

(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
2011 年 9 月 22 日(22.09.2011)

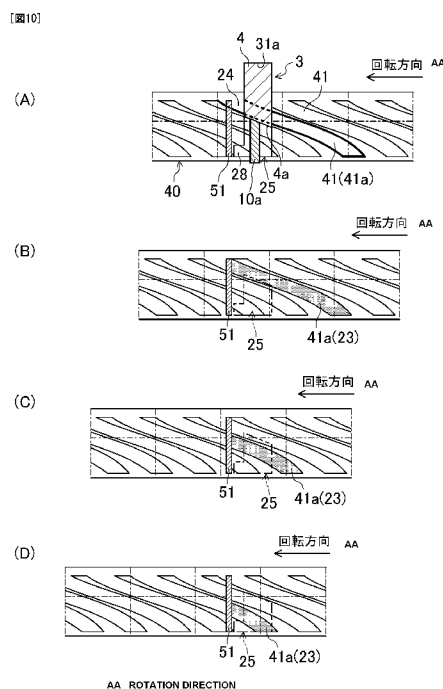
(10) 国際公開番号
WO 2011/114636 A1

- (51) 国際特許分類:
F04C 18/52 (2006.01) *F04C 28/12* (2006.01)
F04C 28/06 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/001230
- (22) 国際出願日: 2011 年 3 月 2 日(02.03.2011)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2010-062649 2010 年 3 月 18 日(18.03.2010) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ダイキン工業株式会社 (DAIKIN INDUSTRIES, LTD.) [JP/JP]; 〒5308323 大阪府大阪市北区中崎西 2 丁目 4 番 1 2 号 梅田センタービル Osaka (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 上野広道 (UENO, Hiromichi) [JP/JP]; 〒5928331 大阪府堺市西区築港新町 3 丁目 1 2 番地 ダイキン工業株式会社 堺製作所 臨海工場内 Osaka (JP).
- (74) 代理人: 前田弘, 外 (MAEDA, Hiroshi et al.); 〒5410053 大阪府大阪市中央区本町 2 丁目 5 番 7 号 大阪丸紅ビル Osaka (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: SINGLE SCREW COMPRESSOR

(54) 発明の名称: シングルスクリーュー圧縮機



(57) Abstract: Disclosed is a single screw compressor equipped with a regulating mechanism (3) that regulates the compression ratio of a compression chamber (23) within a prescribed range. The regulating mechanism (3) is configured in a manner so as to set the compression ratio of the compression chamber (23) to the minimum compression ratio during at least the activation of a driving mechanism (15).

(57) 要約: シングルスクリーュー圧縮機は、圧縮室 (23) の圧縮比を所定の範囲内で調整する調整機構 (3) を備える。調整機構 (3) は、駆動機構 (15) の少なくとも起動時に、圧縮室 (23) の圧縮比を最低の圧縮比とするように構成される。

WO 2011/114636 A1

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

明 細 書

発明の名称： シングルスクリュウ圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は、シングルスクリュウ圧縮機に関し、このシングルスクリュウ圧縮機の起動時における起動機構の負荷を低減する対策に係るものである。

背景技術

[0002] 従来より、スクリュウロータの回転運動によって冷媒を圧縮する圧縮機構を備えたシングルスクリュウ圧縮機が知られている。

[0003] 例えば特許文献1に記載のシングルスクリュウ圧縮機（以下、単にスクリュウ圧縮機という）では、シリンダの内部にスクリュウロータが収容され、このスクリュウロータにゲートロータが噛み合っている。これにより、スクリュウロータの外周に形成される螺旋溝の内部では、ゲートロータのゲートと、スクリュウロータと、シリンダ内壁との間に圧縮室が区画される。スクリュウ圧縮機には、スクリュウロータの軸方向の一端側（吸入側）に吸入口が形成され、スクリュウロータの軸方向の他端側（吐出側）に吐出口が形成されている。

[0004] シングルスクリュウ圧縮機の運転時には、流体が吸入口を通じて螺旋溝内に流入する。この螺旋溝内では、スクリュウロータの回転に伴って圧縮室が区画される。この状態からスクリュウロータが更に回転すると、流体が封止された状態の圧縮室の体積が徐々に縮小していく。これにより、圧縮室内の流体が徐々に圧縮される。この状態からスクリュウロータが更に回転すると、圧縮室と吐出口とが連通する。その結果、圧縮室内の高圧の流体は、吐出口を通じて所定の空間へ吐出される。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2004-137934号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

- [0006] ところで、上述したようなスクリュー圧縮機では、その用途に応じて、圧縮機の圧縮比（即ち、吐出容積 V_d に対する吸入容積 V_s の比（容積比： $V_r (=V_s/V_d)$ ）が所定の値に設定されている。このような圧縮比が比較的高く設定される場合、スクリュー圧縮機の起動時には、スクリューロータを回転駆動するための負荷（例えばモータの起動トルクや起動電流）が大きくなってしまう。
- [0007] 本発明は、このような問題点に鑑みて創案されたものであり、その目的は、スクリュー圧縮機の起動時において、スクリューロータを回転させるために要する負荷を軽減することである。

課題を解決するための手段

- [0008] 第1の発明は、外周面に螺旋溝（41）が形成されて軸方向の一端が流体の吸入側となり他端が吐出側となるスクリューロータ（40）と、上記螺旋溝（41）に噛み合わされる複数のゲート（51）が放射状に形成されたゲートロータ（50）と、上記スクリューロータ（40）を回転させる駆動機構（15）と、上記螺旋溝（41）内に流体の圧縮室（23）を区画するように上記スクリューロータ（40）を収容するシリンダ（31）と、上記圧縮室（23）の流体を上記スクリューロータ（40）の吐出側に流出させるための吐出口（25）と、を備えたシングルスクリュー圧縮機を対象とする。そして、このシングルスクリュー圧縮機は、上記圧縮室（23）の圧縮比を所定の範囲内で調整する調整機構（3）を更に備え、この調整機構（3）は、上記駆動機構（15）の少なくとも起動時に、上記圧縮室（23）の圧縮比を最低の圧縮比とするように構成されていることを特徴とする。
- [0009] 第1の発明のシングルスクリュー圧縮機では、駆動機構（15）によってスクリューロータ（40）が回転駆動されると、流体が螺旋溝（41）内に吸入される。スクリューロータ（40）の回転に伴って螺旋溝（41）内の圧縮室（23）の容積が小さくなると、圧縮室（23）内の流体が圧縮される。スクリューロータ（40）が更に回転して、圧縮室（23）と吐出口（25）とが連通すると

、圧縮室（23）内の流体は吐出口（25）を通じて圧縮室（23）の外部へ吐出される。

[0010] 本発明のシングルスクリュウ圧縮機には、圧縮室（23）の圧縮比（即ち、吐出容積 V_d に対する吸入容積 V_s の比（容積比： $V_I (=V_s/V_d)$ ）を調整するための調整機構（3）が設けられる。このため、本発明のシングルスクリュウ圧縮機では、運転条件や用途に応じて、圧縮室（23）の圧縮比が所定の範囲内で変更可能となっている。

[0011] 本発明では、駆動機構（15）の起動時に、調整機構（3）が圧縮比を最低の圧縮比とする。つまり、本発明の圧縮室（23）の圧縮比は、調整機構（3）によって所定の最低圧縮比から所定の最大圧縮比までの範囲内で変更可能となっているが、駆動機構（15）の起動時の圧縮比は、このような圧縮比の調整範囲のうち最低の圧縮比となる。従って、駆動機構（15）を起動してスクリュウロータ（40）の回転を開始する時点においては、スクリュウロータ（40）を回転するために要する、駆動機構（15）の負荷が小さくなる。

[0012] 第2の発明は、第1の発明において、調整機構（3）は、上記シリンダ（31）の内壁に該シリンダ（31）の軸方向に沿って形成されるスライド溝（33）と、該スライド溝（33）に摺動自在に嵌合して上記圧縮室（23）と吐出口（25）との連通位置を可変とするスライドバルブ（4）と、該スライドバルブ（4）が上記スクリュウロータ（40）の吸入側に最も近い第1位置となるようにスライドバルブ（4）を変位させる変位部（10b, 31a）と、上記スライドバルブ（4）が上記第1位置にある状態で上記駆動機構（15）を起動する制御部（80）と、を有することを特徴とする。

[0013] 第2の発明の調整機構（3）は、スライド溝（33）とスライドバルブ（4）と変位部（10b, 31a）と制御部（80）とを有する。スライドバルブ（4）がスライド溝（33）の内部を軸方向に変位すると、圧縮室（23）と吐出口（25）との連通位置が変更される。具体的に、スライドバルブ（4）がスクリュウロータ（40）の吸入側に近づくと、圧縮室（23）と吐出口（25）とが連通するタイミングが早くなる。その結果、圧縮室（23）の圧縮比は、比較的小さく

なる。一方、スライドバルブ（４）がスクリーロータ（４０）の吸入側から離れると、圧縮室（２３）と吐出口（２５）とが連通するタイミングが遅くなる。その結果、圧縮室（２３）の圧縮比は、比較的大きくなる。以上のように、本発明の調整機構（３）では、スライドバルブ（４）の位置を調整することで、圧縮室（２３）と吐出口（２５）とが連通するタイミングが調整され、ひいては圧縮室（２３）の圧縮比が所定の範囲内で調整される。

[0014] 本発明では、駆動機構（１５）が起動する前に、変位部（１０ｂ, ３１ａ）によってスライドバルブ（４）が第１位置（スクリーロータの吸入側に最も近い位置）に調整される。その結果、圧縮室（２３）と吐出口（２５）とが連通するタイミングが最も早くなり、圧縮比が最低の圧縮比となる。制御部（８０）は、この状態から駆動機構（１５）を起動するため、駆動機構（１５）の起動時には、圧縮室（２３）の圧縮比が確実に最低の圧縮比となる。従って、駆動機構（１５）を起動してスクリーロータ（４０）の回転を開始する時点においては、スクリーロータ（４０）を回転するために要する、駆動機構（１５）の負荷が小さくなる。

[0015] 第３の発明は、第２の発明において、上記変位部（１０ｂ, ３１ａ）は、上記スライドバルブ（４）をスクリーロータ（４０）の吸入側に向かって付勢する付勢機構（１０ｂ）と、該付勢機構（１０ｂ）によって付勢されたスライドバルブ（４）に当接してスライドバルブ（４）を第１位置で保持する当接部（３１ａ）とを有することを特徴とする。

[0016] 第３の発明の変位部（１０ｂ, ３１ａ）は、付勢機構（１０ｂ）と当接部（３１ａ）とを有する。つまり、本発明のスライドバルブ（４）は、付勢機構（１０ｂ）によってスクリーロータ（４０）の吸入側に向かって付勢される。付勢機構（１０ｂ）によって付勢されたスライドバルブ（４）は、当接部（３１ａ）に当接して第１位置に保持される。このような変位部（１０ｂ, ３１ａ）の機構により、駆動機構（１５）の起動時において、圧縮比を確実に最低の圧縮比とすることができる。

[0017] 第４の発明は、第２の発明において、上記調整機構（３）は、上記スクリーロータ（４０）の運転中に、圧縮室（２３）の吸入側の流体と吐出側の流体と

の差圧によって上記スライドバルブ（４）を変位させる圧力調整機構（７０）を有し、この圧力調整機構（７０）は、運転中のスクリーロータ（４０）を停止させる直前に、上記スライドバルブ（４）を第１位置に変位させる上記変位部（１０ｂ、３１ａ）を構成していることを特徴とする。

[0018] 第４の発明の調整機構（３）は、圧縮室（２３）の吸入側の流体の圧力と、この圧縮室（２３）の吐出側の流体の圧力との差を利用して、スライドバルブ（４）を変位させる圧力調整機構（７０）を有している。つまり、スクリーロータ（４０）の運転中には、圧縮室（２３）において、流体が圧縮されるため、圧縮室（２３）の吸入側と吐出側との間に所定の圧力差が発生する。本発明では、スクリーロータ（４０）の運転中において、この圧力差を利用することで、スライド溝（３３）内のスライドバルブ（４）を変位させ、ひいては圧縮比を調整している。

[0019] 一方、シングルスクリー圧縮機（即ち、スクリーロータ（４０））を停止させると、圧縮室（２３）の吸入側と吐出側との間の圧力差が小さくなっていく。従って、スクリーロータ（４０）の停止時や、その後の駆動機構（１５）の起動時には、このような圧力差を利用してスライドバルブ（４）を第１位置に変位させることが困難となる。そこで、本発明では、スクリーロータ（４０）の停止直前に、予めスライドバルブ（４）を第１位置に変位させるようにしている。

[0020] 即ち、スクリーロータ（４０）の停止直前には、圧縮室（２３）の吸入側と吐出側との間に未だ圧力差があるため、この圧力差を利用してスライドバルブ（４）を確実に第１位置に変位させることができる。このため、その後にスクリーロータ（４０）が停止し、再び駆動機構（１５）が起動してスクリーロータ（４０）の回転が開始される際には、スライドバルブ（４）が第１位置のままの状態となって圧縮比が最低圧縮比となる。

[0021] 第５の発明は、第１乃至第４のいずれか１つの発明において、上記調整機構（３）は、スクリーロータ（４０）の定常運転時に、上記圧縮室（２３）の圧縮比を所定の制御範囲内において調整するように構成され、上記最低の圧縮

比は、上記スクリーロータ（40）の定常運転時の圧縮比の制御範囲よりも小さいことを特徴とする。

[0022] 第5の発明では、スクリーロータ（40）の回転数が定常状態に至る定常運転中には、調整機構（3）によって、圧縮比が所定の制御範囲内で調整される。これにより、スクリーロータ（40）の定常運転時には、例えば運転条件の変化に対応するように、圧縮室（23）の圧縮比を変更することができる。

[0023] 一方、駆動機構（15）の起動時には、圧縮室（23）の圧縮比が、このような定常運転中の圧縮比の制御範囲よりも、小さい最低圧縮比に調整される。従って、シングルスクリー圧縮機の起動時には、定常運転時と比較して、駆動機構（15）の負荷が軽減される。

[0024] 第6の発明は、第1乃至第5のいずれか1つの発明において、上記最低の圧縮比は、1.0であることを特徴とする。

[0025] 第6の発明では、シングルスクリー圧縮機の起動時には、圧縮室（23）の圧縮比が1.0となる。これにより、スクリーロータ（40）の回転が開始される際には、螺旋溝（41）内において、流体が実質的には圧縮されない。その結果、シングルスクリー圧縮機の起動時には、スクリーロータ（40）の回転に要する負荷が、最低の負荷に抑えられる。

発明の効果

[0026] 本発明によれば、駆動機構（15）の起動時には、圧縮比を最低の圧縮比に調整しているため、スクリーロータ（40）の回転を開始させる際、スクリーロータ（40）の回転に要する負荷を低減できる。従って、シングルスクリー圧縮機の起動時には、駆動機構（15）が過負荷状態となることを回避できる。

[0027] また、このように駆動機構（15）の起動時に圧縮比を最低圧縮比とすることで、圧縮室（23）における、いわゆる液圧縮現象を回避できる。この点について具体的に説明する。例えば冷凍装置（空気調和装置や冷却機等）の冷媒回路にシングルスクリー圧縮機を適用する場合、シングルスクリー圧

縮機の停止時には、圧縮室（23）の吸入側の流体（冷媒）が凝縮して液状態となることがある。このような状態から駆動機構（15）を起動すると、圧縮室（23）に吸入された液冷媒を圧縮してしまうことがある。このような液圧縮現象により、駆動機構（15）の負荷が更に増大してしまったり、シングルスクリー圧縮機の部品が破壊してしまったりする虞がある。これに対し、本発明では、シングルスクリー圧縮機の起動時に圧縮比を最低の圧縮比としているため、このような液圧縮現象を未然に回避できる。

[0028] 第2の発明では、スライドバルブ（4）を第1位置（スクリーロータ（40）の吸入側に最も近くなる位置）に変位させてから、駆動機構（15）を起動するようにしている。このため、シングルスクリー圧縮機の起動時には、圧縮比を確実に最低圧縮比とでき、上述した本発明の効果を奏することができる。

[0029] 第3の発明では、付勢機構（10b）によってスライドバルブ（4）を第1位置側に付勢し、このスライドバルブ（4）を当接部によって第1位置に保持させるようにしている。このため、比較的シンプルな構造を用いながら、シングルスクリー圧縮機の起動時における圧縮比を最低圧縮比とすることができる。

[0030] 第4の発明では、圧縮室（23）の吸入側の流体と吐出側の流体との間の差圧を利用して、圧縮室（23）の圧縮比を適宜調整することができる。このため、このシングルスクリー圧縮機が適用される冷凍装置の運転条件（冷却対象の負荷や外気温度等）に応じて、最適な効率が得られるように圧縮比を調整することができる。

[0031] また、本発明では、シングルスクリー圧縮機の停止直前に、上述した差圧を利用してスライドバルブ（4）を第1位置に変位させている。このため、その後にシングルスクリー圧縮機を再び運転させる際には、差圧を利用してスライドバルブ（4）を変位させることなく、圧縮比を確実に最低の圧縮比とすることができる。

[0032] 第5の発明では、シングルスクリー圧縮機の起動時における圧縮比（最

低圧縮比)を、定常運転時の圧縮比よりも小さくしているので、駆動機構(15)の起動時における負荷を抑えることができる。特に、第6の発明では、シングルスクリー圧縮機の起動時における圧縮比(最低圧縮比)を、1.0としているので、駆動機構(15)の起動時における負荷を最小限に抑えることができる。

図面の簡単な説明

[0033] [図1] 図1は、本発明の実施形態に係るスクリー圧縮機の要部の構成を定格負荷に対応する最大V I 運転状態で示す縦断面図である。

[図2] 図2は、図1のスクリー圧縮機の要部の構成を部分負荷に対応する低V I 運転状態で示す縦断面図である。

[図3] 図3は、図1のIII-III線における横断面図である。

[図4] 図4は、スクリー圧縮機の要部を抜き出して示す斜視図である。

[図5] 図5は、スクリー圧縮機のスクリーロータを示す斜視図である。

[図6] 図6は、スクリー圧縮機の圧縮機構の動作を示す平面図であり、図6(A)は吸入行程を示し、図6(B)は圧縮行程を示し、図6(C)は吐出行程を示している。

[図7] 図7は、最大V I 運転状態での圧縮機構の動作を示す展開図であり、図7(A)、図7(B)、図7(C)、図7(D)の順に、スクリーロータが回転していることを示している。

[図8] 図8は、中間V I 運転状態での圧縮機構の動作を示す展開図であり、図8(A)、図8(B)、図8(C)、図8(D)の順に、スクリーロータが回転していることを示している。

[図9] 図9は、スクリー圧縮機の要部の構成を、起動時における最低V I 運転状態で示す縦断面図である。

[図10] 図10は、最低V I 運転状態での圧縮機構の動作を示す展開図であり、図10(A)、図10(B)、図10(C)、図10(D)の順に、スクリーロータが回転していることを示している。

[図11] 図11は、変形例1に係るスクリー圧縮機の要部の構成を、定格負

荷に対応する最大V I 運転状態で示す縦断面図である。

[図12] 図12は、変形例1に係るスクリーュー圧縮機の要部の構成を、起動時における最低V I 運転状態で示す縦断面図である。

[図13] 図13は、変形例2に係るスクリーュー圧縮機の圧縮機構の展開図である。

発明を実施するための形態

[0034] 以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

[0035] 本発明に係るシングルスクリーュー圧縮機(1) (以下、単にスクリーュー圧縮機という)は、比較的大規模なビル等の室内の空調を行うためのチリングユニットに適用されている。このチリングユニットは、冷媒回路の冷媒を循環させて蒸気圧縮式の冷凍サイクルを行う冷凍装置を構成しており、この冷媒回路にスクリーュー圧縮機(1)が接続されている。

[0036] スクリーュー圧縮機(1)は、圧縮機構(20)と、圧縮機構(20)を駆動するための駆動機構(15)と、圧縮機構(20)の容積比V I を調整するための可変V I 機構(3)とを備えている。また、スクリーュー圧縮機(1)は、圧縮機構(20)及び駆動機構(15)を収容するケーシング(30)を備えている。

[0037] 圧縮機構(20)は、図1～図3に示すように、ケーシング(30)内に形成されたシリンダ壁(31)と、このシリンダ壁(31)の中に回転可能に配置された1つのスクリーューロータ(40)と、このスクリーューロータ(40)に噛み合う2つのゲートロータ(50)とを備えている。

[0038] ケーシング(30)内には、圧縮機構(20)の吸入口(24)に臨む吸入室(S1)と、圧縮機構(20)の吐出口(25)に臨む吐出室(S2)とが区画形成されている。上記シリンダ壁(31)における周方向の2カ所には、径方向外側に膨出するとともに上記吸入室(S1)と吐出室(S2)とを連通するように連通部(32)が形成されている。この連通部(32)には、シリンダ壁(31)の軸方向沿いにのびるスライド溝(33)が含まれ、このスライド溝(33)に、後述するスライドバルブ(4)が軸方向へ移動可能に装着されている。なお、上記吐出口(25)には、スライドバルブ(4)に形成されるバルブ側吐出口(27

）と、シリンダ壁（31）に形成されるシリンダ側吐出口（28）とが含まれている。

[0039] 駆動機構（15）は、スクリーロータ（40）に挿通する駆動軸（21）と、この駆動軸（21）を回転させる電動機（16）とを有している。スクリーロータ（40）と駆動軸（21）とは、キー（22）によって連結されている。これにより、スクリーロータ（40）は、駆動機構（15）によって回転駆動されるようになっている。

[0040] 駆動軸（21）は、スクリーロータ（40）と同軸上に配置されている。駆動軸（21）の先端部は、圧縮機構（20）の吐出側（図1における駆動軸（21）の軸方向を左右方向とした場合の右側）に位置するベアリングホルダ（60）に回転自在に支持されている。このベアリングホルダ（60）は、ボールベアリング（61）を介して駆動軸（21）を支持している。また、スクリーロータ（40）は、シリンダ壁（31）に回転可能に嵌合しており、その外周面がシリンダ壁（31）の内周面と油膜を介して摺接している。

[0041] 電動機（16）は、インバータ制御により回転速度を調整することができるように構成されている。このことにより、スクリー圧縮機（1）は、電動機（16）の回転速度を調整して運転容量を変更することができる。スクリー圧縮機（1）の運転容量（単位時間あたりに圧縮機構（20）から吐出される冷媒の吐出量）は、冷媒回路の利用側の負荷に応じて制御される。その際、可変V I 機構（3）のスライドバルブ（4）は、利用側の負荷に応じて制御される運転容量に対して、最適の圧縮効率が得られる容積比（圧縮比）になるように制御される。具体的には、運転状態が定格負荷（100%負荷）状態であるか部分負荷状態であるかによって変化する運転容量に応じて、スライドバルブ（4）は、スクリーロータ（40）の軸方向へ位置が変化する。なお、スクリー圧縮機（1）において、スライドバルブ（4）は、定格負荷の運転状態（図1の状態）と部分負荷の運転状態（図2の状態）とを比較すると、負荷の小さい運転状態の方が上記シリンダ側吐出口（28）の面積が大きくなるように、図1において左側（吸入側）へ位置が変化する。

[0042] 図4、図5に示すスクリーロータ(40)は、概ね円柱状に形成された金属製の部材である。スクリーロータ(40)の外周面には、スクリーロータ(40)の一端(流体(冷媒)の吸入側の端部)から他端(吐出側の端部)へ向かって螺旋状に延びる螺旋溝(41)が複数本(本実施形態では、6本)形成されている。

[0043] スクリーロータ(40)の各螺旋溝(41)は、図5における左端(吸入側の端部)が始端となり、同図における右端が終端(流体の吐出側)となっている。また、スクリーロータ(40)は、同図における左端部がテーパ状に形成されている。図5に示すスクリーロータ(40)では、テーパ面状に形成されたその左端面に螺旋溝(41)の始端が開口する一方、その右端面に螺旋溝(41)の終端は開口していない。スクリーロータ(40)の螺旋溝(41)は、吸入側端部において吸入室(S1)に開放されており、この開放部分が上記圧縮機構(20)の吸入口(24)になっている。

[0044] 各ゲートロータ(50)は、樹脂製の部材である。各ゲートロータ(50)には、長方形板状に形成された複数枚(本実施形態では、11枚)のゲート(51)が放射状に設けられている。各ゲートロータ(50)は、シリンダ壁(31)の外側に、スクリーロータ(40)の回転軸に対して軸対称となるように配置されている。つまり、本実施形態のスクリー圧縮機(1)では、二つのゲートロータ(50)が、スクリーロータ(40)の回転中心軸周りに等角度間隔(本実施形態では180°間隔)で配置されている。各ゲートロータ(50)の軸心は、スクリーロータ(40)の軸心と直交している。各ゲートロータ(50)は、ゲート(51)がシリンダ壁(31)の一部(図示せず)を貫通してスクリーロータ(40)の螺旋溝(41)に噛み合うように配置されている。

[0045] ゲートロータ(50)は、金属製のロータ支持部材(55)に取り付けられている(図4を参照)。ロータ支持部材(55)は、基部(56)とアーム部(57)と軸部(58)とを備えている。基部(56)は、やや肉厚の円板状に形成されている。アーム部(57)は、ゲートロータ(50)のゲート(51)と同数だ

け設けられており、基部（56）の外周面から外側へ向かって放射状に延びている。軸部（58）は、棒状に形成されて基部（56）に立設されている。軸部（58）の中心軸は、基部（56）の中心軸と一致している。ゲートロータ（50）は、基部（56）及びアーム部（57）における軸部（58）とは反対側の面に取り付けられている。各アーム部（57）は、ゲート（51）の背面に当接している。

[0046] ゲートロータ（50）が取り付けられたロータ支持部材（55）は、シリンダ壁（31）に隣接してケーシング（30）内に区画形成されたゲートロータ室（90）に收容されている（図3を参照）。図3におけるスクリーロータ（40）の右側に配置されたロータ支持部材（55）は、ゲートロータ（50）が下端側となる姿勢で設置されている。一方、同図におけるスクリーロータ（40）の左側に配置されたロータ支持部材（55）は、ゲートロータ（50）が上端側となる姿勢で設置されている。各ロータ支持部材（55）の軸部（58）は、ゲートロータ室（90）内の軸受ハウジング（91）にボールベアリング（92, 93）を介して回転自在に支持されている。なお、各ゲートロータ室（90）は、吸入室（S1）に連通している。

[0047] 圧縮機構（20）では、シリンダ壁（31）の内周面と、スクリーロータ（40）の螺旋溝（41）と、ゲートロータ（50）のゲート（51）とによって囲まれた空間が圧縮室（23）になる。圧縮室（23）は、図3における水平方向の中心線よりも上側に位置する第1圧縮室（23a）と、その中心線よりも下側に位置する第2圧縮室（23b）とから構成されている（図5を参照）。

[0048] 上述したように、スクリー圧縮機（1）は、圧縮機構（20）の容積比 V_I を調整するための可変 V_I 機構（調整機構）（3）を備えている。この容積比 V_I は、圧縮機構（20）における吐出容積 V_d に対する吸入容積 V_s の比（ V_s / V_d ）を意味し、換言すると、圧縮機構（20）の圧縮比を意味する。

[0049] 可変 V_I 機構（3）は、上述したスライド溝（33）及びスライドバルブ（4）と、スライド溝（33）内のスライドバルブ（4）の位置を変更するためのバルブ変位機構（18）とを有している。更に、バルブ変位機構（18）は、油圧

シリンダ（５）と圧力調整機構（７０）とを有している（図１及び図２を参照）。

[0050] スライドバルブ（４）は、第１圧縮室（２３ａ）と第２圧縮室（２３ｂ）とにそれぞれ対応するように、双方の圧縮室（２３ａ、２３ｂ）に１つずつ設けられている。スライドバルブ（４）は、スライド溝（３３）に摺動自在に嵌合している。スライド溝（３３）内において、スライドバルブ（４）は、スクリーロータ（４０）の吸入側（吸入口（２４））に最も近づく位置（第１位置）と、吸入口（２４）から最も離れる位置（第２位置）との間を進退自在に構成されている。なお、スライドバルブ（４）が第１位置にあると、スライド溝（３３）の軸方向一端側（吸入側）の内壁と、スライドバルブ（４）の軸方向一端側の端部とが接触する。つまり、シリンダ壁（３１）には、スライドバルブ（４）を第１位置で保持するように、スライドバルブ（４）と当接する当接部（３１ａ）が形成されている。

[0051] また、スライドバルブ（４）の軸方向の他端部には、軸方向に対して斜めに傾斜する傾斜面（４ａ）が形成されている（図７（Ａ）を参照）。この傾斜面（４ａ）は、スクリーロータ（４０）の回転方向（図７（Ａ）に示す矢印方向）に進むにつれて、吐出口（２５）の開口幅を拡大させるように形成されている。

[0052] 圧縮機構（２０）では、スライドバルブ（４）の位置に応じて、吐出口（２５）の開口面積が変化する（図７、図８、及び図１０を参照）。これにより、圧縮室（２３ａ、２３ｂ）と吐出口（２５）との連通位置が変更される。その結果、圧縮室（２３ａ、２３ｂ）から冷媒が吐出される吐出行程のタイミングが調整され、容積比 V_1 が調整される。なお、上述したシリンダ側吐出口（２８）は、スライドバルブ（４）を第２位置とした時を基準に、開口形状が定められている。具体的に、シリンダ側吐出口（２８）は、スライドバルブ（４）の位置が、第１位置から第２位置までの間のいずれの位置であっても、スライドバルブ（４）に閉塞されずに開放されて、冷媒が吐出可能に構成されている。

[0053] スライドバルブ（４）が図７に示す第２位置にあると、吸入口（２４）から最も離れた位置（吐出室（Ｓ２）に最も近い位置）において、圧縮室（２３ａ、２３ｂ）

と吐出口（25）とが連通する。これにより、圧縮室（23a, 23b）の吐出行程の開始のタイミング（圧縮行程の終了のタイミング）が最も遅くなり、容積比 V_I が最大の容積比 $V_{I\max}$ （即ち、最大の圧縮比）となる。一方、スライドバルブ（4）が図10に示す第1位置にあると、吸入口（24）から最も近い位置において、圧縮室（23a, 23b）と吐出口（25）とが連通する。これにより、圧縮室（23a, 23b）の吐出行程の開始のタイミング（圧縮行程の終了のタイミング）が最も早くなり、容積比 V_I が最低の容積比 $V_{I\min}$ （即ち、最低の圧縮比）となる。

[0054] 油圧シリンダ（5）は、シリンダチューブ（6）と、このシリンダチューブ（6）内に装填されたピストン（7）と、このピストン（7）のピストンロッド（8）に連結されたアーム（9）と、このアーム（9）とスライドバルブ（4）とを連結する連結ロッド（10a）と、アーム（9）を図1の左方向（アーム（9）をケーシング（30）に引き寄せる方向）に付勢するスプリング（10b）とを備えている。スプリング（10b）は、スライドバルブ（4）をスクリュロータ（40）の吸入側に付勢する付勢機構を構成している。

[0055] シリンダチューブ（6）の内部には、ピストン（7）によって区画される2つのシリンダ室（11, 12）が形成されている。具体的に、ピストン（7）の軸方向の一端側（図1におけるピストン（7）の左側）には、第1シリンダ室（11）が形成され、ピストン（7）の軸方向の他端側（図1におけるピストン（7）の右側）には、第2シリンダ室（12）が形成されている。両者のシリンダ室（11, 12）の内部の圧力は、基本的には、高圧冷媒（吐出冷媒）と概ね同等の圧力となっている。

[0056] 圧力調整機構（70）は、圧縮室（23）の吸入側の冷媒の圧力と、圧縮室（23）の吐出側の圧力との差を利用して、スライドバルブ（4）を変位させるものである。圧力調整機構（70）は、第1から第3までの連通管（71, 72, 73）と、各連通管（71, 72, 73）に対応する第1から第3までの開閉弁（74, 75, 76）とを有している。各連通管（71, 72, 73）は、一端側が第2シリンダ室（12）に接続し、他端側が吸入室（S1）に連通している。第2シリンダ室（12）

では、第1連通管(71)の接続口が、第2連通管(72)の接続口よりもピストン(7)寄り設けられている。また、第2シリンダ室(12)では、第2連通管(72)の接続口が、第3連通管(73)の接続口よりもピストン(7)寄りに設けられている。各開閉弁(74, 75, 76)は、対応する連通管(71, 72, 73)を開閉するための電磁弁で構成されている。また、スクリー圧縮機(1)は、各開閉弁(74, 75, 76)の開閉状態や、電動機(16)の運転状態(電動機(16)のON/OFFや運転周波数)を制御するためのコントローラ(制御部)(80))を備えている(図1及び図2を参照)。

[0057] 本実施形態のスクリー圧縮機(1)は、スクリーロータ(40)の回転数が所定の回転数に至る定常運転時に、容積比 V_I を適宜変更するように構成されている。具体的に、スクリー圧縮機(1)の定常運転時には、冷媒回路の利用側の負荷に応じて圧縮機構(20)の運転容量が変更されるが、この運転容量の変化に対応するように容積比 V_I が変更される。

[0058] より詳細には、例えば利用側の負荷が定格の負荷(100%負荷)である場合、駆動軸(21)の回転数が比較的大きくなって運転容量も比較的大きくなる。この場合、容積比 V_I が最大容積比 $V_{I\max}$ (例えば $V_{I\max}=3.0$)となるように、スライドバルブ(4)の位置が調整される。また、例えば利用側の負荷が部分負荷である場合、駆動軸(21)の回転数が比較的小さくなって運転容量も比較的小さくなる。この場合、容積比 V_I は、最大容積比 $V_{I\max}$ よりも小さい所定の容積比(例えば中間容積比 $V_{I\text{mid}}=1.5$)となるように、スライドバルブ(4)の位置が調整される。以上のように、スクリー圧縮機(1)の定常運転時には、圧縮機構(20)の容積比 V_I が所定の制御範囲(例えば $V_I=1.5\sim 3.0$ の範囲)で調整される。

[0059] また、本実施形態では、スクリー圧縮機(1)の起動時に、容積比 V_I が最低の容積比に調整される。具体的に、本実施形態では、スクリー圧縮機(1)が停止して圧縮室(23)の吸入側の圧力と吐出側の圧力との差がなくなること、スプリング(10b)に付勢された状態のスライドバルブ(4)が当接部(31a)に当接して第1位置で保持される。その結果、その後、コントロ

ーラ（80）によって電動機（16）がオンされる時点においては、容積比 $V I$ が最低容積比 $V I_{min}$ となる。以上のように、本実施形態では、スプリング（10b）と当接部（31a）とが、スクリー圧縮機（1）の起動時に、スライドバルブ（4）を第1位置に変位させるための変位部を構成している。

[0060] なお、本実施形態の最適容積比 $V I_{min}$ は、定常運転での容積比 $V I$ の制御範囲（ $V I = 1.5 \sim 3.0$ の範囲）よりも小さくなっている。また、本実施形態では、最適容積比 $V I_{min}$ が1.0に設定されている。従って、スライドバルブ（4）を第1位置に保持した状態で、電動機（16）がオンされても、圧縮機構（20）では冷媒が実質的に圧縮されないことになる（詳細は後述する）。

[0061] ー運転動作ー

スクリー圧縮機（1）の運転動作について説明する。

[0062] 〈基本的な運転動作〉

まず、スクリー圧縮機（1）の基本的な運転動作について、図6を参照しながら説明する。

[0063] 運転中のスクリー圧縮機（1）の圧縮機構（20）では、図6（A）に示す吸入行程、図6（B）に示す圧縮行程、及び図6（C）に示す吐出行程が、順に繰り返行われる。以下の説明では、図6においてドットを付した圧縮室（23）に着目する。

[0064] 図6（A）において、ドットを付した圧縮室（23）は、吸入室（S1）に連通している。また、この圧縮室（23）が形成されている螺旋溝（41）は、同図の下側に位置するゲートロータ（50）のゲート（51）と噛み合わされている。スクリーロータ（40）が回転すると、このゲート（51）が螺旋溝（41）の終端へ向かって相対的に移動し、それに伴って圧縮室（23）の容積が拡大する。その結果、吸入室（S1）の低圧ガス冷媒が吸入口（24）を通じて圧縮室（23）へ吸い込まれる。

[0065] スクリーロータ（40）が更に回転すると、図6（B）の状態となる。同図において、ドットを付した圧縮室（23）は、閉じきり状態となっている。つ

まり、この圧縮室（23）が形成されている螺旋溝（41）は、同図の上側に位置するゲートロータ（50）のゲート（51）と噛み合わされ、このゲート（51）によって吸入室（S1）から仕切られている。そして、スクリーロータ（40）の回転に伴ってゲート（51）が螺旋溝（41）の終端へ向かって移動すると、圧縮室（23）の容積が次第に縮小していく。その結果、圧縮室（23）内のガス冷媒が圧縮される。

[0066] スクリーロータ（40）が更に回転すると、図6（C）の状態となる。同図において、ドットを付した圧縮室（23）は、吐出口（25）を介して吐出室（S2）と連通した状態となっている。そして、スクリーロータ（40）の回転に伴ってゲート（51）が螺旋溝（41）の終端へ向かって移動すると、圧縮された高圧ガス冷媒が圧縮室（23）から吐出室（S2）へ押し出されていく。

[0067] 〈定常運転時に容積比 V_I の調整動作〉

次に、スクリー圧縮機（1）の定常運転時において、容積比 V_I を調整する動作について説明する。スクリー圧縮機（1）の定常運転時には、最大 V_I 運転と中間 V_I 運転とが少なくとも実行可能となっている。

[0068] [最大 V_I 運転]

冷凍装置の負荷が定格負荷である場合、圧縮機構（20）の圧縮室（23）の容積比 V_I が最大容積比 $V_{I\max}$ （例えば $V_{I\max}=3.0$ ）に調整される。具体的に、冷凍装置の負荷が定格負荷であると、コントローラ（80）によって電動機（16）の運転周波数が最大周波数に制御され、駆動軸（21）の回転数が高速となる。その結果、圧縮機構（20）の運転容量も最大容量となる。また、コントローラ（80）によって、第1開閉弁（74）及び第2開閉弁（75）が閉状態に制御され、第3開閉弁（76）が開状態に制御される。

[0069] 第3開閉弁（76）が開状態になると、吸入室（S1）と連通する第2シリンダ室（12）の内圧は、第1シリンダ室（11）の内圧と比較して相対的に低くなる。このため、ピストン（7）は、第2シリンダ室（12）側（図1における右側）に変位していく。図1に示すように、このピストン（7）が第3連通管（73）を塞ぐ位置にまで変位すると、第2シリンダ室（12）の圧力が上昇し

、ピストン（７）が第１シリンダ室（１１）側（図１における左側）に変位する。すると、第３連通管（７３）の開口端が再び開放され、第２シリンダ室（１２）の内圧が再び低下する。その結果、ピストン（７）は、再び第３連通管（７３）の開口端を塞ぐ位置に変位する。以上のようにして、ピストン（７）は、実質的には、第３連通管（７３）の開口端の近傍に保持される（図１を参照）。その結果、ピストン（７）と連結するスライドバルブ（４）は、吸入口（２４）から最も離れる第２位置に保持される。

[0070] 図７に示すように、スライドバルブ（４）が第２位置にある状態では、吐出口（２５）の開口面積が最も小さくなり、吐出行程の開始のタイミング（即ち、圧縮行程の終了のタイミング）が最も遅くなる。この点について、図７（Ａ）に示す太線内の螺旋溝（４１）（螺旋溝（４１ａ））に着目しながら具体的に説明する。なお、図７（Ｂ）、図７（Ｃ）、図７（Ｄ）では、スライドバルブ（４）の図示を省略する一方、吐出口（２５）を破線で表している。また、図７（Ｂ）、図７（Ｃ）、図７（Ｄ）では、着目する螺旋溝（４１ａ）内に形成される圧縮室（２３）にドットを付している。

[0071] 図７（Ａ）の状態では、吸入口（２４）と螺旋溝（４１ａ）とが未だゲート（５１）によって仕切られていない。また、螺旋溝（４１ａ）と吐出口（２５）とは、スライドバルブ（４）によって仕切られている。このため、図７（Ａ）に示す状態の螺旋溝（４１ａ）では、上述した吸入行程が行われる。

[0072] 図７（Ａ）の状態のスクリーロータ（４０）が回転して図７（Ｂ）に示す状態になると、吸入口（２４）と螺旋溝（４１ａ）とがゲート（５１）によって仕切られる。また、螺旋溝（４１ａ）と吐出口（２５）とは、スライドバルブ（４）によって仕切られている。このため、図７（Ｂ）に示す状態の螺旋溝（４１ａ）では、吸入行程が終了し、上述した圧縮行程が開始される。

[0073] 図７（Ｂ）の状態のスクリーロータ（４０）が回転すると、螺旋溝（４１ａ）内の圧縮室（２３）の容積が徐々に小さくなっていく。これにより、圧縮行程が継続して行われ、圧縮室（２３）内の冷媒の圧力が高くなっていく。そして、スクリーロータ（４０）が図７（Ｃ）に示す状態になると、圧縮室（２３）と吐

出口（25）とが連通する。その結果、圧縮行程が終了し、上述した吐出行程が開始される。以上のように、定格負荷での運転では、圧縮室（23）と吐出口（25）とが連通するタイミングが最も遅くなる。このため、吐出容量 V_d が小さくなるため、容積比 V_I が最大容積比 V_{max} となる。

[0074] 図7(D)に示すように、スクリーロータ（40）が更に回転すると、吐出口（25）から高压ガス冷媒が流出していく。この吐出行程は、螺旋溝（41a）内の圧縮室（23）と吐出口（25）とが遮断されるまで行われる。

[0075] [中間 V_I 運転]

冷凍装置の負荷が部分負荷である場合、圧縮機構（20）の圧縮室（23）の容積比 V_I が中間容積比 V_{Imid} （例えば $V_{Imid}=1.5$ ）に調整される。具体的に、冷凍装置の負荷が部分負荷であると、コントローラ（80）によって電動機（16）の運転周波数が所定の周波数（上記最大周波数よりも小さい周波数）に制御され、駆動軸（21）の回転数が上記最大 V_I 運転時よりも低速となる。その結果、圧縮機構（20）の運転容量も、最大 V_I 運転より小さくなる。また、コントローラ（80）によって、第2開閉弁（75）が開状態に制御され、第1及び第3開閉弁（74, 76）が閉状態に制御される。

[0076] 第2開閉弁（75）が開状態になると、吸入室（S1）と連通する第2シリンダ室（12）の内圧は、第1シリンダ室（11）の内圧と比較して相対的に低くなる。このため、ピストン（7）は、第2シリンダ室（12）側（図2における右側）に変位していく。図2に示すように、このピストン（7）が第2連通管（72）を塞ぐ位置にまで変位すると、第2シリンダ室（12）の圧力が上昇し、ピストン（7）が第1シリンダ室（11）側（図2における左側）に変位する。すると、第2連通管（72）の開口端が開放されることで、第2シリンダ室（12）の圧力が再び低下する。その結果、ピストン（7）は、再び第2連通管（72）の開口端を塞ぐ位置に変位する。以上のようにして、ピストン（7）は、実質的には、第2連通管（72）の開口端の近傍に保持される（図2を参照）。その結果、ピストン（7）と連結するスライドバルブ（4）は、第1位置と第2位置との間の所定の位置（中間位置）に保持される。

[0077] 図8に示すように、スライドバルブ(4)が中間位置にある状態では、吐出口(25)の開口面積も中間面積(最大面積と最小面積との間の所定の面積)となり、吐出行程の開始のタイミングは、定格負荷の運転時よりも遅くなる。

[0078] 図8(A)の状態では、吸入口(24)と螺旋溝(41a)とが未だゲート(51)によって仕切られていない。また、螺旋溝(41a)と吐出口(25)とは、スライドバルブ(4)によって仕切られている。このため、図8(A)に示す状態の螺旋溝(41a)では、上述した吸入行程が行われる。

[0079] 図8(A)の状態のスクリーロータ(40)が回転して図8(B)に示す状態になると、吸入口(24)と螺旋溝(41a)とがゲート(51)によって仕切られる。また、螺旋溝(41a)と吐出口(25)とは、スライドバルブ(4)によって仕切られている。このため、図8(B)に示す状態の螺旋溝(41a)では、吸入行程が終了し、上述した圧縮行程が開始される。

[0080] 図8(B)の状態のスクリーロータ(40)が回転すると、螺旋溝(41a)内の圧縮室(23)の容積が徐々に小さくなっていく。これにより、圧縮行程が継続して行われ、圧縮室(23)内の冷媒の圧力が高くなっていく。そして、スクリーロータ(40)が図8(C)に示す状態になると、圧縮室(23)と吐出口(25)とが連通する。その結果、圧縮行程が終了し、上述した吐出行程が開始される。以上のように、定格負荷での運転では、圧縮室(23)と吐出口(25)とが連通するタイミングが、定格負荷での運転(図7を参照)よりも早くなる。このため、吐出容量 V_d が大きくなるため、容積比 V_I が中間容積比 V_{mid} となる。

[0081] 図8(D)に示すように、スクリーロータ(40)が更に回転すると、吐出口(25)から高圧ガス冷媒が流出していく。この吐出行程は、螺旋溝(41a)内の圧縮室(23)と吐出口(25)とが遮断されるまで行われる。

[0082] 〈最低 V_I での起動動作〉

スクリー圧縮機(1)の運転を開始して上述のような定常運転に至るまでの間には、電動機(16)の負荷が増大する。従って、電動機(16)では、比

較的大きな起動トルクや起動電流を要するため、電動機（16）の大型化を招いたり、省エネ性が損なわれたり、起動時の信頼性が損なわれたりする、虞がある。

[0083] また、冷凍装置を停止させると、冷媒回路の低圧ライン（スクリー圧縮機（1）の吸入側）の冷媒が凝縮して液状態となることがある。この状態から、スクリー圧縮機（1）の運転を開始すると、圧縮室（23）で液冷媒が圧縮されてしまう、いわゆる液圧縮現象が発生してしまう虞がある。その結果、圧縮機構（20）が破壊されてしまう虞もある。

[0084] そこで、本実施形態では、スクリー圧縮機（1）は、起動時において、圧縮機構（20）の容積比が最低容積比 V_{Imin} となるようになっている。この点について具体的に説明する。

[0085] 上述した定常運転が終了してスクリー圧縮機（1）が停止すると、冷凍装置の冷媒回路の高圧と低圧とが均圧していく。これにより、スクリー圧縮機（1）では、吸入室（S1）と高圧室（S2）との間の差圧も小さくなる。このため、スライドバルブ（4）の軸方向の一端側（吸入室（S1）側）に作用する圧力と、スライドバルブ（4）の軸方向の他端側（吐出室（S2）側）に作用する圧力との差も小さくなる。また、第1シリンダ室（11）の内圧と第2シリンダ室（12）の内圧との差も小さくなる。その結果、スクリー圧縮機（1）の停止時には、スプリング（10b）に付勢されたスライドバルブ（4）が当接部（31a）に当接し、このスライドバルブ（4）が第1位置に保持される（図9を参照）。

[0086] スクリー圧縮機（1）の運転の開始時には、スライドバルブ（4）が第1位置に保持された状態で、駆動機構（15）が起動する。具体的に、スライドバルブ（4）が図10（A）に示す位置となった状態で電動機（16）がオンされると、冷媒が螺旋溝（41a）内に吸入されて吸入行程が開始する。図10（A）の状態のスクリーロータ（40）が回転して図10（B）に示す状態になると、吸入口（24）と螺旋溝（41a）とがゲート（51）によって仕切られる。

[0087] ここで、スライドバルブ（4）が第1位置にある場合には、吸入口（24）と

螺旋溝（41a）とがゲート（51）に仕切られるのとほぼ同時に、螺旋溝（41a）と吐出口（25）とが連通する。つまり、最低 $V I$ での起動動作では、吸入行程の終了とほぼ同時に吐出行程が開始されるため、圧縮行程が実質的に行われない。従って、この最低 $V I$ での起動動作では、容積比（圧縮比） $V I$ が1.0となった状態で、駆動軸（21）の回転数が早くなっていく。

[0088] スクリューロータ（40）が図10（C）、図10（D）の順に更に回転していくと、螺旋溝（41a）内の冷媒が吐出口（25）から吐出室（S2）へ流出していく。そして、駆動機構（15）によって駆動される駆動軸（21）（スクリューロータ（40））が所定の回転数に至ると、上述した定常運転となって冷媒が圧縮される。以上のように、本実施形態では、駆動機構（15）が起動してから、スクリューロータ（40）の回転数が所定の速度に至るまでは、容積比が最低容積比 $V I$ に制御される。

[0089] ー実施形態の効果ー

上記実施形態では、スクリュー圧縮機（1）の起動時において、圧縮機構（20）の容積比 $V I$ が最低容積比 $V I_{min}$ に制御される。このため、電動機（16）の起動トルクや起動電流を抑えることができ、電動機（16）の小型化、省エネ性の向上、起動時の信頼性の向上を図ることができる。

[0090] また、スクリュー圧縮機（1）の起動時において、容積比 $V I$ を最低容積比 $V I$ とすることで、圧縮室（23）で液冷媒を圧縮してしまう、液圧縮現象を未然に回避できる。

[0091] 特に、上記実施形態では、最低容積比 $V I_{min}$ を1.0としているため、電動機（16）の起動トルクや起動電流を最低限に抑えることができる。また、液圧縮現象を確実に回避できる。

[0092] 上記実施形態では、スプリング（10b）によってスライドバルブ（4）を第1位置に付勢しているため、スクリューロータ（40）の吸入側と吐出側との間の差圧がなくなっても、スライドバルブ（4）を確実に第1位置側に移動させることができる。また、スクリュー圧縮機（1）の停止中に予めスライドバルブ（4）を第1位置に移動させることができるため、スクリュー圧縮機（1

）の起動時には、確実に最低容積比 V_{Imin} の運転を行うことができる。また、第1位置に付勢されたスライドバルブ（4）を当接部（31a）に接触させるため、スライドバルブ（4）を確実に第1位置に保持できる。

[0093] 《実施形態の変形例》

上記実施形態については、以下のような変形例の構成としても良い。

[0094] 〈スプリングを省略した構成（変形例1）〉

図11及び図12示すように、上記実施形態について、スプリング（10b）を省略した構成としても良い。この変形例1では、運転中のスクリー圧縮機（1）の停止直前に、吸入室（S1）と吐出室（S2）との差圧によってスライドバルブ（4）を第1位置に移動させるようにしている。

[0095] より詳細には、まず、スクリー圧縮機（1）の定常運転時には、上記実施形態と同様、圧力調整機構（70）によって第2シリンダ室（S2）の内圧が調整され、これにより、スライドバルブ（4）の位置、ひいては容積比 V_I が調整される。このような定常運転時から、スクリー圧縮機（1）の停止信号がコントローラ（80）に入力されると、駆動機構（15）を停止させる前に、コントローラ（80）が全ての開閉弁（74, 75, 76）を全閉とする制御を行う。

[0096] 全ての開閉弁（74, 75, 76）が閉じた状態になると、第1シリンダ室（11）の内圧と第2シリンダ室（12）の内圧は、ほぼ均一となる。一方、スライドバルブ（4）には、吸入室（S1）側の吸入圧（低圧）と、吐出室（S2）側の吐出圧（高圧）とが作用しており、駆動機構（15）を停止させる前には、吐出室（S2）の圧力の方が吸入室（S1）の圧力よりも高くなっている。このため、スライドバルブ（4）は、このような差圧によって吸入室（S1）側に移動し、当接部（31a）と接触して第1位置に保持される（図12を参照）。

[0097] その後、駆動機構（15）に停止信号が出力されてスクリー圧縮機（1）が停止すると、吸入室（S1）と吐出室（S2）との間の差圧はほぼ無くなるが、スライドバルブ（4）は第1位置の状態のままである。このような状態から、スクリー圧縮機（1）の運転が開始されることで、駆動機構（15）の起動時には、スライドバルブ（4）を確実に第1位置とすることができる。その結果

、スクリーユ圧縮機（１）の運転を開始する際、容積比 V_I を最低容積比 V_{min} とすることができ、電動機（１６）の起動トルクや起動電流を低減したり、液圧縮現象を回避したりできる。

[0098] 〈スライドバルブの形状が異なる構成（変形例２）〉

図１３に示すように、スライドバルブ（４）の形状を上記実施形態と異なる形状とすることもできる。変形例２のスライドバルブ（４）は、第１位置となる状態で（即ち、容積比 V_I が最低容積比 V_{Imin} となる状態で）、吐出口（２５）の開口面積が最大限に大きくなるように、スライドバルブ（４）の軸周りの幅（径）が定められている。具体的には、スライドバルブ（４）の径は、吸入行程が終了して螺旋溝（４１ａ）と吐出口（２５）とが連通するタイミングにおいて、傾斜面（４ａ）の一端部（図１３における左端部）が螺旋溝（４１ａ）に跨り、且つ傾斜面（４ａ）の他端部（図１３における右端部）がスクリーユロータ（４０）の吐出側端部に跨るように、定められている。

[0099] このようにして第１位置のスライドバルブ（４）によって形成される吐出口（２５）の開口面積を最大限に大きくすることで、吐出口（２５）の圧力損失を効果的に低減できる。即ち、スライドバルブ（４）を第１位置とすると、容積比 V_I が最低容積比 V_{Imin} となるため、吐出口（２５）を通過する冷媒の流量が増大し、これに伴い圧力損失も増大し易くなる。しかしながら、このように最大容積比 V_{Imin} における吐出口（２５）の開口面積を大きくすることで、冷媒の流速が小さくなり、ひいては圧力損失を低減できる。

[0100] 《その他の実施形態》

上記実施形態については、以下のような構成としてもよい。

[0101] 上記実施形態のスプリング（１０ｂ）の位置は、単なる一例である。例えばスプリング（１０ｂ）を直接的にスライドバルブ（４）に繋げて、スライドバルブ（４）を第１位置側に付勢する構成としても良い。また、ピストン（７）を吸入室（Ｓ１）側に付勢するように、第２シリンダ室（１２）にスプリング（１０ｂ）を繋げるようにしても良い。

[0102] また、バルブ変位機構（１８）を他の構成としても良い。具体的には、例え

ばスライドバルブ（４）を小型のモータ等でスライドさせる構成としても良い。また、複数の連通管（７１，７２，７３）と複数の開閉弁（７４，７５，７６）に換えて、例えば第２シリンダ室（１２）と吸入室（Ｓ１）とを繋ぐ１つの連通管と、この連通管の開度を微調整できる電動弁等を用いて、第２シリンダ室（１２）の内圧を調整できる構成としても良い。

[0103] 上記実施形態では、スクリー圧縮機（１）の起動時における最低容積比 V_{Imin} を １．０としているが、最低の容積比であれば、これに限らず １．０よりも大きな容積比であっても良い。

[0104] また、上記実施形態では、例えば図 ７（Ｂ）に示すように、ゲート（５１）によって吸入口（２４）と螺旋溝（４１ａ）とが仕切られると同時に、この螺旋溝（４１ａ）と吐出口（２５）とを連通させることで、容積比を １．０とするようにしている。しかしながら、ゲート（５１）によって吸入口（２４）と螺旋溝（４１ａ）とが仕切られる前から、この螺旋溝（４１ａ）と吐出口（２５）とを連通させるようにスライドバルブ（４）の第 １ 位置を設定するようにしても良い。このようにしても、螺旋溝（４１ａ）内では、冷媒が圧縮されないため、容積比を １．０とすることができる。つまり、“容積比＝１．０”とは、吸入口（２４）と吐出口（２５）とを螺旋溝（４１ａ）を介して連通させることで、螺旋溝（４１ａ）内で冷媒が全く圧縮されないことも、含む意味である。

[0105] なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

産業上の利用可能性

[0106] 以上説明したように、本発明は、スクリー圧縮機の起動時における駆動機構の負荷を低減する対策として有用である。

符号の説明

- [0107] １ スクリュー圧縮機（シングルスクリー圧縮機）
 ３ 可変 V/I 機構（調整機構）
 ４ スライドバルブ
 10b スプリング（付勢機構、変位部）

- 15 駆動機構
- 23 圧縮室
- 25 吐出口
- 31 シリンダ壁（シリンダ）
- 31a 当接部（変位部）
- 33 スライド溝
- 40 スクリューロータ
- 41 螺旋溝
- 50 ゲートロータ
- 51 ゲート
- 80 コントローラ（制御部）

請求の範囲

[請求項1] 外周面に螺旋溝（41）が形成されて軸方向の一端が流体の吸入側となり他端が吐出側となるスクリーロータ（40）と、上記螺旋溝（41）に噛み合わされる複数のゲート（51）が放射状に形成されたゲートロータ（50）と、上記スクリーロータ（40）を回転させる駆動機構（15）と、上記螺旋溝（41）内に流体の圧縮室（23）を区画するように上記スクリーロータ（40）を収容するシリンダ（31）と、上記圧縮室（23）の流体を上記スクリーロータ（40）の吐出側に流出させるための吐出口（25）と、を備えたシングルスクリー圧縮機であって、

上記圧縮室（23）の圧縮比を所定の範囲内で調整する調整機構（3）を備え、

上記調整機構（3）は、上記駆動機構（15）の少なくとも起動時に、上記圧縮室（23）の圧縮比を最低の圧縮比とするように構成されていることを特徴とするシングルスクリー圧縮機。

[請求項2] 請求項1において、

上記調整機構（3）は、上記シリンダ（31）の内壁に該シリンダ（31）の軸方向に沿って形成されるスライド溝（33）と、該スライド溝（33）に摺動自在に嵌合して上記圧縮室（23）と吐出口（25）との連通位置を可変とするスライドバルブ（4）と、該スライドバルブ（4）が上記スクリーロータ（40）の吸入側に最も近い第1位置となるようにスライドバルブ（4）を変位させる変位部（10b, 31a）と、上記スライドバルブ（4）が上記第1位置にある状態で上記駆動機構（15）を起動する制御部（80）と、を有することを特徴とするシングルスクリー圧縮機。

[請求項3] 請求項2において、

上記変位部（10b, 31a）は、上記スライドバルブ（4）をスクリーロータ（40）の吸入側に向かって付勢する付勢機構（10b）と、該付

勢機構（10b）によって付勢されたスライドバルブ（4）に当接してスライドバルブ（4）を第1位置で保持する当接部（31a）とを有することを特徴とするシングルスクリュウ圧縮機。

[請求項4]

請求項2において、

上記調整機構（3）は、上記スクリュウロータ（40）の運転中に、圧縮室（23）の吸入側の流体と吐出側の流体との差圧によって上記スライドバルブ（4）を変位させる圧力調整機構（70）を有し、

上記圧力調整機構（70）は、運転中のスクリュウロータ（40）を停止させる直前に、上記スライドバルブ（4）を第1位置に変位させる上記変位部（10b, 31a）を構成していることを特徴とするシングルスクリュウ圧縮機。

[請求項5]

請求項1乃至4のいずれか1つにおいて、

上記調整機構（3）は、スクリュウロータ（40）の定常運転時に、上記圧縮室（23）の圧縮比を所定の制御範囲内において調整するように構成され、

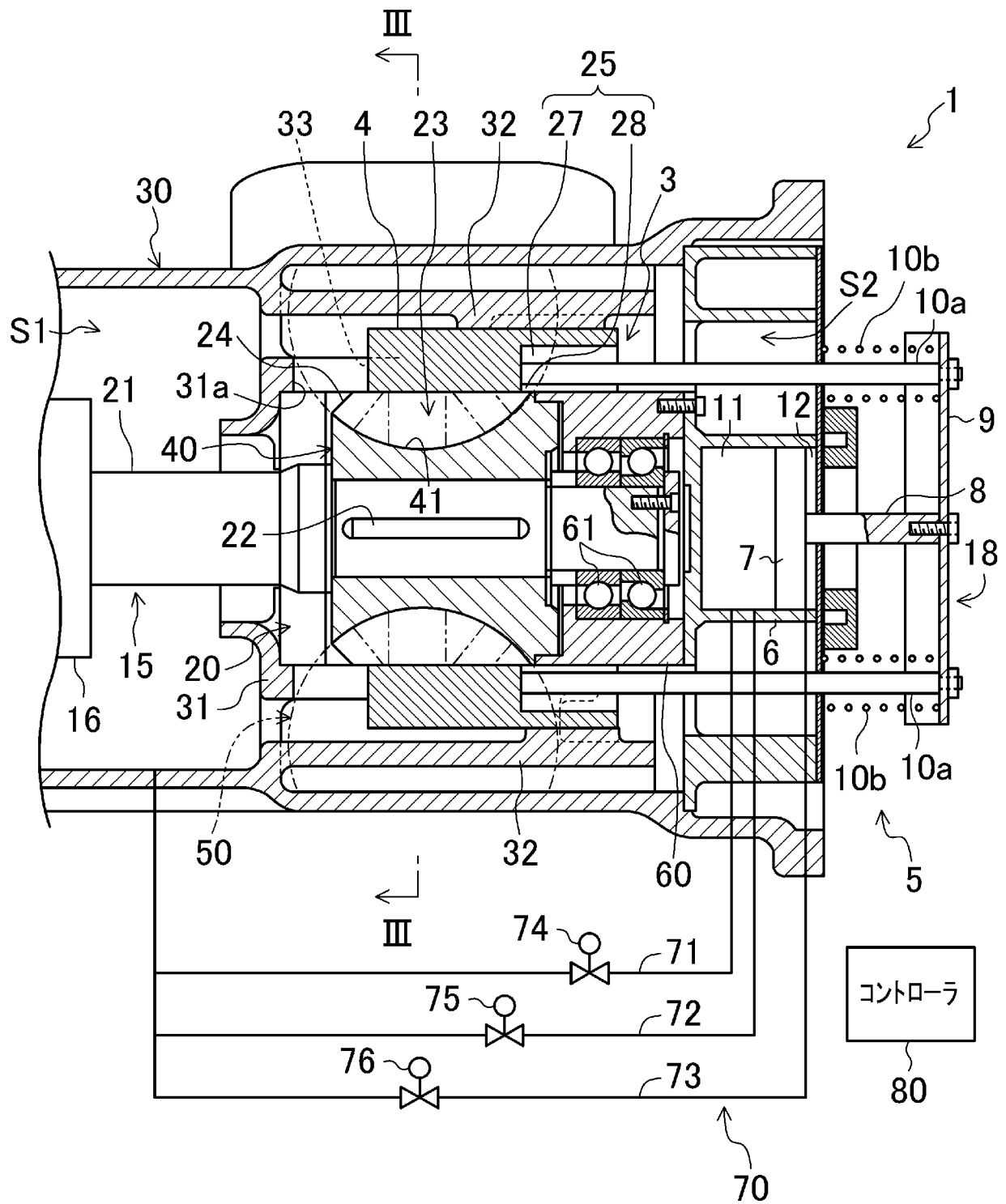
上記最低の圧縮比は、上記スクリュウロータ（40）の定常運転時の圧縮比の制御範囲よりも小さいことを特徴とするシングルスクリュウ圧縮機。

[請求項6]

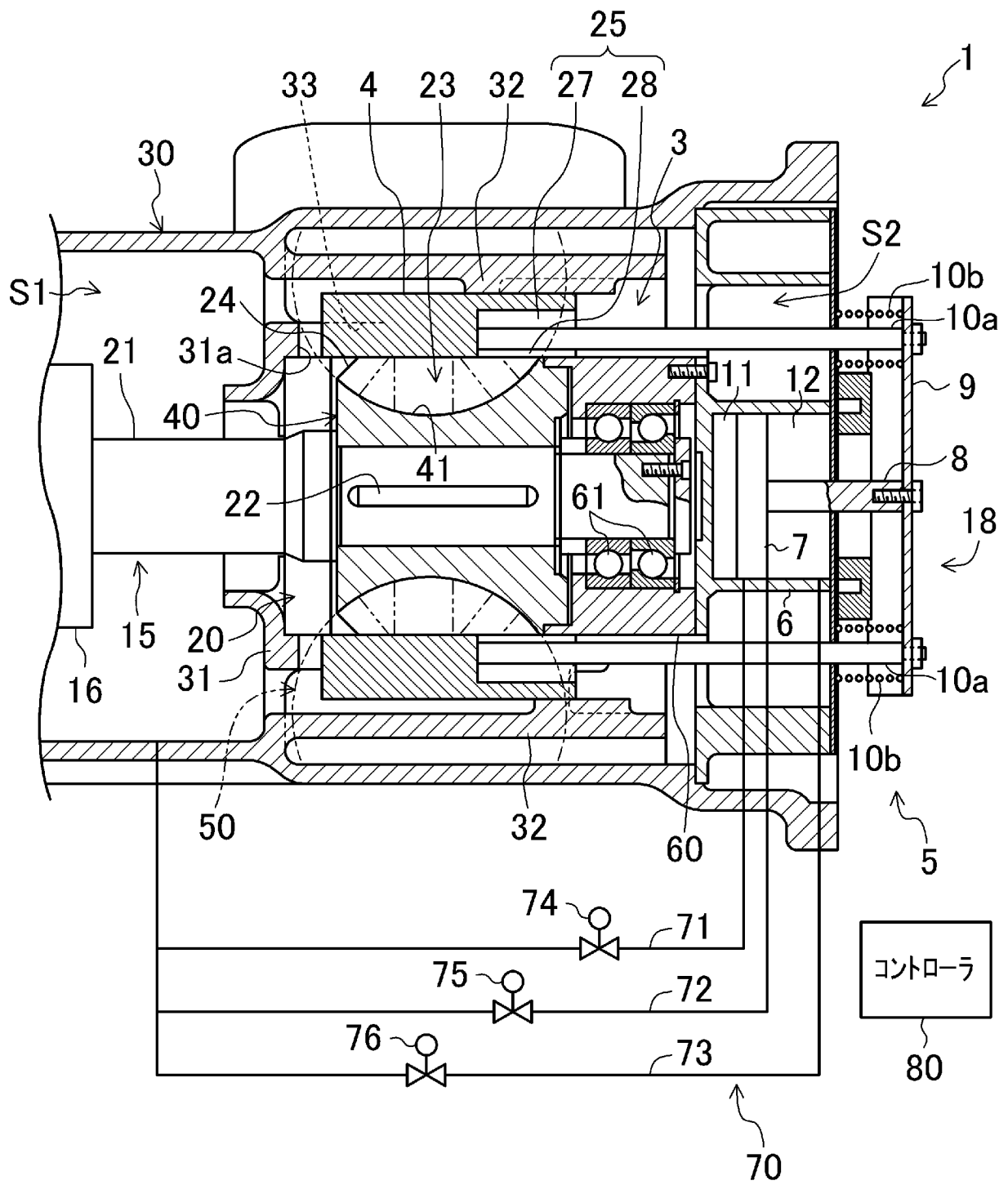
請求項1乃至5のいずれか1つにおいて、

上記最低の圧縮比は、1.0であることを特徴とするシングルスクリュウ圧縮機。

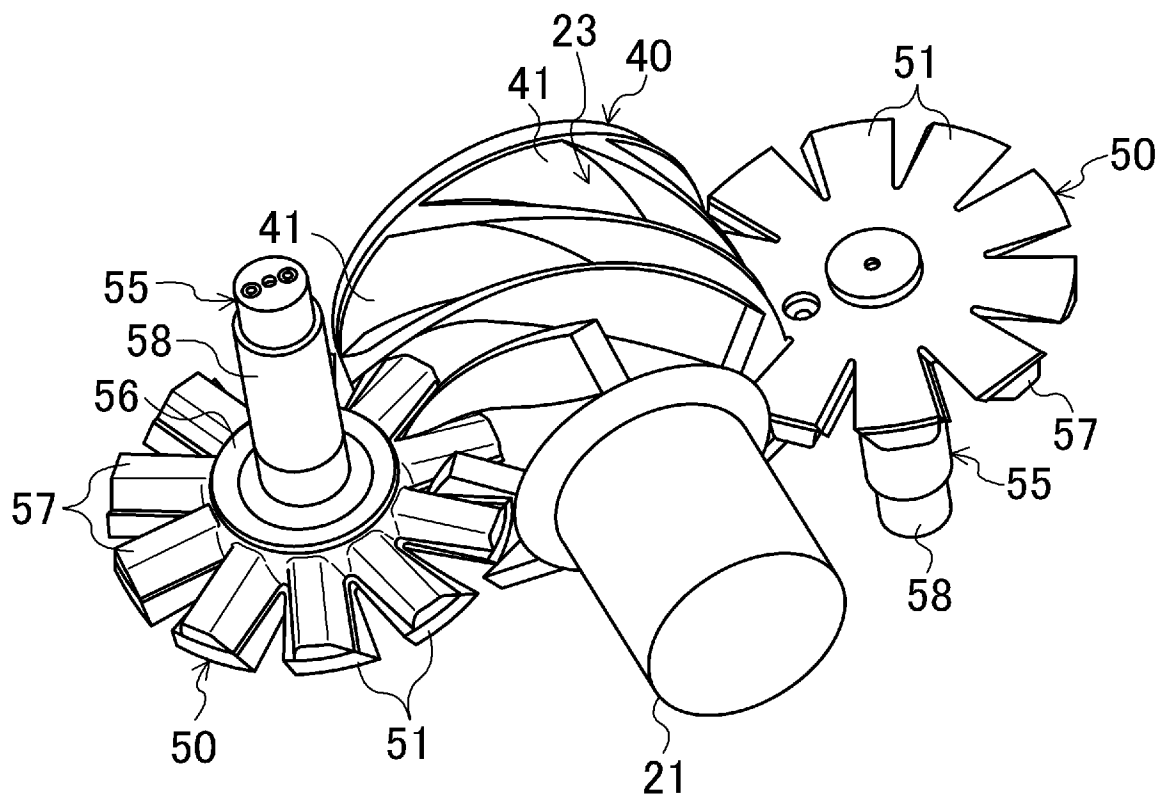
[図1]



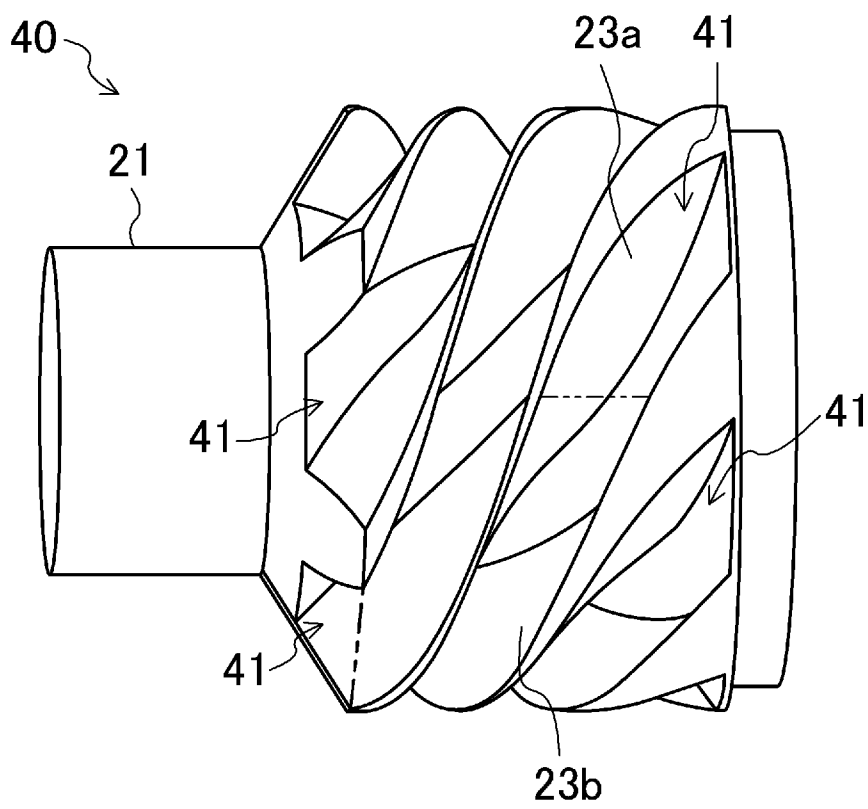
[図2]



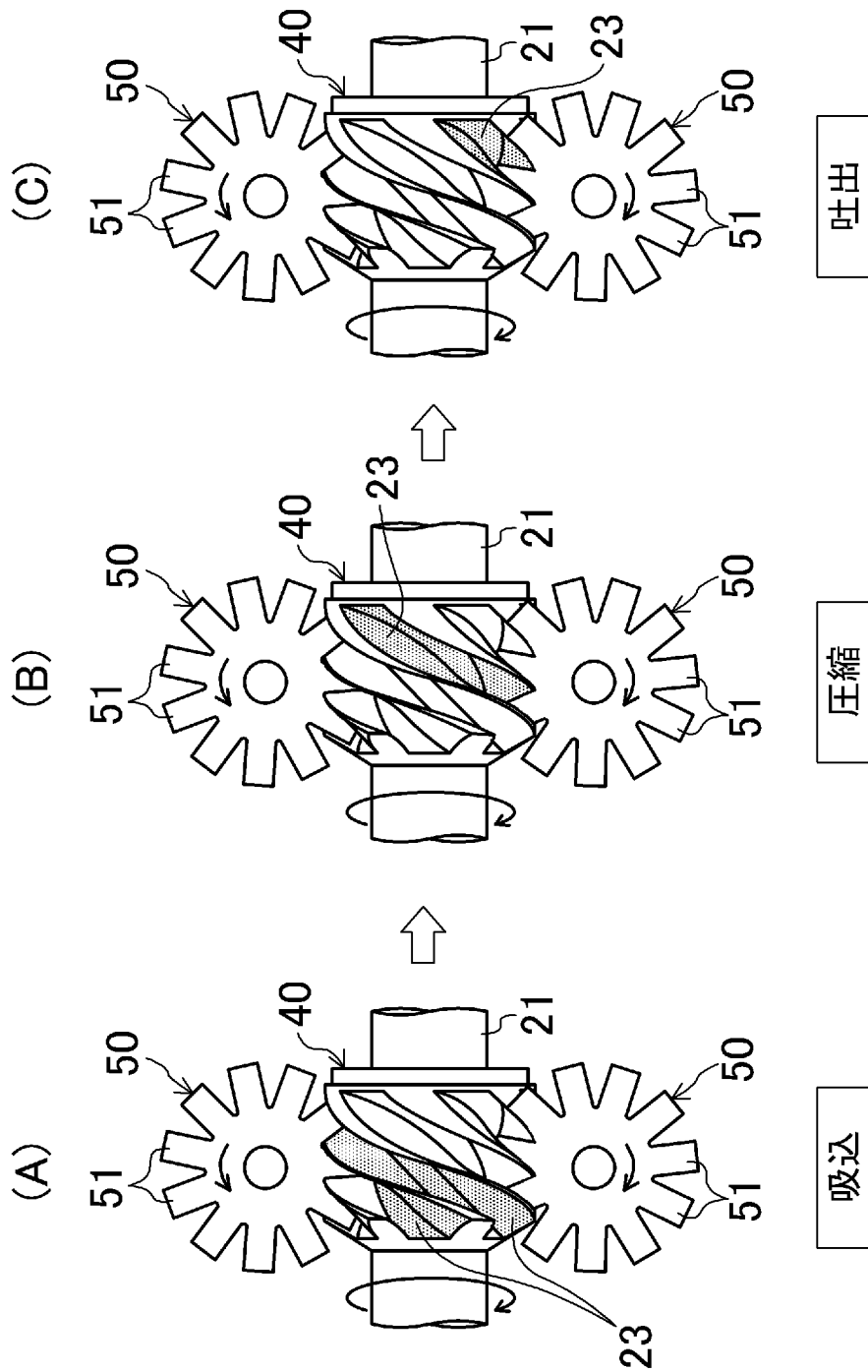
[図4]



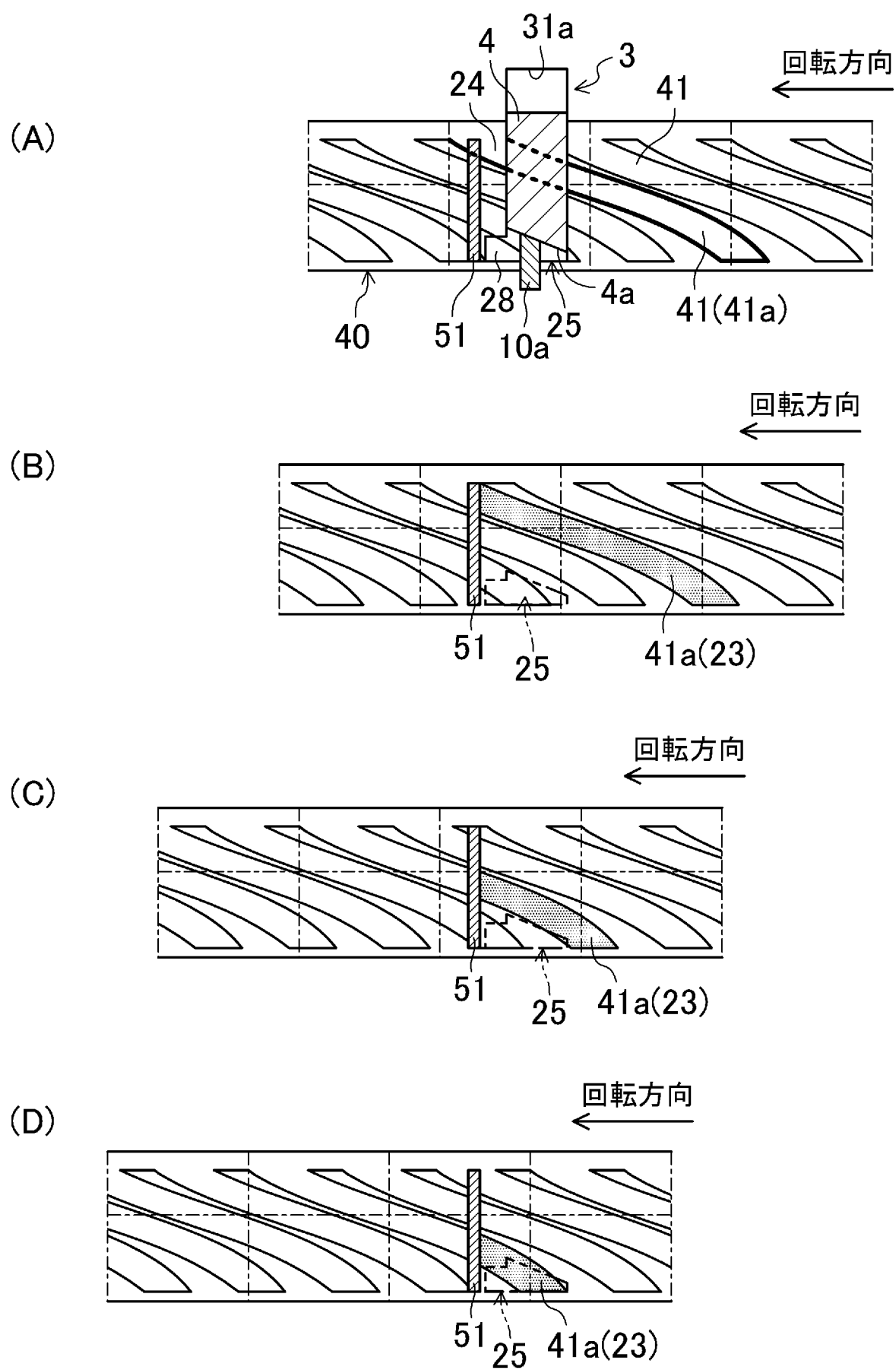
[図5]



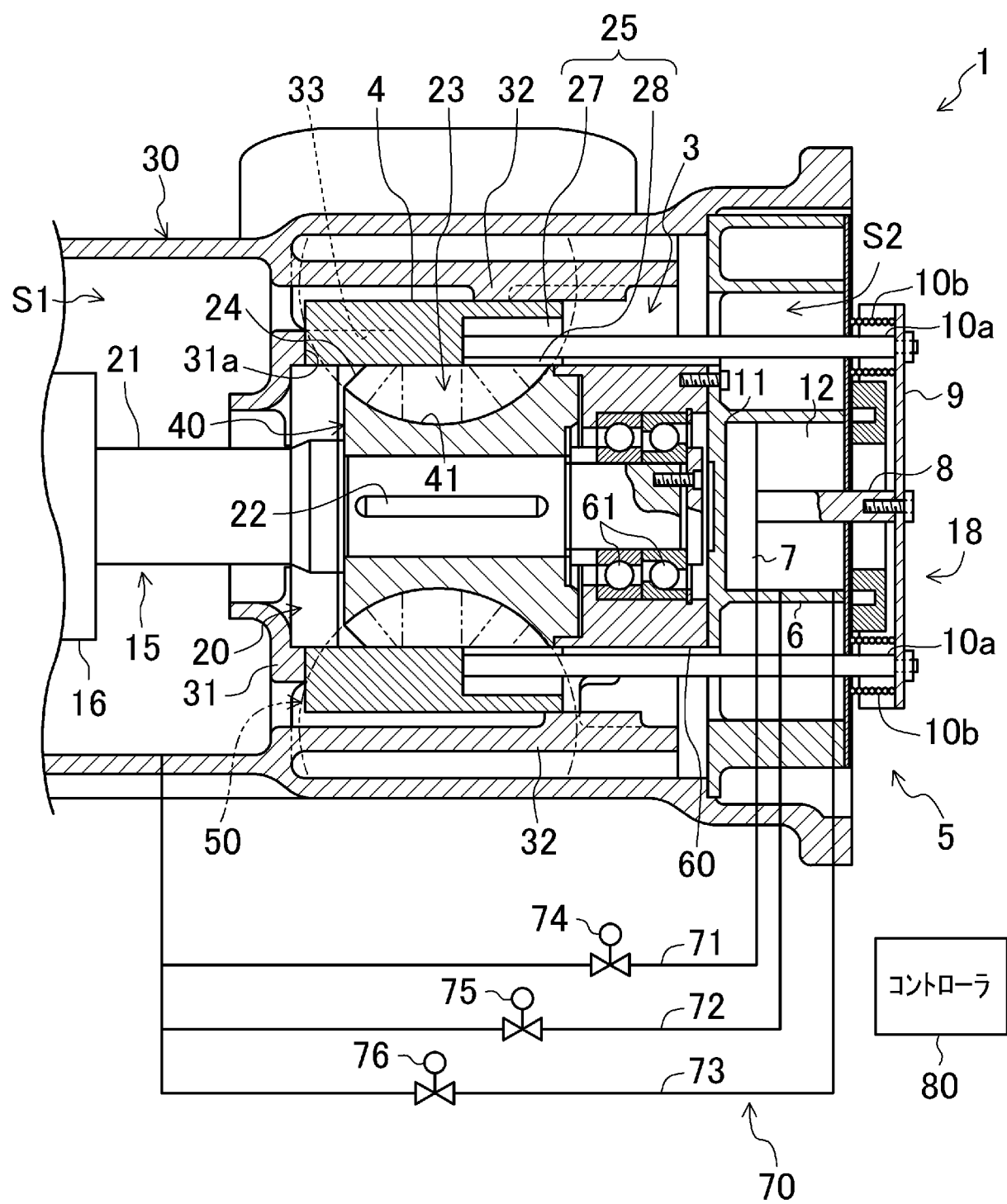
[図6]



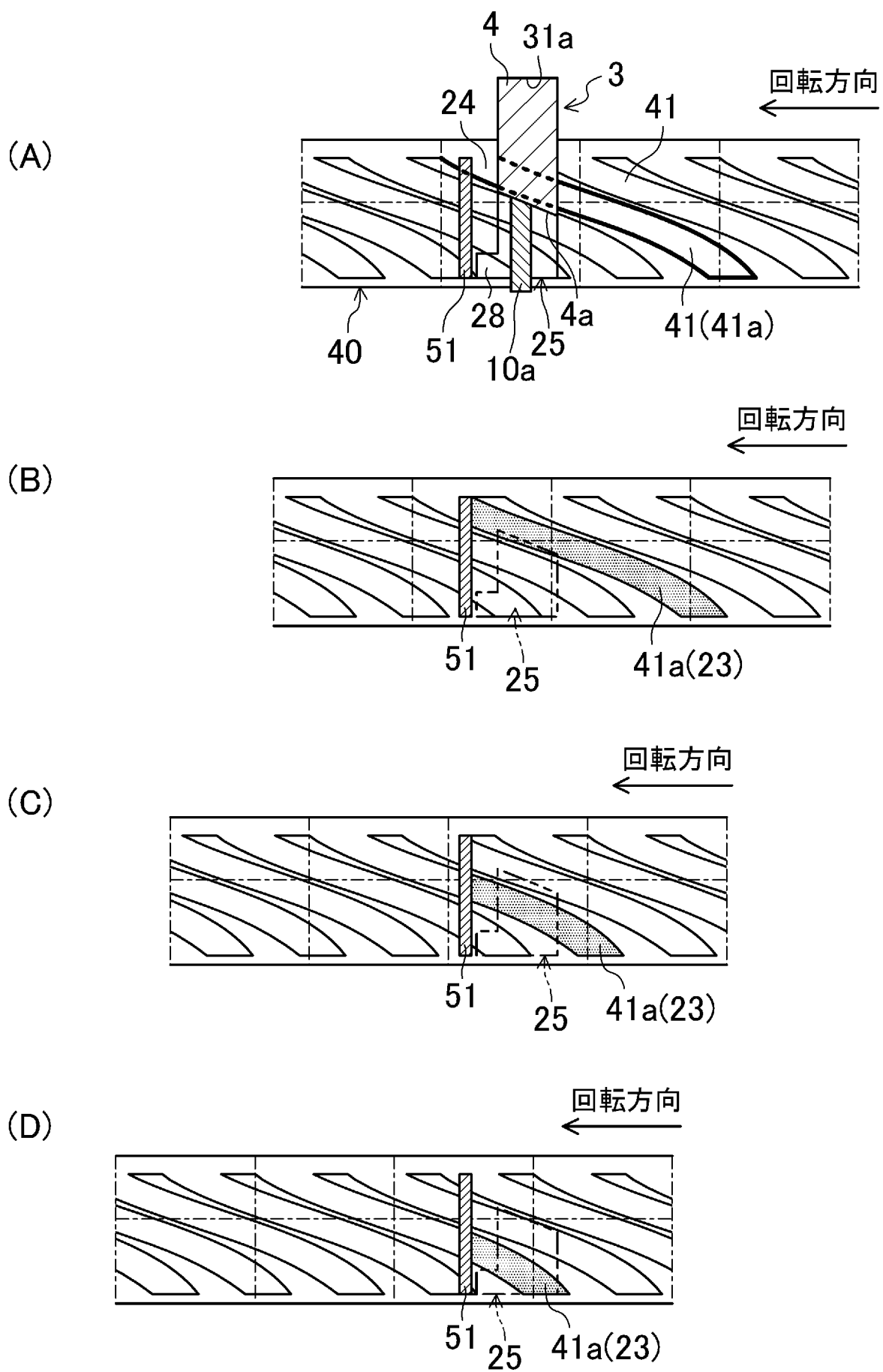
[図7]



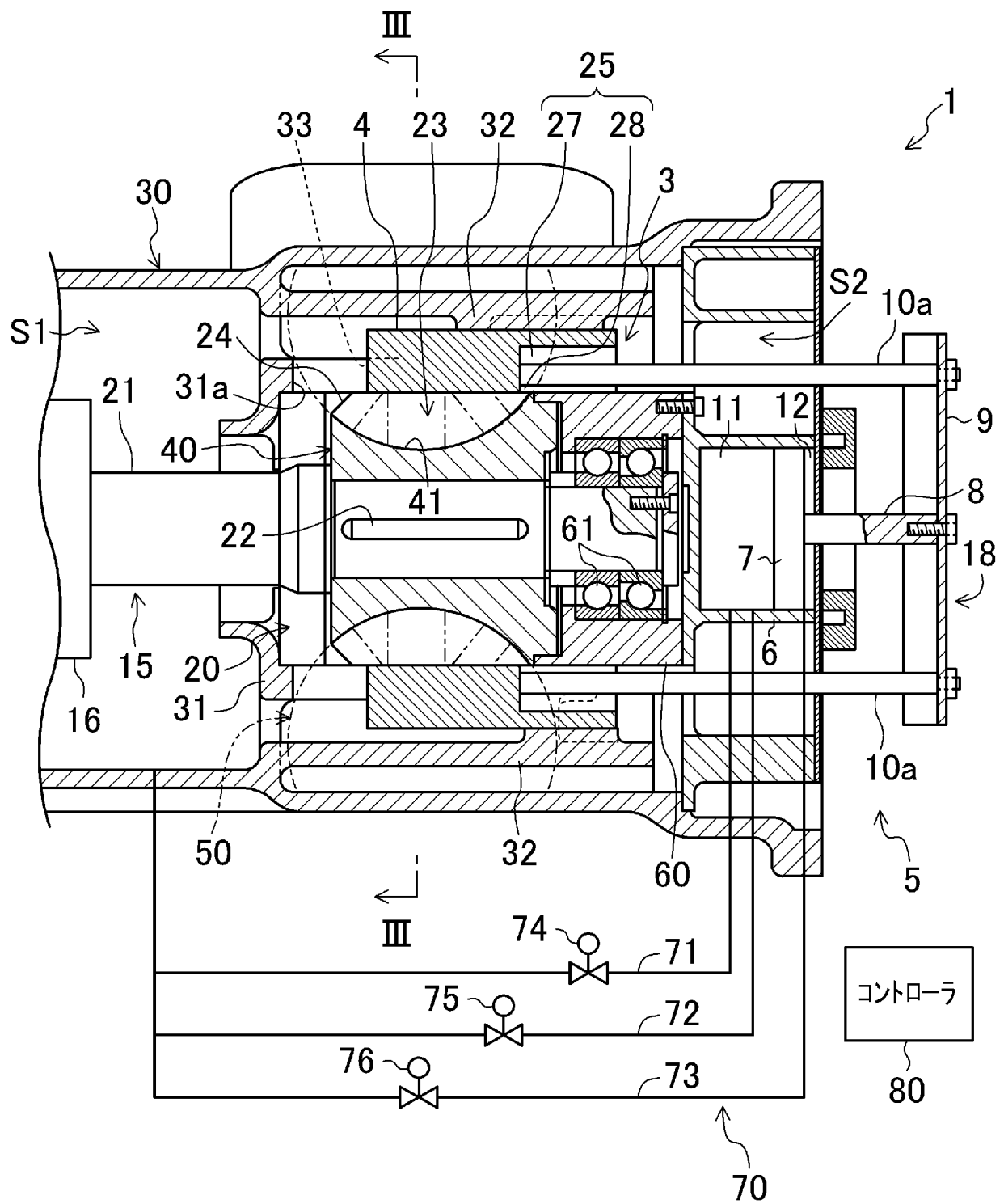
[図9]



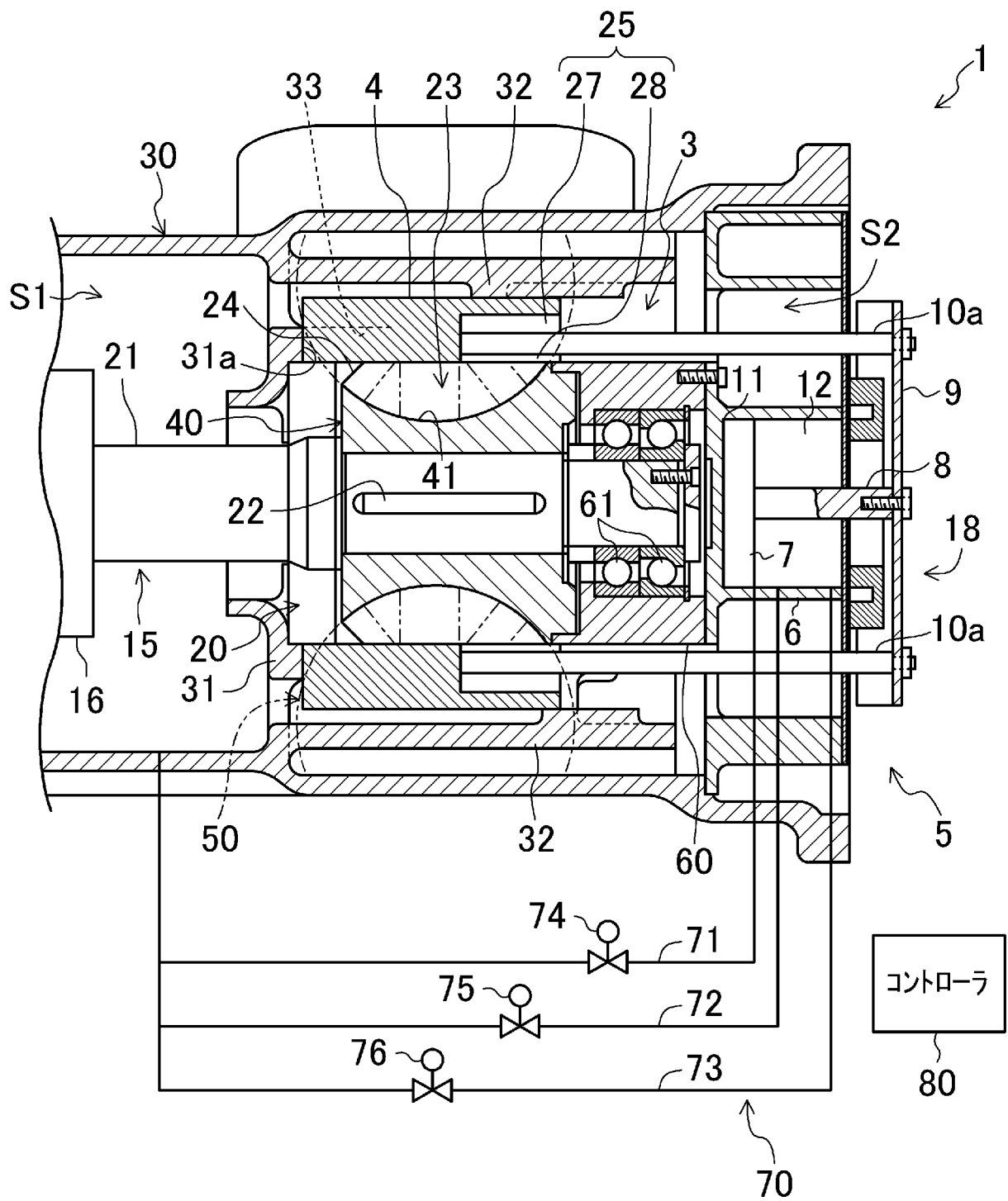
[図10]



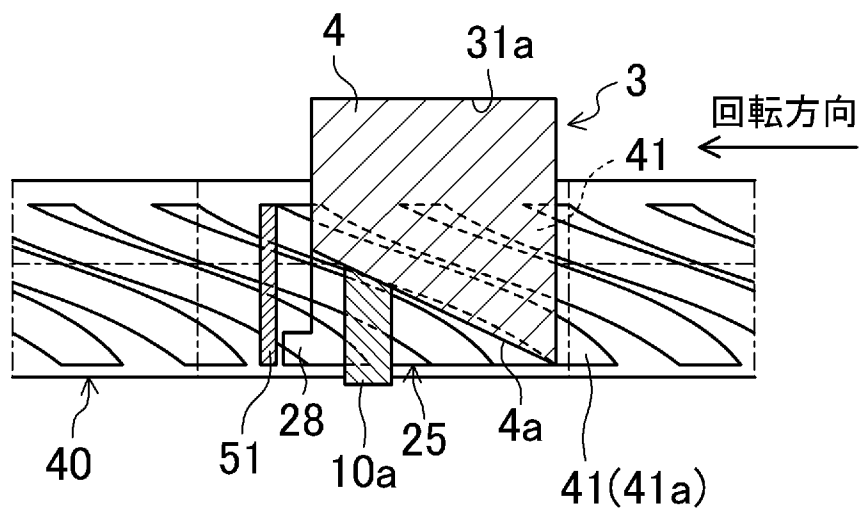
[図11]



[図12]



[図13]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/001230

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04C18/52(2006.01)i, F04C28/06(2006.01)i, F04C28/12(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)

F04C18/16, F04C18/52, F04C28/06, F04C28/12

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

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2011

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

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 3-15688 A (Daikin Industries, Ltd.), 24 January 1991 (24.01.1991), entire text; all drawings (Family: none)	1-6
Y	JP 2004-137934 A (Daikin Industries, Ltd.), 13 May 2004 (13.05.2004), paragraphs [0017] to [0022]; fig. 1 & US 2006/0039805 A1 & EP 1553300 A1 & WO 2004/036045 A1 & CN 1705826 A	1-6
Y	JP 5-187378 A (Daikin Industries, Ltd.), 27 July 1993 (27.07.1993), paragraphs [0020] to [0035]; fig. 1 to 2 (Family: none)	3-6

☒ 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
13 May, 2011 (13.05.11)Date of mailing of the international search report
24 May, 2011 (24.05.11)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/001230

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 2006-29105 A (Kobe Steel, Ltd.), 02 February 2006 (02.02.2006), paragraphs [0015], [0019]; fig. 1 & US 2006/0008375 A1	3, 5-6
Y	JP 57-24487 A (Mayekawa Mfg., Co., Ltd.), 09 February 1982 (09.02.1982), page 3, upper right column, lines 5 to 11; lower left column, lines 10 to 14 (Family: none)	6

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))

Int.Cl. F04C18/52 (2006.01)i, F04C28/06 (2006.01)i, F04C28/12 (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. F04C18/16, F04C18/52, F04C28/06, F04C28/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 1 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 1 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 1 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 3-15688 A (ダイキン工業株式会社) 1991.1.24, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-6
Y	JP 2004-137934 A (ダイキン工業株式会社) 2004.05.13, 【0017】 - 【0022】, 図 1 & US 2006/0039805 A1 & EP 1553300 A1 & WO 2004/036045 A1 & CN 1705826 A	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

1 3 . 0 5 . 2 0 1 1

国際調査報告の発送日

2 4 . 0 5 . 2 0 1 1

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (I S A / J P)

郵便番号 1 0 0 - 8 9 1 5

東京都千代田区霞が関三丁目 4 番 3 号

特許庁審査官 (権限のある職員)

笹木 俊男

3 0

3 7 5 0

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

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 5-187378 A (ダイキン工業株式会社) 1993.07.27, 【0020】 - 【0035】, 図 1-2 (ファミリーなし)	3-6
Y	JP 2006-29105 A (株式会社神戸製鋼所) 2006.02.02, 【0015】, 【0019】, 図 1 & US 2006/0008375 A1	3, 5-6
Y	JP 57-24487 A (株式会社前川製作所) 1982.02.09, 第 3 頁右上欄第 5-11 行, 左下欄第 10-14 行 (ファミリーなし)	6