

(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
2017 年 10 月 5 日(05.10.2017)



(10) 国際公開番号
WO 2017/169642 A1

- (51) 国際特許分類:
F04B 27/18 (2006.01) *F04B 39/10* (2006.01)
F04B 27/12 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2017/009603
- (22) 国際出願日: 2017 年 3 月 9 日(09.03.2017)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2016-067174 2016 年 3 月 30 日(30.03.2016) JP
- (71) 出願人: 株式会社豊田自動織機 (KABUSHIKI KAISHA TOYOTA JIDOSHOKKI) [JP/JP]; 〒4488671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 本田 和也 (HONDA Kazunari); 〒4488671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内 Aichi (JP). 仲井間 裕之 (NAKAIMA Hiroyuki); 〒4488671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内 Aichi (JP). 川村 幸司 (KAWAMURA Koji); 〒4488671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内 Aichi (JP). 橋本 友次 (HASHIMOTO Yuji); 〒4488671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番

地 株式会社豊田自動織機内 Aichi (JP). 小川 博道 (OGAWA Hiromichi); 〒4488671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社豊田自動織機内 Aichi (JP).

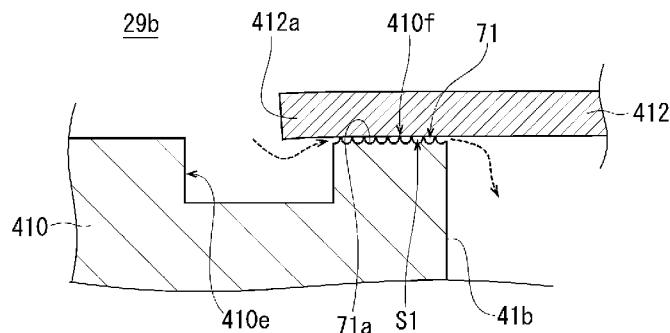
- (74) 代理人: 特許業務法人ばてな (PATENA CORPORATION); 〒4500002 愛知県名古屋市中村区名駅四丁目 2 番 2 8 号 名古屋第二埼玉ビル Aichi (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, 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

[続葉有]

(54) Title: VARIABLE-DISPLACEMENT SWASH-PLATE-TYPE COMPRESSOR

(54) 発明の名称: 容量可変型斜板式圧縮機

[図6]



(57) Abstract: Provided is a variable-displacement swash-plate-type compressor with which restarting after operation of the clutch can be performed smoothly. Each cylinder bore comprises first and second cylinder bores 21a and 23a. Each piston 9 has a first head section 9a partitioning the interior of the first cylinder bore 21a into a first compression chamber 53a and a second head section 9b partitioning the interior of the second cylinder bore 23a into a second compression chamber 53b. A link mechanism 7 is arranged such that the top dead center position of the second head section 9b moves by a greater amount than the top dead center position of the first head section 9a in conjunction with a change in the inclination angle. The compressor also is equipped with a first reverse flow part 73, 74 that is provided only on one surface 5a side of the swash plate 5, and that leaks coolant in the first compression chamber 53a into a first intake chamber 27a, and/or a second reverse flow part 71, 72 that is provided only on the other surface 5b side of the swash plate 5, and that leaks coolant in a second discharge chamber 29b into the second compression chamber 53b, and increases the pressure P2 inside the second compression chamber 53b so as to be greater than the pressure Ps inside a swash plate chamber 33.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2017/169642 A1



ロツパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, 添付公開書類:

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).

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

クラッチが作動した後の再起動を円滑に行うことができる容量可変型斜板式圧縮機を提供する。各シリンダボアは、第 1、2 シリンダボア 2 1 a、2 3 a からなる。各ピストン 9 は、第 1 シリンダボア 2 1 a 内に第 1 圧縮室 5 3 a を区画する第 1 頭部 9 a と、第 2 シリンダボア 2 3 a 内に第 2 圧縮室 5 3 b を区画する第 2 頭部 9 b とを有する。リンク機構 7 は、傾斜角度の変更に伴い、第 1 頭部 9 a の上死点位置よりも第 2 頭部 9 b の上死点位置が大きく移動するように配設される。圧縮機は、斜板 5 の一面 5 a 側のみに設けられ、第 1 圧縮室 5 3 a 内の冷媒を第 1 吸入室 2 7 a 内に漏らす第 1 逆流部 7 3、7 4、及び、斜板 5 の他面 5 b 側のみに設けられ、第 2 吐出室 2 9 b 内の冷媒を第 2 圧縮室 5 3 b 内に漏らし、第 2 圧縮室 5 3 b 内の圧力 P 2 を斜板室 3 3 内の圧力 P s よりも高くする第 2 逆流部 7 1、7 2 の少なくとも一方をさらに備える。

明 細 書

発明の名称：容量可変型斜板式圧縮機

技術分野

[0001] 本発明は容量可変型斜板式圧縮機に関する。

背景技術

[0002] 特許文献 1 に従来の容量可変型斜板式圧縮機（以下、圧縮機という。）が開示されている。この圧縮機は、ハウジング、駆動軸、斜板、リンク機構及び複数のピストンを備えている。

[0003] ハウジングには、吸入室、吐出室、斜板室及び複数のシリンダボアが形成されている。吸入室は、第 1 吸入室と第 2 吸入室とからなる。第 1 吸入室は、斜板の一面側に位置している。第 2 吸入室は、斜板の他面側に位置している。吐出室は、第 1 吐出室と第 2 吐出室とからなる。第 1 吐出室は、斜板の一面側に位置している。第 2 吐出室は、斜板の他面側に位置している。各シリンダボアは、第 1 シリンダボアと第 2 シリンダボアとからなる。第 1 シリンダボアは、斜板の一面側に設けられ、第 1 吸入室及び第 1 吐出室と連通している。第 2 シリンダボアは、斜板の他面側に設けられ、第 2 吸入室及び第 2 吐出室と連通している。

[0004] 駆動軸は、ハウジングに回転可能に支持されている。斜板は、斜板室内に配置されて駆動軸とともに回転される。リンク機構は、駆動軸の駆動軸心に直交する方向に対する斜板の傾斜角度の変更を許容する。

[0005] 各ピストンは、各シリンダボアに収納されている。より詳しくは、各ピストンは、第 1 頭部と第 2 頭部とを有する両頭ピストンである。第 1 頭部は、第 1 シリンダボア内を往復動して、第 1 シリンダボア内に第 1 圧縮室を区画する。第 2 頭部は、第 2 シリンダボア内を往復動して、第 2 シリンダボア内に第 2 圧縮室を区画する。各ピストンは、斜板の回転によって傾斜角度に応じたストロークで往復動する。

[0006] また、この圧縮機は、移動体、制御圧室及び制御機構を備えている。移動

体は、ハウジング内で駆動軸心方向に移動して傾斜角度を変更する。制御圧室は、内部の圧力によって移動体を移動させる。制御機構は、制御圧室内の圧力を制御する。リンク機構は、傾斜角度の変更に伴い、第1頭部の上死点位置よりも第2頭部の上死点位置が大きく移動するように配設されている。

[0007] この圧縮機では、制御圧室内の圧力が高くなると、移動体が駆動軸心方向における斜板側に向けて変位し、斜板を押して傾斜角度を大きくする。その一方、この圧縮機では、両頭ピストンを介して斜板に作用する圧縮反力が斜板の傾斜角度を小さくするように作用する。このため、制御圧室内の圧力が低くなると、その圧縮反力等によって、斜板の傾斜角度が小さくなる。

先行技術文献

特許文献

[0008] 特許文献1：特開平5－172052号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0009] ところで、上記従来の容量可変型斜板式圧縮機は、エンジン等の駆動源と、駆動軸との間にクラッチが介在した状態で使用される場合がある。この場合において、クラッチが作動して、駆動源から駆動軸への駆動力の伝達が遮断されると、駆動軸が停止して圧縮反力が斜板に作用しなくなる。そして、第1圧縮室内が閉鎖空間になって、斜板の傾斜角度を小さくする際の抵抗になり易いので、斜板の傾斜角度を小さくすることが難しくなる。その結果、この容量可変型斜板式圧縮機では、駆動軸の停止タイミングによって、斜板の傾斜角度がばらつき易くなる。

[0010] このため、この容量可変型斜板式圧縮機では、斜板の傾斜角度が大きい状態で再起動される可能性が高くなる。そして、この場合、立ち上がりトルクが大きくなり、駆動源であるエンジン等が停止したり、クラッチの接続に滑りが生じたりする等、再起動を円滑に行うことができなくなるおそれがある。そして、駆動源であるエンジン等の停止を防止するために制御に余裕を持

たせると、燃費の悪化等の駆動源の効率低下を招く。また、斜板の傾斜角度を小さくするための傾角減少バネ等の付勢力を強くすれば、傾角減少バネ等が大型化し、傾角減少バネ等を収容するハウジングの小型化が難しくなる。

[0011] 本発明は、上記従来の実情に鑑みてなされたものであって、クラッチが作動した後の再起動を円滑に行うことができる容量可変型斜板式圧縮機を提供することを解決すべき課題としている。

課題を解決するための手段

[0012] 本発明の容量可変型斜板式圧縮機は、吸入室、吐出室、斜板室及び複数のシリンダボアが形成されたハウジングと、

前記ハウジングに回転可能に支持された駆動軸と、

前記斜板室内に配置されて前記駆動軸とともに回転される斜板と、

前記駆動軸の駆動軸心に直交する方向に対する前記斜板の傾斜角度の変更を許容するリンク機構と、

前記各シリンダボアに収納され、前記斜板の回転によって前記傾斜角度に応じたストロークで往復動するピストンと、

前記ハウジング内で前記駆動軸心方向に移動して前記傾斜角度を変更する移動体と、

内部の圧力によって前記移動体を移動させる制御圧室と、

前記制御圧室内の圧力を制御する制御機構とを備え、

前記吸入室は、前記斜板の一面側に位置する第1吸入室と、前記斜板の他面側に位置する第2吸入室とからなり、

前記吐出室は、前記斜板の前記一面側に位置する第1吐出室と、前記斜板の前記他面側に位置する第2吐出室とからなり、

前記各シリンダボアは、前記斜板の前記一面側に設けられ、前記第1吸入室及び前記第1吐出室と連通する第1シリンダボアと、前記斜板の前記他面側に設けられ、前記第2吸入室及び前記第2吐出室と連通する第2シリンダボアとからなり、

前記各ピストンは、前記第1シリンダボア内を往復動して、前記第1シリ

シリンダボア内に第1圧縮室を区画する第1頭部と、前記第2シリンダボア内を往復動して、前記第2シリンダボア内に第2圧縮室を区画する第2頭部とを有し、

前記リンク機構は、前記傾斜角度の変更に伴い、前記第1頭部の上死点位置よりも前記第2頭部の上死点位置が大きく移動するように配設され、

前記斜板の前記一面側のみに設けられ、前記第1圧縮室内の冷媒を前記第1吸入室内に漏らす第1逆流部、及び、前記斜板の前記他面側のみに設けられ、前記第2吐出室内の冷媒を前記第2圧縮室内に漏らし、前記第2圧縮室内の圧力を前記斜板室内の圧力よりも高くする第2逆流部の少なくとも一方をさらに備えていることを特徴とする。

[0013] 本発明の容量可変型斜板式圧縮機では、エンジン等の駆動源と、駆動軸との間にクラッチが介在した状態で使用される場合において、クラッチが作動して、駆動源から駆動軸への駆動力の伝達が遮断されると、駆動軸が停止して圧縮反力が斜板に作用しなくなる。ここで、第1逆流部及び第2逆流部の少なくとも一方は、以下のように作用する。

[0014] まず、この容量可変型斜板式圧縮機が第1逆流部を備えている場合について説明する。駆動軸が停止して圧縮反力が斜板に作用しなくなると、傾角減少バネ等の付勢力によって、斜板の傾斜角度を小さくしようとする。それに伴って、両頭ピストンの第1頭部が第1圧縮室内の冷媒を圧縮しようとする、第1逆流部は、第1圧縮室内の冷媒を第1吸入室内に漏らす。つまり、第1逆流部によって第1圧縮室内が閉鎖空間にならず、斜板の傾斜角度を小さくする際の抵抗になり難いので、傾角減少バネ等の付勢力によって、斜板の傾斜角度を小さくし易い。

[0015] 次に、この容量可変型斜板式圧縮機が第2逆流部を備えている場合について説明する。駆動軸が停止して圧縮反力が斜板に作用しなくなると、第2逆流部は、第2吐出室内の冷媒を第2圧縮室内に漏らし、第2圧縮室内の圧力を斜板室内の圧力よりも高くする。つまり、第2逆流部によって生じた第2圧縮室と斜板室との圧力差によって、斜板の傾斜角度を小さくし易い。

[0016] こうして、この容量可変型斜板式圧縮機では、斜板の傾斜角度が大きい状態で再起動されることを抑制できるので、立ち上がりトルクを小さくできる。その結果、駆動源であるエンジン等が停止し難くなり、また、クラッチの接続に滑りが生じ難くなる。

[0017] したがって、本発明の容量可変型斜板式圧縮機では、クラッチが作動した後の再起動を円滑に行うことができる。その結果、この容量可変型斜板式圧縮機では、駆動源であるエンジン等の停止を防止するために制御に余裕を持たせる必要性が低下し、燃費の悪化等の駆動源の効率低下を抑制できる。また、斜板の傾斜角度を小さくするための傾角減少バネ等の付勢力を強くする必要性が低下し、傾角減少バネ等を収容するハウジングの小型化が容易になる。

[0018] 本発明の容量可変型斜板式圧縮機は、第1逆流部を備えていることが望ましい。第1吸入室と第1シリンダボアとの間には、第1吸入室内の冷媒を第1圧縮室に吸入させる吸入孔と、吸入孔を囲む第1弁座面と、第1弁座面に対して着座及び離座することによって吸入孔を開閉する吸入弁とが設けられていることが望ましい。そして、第1逆流部は、ショット加工により第1弁座面に形成され、吸入弁が第1弁座面に着座する状態で、吸入弁と第1弁座面との間に隙間を形成する凹凸を含んでいることが望ましい。

[0019] 本発明の容量可変型斜板式圧縮機は、第1逆流部を備えていることが望ましい。第1吸入室と第1シリンダボアとの間には、第1吸入室内の冷媒を第1圧縮室に吸入させる吸入孔と、吸入孔を囲む第1弁座面と、第1弁座面に対して着座及び離座することによって吸入孔を開閉する吸入弁とが設けられていることが望ましい。そして、第1逆流部は、第1弁座面に凹設され、吸入弁が第1弁座面に着座する状態で、吸入弁と第1弁座面との間に隙間を形成する段差を含んでいることが望ましい。

[0020] これらの場合、簡素な構成で第1逆流部を構成できるため、製造コストの高騰を抑制できる。

[0021] 本発明の容量可変型斜板式圧縮機は、前記第2逆流部を備えていることが

望ましい。

[0022] 上記従来の圧縮機では、高速運転時における斜板の傾斜角度の制御性を向上させることが求められている。すなわち、斜板の傾斜角度が小さくなると、第1頭部の上死点位置よりも第2頭部の上死点位置が大きく移動し、第2圧縮室での圧縮仕事が第1圧縮室での圧縮仕事よりも減少する。この際、第2圧縮室内の圧力は、第2シリンダボアと第2頭部との隙間からの冷媒の漏れ等により、斜板室内の圧力にほぼ等しくなる。このため、第2頭部に圧縮反力が作用し難くなり、両頭ピストンを介して斜板に作用する圧縮反力が小さくなる。このため、その圧縮反力が斜板の傾斜角度を小さくする作用が低下する。そして、高速運転時には、駆動軸の回転数が増加し、両頭ピストンが高速で往復動するため、両頭ピストンの往復慣性力が増加し、斜板の傾斜角度を大きくするように作用する。その結果、高速運転時に斜板の傾斜角度を最小まで小さくしようとしても、往復慣性力が斜板に作用する圧縮反力よりも過大となって、斜板の傾斜角度を最小にできなくなる不具合が発生するおそれがある。

[0023] これに対して、第2逆流部を備えている本発明の容量可変型斜板式圧縮機では、第2逆流部が第2吐出室内の冷媒を第2圧縮室内に漏らして、第2圧縮室内の圧力を斜板室内の圧力よりも高くする。これにより、斜板の傾斜角度が小さくなって、第1頭部の上死点位置よりも第2頭部の上死点位置が大きく移動しても、第2頭部に作用する圧縮反力を従来よりも大きくすることができる。このため、両頭ピストンを介して斜板に作用する圧縮反力を従来よりも大きくすることができるので、その圧縮反力が斜板の傾斜角度を小さくする作用を好適に発揮できる。

[0024] このため、高速運転時に斜板の傾斜角度を最小まで小さくする際、両頭ピストンの往復慣性力が増加しても、その従来よりも大きくなった圧縮反力が両頭ピストンの往復慣性力に勝って、斜板の傾斜角度を最小にすることを好適に行える。

[0025] 低速運転時に斜板の傾斜角度を最小まで小さくする際には、両頭ピストン

の往復慣性力が小さいので、その従来よりも大きくなった圧縮反力によって、斜板の傾斜角度を最小にすることを一層好適に行える。この際、低速運転により単位時間当たりの吐出流量が小さいので、第2逆流部による漏れも小さくなり、その漏れが圧縮性能に影響を及ぼし難い。

[0026] 一方、低速運転時及び高速運転時において、斜板の傾斜角度を大きくする際には、両頭ピストンのストロークが大きくなって、第1圧縮室及び第2圧縮室での圧縮仕事が増加するので、第2逆流部による漏れが相対的に小さくなり、その漏れが圧縮性能に影響を及ぼし難い。

[0027] したがって、第2逆流部を備えている本発明の容量可変型斜板式圧縮機では、高速運転時における斜板の傾斜角度の制御性を向上させることができる。

[0028] また、この容量可変型斜板式圧縮機では、第2逆流部によって第2頭部に作用する圧縮反力を従来よりも大きくすることができる分、斜板の傾斜角度を小さくするための付勢バネを小さくでき、ひいては、その付勢バネをハウジング内に配設するためのスペースを小さくできる。その結果、この容量可変型斜板式圧縮機では、駆動軸心方向の小型化を実現できる。

[0029] 第2吐出室と第2シリンダボアとの間には、第2圧縮室で圧縮された冷媒を第2吐出室に吐出させる吐出孔と、吐出孔を囲む第2弁座面と、第2弁座面に対して着座及び離座することによって吐出孔を開閉する吐出弁とが設けられていることが望ましい。そして、第2逆流部は、ショット加工により第2弁座面に形成され、吐出弁が第2弁座面に着座する状態で、吐出弁と第2弁座面との間に隙間を形成する凹凸を含んでいることが望ましい。

[0030] 第2吐出室と第2シリンダボアとの間には、第2圧縮室で圧縮された冷媒を第2吐出室に吐出させる吐出孔と、吐出孔を囲む第2弁座面と、第2弁座面に対して着座及び離座することによって吐出孔を開閉する吐出弁とが設けられていることが望ましい。そして、第2逆流部は、第2弁座面に凹設され、吐出弁が第2弁座面に着座する状態で、吐出弁と第2弁座面との間に隙間を形成する段差を含んでいることが望ましい。

[0031] これらの場合、簡素な構成で第2逆流部を構成できるため、製造コストの高騰を抑制できる。

[0032] 第2逆流部を備えている本発明の容量可変型斜板式圧縮機は、第2頭部の外周面に設けられ、第2頭部の外周面と第2シリンダボアの内周面との間をシールするピストンリングをさらに備えていることが望ましい。この構成によれば、第2圧縮室内の冷媒が第2シリンダボアと第2頭部との隙間から斜板室に漏れることを抑制できる。このため、第2逆流部が第2吐出室内から第2圧縮室内に漏らす冷媒を減らしても、第2圧縮室内の圧力を斜板室内の圧力よりも効果的に高くすることができる。その結果、この容量可変型斜板式圧縮機では、クラッチが作動した後の再起動を一層円滑に行うことができる。また、高速運転時における斜板の傾斜角度の制御性を一層向上させることができる。

発明の効果

[0033] 本発明の容量可変型斜板式圧縮機では、クラッチが作動した後の再起動を円滑に行うことができる。

図面の簡単な説明

[0034] [図1]図1は、実施例1の容量可変型圧縮機における最大容量時の断面図である。

[図2]図2は、実施例1の容量可変型圧縮機における最小容量時の断面図である。

[図3]図3は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、制御機構を示す模式図である。

[図4]図4は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、第2吐出孔、第2弁座面及び第2吐出リード弁を示す部分断面図である。

[図5]図5は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、第2吐出孔、第2弁座面、第2吐出リード弁及び第2逆流部を示す部分上面図である。

[図6]図6は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、図5のA-A断面を示す部分断面図である。

[図7]図7は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、低速運転時における吐出容量と、可変差圧との関係等を示すグラフである。

[図8]図8は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、高速運転時における吐出容量と、可変差圧との関係等を示すグラフである。

[図9]図9は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、低速運転時、かつ低容量時における駆動軸の回転角と、第2圧縮室内の圧力との関係を示すグラフである。

[図10]図10は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、低速運転時、かつ高容量時における駆動軸の回転角と、第2圧縮室内の圧力との関係を示すグラフである。

[図11]図11は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、高速運転時、かつ低容量時における駆動軸の回転角と、第2圧縮室内の圧力との関係を示すグラフである。

[図12]図12は、実施例1の容量可変型圧縮機に係り、高速運転時、かつ高容量時における駆動軸の回転角と、第2圧縮室内の圧力との関係を示すグラフである。

[図13]図13は、実施例2の容量可変型圧縮機に係り、第2吐出孔、第2弁座面、第2吐出リード弁及び第2逆流部を示す部分上面図である。

[図14]図14は、実施例2の容量可変型圧縮機に係り、図13のB-B断面を示す部分断面図である。

[図15]図15は、実施例3の容量可変型圧縮機に係り、第1吸入孔、第1弁座面及び第1吸入リード弁を示す部分断面図である。

[図16]図16は、実施例3の容量可変型圧縮機に係り、第1吸入孔、第1弁座面、第1吸入リード弁及び第1逆流部を示す部分下面図である。

[図17]図17は、実施例4の容量可変型圧縮機に係り、第1吸入孔、第1弁座面、第1吸入リード弁及び第1逆流部を示す部分下面図である。

発明を実施するための形態

[0035] 以下、本発明を具体化した実施例1～4を図面を参照しつつ説明する。

[0036] (実施例 1)

図 1 及び図 2 に示すように、実施例 1 の圧縮機は、本発明の容量可変型圧縮機の具体的態様の一例である。この圧縮機は、両頭ピストンを採用している。この圧縮機は、車両に搭載されており、車両用空調装置の冷凍回路を構成している。なお、図 1 及び図 2 において、駆動軸 3 の駆動軸心 O 1 が延びる方向を圧縮機の前後方向とする。図 1 及び図 2 において、紙面左側が圧縮機の前方であり、紙面右側が圧縮機の後方である。

[0037] この圧縮機は、ハウジング 1、駆動軸 3、斜板 5、リンク機構 7、複数のピストン 9 及びアクチュエータ 13 を備えている。また、この圧縮機は、図 3 に示すように、制御機構 15 を備えている。

[0038] 図 1 及び図 2 に示すように、ハウジング 1 は、第 1 ハウジング 17 と、第 2 ハウジング 19 と、第 1 シリンダブロック 21 と、第 2 シリンダブロック 23 と、第 1 弁形成プレート 39 と、第 2 弁形成プレート 41 とを有している。

[0039] 第 1 ハウジング 17 には、前方に向かって突出するボス 17a が形成されている。ボス 17a 内には軸封装置 25 が設けられている。第 1 ハウジング 17 内には、第 1 吸入室 27a 及び第 1 吐出室 29a が形成されている。第 1 吸入室 27a は環状に形成されており、第 1 ハウジング 17 の内周側に位置している。第 1 吐出室 29a も環状に形成されており、第 1 ハウジング 17 において、第 1 吸入室 27a の外周側に位置している。

[0040] 第 2 ハウジング 19 には、上記の制御機構 15 の一部が設けられている。第 2 ハウジング 19 内には、第 2 吸入室 27b、第 2 吐出室 29b 及び圧力調整室 31 が形成されている。圧力調整室 31 は、第 2 ハウジング 19 の中心部分に位置している。第 2 吸入室 27b は環状に形成されており、第 2 ハウジング 19 において、圧力調整室 31 の外周側に位置している。第 2 吐出室 29b も環状に形成されており、第 2 ハウジング 19 において、第 2 吸入室 27b の外周側に位置している。

[0041] 第 1 シリンダブロック 21 は、圧縮機の前側であって、第 1 ハウジング 1

7と第2シリンダブロック23との間に設けられている。第1シリンダブロック21には、駆動軸心O1方向に延びる複数の第1シリンダボア21aが形成されている。各第1シリンダボア21aは、周方向に等角度間隔でそれぞれ配置されている。

[0042] また、第1シリンダブロック21には、駆動軸3を挿通させる第1軸孔21bが形成されている。第1軸孔21b内には、第1滑り軸受22aが設けられている。

[0043] さらに、第1シリンダブロック21には、第1凹部21cが形成されている。第1凹部21cは、第1軸孔21bに圧縮機の後側から連通している。第1凹部21cは、第1軸孔21bと同軸をなし、第1軸孔21bよりも内径が大きくされている。第1凹部21c内には、第1スラスト軸受35aが設けられている。

[0044] 第2シリンダブロック23は、圧縮機の後側であって、第1シリンダブロック21と第2ハウジング19との間に設けられている。第2シリンダブロック23は、第1シリンダブロック21に接合されることにより、第1シリンダブロック21との間に斜板室33を形成している。斜板室33は、第1凹部21cと連通している。これにより、第1凹部21cは、斜板室33の一部を構成している。

[0045] 第2シリンダブロック23には、駆動軸心O1方向に延びる複数の第2シリンダボア23aが形成されている。各第2シリンダボア23aは、各第1シリンダボア21aと同様、周方向に等角度間隔でそれぞれ配置されている。各第2シリンダボア23aは、各第1シリンダボア21aと前後で対になっている。本実施例では、各第1シリンダボア21aと各第2シリンダボア23aとは、内径が等しく形成されている。なお、第1シリンダボア21aと第2シリンダボア23aとが対をなしていれば、これらの個数や内径は適宜設計することができる。

[0046] また、第2シリンダブロック23には、駆動軸3を挿通させる第2軸孔23bと、第2軸孔23bに圧縮機の前側から連通する第2凹部23cとが形

成されている。第2軸孔23b内には、第2滑り軸受22bが設けられている。なお、上記の第1滑り軸受22a及び第2滑り軸受22bに換えて、それぞれ転がり軸受を設けても良い。第2凹部23cは、第2軸孔23bと同軸をなし、第2軸孔23bよりも内径が大きくされている。第2凹部23cも斜板室33と連通しており、斜板室33の一部を構成している。第2凹部23c内には、第2スラスト軸受35bが設けられている。

[0047] 第1弁形成プレート39は、第1ハウジング17と第1シリンダブロック21との間に設けられている。第1弁形成プレート39を介して、第1ハウジング17と第1シリンダブロック21とが接合されている。第2弁形成プレート41は、第2ハウジング19と第2シリンダブロック23との間に設けられている。第2弁形成プレート41を介して、第2ハウジング19と第2シリンダブロック23とが接合されている。

[0048] 第1弁形成プレート39は、第1バルブプレート390と、第1吸入弁プレート391と、第1吐出弁プレート392と、第1リテーナプレート393とを有している。第1バルブプレート390及び第1吸入弁プレート391は、第1ハウジング17及び第1シリンダブロック21の各外周まで延びている。

[0049] 第1バルブプレート390、第1吐出弁プレート392及び第1リテーナプレート393には、第1シリンダボア21aと同数の第1吸入孔39aが形成されている。各第1シリンダボア21aは、各第1吸入孔39aを通じて第1吸入室27aと連通する。

[0050] 第1バルブプレート390及び第1吸入弁プレート391には、第1シリンダボア21aと同数の第1吐出孔39bが形成されている。各第1シリンダボア21aは、各第1吐出孔39bを通じて第1吐出室29aと連通する。

[0051] 第1吸入弁プレート391は、第1バルブプレート390の後面に設けられている。第1吸入弁プレート391には、弾性変形により各第1吸入孔39aを開閉可能な第1吸入リード弁391aが複数形成されている。

- [0052] 第1吐出弁プレート392は、第1バルブプレート390の前面に設けられている。第1吐出弁プレート392には、弾性変形により各第1吐出孔39bを開閉可能な第1吐出リード弁392aが複数形成されている。第1リテーナプレート393は、第1吐出弁プレート392の前面に設けられている。第1リテーナプレート393は、各第1吐出リード弁392aの最大開度を規制する。
- [0053] 第2弁形成プレート41は、第2バルブプレート410と、第2吸入弁プレート411と、第2吐出弁プレート412と、第2リテーナプレート413とを有している。第2バルブプレート410及び第2吸入弁プレート411は、第2ハウジング19及び第2シリンダブロック23の各外周まで延びている。
- [0054] 第2バルブプレート410、第2吐出弁プレート412及び第2リテーナプレート413には、第2シリンダボア23aと同数の第2吸入孔41aが形成されている。各第2シリンダボア23aは、各第2吸入孔41aを通じて第2吸入室27bと連通する。
- [0055] 第2バルブプレート410及び第2吸入弁プレート411には、第2シリンダボア23aと同数の第2吐出孔41bが形成されている。各第2シリンダボア23aは、各第2吐出孔41bを通じて第2吐出室29bと連通する。
- [0056] 図4及び図5に示すように、第2バルブプレート410の後面には、各第2吐出孔41bのそれぞれに対応して、円環溝410eと第2弁座面410fとが形成されている。円環溝410eは、第2バルブプレート410の後面から前向きに凹み、かつ、第2吐出孔41bの全周を囲っている。第2弁座面410fは、円環溝410eの内側で第2吐出孔41bを囲む円環状の平坦面である。
- [0057] 図1及び図2に示すように、第2吸入弁プレート411は、第2バルブプレート410の前面に設けられている。第2吸入弁プレート411には、弾性変形により各第2吸入孔41aを開閉可能な第2吸入リード弁411aが

複数形成されている。

[0058] 第2吐出弁プレート412は、第2バルブプレート410の後面に設けられている。第2吐出弁プレート412には、弾性変形により各第2吐出孔41bを開閉可能な第2吐出リード弁412aが複数形成されている。第2リテーナプレート413は、第2吐出弁プレート412の後面に設けられている。第2リテーナプレート413は、各第2吐出リード弁412aの最大開度を規制する。図4及び図5に示すように、第2吐出リード弁412aは、第2弁座面410fに対して着座及び離座することによって第2吐出孔41bを開閉する。

[0059] 図5及び図6に示すように、第2バルブプレート410には、第2逆流部71が設けられている。なお、第1バルブプレート390には、第2逆流部71は設けられていない。第2逆流部71は、第2弁座面410fの一部の領域に形成された凹凸71aを含んでいる。凹凸71aは、第2弁座面410fの一部の領域に対して、ショット加工により形成される。ショット加工は、細かい砂や金属製の小球等である粒体を金属の表面に吹きつけたり打ち当てたりして、金属の表面を仕上げる加工法である。

[0060] 図6に示すように、第2逆流部71は、第2吐出リード弁412aが第2弁座面410fに着座する状態で、凹凸71aによって、第2吐出リード弁412aと第2弁座面410fとの間に隙間S1を形成する。

[0061] 本実施例では、凹凸71aにおける凹部の深さや凹部の大きさ等は、第2弁座面410fに着座する第2吐出リード弁412aと、第2弁座面410fとの間に介在する潤滑油によっても隙間S1が埋まらず、その隙間S1によって、第2吐出室29bと後述する第2圧縮室53bとが連通するように設定されている。これにより、第2逆流部71は、第2吐出室29b内の冷媒を第2吐出孔41bを介して第2圧縮室53b内に漏らし、第2圧縮室53b内の圧力P2を斜板室33内の吸入圧力Psよりも高くする。

[0062] 図1及び図2に示すように、第2シリンダブロック23には、吐出ポート23dと、合流吐出室23jと、吸入ポート23sとが形成されている。吐

出ポート 23 d と合流吐出室 23 j とは、互いに連通している。合流吐出室 23 j は、吐出ポート 23 d を介して、冷凍回路の管路を構成する図示しない凝縮器と接続している。吸入ポート 23 s と斜板室 33 とは、互いに連通している。斜板室 33 は、吸入ポート 23 s を介して、冷凍回路の管路を構成する図示しない蒸発器と接続している。

[0063] 第 1 ハウジング 17、第 1 弁形成プレート 39、第 1 シリンダブロック 21 及び第 2 シリンダブロック 23 には、第 1 吐出連通路 18 が形成されている。第 1 吐出連通路 18 は、前端側が第 1 吐出室 29 a に連通しており、後端側が合流吐出室 23 j に連通している。

[0064] 第 2 シリンダブロック 23、第 2 弁形成プレート 41 及び第 2 ハウジング 19 には、第 2 吐出連通路 20 が形成されている。第 2 吐出連通路 20 は、後端側が第 2 吐出室 29 b に連通しており、前端側が合流吐出室 23 j に連通している。

[0065] つまり、第 1、2 吐出連通路 18、20 により、第 1、2 吐出室 29 a、29 b と合流吐出室 23 j とが互いに連通している。このため、第 1、2 吐出室 29 a、29 b 内の圧力と、合流吐出室 23 j 内の圧力とは、吐出圧力 P_d となっている。

[0066] 第 1 シリンダブロック 21 及び第 1 弁形成プレート 39 には、第 1 連絡路 37 a が形成されている。第 1 連絡路 37 a は、前端側が第 1 吸入室 27 a に連通し、後端側が斜板室 33 に連通している。

[0067] 第 2 シリンダブロック 23 及び第 2 弁形成プレート 41 には、第 2 連絡路 37 b が形成されている。第 2 連絡路 37 b は、後端側が第 2 吸入室 27 b に連通し、前端側が斜板室 33 に連通している。

[0068] つまり、第 1、2 連絡路 37 a、37 b により、第 1、2 吸入室 27 a、27 b と斜板室 33 とが互いに連通している。このため、第 1、2 吸入室 27 a、27 b 内の圧力と、斜板室 33 内の圧力とは、吸入圧力 P_s となっている。

[0069] 駆動軸 3 は、駆動軸本体 30 と、第 1 支持部材 43 a と、第 2 支持部材 4

３ｂとで構成されている。

[0070] 駆動軸本体３０は、駆動軸心Ｏ１方向でハウジング１の前方から後方に向かって延びている。駆動軸本体３０の前端側には、第１小径部３０ａが形成されている。駆動軸本体３０の後端側には、第２小径部３０ｂが形成されている。

[0071] 駆動軸本体３０は、ハウジング１内において、軸封装置２５内及び第１、２滑り軸受２２ａ、２２ｂ内に挿通されている。これにより、駆動軸本体３０、ひいては、駆動軸３は、駆動軸心Ｏ１周りで回転可能にハウジング１に支持されている。駆動軸本体３０の前端は、ボス１７ａ内において軸封装置２５に挿通されている。駆動軸本体３０の後端は、圧力調整室３１内に突出している。

[0072] 駆動軸本体３０には、上記の斜板５とリンク機構７とアクチュエータ１３とが設けられている。斜板５とリンク機構７とアクチュエータ１３とは、それぞれ斜板室３３内に配置されている。

[0073] 駆動軸本体３０の前端には、ねじ部３ｅが形成されている。駆動軸３は、ねじ部３ｅを介して、図示しないプーリ又は電磁クラッチと連結されている。

[0074] 第１支持部材４３ａは、駆動軸心Ｏ１を中心軸とする略円筒状に形成されている。第１支持部材４３ａは、駆動軸本体３０の第１小径部３０ａに圧入され、駆動軸本体３０と一体をなしている。第１支持部材４３ａは、第１軸孔２１ｂ内において第１滑り軸受２２ａに支持されている。第１支持部材４３ａの後端側には、第１フランジ４３ｆと、後述する第２ピン４７ｂが挿通される図示しない取付部とが形成されている。

[0075] 第１フランジ４３ｆと第１凹部２１ｃの前壁とによって、第１スラスト軸受３５ａが駆動軸心Ｏ１方向で挟持されている。これにより、第１スラスト軸受３５ａは所定の予圧が加えられ、作動時に第１支持部材４３ａを含む駆動軸本体３０に作用する圧縮機の前端側に向かうスラスト力を支持する。

[0076] 第２支持部材４３ｂは、駆動軸心Ｏ１を中心軸とする円筒状に形成されて

いる。第2支持部材43bは、駆動軸本体30の第2小径部30bに圧入されており、第2軸孔23b内において第2滑り軸受22bに支持されている。第2支持部材43bの前端には、第2フランジ43gが形成されている。

[0077] 第2フランジ43gと第2凹部23cの後壁とによって、第2スラスト軸受35bが駆動軸心O1方向で挟持されている。これにより、第2スラスト軸受35bは所定の予圧が加えられ、作動時に第2支持部材43bを含む駆動軸本体30に作用する圧縮機の後端側に向かうスラスト力を支持する。

[0078] 斜板5は略円盤形状をなしており、前面5aと後面5bとを有している。前面5aは、斜板室33内において圧縮機の前方向を向いている。後面5bは、斜板室33内において圧縮機の後方向を向いている。斜板5は、駆動軸心O1に直交する方向に対して傾斜可能となっている。

[0079] 斜板5は、リングプレート45を有している。リングプレート45は、環状の平板形状に形成されている。リングプレート45の中心部には、挿通孔45aが形成されている。斜板5は、斜板室33内において挿通孔45aに駆動軸本体30が挿通されることにより、駆動軸3に取り付けられている。リングプレート45には、後述する連結アーム132と連結する連結部45cが圧縮機の後方向に向けて突出するように形成されている。

[0080] 第1フランジ43fとリングプレート45との間には、復帰バネ44aが設けられている。具体的には、復帰バネ44aの前端は、第1フランジ43fに当接するように配置されている。復帰バネ44aの後端は、リングプレート45に当接するように配置されている。復帰バネ44aは、第1フランジ43fとリングプレート45とを互いに離間させるように双方を付勢する。

[0081] リンク機構7は、ラグアーム49、第1ピン47a及び第2ピン47bを有している。

[0082] ラグアーム49は、斜板室33内において、斜板5よりも前方に配置されており、斜板5と第1支持部材43aとの間に位置している。ラグアーム49は、前端側から後端側に向かって略L字形状となるように形成されている。

。ラグアーム49の後端側には、ウェイト部49aが形成されている。ウェイト部49aは、アクチュエータ13の周方向に延びており、アクチュエータ13のおよそ半周を覆っている。なお、ウェイト部49aの形状は適宜設計することが可能である。ウェイト部49aには、斜板5が駆動軸心O1周りに回転することによって遠心力が作用する。

[0083] 第1ピン47aは、ラグアーム49の後端側とリングプレート45とを連結している。これにより、ラグアーム49は、第1ピン47aの軸心を第1揺動軸心M1として、斜板5に対し、第1揺動軸心M1周りで揺動可能に支持されている。第1揺動軸心M1は、駆動軸心O1に直交する方向に延びている。

[0084] 第2ピン47bは、ラグアーム49の前端側と第1支持部材43aとを連結している。これにより、ラグアーム49は、第2ピン47bの軸心を第2揺動軸心M2として、第1支持部材43a、すなわち駆動軸3に対し、第2揺動軸心M2周りで揺動可能に支持されている。第2揺動軸心M2は、第1揺動軸心M1と平行に延びている。

[0085] この圧縮機では、斜板5と駆動軸3とがリンク機構7によって連結されることにより、斜板5は駆動軸3と共に回転することが可能となっている。また、ラグアーム49の両端がそれぞれ第1揺動軸心M1及び第2揺動軸心M2周りで揺動することにより、駆動軸心O1に直交する方向に対する斜板5の傾斜角度は、図1に示す最大となる状態から、図2に示す最小となる状態までの間で変更可能となっている。

[0086] 図1及び図2に示すように、各ピストン9は両頭ピストンであり、それぞれ前端側に第1頭部9aを有しており、後端側に第2頭部9bを有している。各第1頭部9aは、各第1シリンダボア21a内を往復動可能に収納されている。各第1頭部9aと第1弁形成プレート39とにより、各第1シリンダボア21a内にそれぞれ第1圧縮室53aが区画されている。各第2頭部9bは、各第2シリンダボア23a内を往復動可能に収納されている。各第2頭部9bと第2弁形成プレート41とにより、各第2シリンダボア23a

内にそれぞれ第2圧縮室53bが区画されている。

[0087] 第2頭部9bの外周面には、ピストンリング9sが設けられている。ピストンリング9sは、第2頭部9bの外周面と第2シリンダボア23aの内周面との間をシールする。これにより、第2圧縮室53b内の冷媒が第2シリンダボア23aと第2頭部9bとの隙間から斜板室33に漏れることを抑制できる。

[0088] 各ピストン9における駆動軸心O1方向の中央部には、係合部9cが形成されている。各係合部9c内には、半球状のシュー11a、11bがそれぞれ設けられている。各シュー11aは、斜板5の前面5aを摺動する。一方、各シュー11bは、斜板5の後面5bを摺動する。こうして、各シュー11a及び各シュー11bによって斜板5の回転がピストン9の往復動に変換される。各第1頭部9aは、斜板5の傾斜角度に応じたストロークで、第1シリンダボア21a内を往復動することが可能となっている。また、各第2頭部9bは、斜板5の傾斜角度に応じたストロークで、第2シリンダボア23a内を往復動することが可能となっている。

[0089] ここで、この圧縮機では、斜板5の傾斜角度の変更に伴い各ピストン9のストロークが変化することで、各第1頭部9aと各第2頭部9bの各上死点位置が移動する。具体的には、斜板5の傾斜角度が小さくなるに伴って、各第1頭部9aの上死点位置よりも各第2頭部9bの上死点位置が大きく移動する。このため、斜板5の傾斜角度が小さくなると、第2圧縮室53bでの圧縮仕事が第1圧縮室53aでの圧縮仕事よりも減少する。なお、本実施例では、斜板5の傾斜角度が小さくなるに伴って、第1頭部9aの上死点位置が僅かに移動し、第1圧縮室53aのデッドスペースが僅かに変化するのに対して、第2頭部9bの上死点位置が大きく移動し、第2圧縮室53bのデッドスペースが大きく変化している。

[0090] アクチュエータ13は、斜板室33内に配置されている。アクチュエータ13は、斜板室33内において、斜板5よりも後方に位置しており、第2凹部23c内に進入することが可能となっている。アクチュエータ13は、区

画体 1 3 c と移動体 1 3 a と制御圧室 1 3 b とを有している。

[0091] 区画体 1 3 c は、駆動軸心 O 1 の径外方向に延びる略円盤形状とされている。区画体 1 3 c の中心には、挿通孔 1 3 3 が貫設されている。また、区画体 1 3 c の外周には O リング 1 3 9 b が設けられている。区画体 1 3 c の挿通孔 1 3 3 に対して、駆動軸本体 3 0 が圧入されている。これにより、区画体 1 3 c は、斜板 5 に後方から対向する位置で、駆動軸本体 3 0 と一体で回転可能となっている。

[0092] 移動体 1 3 a は、後壁 1 3 0、周壁 1 3 1 及び一对の牽引アーム 1 3 2 を有している。なお、図 1 及び図 2 では、一对の牽引アーム 1 3 2 のうちの一方のみを図示している。

[0093] 後壁 1 3 0 は移動体 1 3 a の後方に位置しており、駆動軸心 O 1 の径外方向に延びる略円盤形状とされている。また、後壁 1 3 0 には、駆動軸本体 3 0 の第 2 小径部 3 0 b を挿通する挿通孔 1 3 0 a が貫設されている。挿通孔 1 3 0 a 内には、O リング 1 3 9 a が設けられている。

[0094] 周壁 1 3 1 は、後壁 1 3 0 の外周縁と連続し、移動体 1 3 a の前方に向かって円筒状に延びている。周壁 1 3 1 の内径は、区画体 1 3 c の外径よりも僅かに大きくされている。

[0095] 各牽引アーム 1 3 2 は、それぞれ駆動軸心 O 1 を挟んで周壁 1 3 1 の前端に形成されており、移動体 1 3 a の前方に向かって突出している。各牽引アーム 1 3 2 とリングプレート 4 5 とは、第 3 ピン 4 7 c によって連結されている。これにより、斜板 5 は、第 3 ピン 4 7 c の軸心を作用軸心 M 3 として、作用軸心 M 3 周りで移動体 1 3 a に揺動可能に支持されている。作用軸心 M 3 は、第 1、2 揺動軸心 M 1、M 2 と平行に延びている。

[0096] 移動体 1 3 a の挿通孔 1 3 0 a には、駆動軸本体 3 0 の第 2 小径部 3 0 b が挿通されている。挿通孔 1 3 0 a と第 2 小径部 3 0 b との間は、O リング 1 3 9 a によってシールされている。これにより、移動体 1 3 a は、駆動軸本体 3 0 の第 2 小径部 3 0 b を駆動軸心 O 1 方向に移動することが可能となっている。

- [0097] 移動体13a内には、区画体13cが配置されている。周壁131は、区画体13cの周囲を取り囲んでいる。周壁131の内周面と区画体13cの外周面との間は、リング139bによってシールされている。これにより、移動体13aが駆動軸心O1方向に移動するに当たり、移動体13aの周壁131の内周面が区画体13cの外周面と摺接する。
- [0098] 制御圧室13bは、移動体13aの後壁130及び周壁131と、区画体13cとによって取り囲まれることにより形成され、斜板室33から区画されている。
- [0099] 移動体13aと第2支持部材43bとの間には、傾角減少バネ44bが設けられている。具体的には、傾角減少バネ44bの前端は、移動体13aの後壁130に当接するように配置されている。傾角減少バネ44bの後端は、第2支持部材43bの第2フランジ43gに当接するように配置されている。傾角減少バネ44bは、移動体13aと第2支持部材43bとを互いに離間させるように双方を付勢する。
- [0100] 第2小径部30b内には、軸路3a及び径路3bが形成されている。軸路3aは、第2小径部30bの後端から前方に向かって駆動軸心O1方向に延びている。径路3bは、軸路3aの前端から径方向に延びて駆動軸本体30の外周面に開いている。軸路3aの後端は、圧力調整室31に連通している。一方、径路3bは、制御圧室13bに連通している。これにより、制御圧室13b内の圧力と、圧力調整室31内の圧力とは、制御圧力Pcとなっている。
- [0101] 図3に示すように、制御機構15は、低压通路15aと、高压通路15bと、制御弁15cと、オリフィス15dと、軸路3aと、径路3bとを有している。
- [0102] 低压通路15aは、圧力調整室31と第2吸入室27bとに接続されている。低压通路15aと軸路3aと径路3bとによって、制御圧室13bと圧力調整室31と第2吸入室27bとが連通している。高压通路15bは、圧力調整室31と第2吐出室29bとに接続されている。高压通路15bと軸

路 3 a と径路 3 b とによって、制御圧室 1 3 b と圧力調整室 3 1 と第 2 吐出室 2 9 b とが連通している。高圧通路 1 5 b には、オリフィス 1 5 d が設けられている。

[0103] 制御弁 1 5 c は低圧通路 1 5 a に設けられている。制御弁 1 5 c は、第 2 吸入室 2 7 b 内の圧力に基づき、低圧通路 1 5 a の開度を調整することが可能となっている。

[0104] この圧縮機では、吸入ポート 2 3 s に対して、蒸発器に繋がる配管が接続される。また、吐出ポート 2 3 d に対して凝縮器に繋がる配管が接続される。凝縮器は、配管及び膨張弁を介して蒸発器と接続される。圧縮機、蒸発器、膨張弁、凝縮器等によって車両用空調装置の冷凍回路が構成されている。なお、蒸発器、膨張弁及び凝縮器等の図示は省略する。

[0105] 以上のように構成された圧縮機では、駆動軸 3 が回転することにより、斜板 5 が回転し、各ピストン 9 が第 1 シリンダボア 2 1 a 内及び第 2 シリンダボア 2 3 a 内を往復動する。このため、第 1、2 圧縮室 5 3 a、5 3 b がピストンストロークに応じて容積を変化させる。吸入圧力 P_s で第 1、2 吸入室 2 7 a、2 7 b に取り込まれた冷媒は、第 1、2 圧縮室 5 3 a、5 3 b 内で圧縮された後、吐出圧力 P_d で第 1、2 吐出室 2 9 a、2 9 b に吐出される。

[0106] 第 1 吐出室 2 9 a に吐出された冷媒は、第 1 吐出連通路 1 8 を経て合流吐出室 2 3 j に至る。同様に、第 2 吐出室 2 9 b に吐出された冷媒は、第 2 吐出連通路 2 0 を経て合流吐出室 2 3 j に至る。そして、合流吐出室 2 3 j に至った冷媒は、吐出ポート 2 3 d から配管を介して凝縮器に吐出される。なお、後で詳しく説明するが、第 2 吐出室 2 9 b 内の冷媒は、図 5 及び図 6 に示す第 2 逆流部 7 1 によって第 2 圧縮室 5 3 b 内に漏れる。

[0107] そして、この圧縮機では、以下に説明するように、アクチュエータ 1 3 によって、駆動軸 3 の駆動軸心 O 1 に直交する方向に対する斜板 5 の傾斜角度を変更し、各ピストン 9 のストロークを増減させることにより、吐出容量を変更する。

[0108] 初めに、斜板 5 の傾斜角度が図 1 に示す最大である状態に変化する場合について説明する。図 3 に示す制御機構 15 において、制御弁 15 c が低压通路 15 a の開度を小さくすれば、第 2 吐出室 29 b 内の吐出圧力 P_d によって、圧力調整室 31 内及び制御圧室 13 b 内の制御圧力 P_c が大きくなる。このため、制御圧室 13 b 内の制御圧力 P_c と、斜板室 33 内の吸入圧力 P_s との差圧である可変差圧 ($P_c - P_s$) が大きくなる。これにより、アクチュエータ 13 では、各ピストン 9 を介して斜板 5 に作用する圧縮反力に抗して、移動体 13 a が図 2 に示す位置から斜板室 33 内を後方に向かって移動し、図 1 に示すように、第 2 凹部 23 c 内に進入する。

[0109] これにより、移動体 13 a は、傾角減少バネ 44 b の付勢力に抗しつつ、各牽引アーム 132 及び第 3 ピン 47 c を通じて斜板 5 を斜板室 33 内の後方へ牽引する。このため、斜板 5 が第 1 揺動軸心 M1 周りで反時計回り方向に揺動する。また、ラグアーム 49 の前端が第 2 揺動軸心 M2 周りで時計回り方向に揺動し、第 1 支持部材 43 a の第 1 フランジ 43 f から後方に離間する。その結果、斜板 5 の傾斜角度が大きくなる。このため、この圧縮機では、各ピストン 9 のストロークが増大して、駆動軸 3 の 1 回転当たりの吐出容量が大きくなる。図 1 に示す斜板 5 の傾斜角度が最大である状態では、各ピストン 9 のストロークが最大となって、駆動軸 3 の 1 回転当たりの吐出容量が最大容量となる。

[0110] 次に、斜板 5 の傾斜角度が図 1 に示す最大である状態から小さくなり、図 2 に示す最小である状態に変化する場合について説明する。図 3 に示す制御機構 15 において、制御弁 15 c が低压通路 15 a の開度を大きくすれば、圧力調整室 31 内及び制御圧室 13 b 内の制御圧力 P_c が小さくなって斜板室 33 内の吸入圧力 P_s に近づき、可変差圧 ($P_c - P_s$) が小さくなる。

[0111] このため、図 2 に示すように、各ピストン 9 を介して斜板 5 に作用する圧縮反力によって、斜板 5 は傾斜角度が小さくなる方向に付勢される。このため、移動体 13 a は、復帰バネ 44 a の付勢力に抗しつつ、各牽引アーム 132 及び第 3 ピン 47 c を通じて斜板室 33 の前方へ牽引される。このため

、斜板 5 が第 1 揺動軸心 M 1 周りで時計回り方向に揺動する。また、ラグアーム 4 9 の前端が第 2 揺動軸心 M 2 周りで反時計回り方向に揺動し、第 1 支持部材 4 3 a の第 1 フランジ 4 3 f に接近する。その結果、斜板 5 の傾斜角度が小さくなる。このため、この圧縮機では、各ピストン 9 のストロークが減少して、駆動軸 3 の 1 回転当たりの吐出容量が小さくなる。図 2 に示す斜板 5 の傾斜角度が最小である状態では、各ピストン 9 のストロークが最小となって、駆動軸 3 の 1 回転当たりの吐出容量が最小容量となる。

[0112] <第 1 の作用効果>

実施例 1 の圧縮機では、エンジン等の駆動源と、駆動軸 3 との間に、図示しないクラッチが介在した状態で使用される場合がある。この場合において、クラッチが作動して、駆動源から駆動軸 3 への駆動力の伝達が遮断されると、駆動軸 3 が停止して圧縮反力が斜板 5 に作用しなくなる。

[0113] すると、図 6 に示すように、第 2 逆流部 7 1 は、第 2 吐出リード弁 4 1 2 a が第 2 弁座面 4 1 0 f に着座する状態で、凹凸 7 1 a によって、第 2 吐出リード弁 4 1 2 a と第 2 弁座面 4 1 0 f との間に隙間 S 1 を形成する。その隙間 S 1 によって、第 2 吐出室 2 9 b と第 2 圧縮室 5 3 b とが第 2 吐出孔 4 1 b を介して連通する。これにより、第 2 逆流部 7 1 は、第 2 吐出室 2 9 b 内の冷媒を第 2 圧縮室 5 3 b 内に漏らし、第 2 圧縮室 5 3 b 内の圧力 P 2 を斜板室 3 3 内の吸入圧力 P s よりも高くする。つまり、第 2 逆流部 7 1 によって生じた第 2 圧縮室 5 3 b と斜板室 3 3 との圧力差によって、斜板 5 の傾斜角度を小さくし易い。

[0114] こうして、この圧縮機では、斜板 5 の傾斜角度が大きい状態で再起動されることを抑制できるので、立ち上がりトルクを小さくできる。その結果、駆動源であるエンジン等が停止し難くなり、また、クラッチの接続に滑りが生じ難くなる。

[0115] したがって、実施例 1 の圧縮機では、クラッチが作動した後の再起動を円滑に行うことができる。その結果、この圧縮機では、駆動源であるエンジン等の停止を防止するために制御に余裕を持たせる必要性が低下し、燃費の悪

化等の駆動源の効率低下を抑制できる。また、斜板 5 の傾斜角度を小さくするための傾角減少バネ 4 4 b 等の付勢力を強くする必要性が低下し、傾角減少バネ 4 4 b 等を収容するハウジング 1 の小型化が容易になる。

[0116] <第 2 の作用効果>

実施例 1 の圧縮機では、上述したように、第 2 逆流部 7 1 は、第 2 吐出室 2 9 b 内の冷媒を第 2 圧縮室 5 3 b 内に漏らし、第 2 圧縮室 5 3 b 内の圧力 P_2 を斜板室 3 3 内の吸入圧力 P_s よりも高くする。

[0117] より詳しくは、図 7 は、駆動軸 3 の回転数が低い低速運転時を示している。図 7 に示す低速運転時、吐出圧力 P_d と吸入圧力 P_s との差圧 ($P_d - P_s$) は、曲線 L 1 1 で示すように増加する。一方、図 8 は、駆動軸 3 の回転数が高い高速運転時を示している。図 8 に示す高速運転時、差圧 ($P_d - P_s$) は、曲線 L 2 1 で示すように増加する。差圧 ($P_d - P_s$) は、吐出容量が等しい場合、図 7 に示す低速運転時よりも図 8 に示す高速運転時の方が高くなる。

[0118] 図 9～図 1 2 は、本実施例に係る第 2 圧縮室 5 3 b 内の圧力 P_2 の波形と、比較例に係る第 2 圧縮室 5 3 b 内の圧力 P_1 の波形とを重ねて示している。本実施例では第 2 バルブプレート 4 1 0 に第 2 逆流部 7 1 が設けられているのに対して、比較例では第 2 バルブプレート 4 1 0 に第 2 逆流部 7 1 が設けられていない。圧力 P_1 、 P_2 の波形はそれぞれ、駆動軸 3 の回転角の増加に伴って周期的に変動する。

[0119] 図 9 は、低速運転時、かつ、斜板 5 の傾斜角度が小さい低容量時の状態、すなわち、図 7 に点 C 1 1 で示す状態を示している。図 1 0 は、低速運転時、かつ、斜板 5 の傾斜角度が大きい高容量時の状態、すなわち、図 7 に C 1 2 で示す状態を示している。図 1 1 は、高速運転時、かつ、低容量時の状態、すなわち、図 8 に C 2 1 で示す状態を示している。図 1 2 は、高速運転時、かつ、高容量時の状態、すなわち、図 8 に C 2 2 で示す状態を示している。図 9～図 1 2 に示す吸入圧力 P_s は、ほぼ一定である。

[0120] 図 9 に示す吐出圧力 P_d は、図 7 に示す点 D 1 1 に対応している。図 1 0

に示す吐出圧力 P_d は、図7に示す点D12に対応している。図11に示す吐出圧力 P_d は、図8に示す点D21に対応している。図12に示す吐出圧力 P_d は、図8に示す点D22に対応している。つまり、吐出圧力 P_d は、図9に示す低速運転時、かつ低容量時において最も低く、図11に示す高速運転時、かつ低容量時、図10に示す低速運転時、かつ高容量時、図12に示す高速運転時、かつ高容量時、の順に高くなる。

[0121] 図9～図12に示すように、比較例に係る第2圧縮室53b内の圧力 P_1 の変動波形は、谷の部分が吸入圧力 P_s とほぼ等しくなっている。その一方、本実施例に係る第2圧縮室53b内の圧力 P_2 の変動波形は、第2逆流部71が第2吐出室29b内の冷媒を第2圧縮室53b内に漏らすことにより、比較例に係る第2圧縮室53b内の圧力 P_1 の変動波形よりも上方にずれている。本実施例に係る第2圧縮室53b内の圧力 P_2 の変動波形の谷の部分も、吸入圧力 P_s より上方にずれている。

[0122] 圧力 P_1 、 P_2 の変動波形のずれの程度は、図11に示す高速運転時、かつ低容量時において最も大きく、図10に示す低速運転時、かつ高容量時と、図12に示す高速運転時、かつ高容量時とにおいて小さく、図9に示す低速運転時、かつ低容量時においてそれらの中間となっている。

[0123] つまり、図9及び図11に示す低容量時において、第2頭部9bに作用する圧縮反力を従来よりも効果的に大きくすることができる。特に、図11に示す高速運転時、かつ低容量時において、第2頭部9bに作用する圧縮反力を従来よりも一層効果的に大きくすることができる。その結果、その圧縮反力が斜板5の傾斜角度を小さくする作用を好適に発揮できる。

[0124] 図7に示す低速運転時、制御圧室13b内の制御圧力 P_c と、斜板室33内の吸入圧力 P_s との差圧である可変差圧($P_c - P_s$)は、曲線L12で示すように増加する。ここで、第2逆流部71が設けられていない従来例では、図7に示す低速運転時、可変差圧($P_c - P_s$)は、曲線L13で示すように増加する。第2逆流部71の作用により、曲線L12は、曲線L13に対して上方に僅かにずれている。

- [0125] その一方、図8に示す高速運転時、可変差圧 ($P_c - P_s$) は、曲線L 2 2で示すように増加する。ここで、第2逆流部7 1が設けられていない従来例では、図8に示す高速運転時、可変差圧 ($P_c - P_s$) は、曲線L 2 3で示すように増加する。第2逆流部7 1の作用により、曲線L 2 2は、曲線L 2 3に対して上方に大きくずれている。
- [0126] つまり、第2逆流部7 1によって第2頭部9 bに作用する圧縮反力を従来よりも大きくすることができる分、図8に示す高速運転時に、斜板5の傾斜角度を変更する移動体1 3 aに作用させる推力を大きくするため、制御圧室1 3 b内の制御圧力 P_c が高くなる。
- [0127] 実施例1の圧縮機では、図1 1に示す高速運転時に斜板5の傾斜角度を最小まで小さくする際、両頭ピストン9の往復慣性力が増加しても、第2逆流部7 1によって第2頭部9 bに作用する圧縮反力を従来よりも大きくできるので、両頭ピストン9を介して斜板に作用する圧縮反力が両頭ピストン9の往復慣性力に勝って、斜板5の傾斜角度を最小にすることを好適に行える。
- [0128] 図9に示す低速運転時に斜板5の傾斜角度を最小まで小さくする際には、両頭ピストン9の往復慣性力が小さいので、その従来よりも大きくなった圧縮反力によって、斜板5の傾斜角度を最小にすることを一層好適に行える。この際、低速運転により吐出圧力 P_d と吸入圧力 P_s との差圧 ($P_d - P_s$) が小さいので、第2逆流部7 1による漏れも小さくなり、その漏れが圧縮性能に影響を及ぼし難い。
- [0129] 一方、図1 0に示す低速運転時及び図1 2に示す高速運転時において、斜板5の傾斜角度を大きくする際には、両頭ピストン9のストロークが大きくなって、第1圧縮室5 3 a及び第2圧縮室5 3 bでの圧縮仕事が増加するので、第2逆流部7 1による漏れが相対的に小さくなり、その漏れが圧縮性能に影響を及ぼし難い。
- [0130] したがって、実施例1の圧縮機では、高速運転時における斜板5の傾斜角度の制御性を向上させることができる。
- [0131] また、この圧縮機では、第2逆流部7 1によって第2頭部9 bに作用する

圧縮反力を従来よりも大きくすることができる分、図 1 及び図 2 に示すように、傾角減少バネ 4 4 b を小さくでき、ひいては、その傾角減少バネ 4 4 b をハウジング 1 内に配設するためのスペースを小さくできる。その結果、この圧縮機では、駆動軸心 O 1 方向の小型化を実現できる。

[0132] さらに、この圧縮機では、第 2 逆流部 7 1 によって第 2 頭部 9 b に作用する圧縮反力を従来よりも大きくすることができる分、図 8 に曲線 L 2 2 で示すように、高速運転時に斜板 5 の傾斜角度を変更する移動体 1 3 a に作用させる推力を大きくするため、制御圧室 1 3 b 内の制御圧力 P_c が高くなる。このため、第 1 吐出室 2 9 a 及び第 2 吐出室 2 9 b の冷媒の一部を斜板 5 の傾斜角度の変更のために、高压通路 1 5 b 及びオリフィス 1 5 d を介して制御圧室 1 3 b 内に供給する量を削減できる。その結果、この圧縮機では、容量可変時の圧縮性能の向上を実現できる。

[0133] また、この圧縮機では、図 1 及び図 2 に示すように、第 2 頭部 9 b の外周面に設けられたピストンリング 9 s は、第 2 頭部 9 b の外周面と第 2 シリンダボア 2 3 a の内周面との間をシールする。これにより、第 2 圧縮室 5 3 b 内の冷媒が第 2 シリンダボア 2 3 a と第 2 頭部 9 b との隙間から斜板室 3 3 に漏れることを抑制できる。このため、第 2 逆流部 7 1 が第 2 吐出室 2 9 b 内から第 2 圧縮室 5 3 b 内に漏らす冷媒を減らしても、第 2 圧縮室 5 3 b 内の圧力 P_2 を斜板室 3 3 内の吸入圧力 P_s よりも効果的に高くすることができる。その結果、この圧縮機では、クラッチが作動した後の再起動を円滑に行うことができ、また、高速運転時における斜板 5 の傾斜角度の制御性を一層向上させることができる。

[0134] さらに、この圧縮機では、図 5 及び図 6 に示すように、第 2 逆流部 7 1 がショット加工により第 2 弁座面 4 1 0 f に形成された凹凸 7 1 a を含む簡素な構成であるので、製造コストの高騰を抑制できる。

[0135] (実施例 2)

図 1 3 及び図 1 4 に示すように、実施例 2 の圧縮機では、実施例 1 の圧縮機に係る第 2 逆流部 7 1 の代わりに、第 2 逆流部 7 2 を採用している。実施

例2のその他の構成は、実施例1と同様である。このため、実施例1と同一の構成については同一の符号を付して説明を省略又は簡略する。

[0136] 第2バルブプレート410には、第2逆流部72が設けられている。なお、第1バルブプレート390には、第2逆流部72は設けられていない。第2逆流部72は、第2弁座面410fの一部の領域に凹設された複数の段差72aを含んでいる。段差72aは、第2弁座面410fの一部の領域に対して、切削加工等により形成された溝である。段差72aの一端は、第2吐出孔41bに連通している。段差72aの他端は、円環溝410eに連通している。

[0137] 図14に示すように、第2逆流部72は、第2吐出リード弁412aが第2弁座面410fに着座する状態で、段差72aによって、第2吐出リード弁412aと第2弁座面410fとの間に隙間S2を形成する。

[0138] 本実施例では、段差72aの深さや段差72aの溝幅等は、第2弁座面410fに着座する第2吐出リード弁412aと、第2弁座面410fとの間に介在する潤滑油によっても隙間S2が埋まらず、その隙間S2によって、第2吐出室29bと第2圧縮室53bとが連通するように設定されている。これにより、第2逆流部72は、第2吐出室29b内の冷媒を第2吐出孔41bを介して第2圧縮室53b内に漏らし、第2圧縮室53b内の圧力P2を斜板室33内の吸入圧力Psよりも高くする。

[0139] 実施例2の圧縮機でも、実施例1の圧縮機と同様に、高速運転時における斜板5の傾斜角度の制御性を向上させることができる。また、この圧縮機でも、駆動軸心O1方向の小型化を実現できる。さらに、この圧縮機でも、容量可変時の圧縮性能の向上を実現できる。

[0140] また、この圧縮機では、第2逆流部72が第2弁座面410fに凹設された段差72aを含む簡素な構成であるので、製造コストの高騰を抑制できる。

[0141] (実施例3)

図15及び図16に示すように、実施例3の圧縮機は、実施例1の圧縮機

に、第1逆流部73を追加したものである。なお、実施例1の圧縮機に係る第2逆流部71をそのまま残してもよいし、無くしてもよい。実施例3のその他の構成は、実施例1と同様である。このため、実施例1と同一の構成については同一の符号を付して説明を省略又は簡略する。

[0142] 第1バルブプレート390の前面には、各第1吸入孔39aのそれぞれに対応して、円環溝390eと第1弁座面390fとが形成されている。円環溝390eは、第1バルブプレート390の前面から後向きに凹み、かつ、第1吸入孔39aの全周を囲っている。第1弁座面390fは、円環溝390eの内側で第1吸入孔39aを囲む円環状の平坦面である。

[0143] 第1バルブプレート390には、第1逆流部73が設けられている。なお、第2バルブプレート410には、第1逆流部73は設けられていない。第1逆流部73は、第1弁座面390fの一部の領域に形成された凹凸73aを含んでいる。凹凸73aは、第1弁座面390fの一部の領域に対して、上述したショット加工により形成される。

[0144] 第1逆流部73は、第1吸入リード弁391aが第1弁座面390fに着座する状態で、凹凸73aによって、第1吸入リード弁391aと第1弁座面390fとの間に隙間を形成する。第1吸入リード弁391aと第1弁座面390fとの隙間は、図6に示す第2吐出リード弁412aと第2弁座面410fとの隙間S1と同様である。

[0145] 本実施例では、凹凸73aにおける凹部の深さや凹部の大きさ等は、第1弁座面390fに着座する第1吸入リード弁391aと、第1弁座面390fとの間に介在する潤滑油によっても、第1吸入リード弁391aと第1弁座面390fとの隙間が埋まらず、その隙間によって、第1吸入室27aと第1圧縮室53aとが連通するように設定されている。これにより、第1逆流部73は、第1圧縮室53a内の冷媒を第1吸入室27a内に漏らすようになっている。

[0146] 実施例3の圧縮機では、エンジン等の駆動源と、駆動軸3との間に、図示しないクラッチが介在した状態で使用される場合がある。この場合において

、クラッチが作動して、駆動源から駆動軸 3 への駆動力の伝達が遮断されると、駆動軸 3 が停止して圧縮反力が斜板 5 に作用しなくなる。

[0147] すると、傾角減少バネ 4 4 b 等によって、斜板 5 は、傾斜角度を小さくするように付勢される。それに伴って、両頭ピストン 9 の第 1 頭部 9 a が第 1 圧縮室 5 3 a 内の冷媒を圧縮しようとする、第 1 逆流部 7 3 は、第 1 圧縮室 5 3 a 内の冷媒を第 1 吸入室 2 7 a 内に漏らす。つまり、第 1 逆流部 7 3 によって第 1 圧縮室 5 3 a 内が閉鎖空間にならず、斜板 5 の傾斜角度を小さくする際の抵抗になり難いので、傾角減少バネ 4 4 b 等の付勢力によって、斜板 5 の傾斜角度を小さくし易い。

[0148] こうして、この圧縮機では、斜板 5 の傾斜角度が大きい状態で再起動されることを抑制できるので、立ち上がりトルクを小さくできる。その結果、駆動源であるエンジン等が停止し難くなり、また、クラッチの接続に滑りが生じ難くなる。

[0149] したがって、実施例 3 の圧縮機では、実施例 1 の圧縮機と同様に、クラッチが作動した後の再起動を円滑に行うことができる。その結果、この圧縮機では、駆動源であるエンジン等の停止を防止するために制御に余裕を持たせる必要性が低下し、燃費の悪化等の駆動源の効率低下を抑制できる。また、斜板 5 の傾斜角度を小さくするための傾角減少バネ 4 4 b 等の付勢力を強くする必要性が低下し、傾角減少バネ 4 4 b 等を収容するハウジング 1 の小型化が容易になる。

[0150] また、この圧縮機では、第 1 逆流部 7 3 がショット加工により第 1 弁座面 3 9 0 f に形成された凹凸 7 3 a を含む簡素な構成であるので、製造コストの高騰を抑制できる。

[0151] (実施例 4)

図 1 7 に示すように、実施例 4 の圧縮機は、実施例 3 の圧縮機に係る第 1 逆流部 7 3 の代わりに、第 1 逆流部 7 4 を採用している。実施例 4 のその他の構成は、実施例 1、3 と同様である。このため、実施例 1、3 と同一の構成については同一の符号を付して説明を省略又は簡略する。

- [0152] 第1バルブプレート390には、第1逆流部74が設けられている。なお、第2バルブプレート410には、第1逆流部74は設けられていない。第1逆流部74は、第1弁座面390fの一部の領域に凹設された複数の段差74aを含んでいる。段差74aは、第1弁座面390fの一部の領域に対して、切削加工等により形成された溝である。段差74aの一端は、第1吸入孔39aに連通している。段差74aの他端は、円環溝390eに連通している。
- [0153] 第1逆流部74は、第1吸入リード弁391aが第1弁座面390fに着座する状態で、段差74aによって、第1吸入リード弁391aと第1弁座面390fとの間に隙間を形成する。第1吸入リード弁391aと第1弁座面390fとの隙間は、図14に示す第2吐出リード弁412aと第2弁座面410fとの隙間S2と同様である。
- [0154] 本実施例では、段差74aの深さや段差74aの溝幅等は、第1弁座面390fに着座する第1吸入リード弁391aと、第1弁座面390fとの間に介在する潤滑油によっても、第1吸入リード弁391aと第1弁座面390fとの隙間が埋まらず、その隙間によって、第1吸入室27aと第1圧縮室53aとが連通するように設定されている。これにより、第1逆流部74は、第1圧縮室53a内の冷媒を第1吸入室27a内に漏らすようになっている。
- [0155] 実施例4の圧縮機では、実施例1、3の圧縮機と同様に、クラッチが作動した後の再起動を円滑に行うことができる。その結果、この圧縮機では、駆動源の効率低下を抑制でき、また、ハウジング1の小型化が容易になる。
- [0156] また、この圧縮機では、第1逆流部74が第1弁座面390fに凹設された段差74aを含む簡素な構成であるので、製造コストの高騰を抑制できる。
- [0157] 以上において、本発明を実施例1～4に即して説明したが、本発明は上記実施例1～4に制限されるものではなく、その趣旨を逸脱しない範囲で適宜変更して適用できることはいうまでもない。

- [0158] 実施例１に係る第２逆流部７１において、凹凸７１ａの位置や範囲は、実施例１の構成に限定されない。例えば、第２弁座面４１０ｆの複数の領域に、凹凸７１ａが形成されていてもよい。
- [0159] 実施例２に係る第２逆流部７２において、段差７２ａの位置や範囲は、実施例の構成に限定されない。例えば、第２弁座面４１０ｆの一つの領域に、段差７２ａが形成されていてもよい。
- [0160] 第２逆流部は、実施例１に係る第２逆流部７１と、実施例２に係る第２逆流部７２とを含んでいてもよい。また、第２逆流部は、第２シリンダブロック２３及び第２弁形成プレート４１に形成され、第２吐出室２９ｂと第２シリンダボア２３ａとを連通する細い通路であってもよい。
- [0161] 実施例３に係る第１逆流部７３において、凹凸７３ａの位置や範囲は、実施例３の構成に限定されない。例えば、第１弁座面３９０ｆの複数の領域に、凹凸７３ａが形成されていてもよい。
- [0162] 実施例４に係る第１逆流部７４において、段差７４ａの位置や範囲は、実施例の構成に限定されない。例えば、第１弁座面３９０ｆの一つの領域に、段差７４ａが形成されていてもよい。
- [0163] 第１逆流部は、実施例３に係る第１逆流部７３と、実施例４に係る第１逆流部７４とを含んでいてもよい。また、第１逆流部は、第１シリンダブロック２１及び第１弁形成プレート３９に形成され、第１吸入室２７ａと第１シリンダボア２１ａとを連通する細い通路であってもよい。
- [0164] 実施例１に係る第２逆流部７１、実施例２に係る第２逆流部７２、実施例３に係る第１逆流部７３及び実施例４に係る第１逆流部７４の少なくとも２つを組み合わせた構成も本発明に含まれる。
- [0165] 実施例１～４では、アクチュエータ１３が斜板５の後面５ｂよりも後方に配置されているがこの構成には限定されず、アクチュエータを斜板の前面よりも前方に配置してもよい。
- [0166] アクチュエータの移動体及び制御圧室は、実施例１～４の構成には限定されない。例えば、アクチュエータの移動体が駆動軸と一体回転せず、制御圧

室内の圧力が増大すると、移動体が斜板を押圧して斜板の傾斜角度を増加させるものに適用してもよい。また、この場合、制御圧室は、斜板室ではなく、リアハウジングに設けられていてもよい。

産業上の利用可能性

[0167] 本発明は空調装置等に利用可能である。

符号の説明

[0168] 27 a、27 b…吸入室（27 a…第1吸入室、27 b…第2吸入室）
29 a、29 b…吐出室（29 a…第1吐出室、29 b…第2吐出室）
33…斜板室
21 a、23 a…シリンダボア（21 a…第1シリンダボア、23 a…第2シリンダボア）
1…ハウジング
3…駆動軸
5…斜板
O1…駆動軸心
7…リンク機構
9…ピストン
13 c…区画体
13 a…移動体
13 b…制御圧室
Pc…制御圧室内の圧力（制御圧力）
15…制御機構
5 a…斜板の一面（前面）
5 b…斜板の他面（後面）
53 a…第1圧縮室
9 a…第1頭部
53 b…第2圧縮室
9 b…第2頭部

P 2 …第 2 圧縮室内の圧力

P s …斜板室内の圧力（吸入圧力）

7 3、7 4 …第 1 逆流部

7 1、7 2 …第 2 逆流部

3 9 a …吸入孔（第 1 吸入孔）

3 9 0 f …第 1 弁座面

3 9 1 a …吸入弁（第 1 吸入リード弁）

9 s …ピストンリング

4 1 b …吐出孔（第 2 吐出孔）

4 1 0 f …第 2 弁座面

4 1 2 a …吐出弁（第 2 吐出リード弁）

S 1、S 2 …吐出弁と第 2 弁座面との隙間

7 1 a、7 3 a …凹凸

7 2 a、7 4 a …段差

請求の範囲

- [請求項1] 吸入室、吐出室、斜板室及び複数のシリンダボアが形成されたハウジングと、
- 前記ハウジングに回転可能に支持された駆動軸と、
- 前記斜板室内に配置されて前記駆動軸とともに回転される斜板と、
- 前記駆動軸の駆動軸心に直交する方向に対する前記斜板の傾斜角度の変更を許容するリンク機構と、
- 前記各シリンダボアに収納され、前記斜板の回転によって前記傾斜角度に応じたストロークで往復動するピストンと、
- 前記ハウジング内で前記駆動軸心方向に移動して前記傾斜角度を変更する移動体と、
- 内部の圧力によって前記移動体を移動させる制御圧室と、
- 前記制御圧室内の圧力を制御する制御機構とを備え、
- 前記吸入室は、前記斜板の一面側に位置する第1吸入室と、前記斜板の他面側に位置する第2吸入室とからなり、
- 前記吐出室は、前記斜板の前記一面側に位置する第1吐出室と、前記斜板の前記他面側に位置する第2吐出室とからなり、
- 前記各シリンダボアは、前記斜板の前記一面側に設けられ、前記第1吸入室及び前記第1吐出室と連通する第1シリンダボアと、前記斜板の前記他面側に設けられ、前記第2吸入室及び前記第2吐出室と連通する第2シリンダボアとからなり、
- 前記各ピストンは、前記第1シリンダボア内を往復動して、前記第1シリンダボア内に第1圧縮室を区画する第1頭部と、前記第2シリンダボア内を往復動して、前記第2シリンダボア内に第2圧縮室を区画する第2頭部とを有し、
- 前記リンク機構は、前記傾斜角度の変更に伴い、前記第1頭部の上死点位置よりも前記第2頭部の上死点位置が大きく移動するように配設され、

前記斜板の前記一面側のみに設けられ、前記第 1 圧縮室内の冷媒を前記第 1 吸入室内に漏らす第 1 逆流部、及び、前記斜板の前記他面側のみに設けられ、前記第 2 吐出室内の冷媒を前記第 2 圧縮室内に漏らし、前記第 2 圧縮室内の圧力を前記斜板室内の圧力よりも高くする第 2 逆流部の少なくとも一方をさらに備えていることを特徴とする容量可変型斜板式圧縮機。

[請求項2]

前記第 1 逆流部を備え、

前記第 1 吸入室と前記第 1 シリンダボアとの間には、前記第 1 吸入室内の冷媒を前記第 1 圧縮室に吸入させる吸入孔と、前記吸入孔を囲む第 1 弁座面と、前記第 1 弁座面に対して着座及び離座することによって前記吸入孔を開閉する吸入弁とが設けられ、

前記第 1 逆流部は、ショット加工により前記第 1 弁座面に形成され、前記吸入弁が前記第 1 弁座面に着座する状態で、前記吸入弁と前記第 1 弁座面との間に隙間を形成する凹凸を含んでいる請求項 1 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

[請求項3]

前記第 1 逆流部を備え、

前記第 1 吸入室と前記第 1 シリンダボアとの間には、前記第 1 吸入室内の冷媒を前記第 1 圧縮室に吸入させる吸入孔と、前記吸入孔を囲む第 1 弁座面と、前記第 1 弁座面に対して着座及び離座することによって前記吸入孔を開閉する吸入弁とが設けられ、

前記第 1 逆流部は、前記第 1 弁座面に凹設され、前記吸入弁が前記第 1 弁座面に着座する状態で、前記吸入弁と前記第 1 弁座面との間に隙間を形成する段差を含んでいる請求項 1 又は 2 記載の容量可変型斜板式圧縮機。

[請求項4]

前記第 2 逆流部を備えている請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

[請求項5]

前記第 2 吐出室と前記第 2 シリンダボアとの間には、前記第 2 圧縮室で圧縮された冷媒を前記第 2 吐出室に吐出させる吐出孔と、前記吐

出孔を囲む第2弁座面と、前記第2弁座面に対して着座及び離座することによって前記吐出孔を開閉する吐出弁とが設けられ、

前記第2逆流部は、ショット加工により前記第2弁座面に形成され、前記吐出弁が前記第2弁座面に着座する状態で、前記吐出弁と前記第2弁座面との間に隙間を形成する凹凸を含んでいる請求項4記載の容量可変型斜板式圧縮機。

[請求項6]

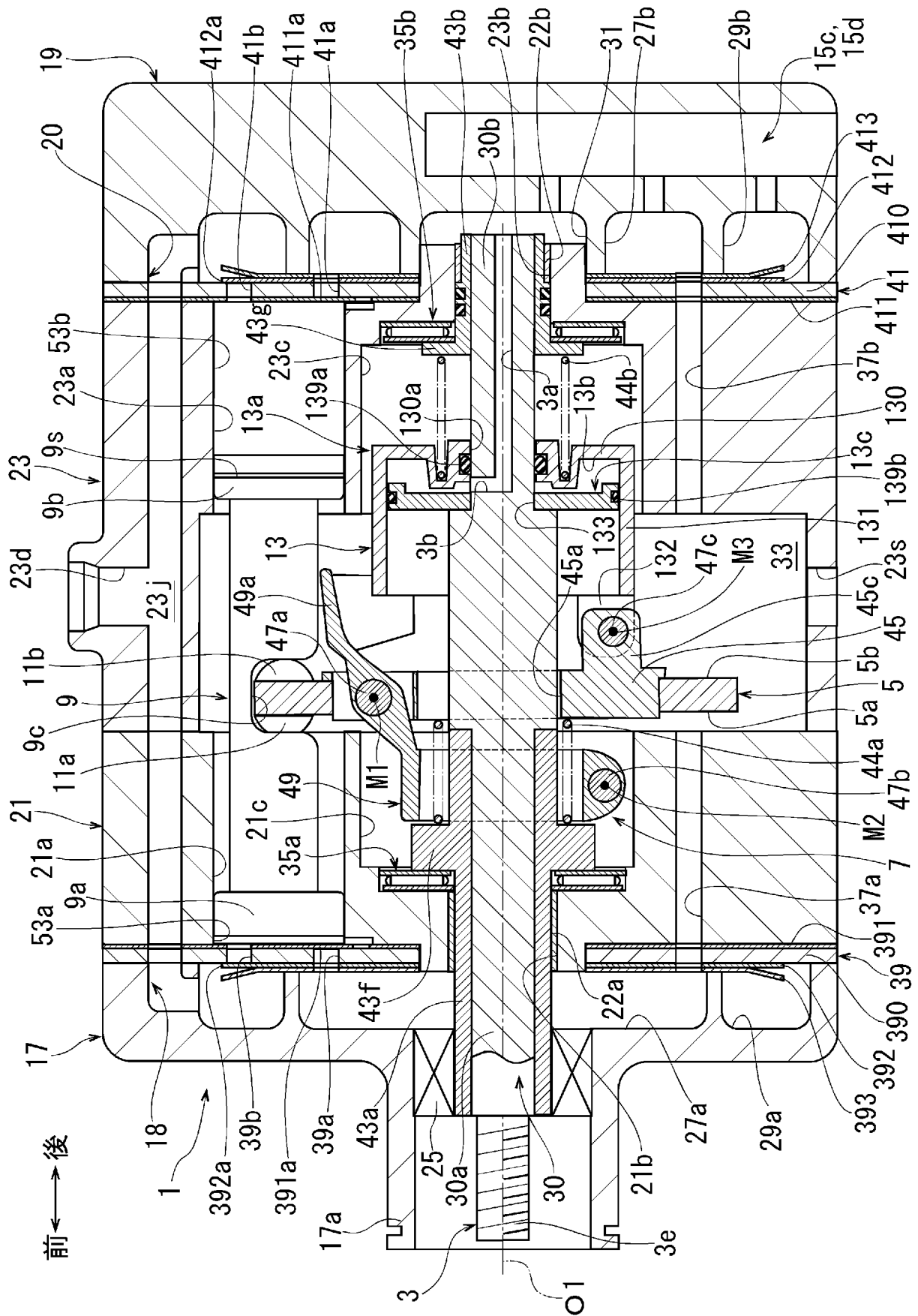
前記第2吐出室と前記第2シリンダボアとの間には、前記第2圧縮室で圧縮された冷媒を前記第2吐出室に吐出させる吐出孔と、前記吐出孔を囲む第2弁座面と、前記第2弁座面に対して着座及び離座することによって前記吐出孔を開閉する吐出弁とが設けられ、

前記第2逆流部は、前記第2弁座面に凹設され、前記吐出弁が前記第2弁座面に着座する状態で、前記吐出弁と前記第2弁座面との間に隙間を形成する段差を含んでいる請求項4又は5記載の容量可変型斜板式圧縮機。

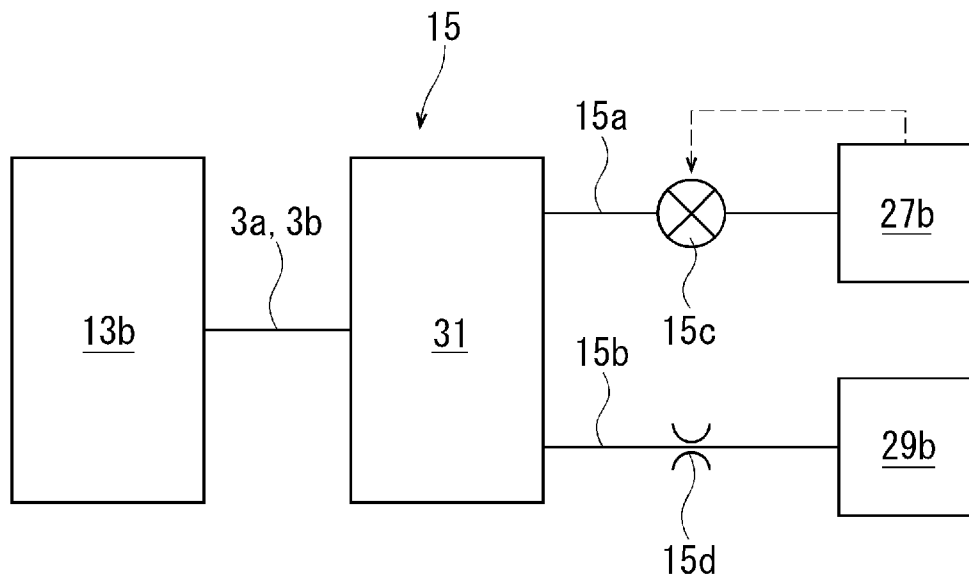
[請求項7]

前記第2頭部の外周面に設けられ、前記第2頭部の前記外周面と前記第2シリンダボアの内周面との間をシールするピストンリングをさらに備えている請求項4乃至6のいずれか1項記載の容量可変型斜板式圧縮機。

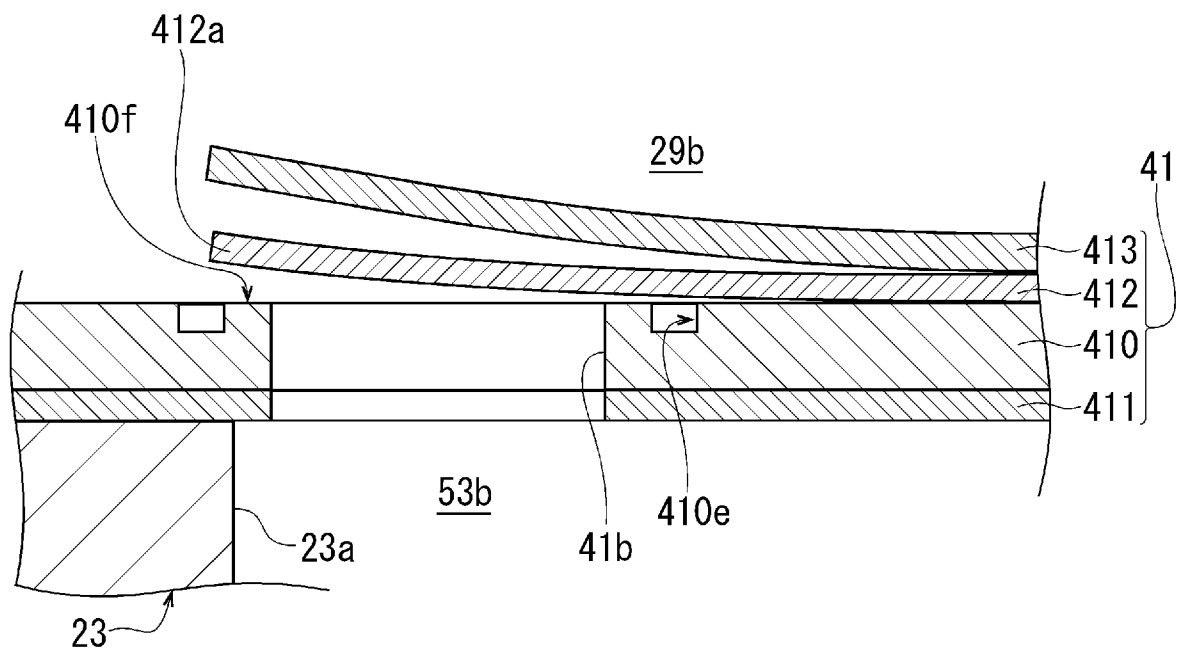
[図2]



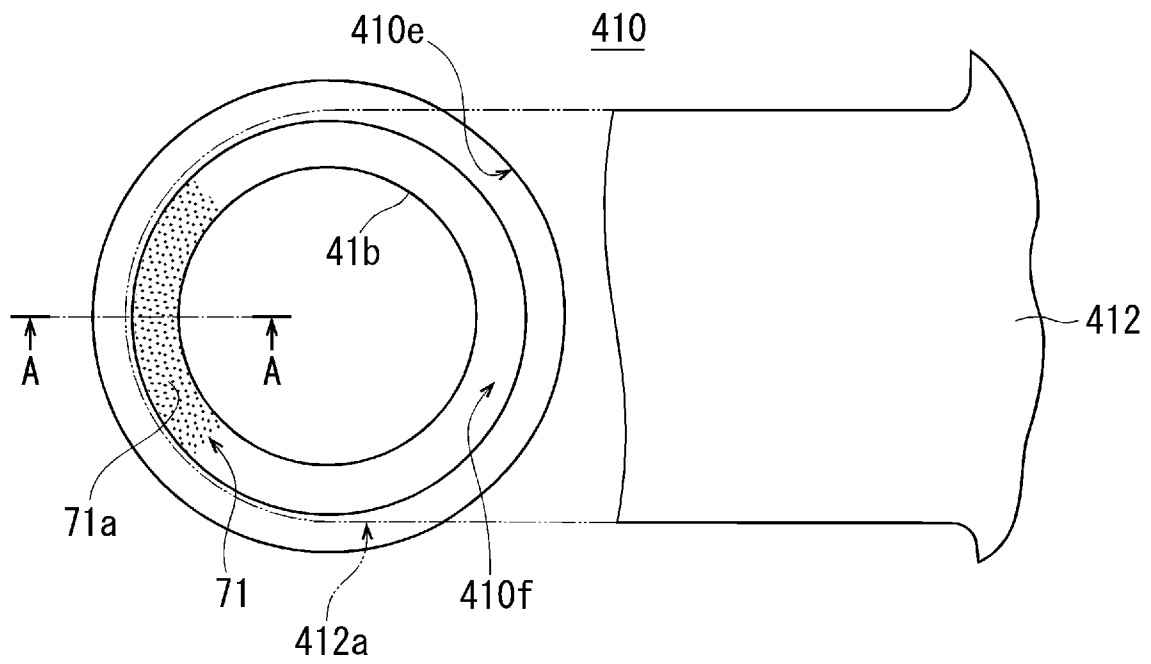
[図3]



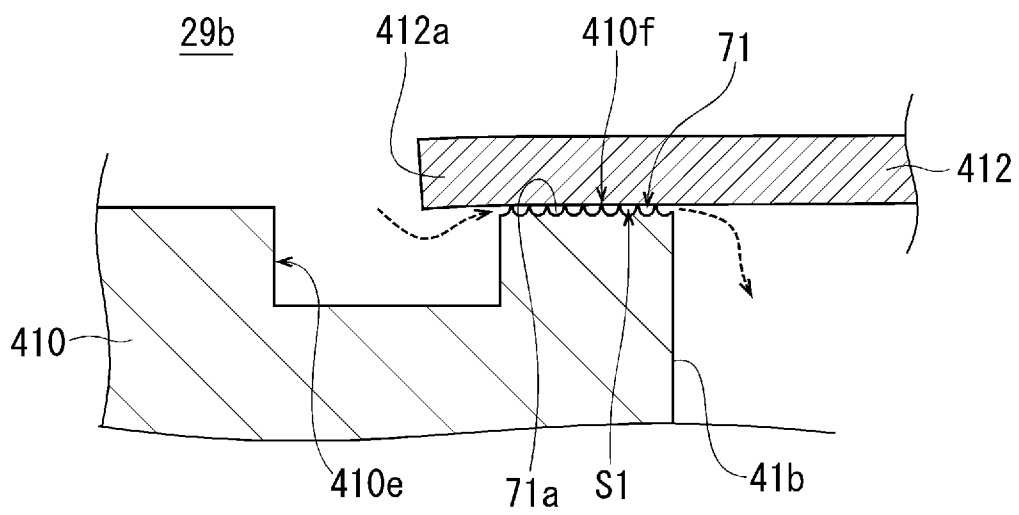
[図4]



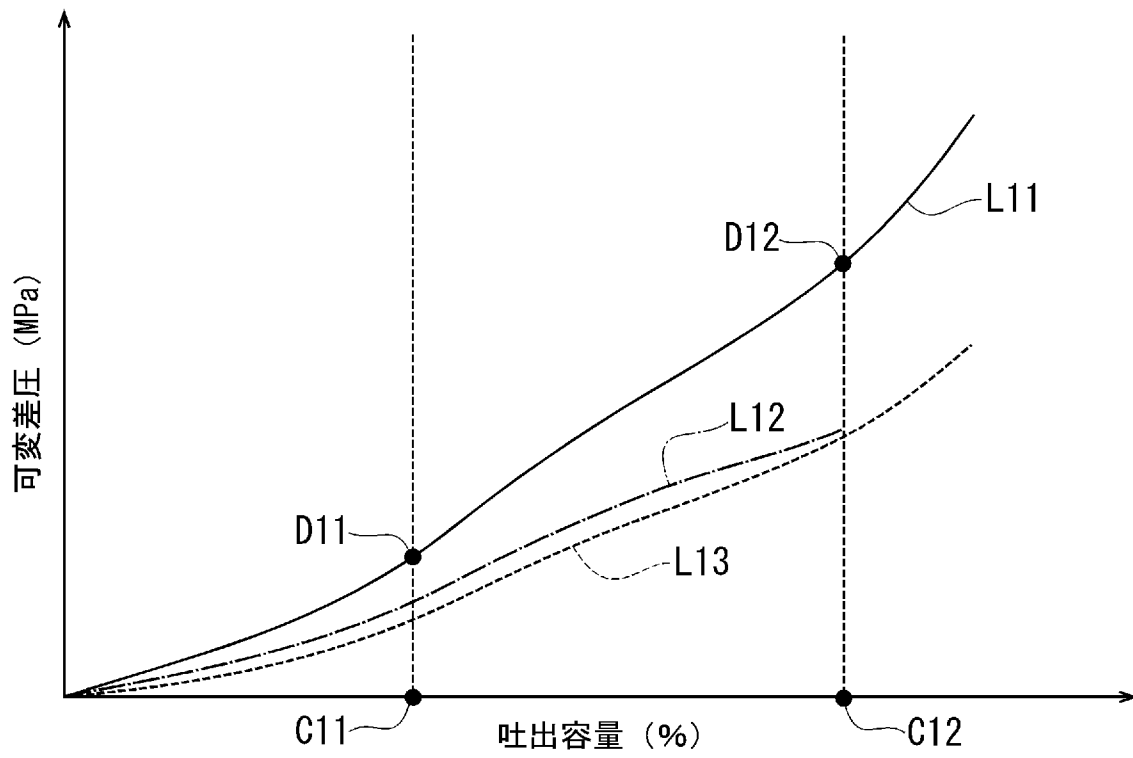
[図5]



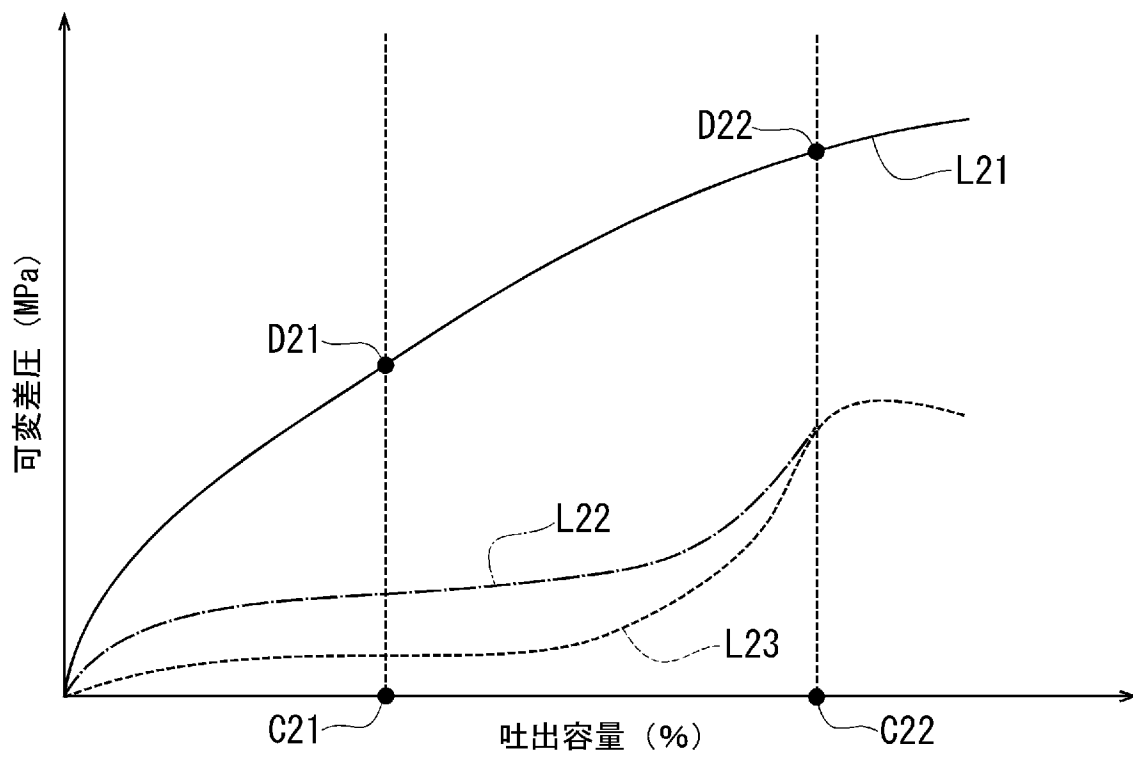
[図6]



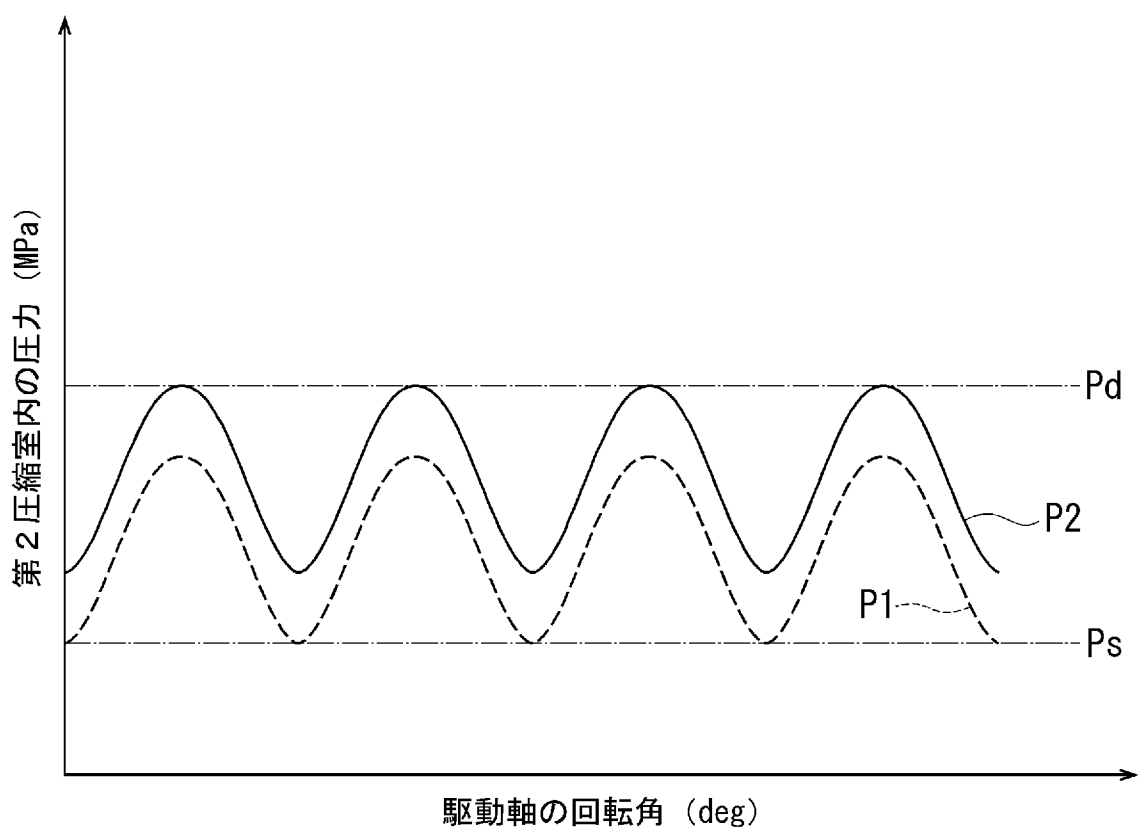
[図7]



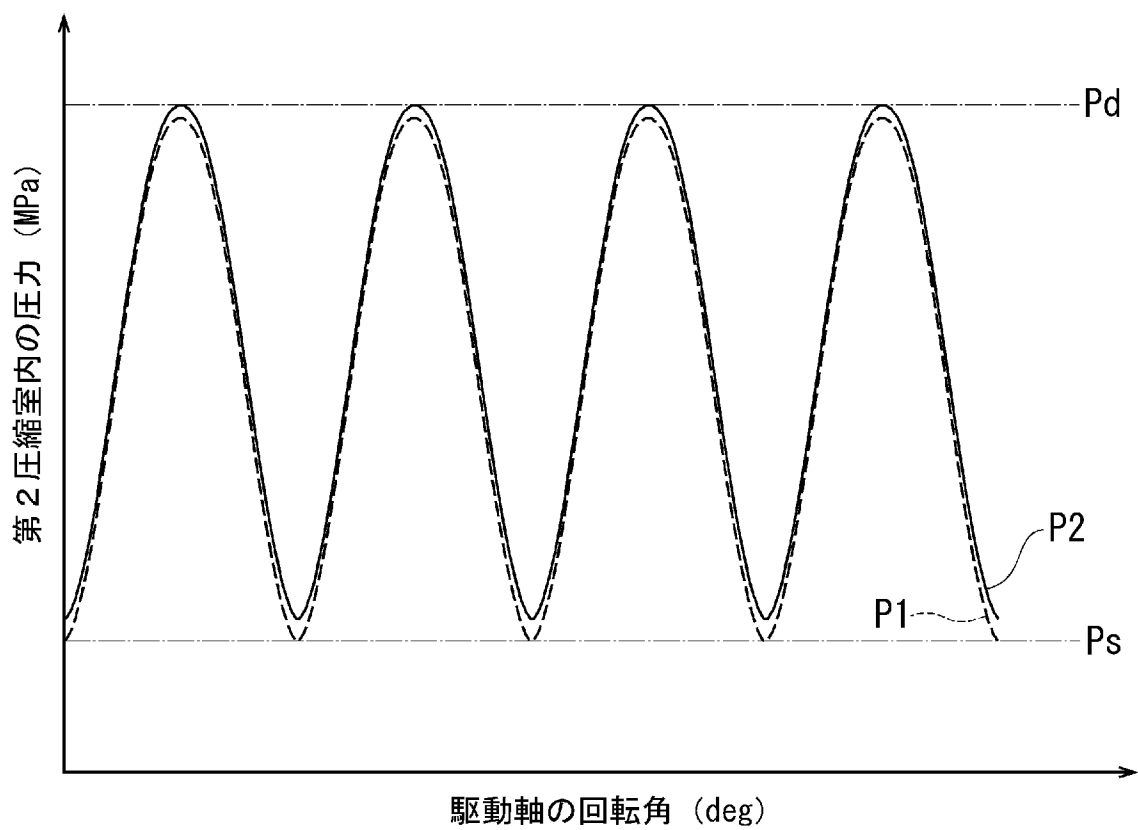
[図8]



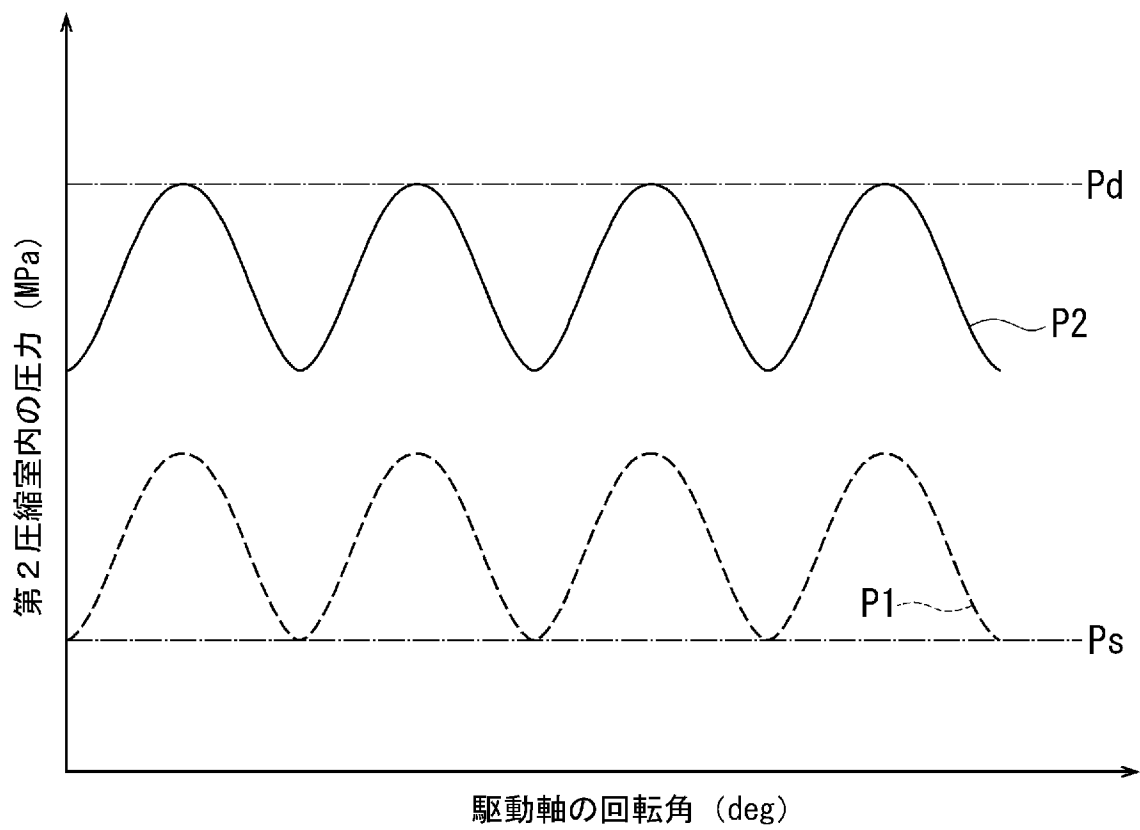
[図9]



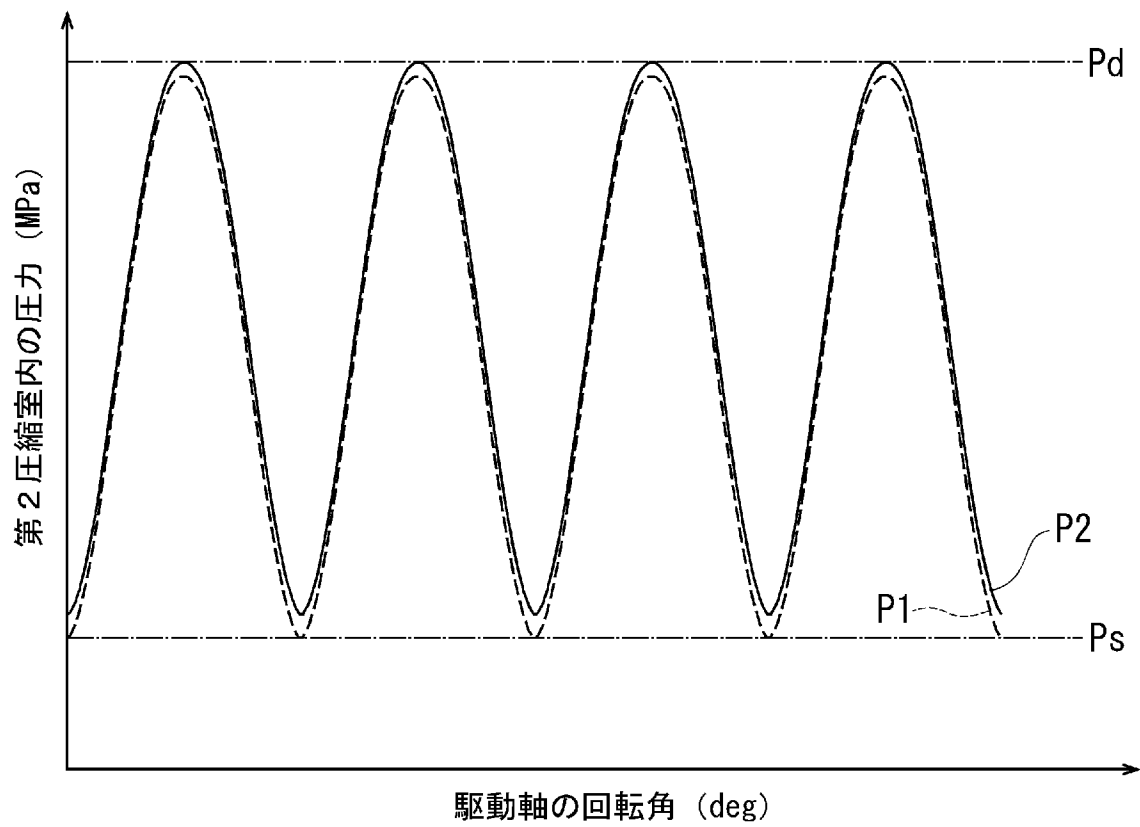
[図10]



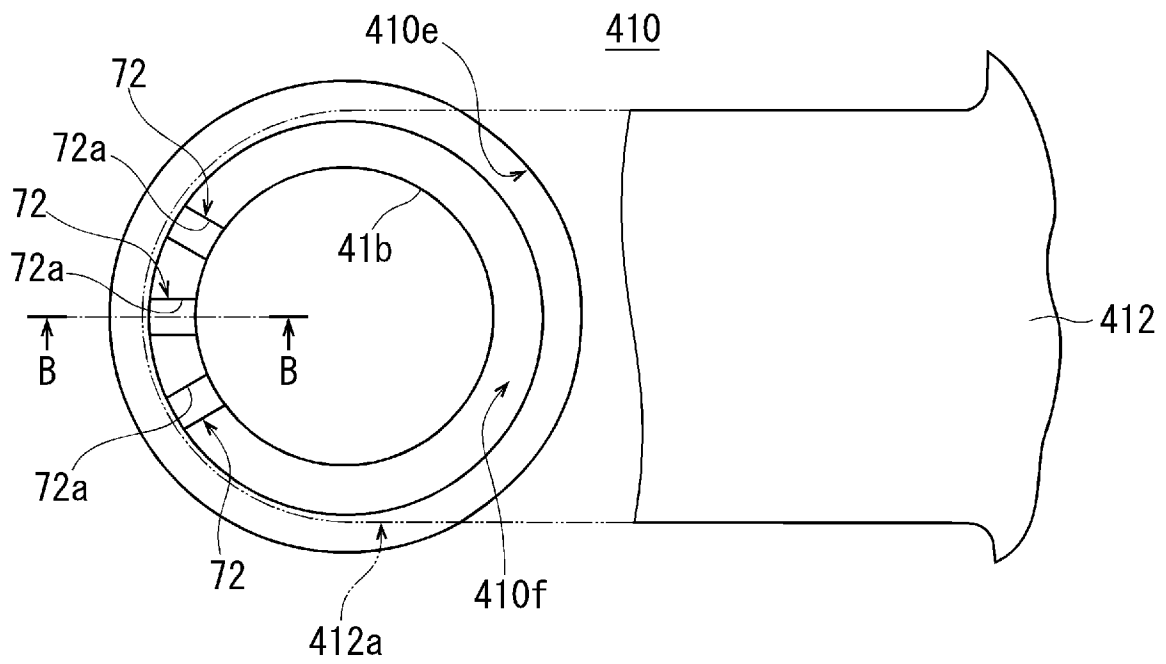
[図11]



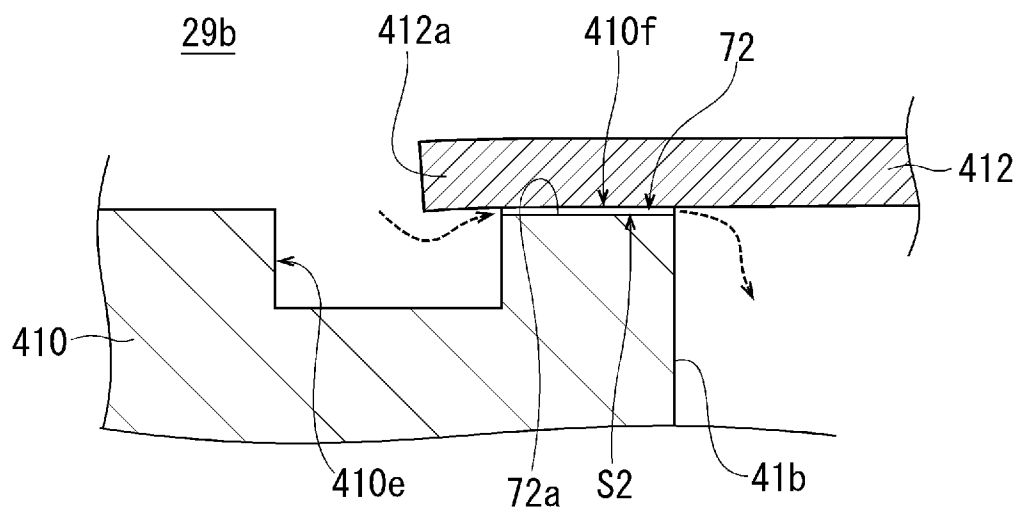
[図12]



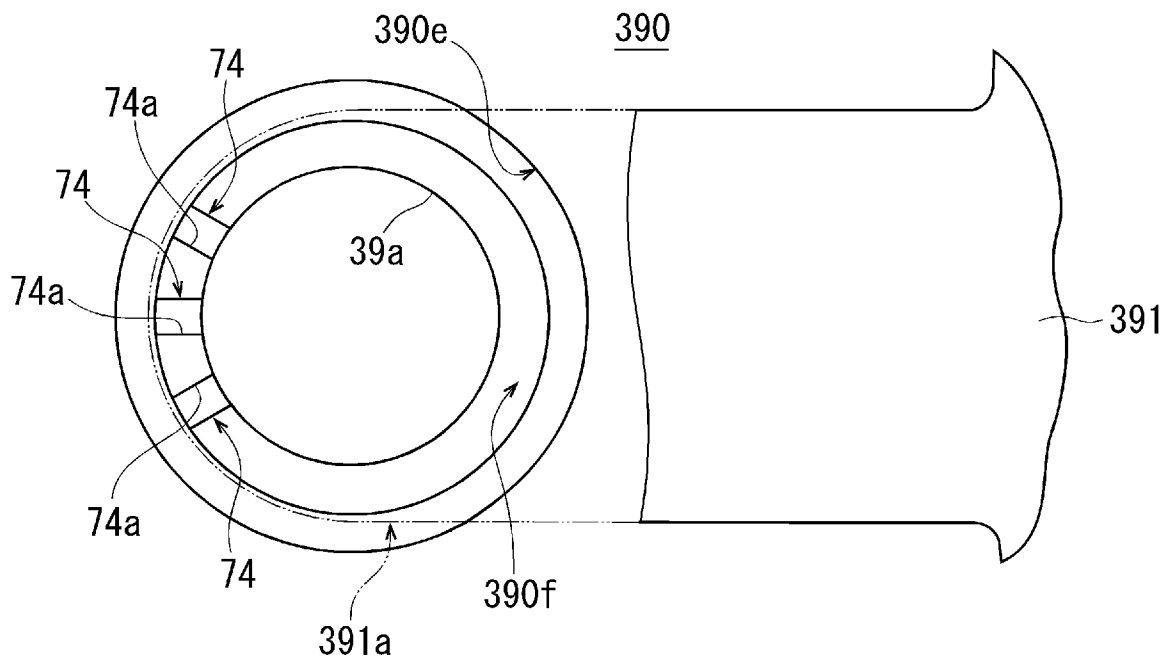
[図13]



[図14]



[図17]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/009603

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F04B27/18(2006.01)i, F04B27/12(2006.01)i, F04B39/10(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)

F04B27/18, F04B27/12, F04B39/10

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	1996-2017
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2017	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2017

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 64-77770 A (Nippon Soken, Inc.), 23 March 1989 (23.03.1989), page 15, lower right column, line 3 to page 16, upper right column, line 19; fig. 16 to 18, 21 to 23 & US 4886423 A column 20, line 1 to column 21, line 6; fig. 16 to 18, 21 to 23 & EP 259760 A2 & EP 513871 A2 & EP 519522 A2	1, 4, 6, 7 1-7
Y	JP 7-103138 A (Toyoda Automatic Loom Works, Ltd.), 18 April 1995 (18.04.1995), paragraphs [0034] to [0035], [0041]; fig. 2, 7 (Family: none)	1-7

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
08 May 2017 (08.05.17)

Date of mailing of the international search report
16 May 2017 (16.05.17)

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. F04B27/18(2006.01)i, F04B27/12(2006.01)i, F04B39/10(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. F04B27/18, F04B27/12, F04B39/10

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	1971-2017年
日本国実用新案登録公報	1996-2017年
日本国登録実用新案公報	1994-2017年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
X Y	JP 64-77770 A（株式会社日本自動車部品総合研究所）1989.03.23, 公報15ページ右下欄3行-16ページ右上欄19行, 第16-18図, 第21-23図 & US 4886423 A, 第20欄1行-第21欄6行, 図16-18, 図21-23 & EP 259760 A2 & EP 513871 A2 & EP 519522 A2	1, 4, 6, 7 1-7
Y	JP 7-103138 A（株式会社豊田自動織機製作所）1995.04.18, 段落[0034] - [0035] [0041], 図2, 図7（ファミリーなし）	1-7

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	「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
「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	「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
「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）	「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
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」 同一パテントファミリー文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日

08.05.2017

国際調査報告の発送日

16.05.2017

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）

田谷 宗隆

30

3518

電話番号 03-3581-1101 内線 3358