸受 7、8 を潤滑した潤滑油をボア 4 6 内に導いて回収するものである。

[0021] 主ケーシング 4 1 には、主ケーシング 4 1 の外部とボア 4 6 とを連通させる圧縮室給油路 6 5 が設けられている。圧縮室給油路 6 5 は、ボア 4 6 内の雌雄両ロータ 2、3 に潤滑油を供給するものである。

[0022] 吸込側軸受給油路 6 1、吐出側軸受給油路 6 3、及び圧縮室給油路 6 5 は、オイルセパレータ 1 0 2 に接続されている。これらの給油路 6 1、6 3、6 5 には、潤滑油供給源としてのオイルセパレータ 1 0 2 から潤滑油が供給される。

[0023] 上記のように構成されたスクリーユ圧縮機 1 においては、雄ロータ 2 及び雌ロータ 3 の複数のローブ 2 1 a、3 1 a（ロータ部 2 1、3 1）とそれを取り囲むケーシング 4 の内壁面（具体的には、主ケーシング 4 1 のボア 4 6 の内壁面及び吐出側ケーシング 4 2 のボア 4 6 側の端面）とで複数の圧縮室 C が画成される。雄ロータ 2 がモータ 1 0 0 により駆動されて雌ロータ 3 を回転駆動すると、雌雄両ロータ 2、3 の回転の進行に伴い圧縮室 C が軸方向に移動しつつ圧縮室 C の容積が減少する。これにより、吸込口 4 7 を介して圧縮室 C 内に吸い込まれた作動流体としての空気が所定の圧力に達するまで圧縮され、その後、吐出流路 5 1 を介してオイルセパレータ 1 0 2 に吐出される。オイルセパレータ 1 0 2 では、圧縮空気に含まれる潤滑油と圧縮空気とが分離される。潤滑油が除去された圧縮空気は外部の圧縮空気消費機器（図示せず）に供給され、分離された潤滑油はオイルセパレータ 1 0 2 に貯留される。

[0024] オイルセパレータ 1 0 2 に貯留された潤滑油は、オイルクーラ 1 0 3 で冷却されオイルフィルタ 1 0 4 で不純物を除去された後に、スクリーユ圧縮機 1 に供給される。スクリーユ圧縮機 1 への潤滑油の供給は、ポンプ等の動力源を用いることなく、オイルセパレータ 1 0 2 内に流入する圧縮空気の圧力により行うことが可能である。

[0025] スクリーユ圧縮機 1 に供給された潤滑油は、吸込側軸受給油路 6 1 を介してメカニカルシール 9 及び吸込側軸受 6 に供給され、メカニカルシール 9 及び吸込側軸受 6 を潤滑した後に吸込側油回収路 6 2 を介して圧縮室 C 内の吸込過程の領域に回収される。吐出側軸受 7、8 にも、吸込側軸受 6 と同様に、吐出側軸受給油路 6 3 及び吐出側軸孔 5 3 a を介して潤滑油が供給される。吐出側軸受 7、8 を潤滑した潤滑油は、吐出側油回収路 6 4 を介して圧縮

室C内の吸込過程の領域に回収される。また、オイルセパレータ102の潤滑油が圧縮室給油路65を介して圧縮室C内に供給され、圧縮過程の領域の空気が冷却されると共に、隣接する圧縮室C間の間隙が封止される。圧縮室C内に回収された潤滑油は、圧縮空気と共に吐出流路51から吐出され、オイルセパレータ102に流入する。

[0026] ところで、雌雄両ロータ2、3の外表面とケーシング4の内壁面の間には、接触による損傷を防ぐために、少なくとも数十～数百 μm の間隙が設けられている。例えば上述したように、雌雄両ロータ2、3のロータ部21、31の吐出側端面21b、31bと吐出側ケーシング42のボア46側の端面との間には、吐出端面間隙G1が設けられている。また、雌雄両ロータ2、3の吐出側のシャフト部23、33の大径軸部26、36と吐出側ケーシング42の吐出側軸孔53aとの間には、吐出側軸孔間隙G2が設けられている。このため、圧縮室C内の圧縮された作動流体が圧力差によって、吐出端面間隙G1及び吐出側軸孔間隙G2を介して吐出側軸受室52に流出しようとする。そこで、本実施の形態によるスクリー圧縮機1は、吐出側軸孔間隙G2から作動流体が漏洩することを封止する吐出側軸封部を更に備える。

[0027] 次に、第1の実施の形態によるスクリー圧縮機の吐出側軸封部の構成を図1、図3及び図4を用いて説明する。ここでは、雄ロータ側の吐出側軸封部の構成についてのみ説明するが、雌ロータ側の吐出側軸封部も同様な構成である。図3は、図1の符号Xで示すスクリー圧縮機の吐出側軸封部の一部を拡大した縦断面図、図4は図3に示すスクリー圧縮機の吐出側軸封部の一部をIV-IV矢視から見た断面図である。図3中、左側がスクリー圧縮機の吸込側、右側が吐出側である。なお、図3及び図4において、図1及び図2に示す符号と同符号のものは、同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0028] 図1及び図3において、吐出側軸封部は、吐出側のシャフト部23の大径軸部26における吐出側軸孔53aの内壁面に対向する外周部に設けられた

環状溝部 7 1 と、環状溝部 7 1 内に配置されたシールリング 7 2 と、吐出側ケーシング 4 2 の外部と吐出側軸孔 5 3 a とを連通させるように吐出側ケーシング 4 2 に設けられ、シールリング 7 2 の軸方向いずれか一方側（図 1 及び図 3 では左側又は右側）に流体を供給可能な軸封流体供給路とを備える。本実施の形態においては、軸封流体供給路として吐出側軸受給油路 6 3 が用いられている。すなわち、吐出側軸受給油路 6 3 は、スクリー圧縮機 1 の外部から吐出側軸受 7、8 に潤滑油を供給する機能に加えて、スクリー圧縮機 1 の外部からシールリング 7 2 に潤滑油（流体）を供給する機能も有している。

[0029] 環状溝部 7 1 は、図 3 に示すように、吐出側のシャフト部 2 3 の大径軸部 2 6 の周方向に延在する底面 7 6 と、底面 7 6 から径方向に立ち上がるシャフト部基端側（図 3 では左側）の第 1 の側壁面 7 7 及びシャフト部先端側（図 3 では右側）の第 2 の側壁面 7 8 とで画成されている。環状溝部 7 1 は、例えば、断面形状が矩形の円環状である。

[0030] シールリング 7 2 は、図 3 及び図 4 に示すように、円環状で、例えば、周方向の 1 箇所が分割された合い口 7 2 a を有しており、合い口 7 2 a を拡げることで環状溝部 7 1 に容易に装着できるように構成されている。シールリング 7 2 は、例えば、樹脂材料で成形されており、吐出側軸受給油路 6 3 を介して供給される潤滑油（流体）の熱により膨張し、合い口 7 2 a が当接して周方向に隙間のない円環状となるように構成されている。シールリング 7 2 は、その軸方向幅が環状溝部 7 1 の溝幅よりも小さくなるように設定されており、環状溝部 7 1 内において吐出側のシャフト部 2 3 の軸方向に移動可能となるように構成されている。シールリング 7 2 は、その軸方向いずれか一方側及び内周部に潤滑油（流体）の圧力を受けることで、その軸方向の他方側が環状溝部 7 1 のいずれか一方の側壁面 7 7、7 8 と摺動接触すると共に、その外周部が吐出側軸孔 5 3 a の内壁面と摺動接触して、吐出側軸孔間隙 G 2 を封止するものである。シールリング 7 2 は、例えば、その断面形状が矩形となるように形成されており、その外面が内周面 9 1、外周面 9 2、

軸方向の吐出側のシャフト部 2 3 の基端側（図 3 では左側）の第 1 の側面 9 3、軸方向の吐出側のシャフト部 2 3 の先端側（図 3 では右側）の第 2 の側面 9 4 で構成されている。

[0031] 軸封流体供給路としての吐出側軸受給油路 6 3 は、その吐出側軸孔 5 3 a 側の開口部 6 3 a がシールリング 7 2 よりも吐出側のシャフト部 2 3 の先端側（図 3 では右側）に位置するように設けられており、シールリング 7 2 における軸方向のシャフト部 2 3 の先端側（第 2 の側面 9 4 側）に流体を供給するものである。本実施の形態においては、軸封流体供給路に供給される流体として、吐出側軸受 7、8 に供給する潤滑油が用いられている。吐出側軸受給油路 6 3 には、オイルセパレータ 1 0 2 から潤滑油（流体）が供給される。つまり、オイルセパレータ 1 0 2 は、吐出側軸受 7、8 用の潤滑油供給源として機能すると共に、シールリング 7 2 用の軸封流体供給源として機能する。吐出側軸受給油路 6 3 を介してシールリング 7 2 の第 2 の側面 9 4 側に供給される潤滑油（流体）の圧力は、シールリング 7 2 における軸方向のシャフト部 2 3 の基端側（第 1 の側面 9 3 側）に作用する圧力、すなわち吐出側軸孔間隙 G 2 に流入する空気（作動流体）の圧力、よりも高くなるように設定されている。

[0032] 次に、第 1 の実施の形態によるスクリーユ圧縮機の吐出側軸封部の作用を従来のスクリーユ圧縮機の軸封部と比較して図 2、図 3、及び図 5 を用いて説明する。図 5 は、第 1 の実施の形態の比較例としての従来のスクリーユ圧縮機の軸封部を示す説明図である。なお、図 5 において、図 1 ～図 4 に示す符号と同符号のものは、同様な部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0033] 上述のように構成したスクリーユ圧縮機 1 では、複数の圧縮室 C が雄ロータ 2 及び雌ロータ 3 の回転に伴って軸方向に移動しつつ収縮することで、圧縮室 C 内の空気（作動流体）を圧縮する。このような圧縮原理のため、雄ロータ 2 及び雌ロータ 3 のロータ部 2 1、3 1 の吐出側端面 2 1 b、3 1 b 近傍における圧縮空気（作動流体）の圧力は、各圧縮室 C の回転方向（周方向

）の位置に応じて異なっている。すなわち、ロータ部 2 1、3 1 の吐出側端面 2 1 b、3 1 b 近傍の圧縮空気には周方向に圧力分布が存在する。

[0034] 具体的な一例を挙げるならば、例えば図 2 に示すように、吐出側端面 2 1 b、3 1 b 近傍における雄ロータ 2 と雌ロータ 3 が噛み合わない領域では、吐出ポート 5 1 a とは反対側（図 2 では上側）の領域を起点として、二点鎖線の矢印 P の方向に向かうほど高圧の領域となる。また、吐出側端面 2 1 b、3 1 b 近傍において雄ロータ 2 と雌ロータ 3 の噛み合う領域では、雄ロータ 2 と雌ロータ 3 が理論上の 3 点で接触すると、上側の高圧の吐出空間 D s と下側の低圧の吸込空間 S s とが混在した状態となる。ただし、吐出側端面 2 1 b、3 1 b 近傍における雄ロータ 2 と雌ロータ 3 の噛み合い状態（接触状態）は、雄ロータ 2 及び雌ロータ 3 の回転位置に応じて変化するので、雄ロータ 2 と雌ロータ 3 の噛み合う領域の圧力分布も、雄ロータ 2 及び雌ロータ 3 の回転位置に応じて上記の場合とは異なる。

[0035] このように、ロータ部 2 1、3 1 の吐出側端面 2 1 b、3 1 b 近傍の圧縮空気には周方向に圧力分布が存在する。このため、この空気の周方向の圧力分布に起因して、複数の圧縮室 C から吐出側軸孔間隙 G 2 に漏洩する圧縮空気にも周方向の圧力分布が生じる。

[0036] 従来のスクリー圧縮機 1 1 0 の軸封部においては、図 5 に示すように、吐出側のシャフト部 2 3 に環状溝部 1 1 1 が設けられており、この環状溝部 1 1 1 内にシールリング 1 1 2 が配置されている。この従来の軸封部は、圧縮室 C から吐出側軸孔間隙 G 2 に漏洩する圧縮空気の圧力を、シールリング 1 1 2 の内周面 1 2 1 及びロータ部 2 1 側の第 1 の側面 1 2 3（図 5 では左側面）に作用させることで、シールリング 1 1 2 の外周面 1 2 2 を吐出側軸孔 5 3 a に押し付けると共に、シールリング 1 1 2 の吐出側軸受室 5 2 側の第 2 の側面 1 2 4（図 5 では右側面）を環状溝部 1 1 1 の両側壁面 1 1 7、1 1 8 のうち吐出側軸受室 5 2 側の側壁面 1 1 8（図 5 では右側壁面）に押し付けて吐出側軸孔間隙 G 2 を封止しようとするものである。

[0037] しかし、吐出側軸孔間隙 G 2 に漏洩する圧縮空気には周方向の圧力分布が

あるので、シールリング 1 1 2 の第 1 の側面 1 2 3 に作用する圧縮空気の圧力は、周方向において一様ではなく、最小圧力 ($P_{\min}$) から最大圧力 ($P_{\max}$) までの分布が生じる。例えば図 5 に示すように、シールリング 1 1 2 の第 1 の側面 1 2 3 の下側の領域には最大圧力 ($P_{\max}$) が作用し、その反対側の上部の領域には最小圧力 ($P_{\min}$) が作用する。それに対して、シールリング 1 1 2 の第 2 の側面 1 2 4 には、吐出側軸受室 5 2 と略同じ圧力 (P_b) が周方向に一様に作用する。漏洩する圧縮空気の最小圧力 ($P_{\min}$) は、スクリー圧縮機 1 1 0 の運転条件によっては、吐出側軸受室 5 2 の圧力 (P_b) よりも低いことがある。

[0038] このような場合、シールリング 1 1 2 の第 1 の側面 1 2 3 のうち、最大圧力 ($P_{\max}$) 近傍の圧力が作用する部分においては吐出側軸受室 5 2 側 (図 5 では右側) に向かって力を受ける。それに対して、最小圧力 ($P_{\min}$) 近傍の圧力が作用する部分においては、ロータ部 2 1 側 (図 5 では左側) に向かって力を受ける。このため、シールリング 1 1 2 が環状溝部 1 1 1 内で傾き、シールリング 1 1 2 の第 2 の側面 1 2 4 と環状溝部 1 1 1 の側壁面 1 1 8 との接触面積及びシールリング 1 1 2 の外周面 1 2 2 と吐出側軸孔 5 3 a との接触面積が著しく減少する懸念がある。この場合、シールリング 1 1 2 の軸封性能が著しく低下する。

[0039] それに対して、本実施の形態においては、図 3 に示すように、吐出側軸孔間隙 G 2 に漏洩する圧縮空気の最大圧力 ($P_{\max}$) よりも大きな圧力 (P_{oil}) の潤滑油を、吐出側軸受給油路 (軸封流体供給路) 6 3 を介して吐出側軸孔 5 3 a (吐出側軸孔間隙 G 2) に供給する。これにより、シールリング 7 2 の内周面 9 1 及び吐出側軸受給油路 6 3 に近い側の第 2 の側面 9 4 (図 3 の右側面) の周方向全域が相対的に高圧の潤滑油の圧力 (P_{oil}) を受ける。したがって、シールリング 7 2 は、圧縮空気の圧力に抗して、シャフト部 2 3 の基端方向 (図 3 では左方向) に力を受け、その第 1 の側面 9 3 (図 3 では左側面) が環状溝部 7 1 の第 1 の側壁面 7 7 に押し付けられると共に、シールリング 7 2 の外周面 9 2 が吐出側軸孔 5 3 a の内壁面に押し付けられる。また

、シールリング72は、潤滑油により加熱されて熱膨張する。これにより、シールリング72の合い口72a（図4参照）が所定の設定温度（例えば、70℃）において接触する。

[0040] このように、シールリング72の第2の側面94の周方向全域に圧縮空気の最大圧力（ P_{max} ）よりも高い圧力（ P_{oil} ）が常に作用するので、シールリング72が環状溝部71内で傾くことを防ぐことができる。このため、シールリング72の第1の側面93と環状溝部71の第1の側壁面77、及び、シールリング72の外周面92と吐出側軸孔53aとが確実に摺動接触する。また、シールリング72は、熱膨張で合い口72aの隙間がなくなる。したがって、吐出側軸孔間隙G2における圧縮空気の漏洩が遮断される。このため、圧縮室Cから吐出側軸受室52（図1参照）に漏洩する圧縮空気が著しく減少し、スクリー圧縮機1の省エネルギー化が可能となる。

[0041] なお、吐出側軸受給油路63を介して吐出側軸孔間隙G2に供給された潤滑油は、シールリング72の第2の側面94に圧力を加えた後、吐出側軸受7、8を潤滑する。その後、潤滑油は、吐出側油回収路64を介して吸込過程にある圧縮室Cに流入し、圧縮空気と共に吐出流路51から外部に吐出される。

[0042] 上述したように、第1の実施の形態によれば、吐出側軸受給油路（軸封流体供給路）63を介してシールリング72の第2の側面94側（軸方向一方側）に、その第1の側面93（軸方向他方側）に作用する圧縮空気（作動流体）の圧力（ P_{max} ）よりも高い圧力（ P_{oil} ）の流体を供給するので、吐出側軸孔間隙G2に漏洩する圧縮空気（作動流体）に周方向の圧力分布があっても、シールリング72が吐出側軸孔53aの内壁面及び環状溝部71の側壁面77に一様に押し付けられて傾くことはない。したがって、吐出側軸孔間隙G2を確実に封止することができ、高い軸封性能を発揮することができる。

[0043] また、本実施の形態によれば、軸封流体供給路が吐出側軸受7、8に潤滑油を供給する吐出側軸受給油路63の機能を兼ねているので、軸封流体供給路と吐出側軸受給油路63を個別に設ける構成よりも構造の簡素化を図るこ

とができる。

[0044] なお、上述の説明では、雄ロータ 2 の吐出側軸封部の作用及び効果を示したが、雌ロータ 3 の吐出側軸封部の作用及び効果についても同様である。

[0045] [第 1 の実施の形態の第 1 変形例]

次に、本発明を適用したスクリー圧縮機の第 1 の実施の形態の第 1 変形例を、図 6 を用いて例示説明する。図 6 は、第 1 の実施の形態の第 1 変形例によるスクリー圧縮機の吐出側軸封部の一部を拡大した縦断面図である。図 6 中、左側がスクリー圧縮機の吸込側、右側が吐出側である。なお、図 6 において、図 1 ～図 5 に示す符号と同符号のものは、同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0046] 図 6 に示す第 1 の実施の形態の第 1 変形例によるスクリー圧縮機 1 A は、大略第 1 の実施の形態と同様の構成であるが、吐出側軸封部の環状溝部 7 1 A の形状及び軸封流体供給路としての吐出側軸受給油路 6 3 A の吐出側軸孔 5 3 a 側の開口部 6 3 b の位置が異なる。

[0047] 具体的には、環状溝部 7 1 A の吐出側軸受給油路 6 3 A に近い側の第 2 の側壁面 7 8 A は、その溝開口側の部分が底面 7 6 側の部分に対して吐出側軸受給油路 6 3 A 側に傾斜している。換言すると、第 2 の側壁面 7 8 A は、底面 7 6 から径方向に立ち上がる底面側の垂直面 8 0 と、垂直面 8 0 に対して吐出側軸受給油路 6 3 A 側に傾斜する溝開口側の傾斜面 8 1 とで構成されている。傾斜面 8 1 は、吐出側軸孔 5 3 a の内壁面と共に潤滑油（流体）を貯留可能な流体貯留部 F s を形成している。垂直面 8 0 の最外径又は傾斜面 8 1 の最内径（ d_o ）は、シールリング 7 2 の内径（ d_s ）よりも大きくなるように設定されている。傾斜面 8 1 は、第 1 の実施の形態によるスクリー圧縮機 1 の環状溝部 7 1 の第 2 の側壁面 7 8 の溝開口部を面取りすることで容易に成形可能である。

[0048] 吐出側軸受給油路 6 3 A は、その開口部 6 3 b の軸方向位置が環状溝部 7 1 A の傾斜面 8 1 の配置位置となるように設定されている。つまり、吐出側軸受給油路 6 3 A は、流体貯留部 F s に開口し連通している。

[0049] ところで、第１の実施の形態によるスクリー圧縮機１（図１及び図３参照）においては、スクリー圧縮機１からオイルセパレータ１０２に吐出された圧縮空気（作動流体）の圧力により、潤滑油をスクリー圧縮機１に供給する。この場合、スクリー圧縮機１の始動時では、先ず、圧縮室Ｃ内に吸い込まれた空気（作動流体）が圧縮されてその圧力が上昇する。その後、スクリー圧縮機１から吐出された圧縮空気がオイルセパレータ１０２内に流入し、オイルセパレータ１０２内の圧力が上昇する。したがって、スクリー圧縮機１の始動時等では、吐出側軸孔間隙Ｇ２に供給される潤滑油の圧力（ P_{oil} ）よりも吐出側軸孔間隙Ｇ２内の空気の最大圧力（ P_{max} ）の方が短時間で増加する。つまり、始動時等では、吐出側軸孔間隙Ｇ２内の圧縮空気の最大圧力（ P_{max} ）が一時的に潤滑油の圧力（ P_{oil} ）よりも高い状態となる。

[0050] このとき、吐出側軸孔間隙Ｇ２内の圧縮空気の圧力により、シールリング７２が環状溝部７１内で吐出側軸受給油路６３側に移動し、その第２の側面９４が環状溝部７１の第２の側壁面７８に押し付けられる可能性がある。この場合、吐出側軸孔間隙Ｇ２の潤滑油の圧力（ P_{oil} ）がその後圧縮空気の最大圧力（ P_{max} ）より大きくなっても、シールリング７２が環状溝部７１の第１の側壁面７７側に押し返されない懸念がある。なぜなら、吐出側軸孔間隙Ｇ２の大きさは数十～数百 μm とシールリング７２の側面９３、９４の幅（例えば、数 mm ）に比べて著しく小さく、シールリング７２の吐出側軸受給油路６３側の軸方向側面の受圧面積が小さくなるからである。この状況においても、吐出側軸孔間隙Ｇ２の封止は実現可能である。しかし、環状溝部７１と摺動接触するシールリング７２の側面９３、９４が運転条件によって変わるので、シールリング７２の摩耗による寿命の予測が困難になるという課題が生じる。

[0051] また、吸込側が上側に吐出側が下側になるようにスクリー圧縮機１が縦置きに設置される場合、シールリング７２は、スクリー圧縮機１の始動時、自身の自重により環状溝部７１の第２の側壁面７８に接触した状態となる。したがって、この場合も、上述した問題点がある。

[0052] それに対して、図6に示す本変形例においては、スクリー圧縮機1Aの始動時等に、シールリング72の第2の側面94が環状溝部71Aの第2の側壁面78Aに接触した場合でも、環状溝部71Aの吐出側軸受給油路63A側の溝開口側の領域に流体貯留部Fsを設けた分、シールリング72の吐出側軸受給油路63A側の第2の側面94の受圧面積が吐出側軸孔間隙G2の断面積に対して十分に大きい。したがって、供給される潤滑油の圧力(P_{oil})が吐出側軸孔間隙G2における空気の最大圧力(P_{max})よりも大きくなれば、シールリング72は環状溝部71A内でロータ部21側に押し返され、その第1の側面93が環状溝部71Aの第1の側壁面77に摺動接触する。したがって、シールリング72の第1の側面93が常に摩耗するので、シールリング72の寿命予測が容易になる。

[0053] また、本変形例においては、環状溝部71Aの第2の側壁面78Aの傾斜面81の最内径(d_o)をシールリング72の内径(d_s)よりも大きくなるように設定したので、シールリング72が環状溝部71A内で吐出側軸受給油路63A側に移動した場合、シールリング72の第2の側面94が環状溝部71Aの第2の側壁面78Aの垂直面80に確実に接触する。したがって、シールリング72が環状溝部71Aの傾斜面81及び吐出側軸孔53aに挟まれたり噛み込まれたりすることがないので、シールリング72の噛込み等による損傷、シールリング72の噛込み等に起因したシャフト部23の損傷、及び噛込み等によるシールリング72の破損に起因した吐出側軸受7、8(図1参照)の損傷を防止することができる。

[0054] 上述したように、第1の実施の形態の第1変形例によれば、第1の実施の形態と同様の効果に加えて、更に以下の効果を得ることができる。本変形例によれば、環状溝部71Aの吐出側軸受給油路63Aに近い側の第2の側壁面78Aの溝開口側の部分(傾斜面81)を、第2の側壁面78Aの底面側の部分(垂直面80)に対して吐出側軸受給油路63Aの側に位置させ、傾斜面81と吐出側軸孔53aとにより流体貯留部Fsを形成させたので、シールリング72が吐出側軸受給油路63A側に移動した場合でも、シールリ

ング 7 2 の第 2 の側面 9 4 の受圧面積を吐出側軸孔間隙 G 2 の断面積よりも大きくなる。したがって、シールリング 7 2 を環状溝部 7 1 A の第 1 の側壁面 7 7 に押し返して摺動接触させることが可能である。この結果、シールリング 7 2 の第 1 の側面 9 3 が常に摩耗するので、シールリング 7 2 の寿命予測が容易になる。

[0055] また、本変形例によれば、軸封流体供給路としての吐出側軸受給油路 6 3 A を流体貯留部 F s に開口するように構成したので、吐出側軸孔間隙 G 2 の狭い空間を介さずにシールリング 7 2 の第 2 の側面 9 4 に流体を供給することができ、シールリング 7 2 に供給する流体の圧力損失を低減することができる。

[0056] [第 1 の実施の形態の第 2 変形例]

次に、本発明を適用したスクリー圧縮機の第 1 の実施の形態の第 2 変形例を、図 7 及び図 8 を用いて例示説明する。図 7 は、第 1 の実施の形態の第 2 変形例によるスクリー圧縮機の縦断面図、図 8 は図 7 の符号 Y で示すスクリー圧縮機の吐出側軸封部の一部を拡大した縦断面図である。図 7 及び図 8 中、左側がスクリー圧縮機の吸込側、右側が吐出側である。なお、図 7 及び図 8 において、図 1 ～図 6 に示す符号と同符号のものは、同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0057] 図 7 及び図 8 に示す第 1 の実施の形態の第 2 変形例によるスクリー圧縮機 1 B は、大略第 1 の実施の形態と同様の構成であるが、吐出側軸封部の環状溝部 7 1 B の設置位置が異なる。具体的には、環状溝部 7 1 B は、シャフト部 2 3 の大径軸部 2 6 の最も基端側の部分に設けられており、ロータ部 2 1 側の第 1 の側壁面がロータ部 2 1 の吐出側端面 2 1 b により構成されている。

[0058] 第 1 の実施の形態（図 1 及び図 3 参照）においては、吐出側軸孔間隙 G 2 における圧縮空気（作動流体）の圧力がシールリング 7 2 の第 1 の側面 9 3 に作用する。それに対して、本変形例においては、図 8 に示すように、吐出端面間隙 G 1 に漏洩した圧縮空気の圧力がシールリング 7 2 の外周面 9 2 に

作用する。このような場合でも、第１の実施の形態の場合と同様に、シールリング７２の内周面９１及び第２の側面９４に、圧縮空気の最高圧力（ P_{max} ）よりも高圧の潤滑油（流体）の圧力（ P_{oil} ）が周方向に一樣に作用する。このため、吐出端面間隙Ｇ１に漏洩した圧縮空気の圧力に抗して、シールリング７２の外周面９２及び第１の側面９３がそれぞれ吐出側軸孔５３ａ及びロータ部２１の吐出側端面２１ｂに押し付けられる。これにより、シールリング７２の第１の側面９３とロータ部２１の吐出側端面２１ｂ、及び、シールリング７２の外周面９２と吐出側軸孔５３ａとが確実に摺動接触するので、圧縮空気の吐出側軸孔間隙Ｇ２からの漏洩が遮断される。

[0059] また、第１の実施の形態においては、シールリング７２の第１の側面９３のうち、外周側先端部分を除く領域が環状溝部７１の第１の側壁面７７に摺動接触する。それに対して、本変形例においては、シールリング７２の第１の側面９３の全面がロータ部２１の吐出側端面２１ｂと摺動接触する。したがって、シールリング７２の偏摩耗が防止され、シールリング７２の長寿命化の実現が可能となる。

[0060] 上述したように、第１の実施の形態の第２変形例によれば、第１の実施の形態と同様の効果に加えて、更に以下の効果を得ることができる。本実施の形態によれば、ロータ部２１の吐出側端面２１ｂがシールリング７２と摺動接触する環状溝部７１の側壁面を構成するので、シールリング７２の偏摩耗を防ぎ、シールリング７２の長寿命化を図ることができる。

[0061] また、本実施の形態によれば、ロータ部２１の吐出側端面２１ｂがシールリング７２と摺動接触する環状溝部７１の側壁面を構成するので、吐出端面間隙Ｇ１の領域が、シールリング７２と接触する分、縮小する。したがって、吐出端面間隙Ｇ１を介した圧縮室Ｃ間の圧縮空気の漏洩を抑制することができる。

[0062] さらに、本実施の形態によれば、シールリング７２をロータ部２１の吐出側端面２１ｂに摺動接触させるので、シールリング７２の外周面９２に吐出端面間隙Ｇ１の圧縮空気（作動流体）の圧力が作用する一方、内周面９１に

吐出端面間隙 G 1 の圧縮空気の最高圧力 ($P_{\max}$) よりも高圧の潤滑油 (流体) の圧力 (P_{oil}) が作用する。このため、相対的に高圧の潤滑油がロータ部 2 1 の吐出側端面 2 1 b に沿って吐出端面間隙 G 1 側に漏出しやすく、シールリング 7 2 の摩耗粉が高圧の潤滑油と共に吐出端面間隙 G 1 を介して圧縮室 C 側に流入する。したがって、シールリング 7 2 の摩耗粉の吐出側軸受 7、8 への混入を防止でき、吐出側軸受 7、8 の短寿命化を引き起こす懸念がない。

[0063] [第 2 の実施の形態]

次に、本発明を適用したスクリー圧縮機の第 2 の実施の形態を、図 9 及び図 10 を用いて例示説明する。図 9 は、第 2 の実施の形態によるスクリー圧縮機の縦断面図、図 10 は図 9 の符号 Z で示すスクリー圧縮機の吐出側軸封部の一部を拡大した縦断面図である。図 9 及び図 10 中、左側がスクリー圧縮機の吸込側、右側が吐出側である。なお、図 9 及び図 10 において、図 1 ～図 8 に示す符号と同符号のものは、同一部分であるので、その詳細な説明は省略する。

[0064] 図 9 及び図 10 に示す第 2 の実施の形態によるスクリー圧縮機 1 C が第 1 の実施の形態と異なる点は、吐出側軸受給油路 6 3 とは別に軸封流体供給路 7 3 を新たに設けたこと、及び、シールリング 7 2 に供給した流体を回収する軸封流体回収路 7 4 を新たに設けたことである。

[0065] 具体的には、軸封流体供給路 7 3 は、吐出側ケーシング 4 2 の外部と吐出側軸孔 5 3 a とを連通させるように吐出側ケーシング 4 2 に設けられている。軸封流体供給路 7 3 の吐出側軸孔 5 3 a 側の開口部 7 3 a は、シールリング 7 2 よりも吐出側のシャフト部 2 3 の基端側 (図 9 及び図 10 では左側) に位置するように設けられている。軸封流体供給路 7 3 は、シールリング 7 2 における軸方向のシャフト部 2 3 の基端側 (第 1 の側面 9 3 側) に流体を供給するものである。軸封流体供給路 7 3 を介してシールリング 7 2 の第 1 の側面 9 3 側に供給される流体の圧力 (P_{oil2}) は、シールリング 7 2 における軸方向のシャフト部 2 3 の先端側 (第 2 の側面 9 4 側) に作用する圧力、

すなわち吐出側軸受給油路 6 3 を介して吐出側軸孔間隙 G 2 に供給される吐出側軸受 7、8 用の潤滑油の圧力 (P_{oil1})、よりも高くなるように設定されている。

[0066] 軸封流体供給路 7 3 には、例えば、軸封流体供給源としてのオイルセパレータ 1 0 2 から、流体としての潤滑油が供給される。この場合、例えば、吐出側軸受給油路 6 3 又は吐出側軸受給油路 6 3 に接続される潤滑油系統に絞りや減圧弁を設けることで、軸封流体供給路 7 3 を介して供給される潤滑油と吐出側軸受給油路 6 3 を介して供給される潤滑油との圧力差を確保する。

[0067] 軸封流体回収路 7 4 は、吐出側軸孔 5 3 a に連通するように吐出側ケーシング 4 2 に設けられている。軸封流体回収路 7 4 の吐出側軸孔 5 3 a 側の開口部 7 4 a は、軸封流体供給路 7 3 の開口部 7 3 a よりもシャフト部 2 3 の基端側 (図 9 及び図 1 0 では左側) に位置するように設けられている。

[0068] 本実施の形態においては、吐出側軸受給油路 6 3 を介して供給した潤滑油の圧力 (P_{oil1}) よりも大きな圧力 (P_{oil2}) の潤滑油を、軸封流体供給路 7 3 を介して吐出側軸孔間隙 G 2 に供給する。これにより、シールリング 7 2 の内周面 9 1 及び軸封流体供給路 7 3 に近い側の第 1 の側面 9 3 (図 9 及び図 1 0 では左側面) の周方向全域が相対的に高圧の潤滑油の圧力 (P_{oil2}) を受ける。したがって、シールリング 7 2 は、吐出側軸受 7、8 用の潤滑油の圧力 (P_{oil1}) に抗して、シャフト部 2 3 の先端方向 (図 9 及び図 1 0 では右方向) に力を受け、その第 2 の側面 9 4 (図 9 及び図 1 0 では右側面) が環状溝部 7 1 の第 2 の側壁面 7 8 に押し付けられると共に、その外周面 9 2 が吐出側軸孔 5 3 a の内壁面に押し付けられる。

[0069] このように、シールリング 7 2 の軸封流体供給路 7 3 側の第 1 の側面 9 3 の周方向全域に常に吐出側軸受 7、8 用の潤滑油の圧力 (P_{oil1}) よりも高い圧力 (P_{oil2}) が作用するので、吐出側軸孔間隙 G 2 に流入する圧縮空気に周方向の圧力分布があっても、シールリング 7 2 が環状溝部 7 1 内で傾くことを防止することができる。このため、シールリング 7 2 の第 2 の側面 9 4 と環状溝部 7 1 の第 2 の側壁面 7 8、及び、シールリング 7 2 の外周面 9 2 と

吐出側軸孔 5 3 a とが確実に摺動接触する。また、シールリング 7 2 は、第 1 の実施の形態の場合と同様に、熱膨張により合い口 7 2 a の隙間がなくなる。したがって、吐出側軸孔間隙 G 2 における作動流体（圧縮空気）の漏洩が遮断されるので、圧縮室 C から吐出側軸受室 5 2 に漏洩する圧縮空気が著しく減少し、スクリー圧縮機 1 C の省エネルギー化が可能となる。

[0070] 軸封流体供給路 7 3 を介して吐出側軸孔間隙 G 2 に供給された潤滑油は、シールリング 7 2 の軸封流体供給路 7 3 側の第 1 の側面 9 3 に圧力を加えた後、軸封流体回収路 7 4 に吸い込まれる。その後、軸封流体回収路 7 4 の潤滑油は、吐出側油回収路 6 4 を介して吸込過程の圧縮室 C に流入し、圧縮空気と共に吐出流路 5 1 から外部に吐出される。

[0071] 上述したように、第 2 の実施の形態によれば、軸封流体供給路 7 3 を介してシールリング 7 2 の第 1 の側面 9 3 側（軸方向一方側）に、その第 2 の側面 9 4（軸方向他方側）に作用する吐出側軸受 7、8 用の潤滑油の圧力（ P_{oil1} ）よりも高い圧力（ P_{oil2} ）の潤滑油（流体）を供給するので、吐出側軸孔間隙 G 2 に漏洩する圧縮空気（作動流体）に周方向の圧力分布があっても、シールリング 7 2 が吐出側軸孔 5 3 a の内壁面及び環状溝部 7 1 の第 2 の側壁面 7 8 に一様に押し付けられて傾くことはない。したがって、吐出側軸孔間隙 G 2 を確実に封止することができ、高い軸封性能を発揮することができる。

[0072] また、本実施の形態によれば、軸封流体供給路 7 3 の開口部 7 3 a をシールリング 7 2 よりも吐出側のシャフト部 2 3 の基端側に設けたので、シールリング 7 2 の第 1 の側面 9 3 側（ロータ部 2 1 側）が、軸封流体供給路 7 3 を介して供給された相対的に高圧の潤滑油（流体）の圧力及び吐出側軸孔間隙 G 2 に漏洩する空気（作動流体）の圧力を受ける。このため、スクリー圧縮機 1 の始動時や定格時においても、シールリング 7 2 の第 2 の側面 9 4 が常に環状溝部 7 1 に摺動接触する。つまり、環状溝部 7 1 と摺動接触するシールリング 7 2 の側面 9 4 がスクリー圧縮機 1 C の運転条件によって変わらないので、シールリング 7 2 の摩耗による寿命の予測が容易である。

[0073] さらに、本実施の形態によれば、軸封流体供給路 7 3 を介して吐出側軸孔間隙 G 2 に供給した相対的に高圧の潤滑油（流体）を軸封流体回収路 7 4 により回収するので、吐出側軸孔間隙 G 2 から吐出端面間隙 G 1 に潤滑油（流体）が漏出することを抑制することができる。このため、吐出端面間隙 G 1 に漏出した潤滑油（流体）に起因する攪拌動力を低減することができる。

[0074] また、本実施の形態によれば、吐出側軸受給油路 6 3 を介して供給された潤滑油の圧力（ P_{oil1} ）よりも大きな圧力（ P_{oil2} ）の潤滑油を吐出側軸孔間隙 G 2 に供給することにより、吐出側軸孔間隙 G 2 を封止することができるので、吐出側軸孔間隙 G 2 に漏洩する圧縮空気（作動流体）の最高圧力よりも低い圧力の潤滑油（流体）を供給しても、軸封が可能である。したがって、軸封流体供給路 7 3 への流体の供給圧を、第 1 の実施の形態及びその変形例の場合よりも低くすることも可能である。

[0075] [その他の実施の形態]

なお、本発明は、上述した実施の形態に限られるものではなく、様々な変形例が含まれる。上記した実施形態は本発明をわかり易く説明するために詳細に説明したものであり、必ずしも説明した全ての構成を備えるものに限定されるものではない。すなわち、ある実施形態の構成の一部を他の実施の形態の構成に置き換えることが可能であり、また、ある実施形態の構成に他の実施の形態の構成を加えることも可能である。また、各実施形態の構成の一部について、他の構成の追加、削除、置換をすることも可能である。

[0076] 例えば、上述した実施の形態においては、空気を圧縮するスクリー圧縮機 1、1 A、1 B、1 C を例に説明したが、アンモニアや CO₂ 等の冷媒を圧縮するスクリー圧縮機に本発明を適用することができる。また、給油式のスクリー圧縮機 1、1 A、1 B、1 C を例に説明したが、水が供給される水潤滑式のスクリー圧縮機にも本発明を適用することができる。また、ツインロータ型のスクリー圧縮機 1、1 A、1 B、1 C を例に説明したが、シングルロータ型やトリプルロータ型等のツインロータ型以外のスクリー圧縮機にも本発明を適用することができる。なお、シングルロータ型のス

クリュー圧縮機では、スクリーロータのロータ部は、ゲートロータの歯と噛み合う螺旋状の溝を複数有しており、ねじ状である。

[0077] また、上述した実施の形態においては、シールリング72の断面形状が矩形である例を示したが、シールリングの外周部及び軸方向いずれか一方側が吐出側軸孔53a及び環状溝部71、71Aの側壁面に摺動接触して吐出側軸孔間隙G2を封止する形状であれば任意である。例えば、シールリング72の側面や外周面がある曲率を有する面で構成したり、窪みや溝等を設けた凹凸状で構成したりすることも可能である。

[0078] なお、上述した実施の形態においては、軸封流体供給路を介してシールリング72に供給する流体として吐出側軸受7、8に供給する潤滑油を用いた例を示したが、スクリー圧縮機の形式や条件に応じて、水等の液体や計装空気等の気体の使用も可能である。ただし、この場合、吐出側軸受7、8の潤滑油を供給する潤滑油供給路と別に軸封流体供給路を設ける必要がある。

[0079] また、上述した実施の形態においては、軸封流体供給源としてオイルセパレータ102を用いる例を示したが、軸封流体供給源として、オイルセパレータ102以外の任意の供給源を用いることが可能である。

[0080] また、上述した第1の実施の形態の第1の変形例においては、環状溝部71Aの吐出側軸受給油路63Aに近い側の第2の側壁面78Aを、底面側の垂直面80と溝開口側の傾斜面81とで構成した例を示した。しかし、第2の側壁面78Aの溝開口側の部分は、垂直面80に対して吐出側軸受給油路（軸封流体供給路）63A側に位置し、吐出側軸孔53aの内壁面と共に流体貯留部Fsを形成する貯留部形成面であれば良い。たとえば、図6の二点鎖線で示す第2の側壁面の溝開口側の部分は、傾斜面ではなく、階段状の貯留部形成面81Dである。

符号の説明

[0081] 1、1A、1B、1C…スクリー圧縮機、 2…雄ロータ（スクリーロータ）、 3…雌ロータ（スクリーロータ）、 4…ケーシング、 7、8…吐出側軸受、 21、31…ロータ部、 21a、31a…ローブ、 2

1 b、3 1 b…吐出側端面、 2 2…吸込側のシャフト部、 2 3、3 3…吐出側のシャフト部、 4 9 a…吸込側軸孔（軸孔）、 5 3 a…吐出側軸孔（吐出側の軸孔）、 7 1、7 1 A、7 1 B…環状溝部、 7 7…第1の側壁面、 7 8、7 8 A…第2の側壁面、 7 2…シールリング、 6 3、6 3 A…吐出側軸受給油路（軸封流体供給路）、 6 3 a、6 3 b…開口部、 7 3…軸封流体供給路、 7 3 a…開口部、 7 4…軸封流体回収路、 7 4 a…開口部、 8 0…垂直面、 8 1…傾斜面、8 1 D…貯留部形成面、 G 2…吐出側軸孔間隙（吐出側のシャフト部と吐出側の軸孔との間隙）、 F s…流体貯留部

請求の範囲

- [請求項1] ねじ状のロータ部と前記ロータ部の軸方向の両側端部にそれぞれ配置されたシャフト部とを有するスクリーロータと、
- 前記シャフト部が挿通される軸孔を有し、前記スクリーロータを収容するケーシングと、
- 吐出側のシャフト部と吐出側の軸孔との間隙から作動流体が漏洩することを封止する吐出側軸封部とを備え、
- 前記吐出側軸封部は、
- 前記吐出側のシャフト部における前記吐出側の軸孔に対向する外周部に設けられた環状溝部と、
- 前記環状溝部内において前記吐出側のシャフト部の軸方向に移動可能に配置され、前記吐出側の軸孔の内壁面及び前記環状溝部の側壁面に摺動接触可能なシールリングと、
- 前記ケーシングの外部と前記吐出側の軸孔とを連通させるように前記ケーシングに設けられ、前記シールリングの軸方向いずれか一方側に流体を供給する軸封流体供給路とを有し、
- 前記軸封流体供給路を介して前記シールリングの軸方向いずれか一方側に供給される流体の圧力は、前記シールリングの軸方向他方側に作用する圧力よりも高くなるように設定されている
- ことを特徴とするスクリー圧縮機。
- [請求項2] 請求項1に記載のスクリー圧縮機において、
- 前記軸封流体供給路の軸孔側の開口部は、前記シールリングよりも前記吐出側のシャフト部の先端側に位置し、
- 前記軸封流体供給路を介して供給される流体の圧力は、前記間隙に流入する作動流体の圧力よりも高くなるように設定されている
- ことを特徴とするスクリー圧縮機。
- [請求項3] 請求項2に記載のスクリー圧縮機において、
- 前記ロータ部の吐出側端面が前記環状溝部の側壁面の一方を構成す

る

ことを特徴とするスクリュー圧縮機。

[請求項4]

請求項1に記載のスクリュー圧縮機において、

前記軸封流体供給路の軸孔側の開口部は、前記シールリングよりも前記吐出側のシャフト部の基端側に位置する

ことを特徴とするスクリュー圧縮機。

[請求項5]

請求項4に記載のスクリュー圧縮機において、

前記吐出側軸封部は、前記吐出側の軸孔に連通するように前記ケーシングに設けられた軸封流体回収路を更に有し、

前記軸封流体回収路の軸孔側の開口部は、前記軸封流体供給路の軸孔側の開口部よりも前記吐出側のシャフト部の基端側に位置する

ことを特徴とするスクリュー圧縮機。

[請求項6]

請求項1乃至5のいずれか1項に記載のスクリュー圧縮機において、

前記環状溝部を画成する側壁面のうち、前記軸封流体供給路に近い側の側壁面は、その溝開口側の部分が底面側の部分に対して前記軸封流体供給路の側に位置し、その溝開口側の部分が前記吐出側の軸孔の内壁面と共に前記流体を貯留可能な流体貯留部を形成する

ことを特徴とするスクリュー圧縮機。

[請求項7]

請求項6に記載のスクリュー圧縮機において、

前記環状溝部を画成する側壁面のうち、前記軸封流体供給路に近い側の前記側壁面は、その溝開口側の部分の最内径が前記シールリングの内径よりも大きくなるように設定されている

ことを特徴とするスクリュー圧縮機。

[請求項8]

請求項6に記載のスクリュー圧縮機において、

前記軸封流体供給路は、前記流体貯留部に開口する

ことを特徴とするスクリュー圧縮機。

[請求項9]

請求項6に記載のスクリュー圧縮機において、

前記環状溝部を画成する側壁面のうち、前記軸封流体供給路に近い側の前記側壁面は、その溝開口側の部分が底面側の部分に対して前記軸封流体供給路の側に傾斜する傾斜面である

ことを特徴とするスクリー圧縮機。

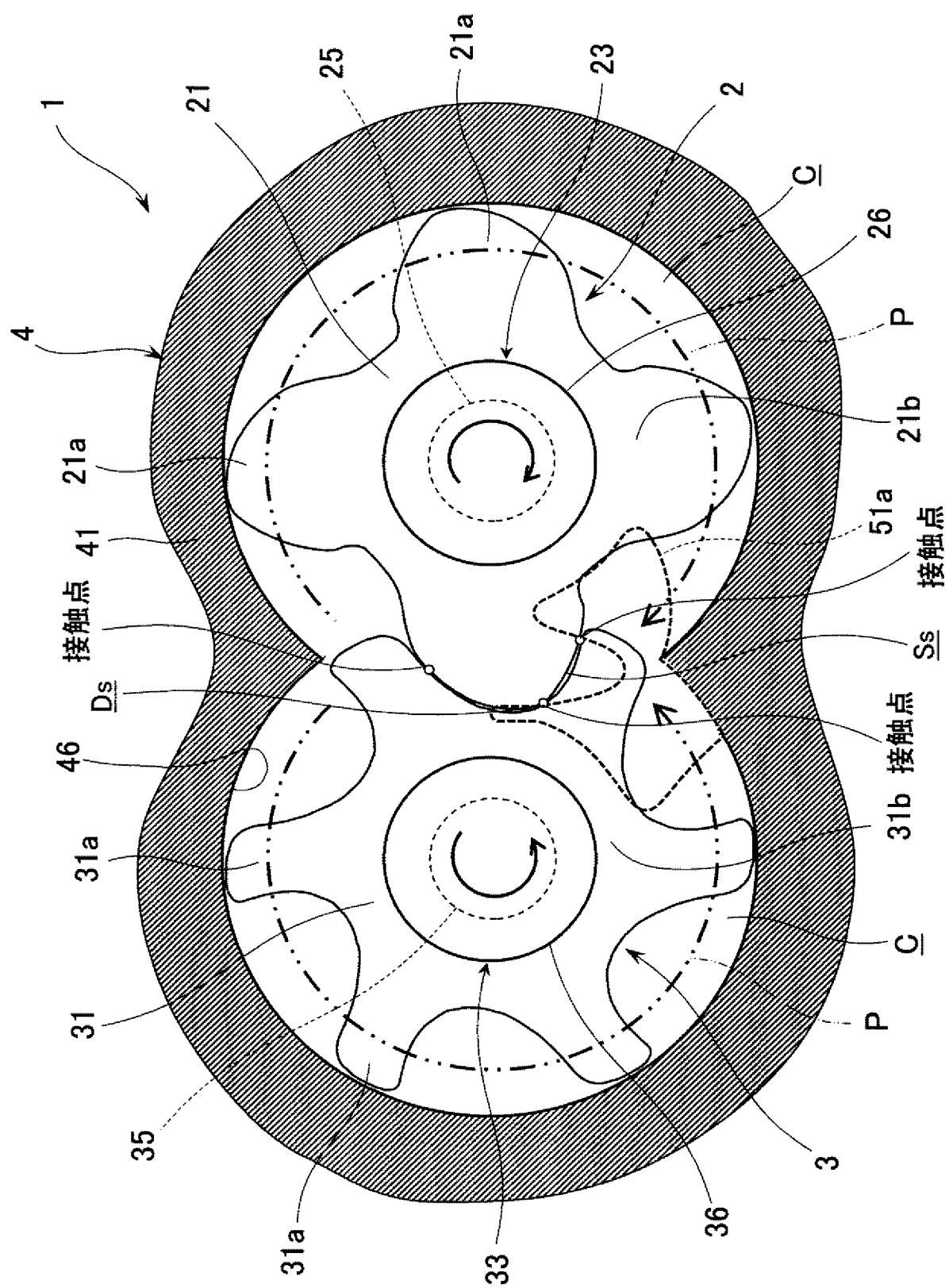
[請求項10]

請求項2又は3に記載のスクリー圧縮機において、

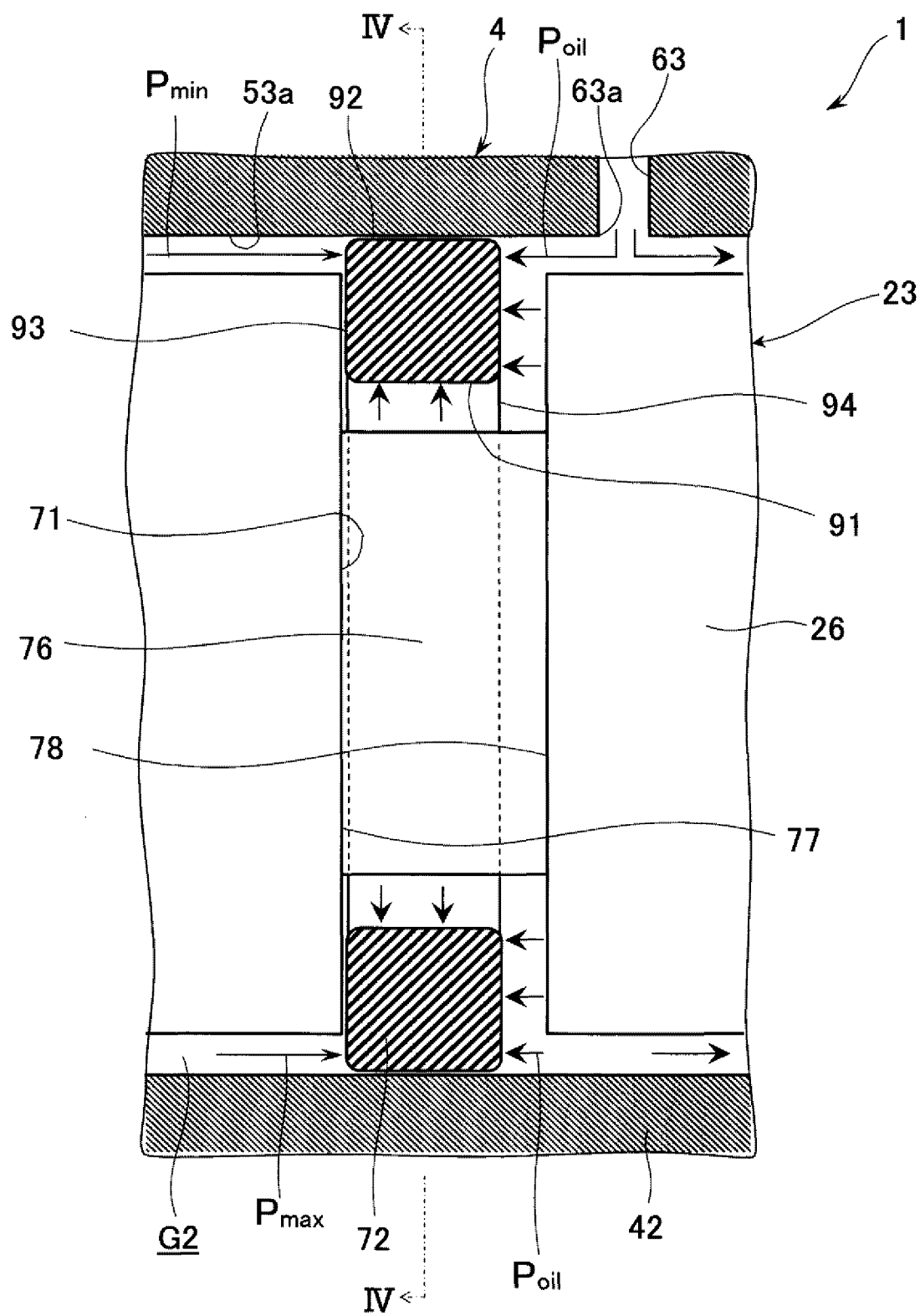
前記軸封流体供給路には、前記スクリーロータを回転自在に支持する吐出側軸受に供給する潤滑油が供給される

ことを特徴とするスクリー圧縮機。

[図2]

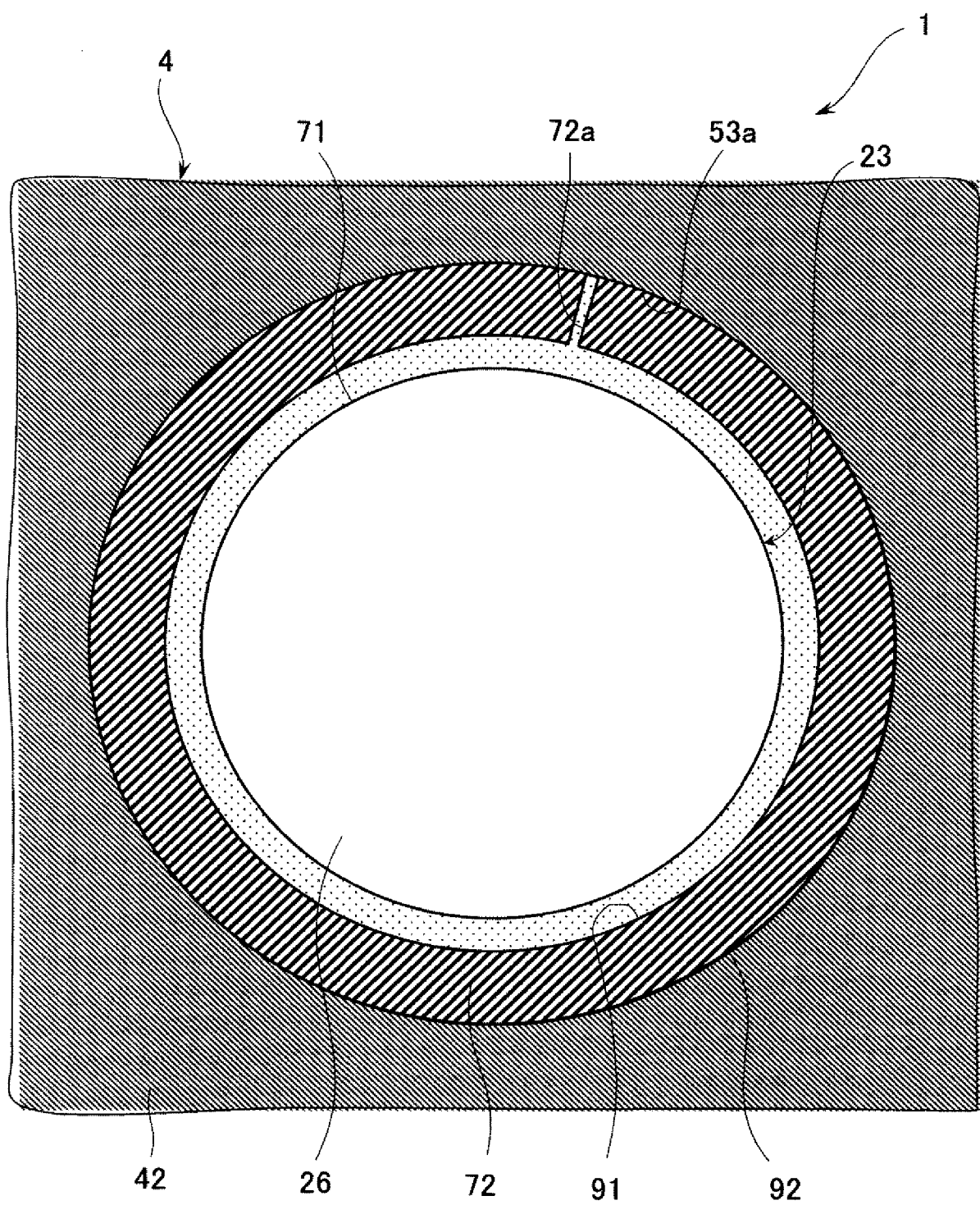


[図3]

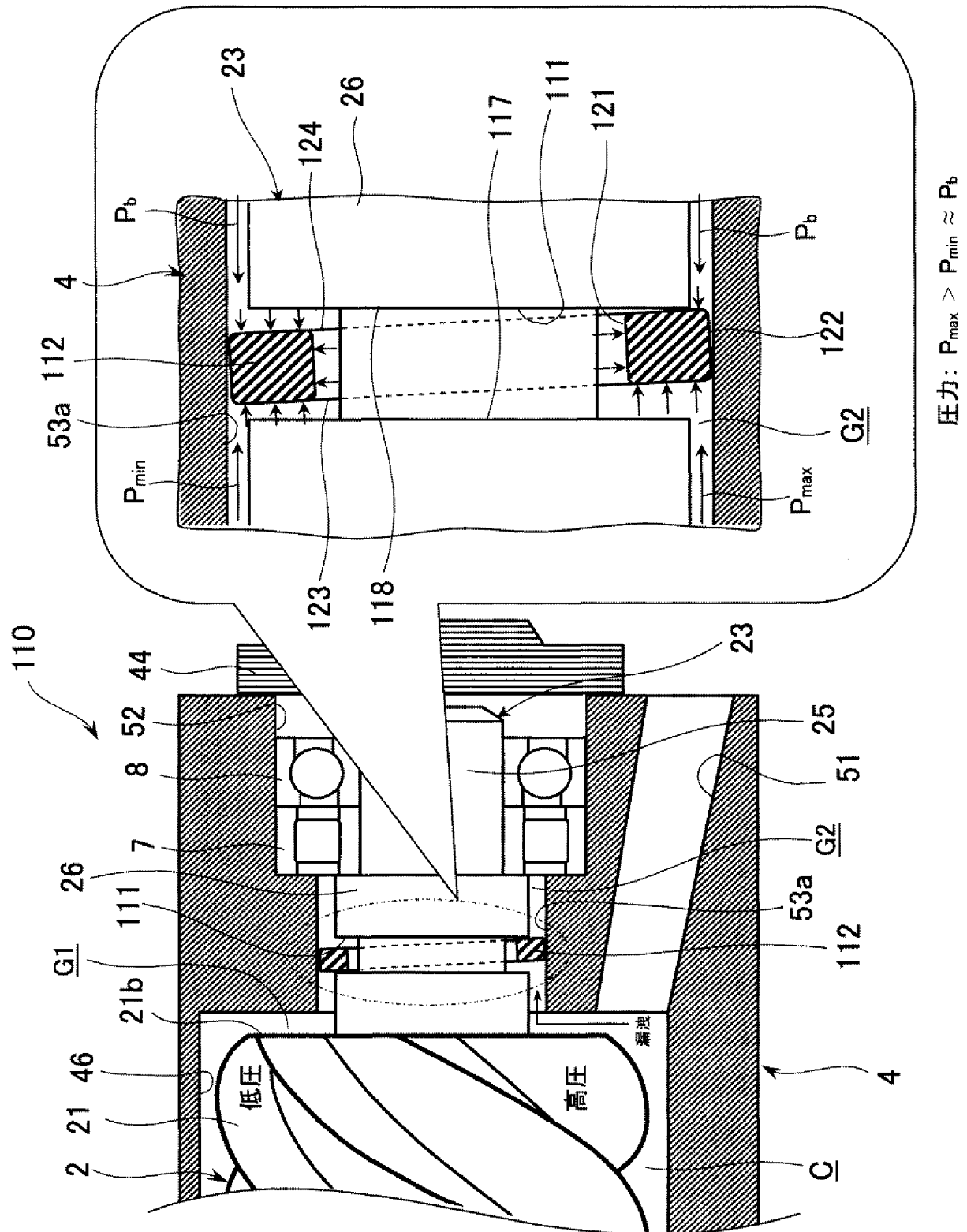


圧力: $P_{oil} > P_{max} > P_{min}$

[図4]

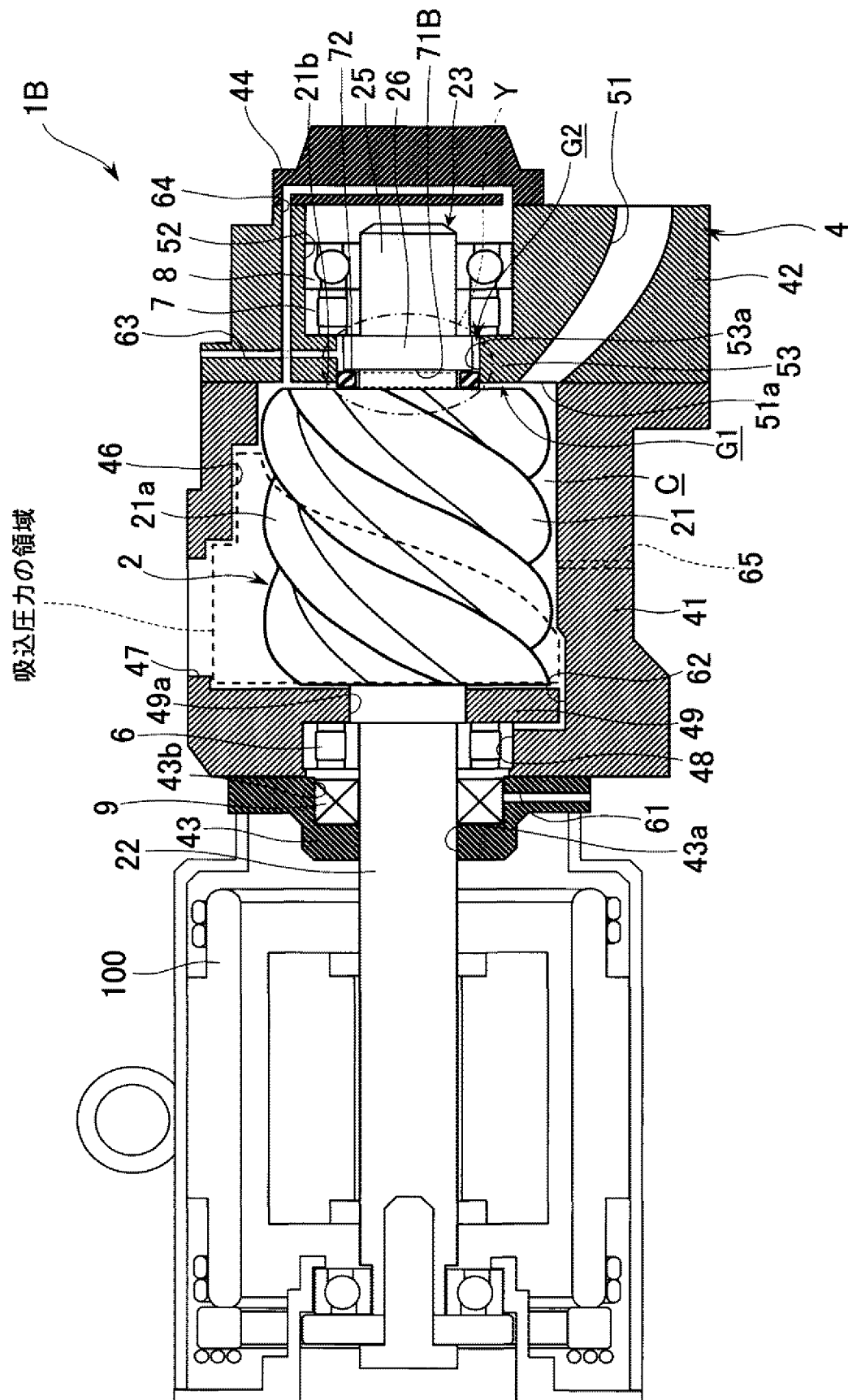


[図5]

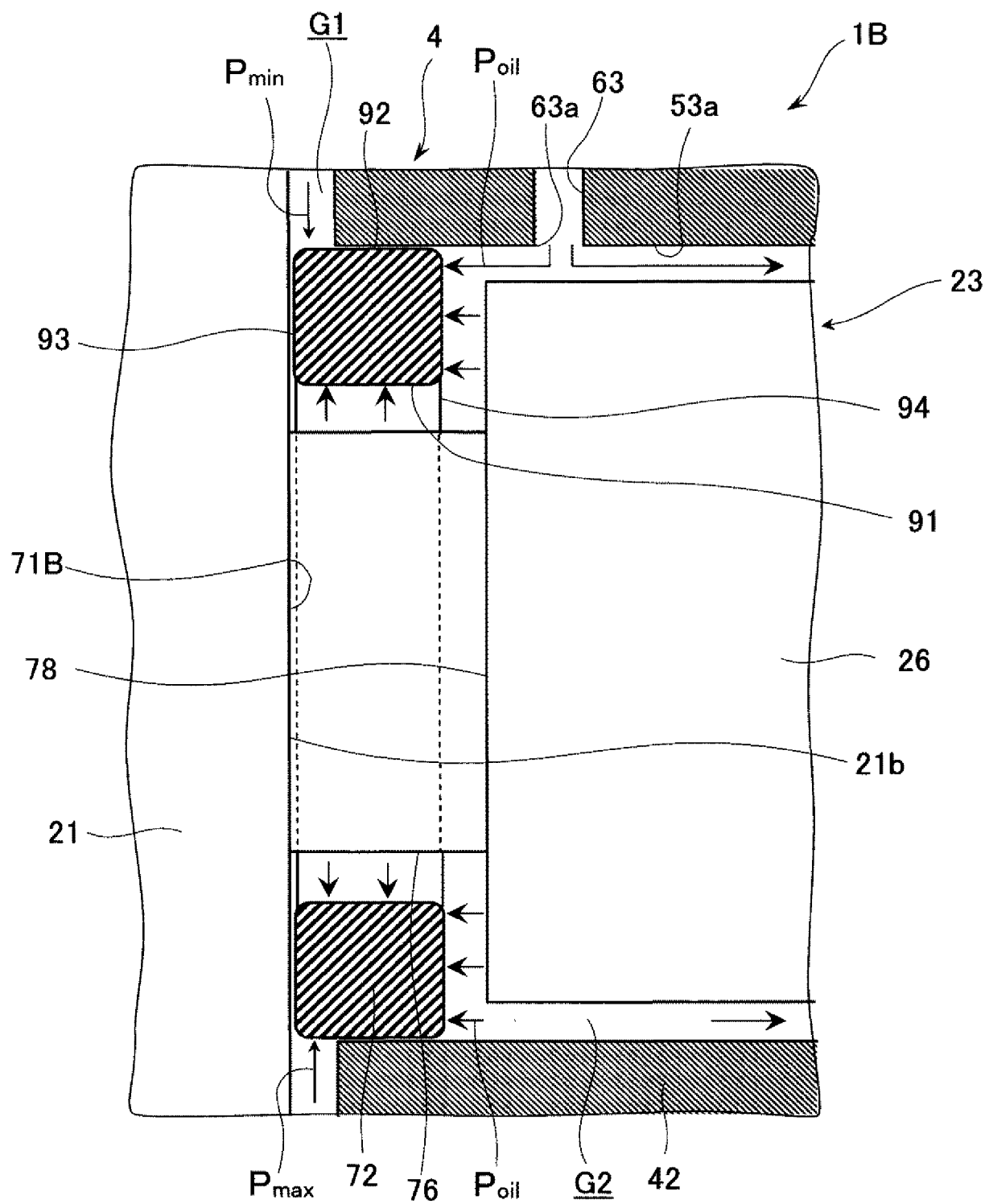


压力: $P_{oil} > P_{max} > P_{min}$

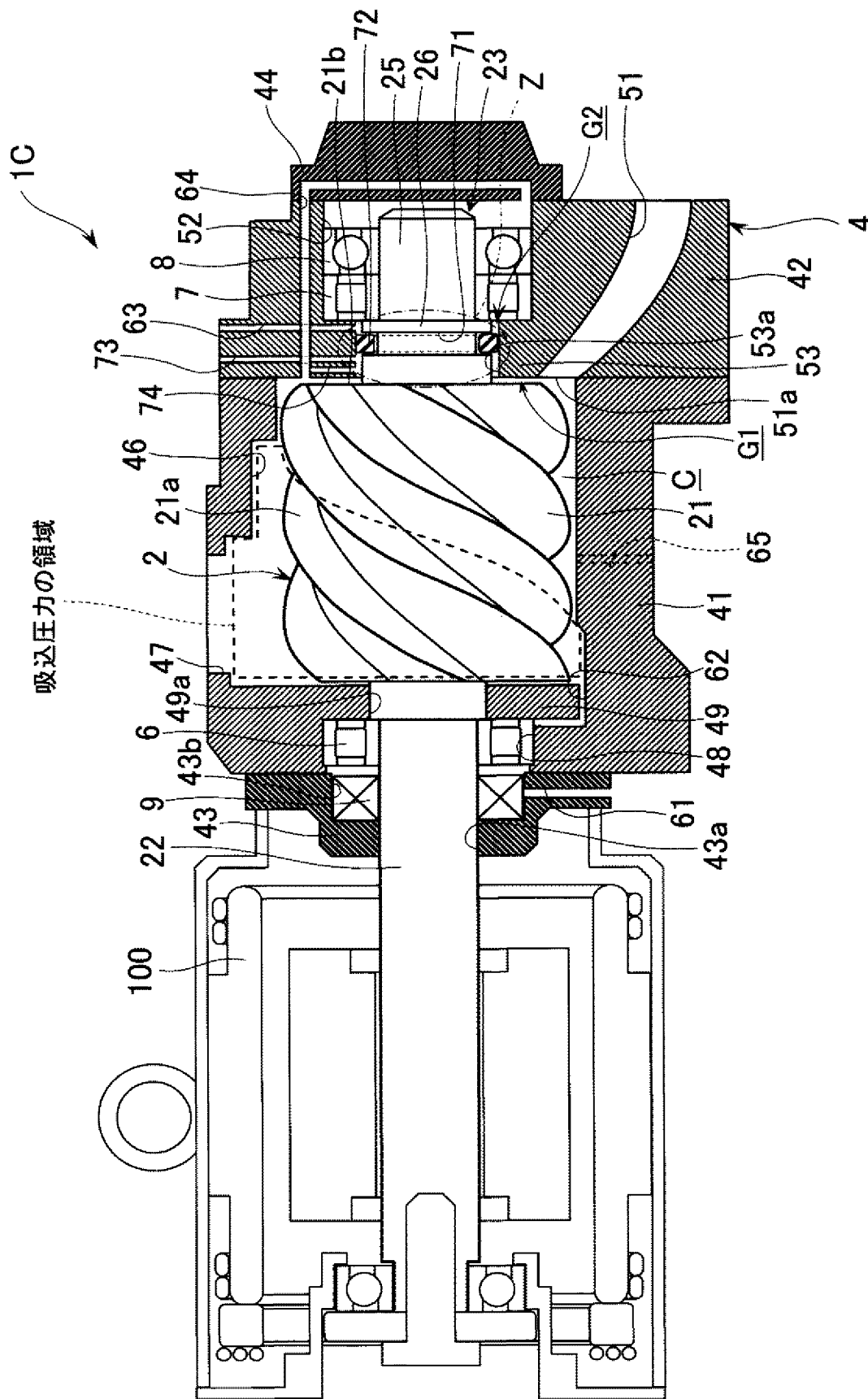
[図7]



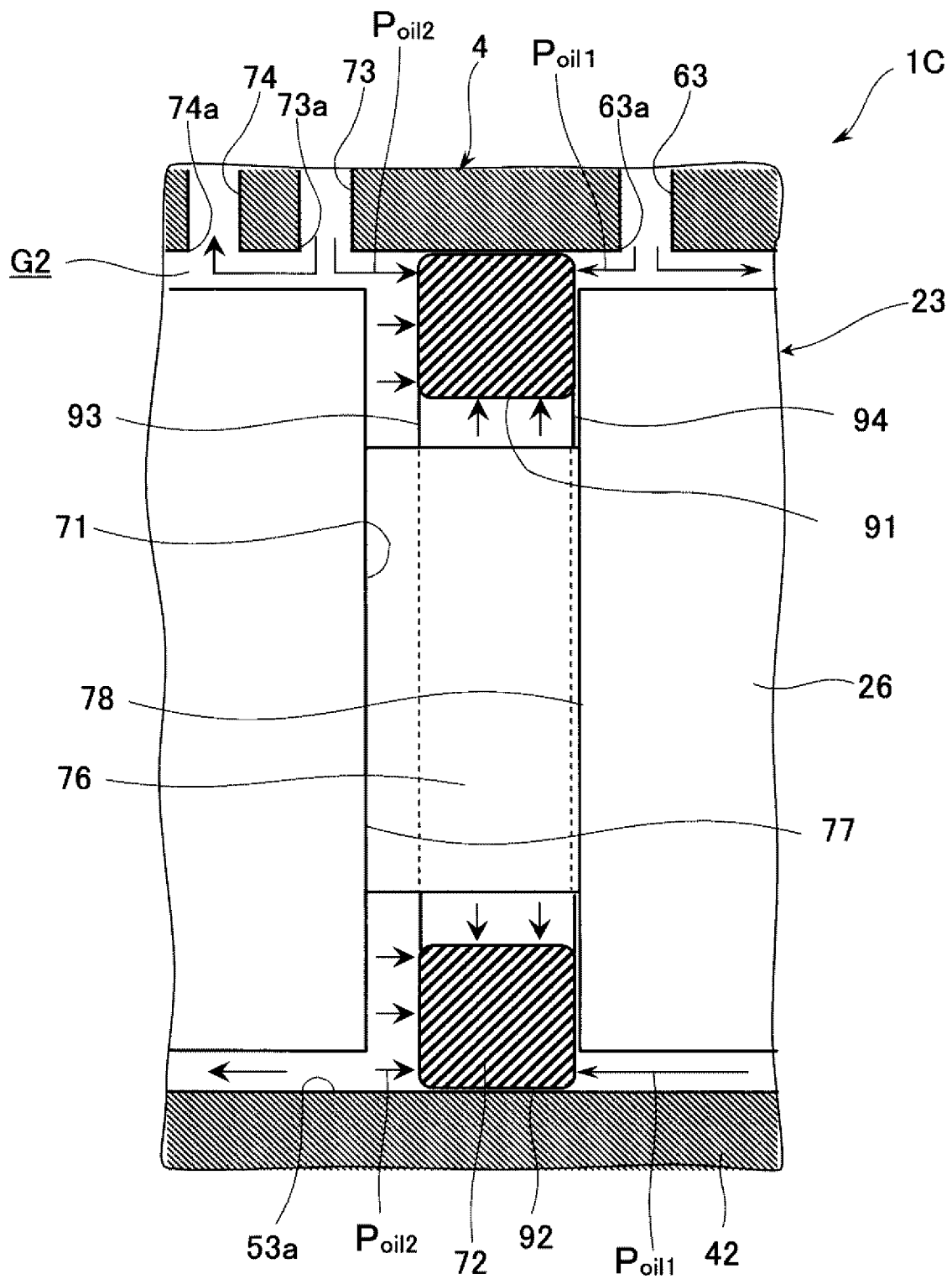
[図8]



[図9]



[図10]



圧力: $P_{oil2} > P_{oil1}$

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/006146

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. F04C27/00 (2006.01) i, F04C18/16 (2006.01) i, F04C29/00 (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)

Int.Cl. F04C27/00, F04C18/16, F04C29/00, F04C29/02

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.
A	JP 2012-127314 A (KOBE STEEL, LTD.) 05 July 2012, paragraph [0033] (Family: none)	1-10
A	JP 1-163492 A (HITACHI, LTD.) 27 June 1989, page 3, lower left column, line 8 to lower right column, line 4 & US 4984974 A & DE 3879423 A1 & KR 10-1993-0006375 B	1-10
A	JP 2005-214045 A (MAYEKAWA MFG., CO., LTD.) 11 August 2005, paragraph [0018] (Family: none)	1-10

☐ 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 May 2018 (10.05.2018)

Date of mailing of the international search report

22 May 2018 (22.05.2018)

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. F04C27/00(2006.01)i, F04C18/16(2006.01)i, F04C29/00(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（IPC））

Int.Cl. F04C27/00, F04C18/16, F04C29/00, 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	1971-2018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
A	JP 2012-127314 A（株式会社神戸製鋼所）2012.07.05, 段落[0033]（ファミリーなし）	1-10
A	JP 1-163492 A（株式会社日立製作所）1989.06.27, 第3ページ左下欄第8行-右下欄第4行 & US 4984974 A & DE 3879423 A1 & KR 10-1993-0006375 B	1-10
A	JP 2005-214045 A（株式会社前川製作所）2005.08.11, 段落[0018]（ファミリーなし）	1-10

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

10.05.2018

国際調査報告の発送日

22.05.2018

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

9718

電話番号 03-3581-1101 内線 3358