

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第5138032号
(P5138032)

(45) 発行日 平成25年2月6日 (2013.2.6)

(24) 登録日 平成24年11月22日 (2012.11.22)

(51) Int.Cl.

F I

FO1C 1/02 (2006.01)

FO1C 21/18 (2006.01)

FO1C 13/04 (2006.01)

FO4C 18/02 (2006.01)

FO4C 23/02 (2006.01)

FO1C 1/02 B

FO1C 21/18

FO1C 13/04

FO4C 18/02 311V

FO4C 18/02 311U

請求項の数 2 (全 12 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号	特願2010-507181 (P2010-507181)	(73) 特許権者	000006013
(86) (22) 出願日	平成21年1月5日 (2009.1.5)		三菱電機株式会社
(86) 国際出願番号	PCT/JP2009/050005		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(87) 国際公開番号	W02009/125608	(74) 代理人	100110423
(87) 国際公開日	平成21年10月15日 (2009.10.15)		弁理士 曾我 道治
審査請求日	平成22年9月3日 (2010.9.3)	(74) 代理人	100094695
(31) 優先権主張番号	特願2008-99527 (P2008-99527)		弁理士 鈴木 憲七
(32) 優先日	平成20年4月7日 (2008.4.7)	(74) 代理人	100111648
(33) 優先権主張国	日本国 (JP)		弁理士 梶並 順
		(74) 代理人	100122437
			弁理士 大宅 一宏
		(74) 代理人	100147566
			弁理士 上田 俊一
		(74) 代理人	100161171
			弁理士 吉田 潤一郎
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スクロール流体機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

密閉容器と、

上記密閉容器内に上部空間を画成するように配設され、第1螺旋状歯および第1螺旋状溝が第1台板の下面に形成された第1固定スクロールと、

上螺旋状歯および上螺旋状溝と下螺旋状歯および下螺旋状溝が第3台板の両面に形成されて構成され、該上螺旋状歯が上記第1螺旋状歯と咬合するように上記第1固定スクロールの下面側に相対して配設された揺動スクロールと、

第2螺旋状歯および第2螺旋状溝が第2台板の上面に形成されて構成され、該第2螺旋状歯が上記下螺旋状歯と咬合するように上記揺動スクロールの下面側に相対して配設され、上記密閉容器内に下部空間を画成する第2固定スクロールと、

上記第1固定スクロールの第1軸受部と上記第2固定スクロールの第2軸受部とに軸支され、かつ上記揺動スクロールのボス部を貫通して配設され、該揺動スクロールを揺動運動させる主軸と、を備え、

上記揺動スクロールが上記第1および第2固定スクロールに対して揺動運動して、上記揺動スクロールの上面側および下面側でそれぞれ作動流体を圧縮或いは膨張させるスクロール流体機械において、

上記作動流体を出入りさせるためのポートが、上記第1螺旋状歯および上記第2螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部近傍と、上記第1螺旋状歯および上記第2螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部から伸開角で略90度離れた位置の該第1螺旋状歯および該第2螺旋状

10

20

歯のそれぞれの内向面側とに開口するように、上記第 1 台板および上記第 2 台板に設けられていることを特徴とするスクロール流体機械。

【請求項 2】

上記第 1 螺旋状歯および上記第 2 螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部近傍に開口するように設けられた上記ポートの開口形状は略円形であり、

上記第 1 螺旋状歯および上記第 2 螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部から伸開角で略 90 度離れた位置に開口するように設けられた上記ポートの開口形状は、該第 1 螺旋状歯および該第 2 螺旋状歯のそれぞれの内向面側周壁面に沿って湾曲した、又は直線状の長円形状であることを特徴とする請求項 1 記載のスクロール流体機械。

【発明の詳細な説明】

10

【技術分野】

【0001】

本発明は、冷凍・空調用途の冷凍サイクル内で圧縮機または膨張機として用いられ、揺動スクロールが一对の固定スクロール間に揺動運動可能に配置されたスクロール流体機械に関し、特に、中央部の室に作動流体を出入りさせるポート構造に関するものである。

【背景技術】

【0002】

冷凍・空調用に用いられる冷凍サイクルにおいて、昇圧、又は減圧過程をスクロール型の流体機械で行う場合、入口と出口との間の差圧に起因する揺動スクロールの軸方向に作用するガス荷重、所謂スラスト負荷を適切に支持、又は処理することが、サイクルの高効率化および信頼性確保にとって重要である。

20

【0003】

特に、二酸化炭素を冷媒として用いるような冷凍サイクルでは、高低圧の差圧が非常に大きくなる。そのため、流体潤滑面でスラスト負荷を支持するような常套的な方法では、スラスト負荷の支持が困難である。

【0004】

このようなスラスト負荷の支持に関する課題を解決するために、揺動スクロールの台板両面に渦巻を設け、揺動スクロールの両渦巻を揺動スクロールの両側に配設された固定スクロールのそれぞれの渦巻と組み合わせて揺動スクロールの両側に圧縮室と膨張室とを形成し、圧縮／膨張過程において揺動スクロールに作用する軸方向のスラスト負荷を相殺するようにした両面式のスクロール流体機械は公知である。

30

【0005】

この両面式のスクロール流体機械において、揺動スクロールの台板の両面に渦巻が形成されており、揺動スクロールを駆動、又は支持する主軸は、揺動スクロールの渦巻中央部を貫通して両固定スクロールの中央に設けられた軸受部で両持ち支持される。このとき、固定スクロールの渦巻の巻き始め部の底面に形成されるポートは、主軸が貫通している揺動スクロールのボス部の揺動運動範囲の外側に位置している必要がある。そこで、ポート開口面積を確保するためには、固定スクロールの渦巻の巻き始め部を、軸受部外周側のインボリュート曲線の途中位置とする必要があり、効率が低下する。また、固定スクロールの渦巻の巻き始め部をインボリュート曲線の始点側に近づけてポート開口面積を確保しようとすると、ポート開口が揺動スクロールのボス部と干渉し、ポート開口面積の変動が大きくなってしまう。

40

【0006】

このような両面式のスクロール流体機械における課題を解決するために、固定スクロールの螺旋状溝のスクロール中心側周壁面を半円形状面に形成し、半円形状面の螺旋状溝の内側壁面にポート開口を設け、揺動スクロールの螺旋状ラップ内周端がスクロール中心側周壁面に沿って摺接し、ポート開口から作動流体を排出あるいは吸入するようにした両面式のスクロール流体機械が提案されている（例えば、特許文献 1 参照）。

【0007】

特許文献 1 に記載された従来のスクロール流体機械においては、ポート開口が固定スク

50

ロールの螺旋状溝のスクロール中心側周壁面に形成されているので、ポート開口と揺動スクロールのボス部との干渉が回避される。そこで、ポート開口を螺旋状溝の底面に形成する場合に比べ、固定スクロールの渦巻の巻き始め部をインボリュート曲線の始端側にシフトすることができ、高効率化が図られる。

【0008】

また、両面式ではないが、軸貫通構造のスクロール形圧縮機においては、固定スクロールに2つの吐出ポートを設け、これらの吐出ポートを固定スクロールの軸心に対称に配置するものが提案されている（例えば、特許文献2参照）。

【0009】

特許文献2に記載された従来のスクロール形圧縮機においては、吐出過程をバランスさせることにより振動・騒音を低減し、信頼性を向上できる効果が得られる。

【0010】

【特許文献1】特開平11-141301号公報

【特許文献2】特開平04-234591号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0011】

特許文献1に記載された従来のスクロール流体機械では、ポート開口が固定スクロールの螺旋状溝の面積の小さいスクロール中心側周壁面に形成されているので、十分なポート開口面積を確保できないという不具合があった。さらに、揺動スクロールの螺旋状ラップ内周端が固定スクロールのスクロール中心側周壁面に沿って摺接移動するとき、この狭窄部を通過する圧損が大きいため、螺旋状ラップ内周端を挟む螺旋状ラップの内向面側の室と外向面側の室とに対する実質的な開口面積が均等ではなくなるという不具合もあった。

【0012】

また、特許文献2に記載された従来のスクロール形圧縮機では、軸心に対称に配置したポートを閉塞しないように揺動スクロール渦巻の軸貫通ボス部を切り欠いた図が示されており、ポート対称配置により吐出過程をバランスさせるには、前述のボス部との干渉という問題を避ける代わりに死容積の増大を招かざるを得ないという不具合があった。

【0013】

本発明は、ポート開口を、螺旋状溝のスクロール中心側周壁面に形成した場合、及び軸心に対称に配置した場合には、上述のような新たな問題が生じることから、螺旋状溝の底面に形成されるポート開口の配置を揺動スクロールのボス部の揺動運動範囲とのオーバーラップを最小限とするようにして、ポート開口を螺旋状溝の底面に形成することによる上述の問題を解決するものである。

【0014】

つまり、この発明は、中央部の室に作動流体を出入りさせるポートを螺旋状歯の巻き始め端部近傍と、螺旋状歯の巻き始め端部から伸開角で略90度離れた螺旋状歯の内向面側との螺旋状溝の底面に開口するように設け、ポート開口面積を確保しつつ、揺動スクロールの1回転中のポート開口面積の変動を抑えて、高効率で信頼性の高いスクロール流体機械を得ることを目的としている。

【課題を解決するための手段】

【0015】

この発明のスクロール流体機械は、密閉容器と、上記密閉容器内に上部空間を画成するように配設され、第1螺旋状歯および第1螺旋状溝が第1台板の下面に形成された第1固定スクロールと、上螺旋状歯および上螺旋状溝と下螺旋状歯および下螺旋状溝が第3台板の両面に形成されて構成され、該上螺旋状歯が上記第1螺旋状歯と咬合するように上記第1固定スクロールの下面側に相対して配設された揺動スクロールと、第2螺旋状歯および第2螺旋状溝が第2台板の上面に形成されて構成され、該第2螺旋状歯が上記下螺旋状歯と咬合するように上記揺動スクロールの下面側に相対して配設され、上記密閉容器内に下部空間を画成する第2固定スクロールと、上記第1固定スクロールの第1軸受部と上記第

10

20

30

40

50

2 固定スクロールの第 2 軸受部とに軸支され、かつ上記揺動スクロールのボス部を貫通して配設され、該揺動スクロールを揺動運動させる主軸と、を備え、上記揺動スクロールが上記第 1 および第 2 固定スクロールに対して揺動運動して、上記揺動スクロールの上面側および下面側でそれぞれ作動流体を圧縮或いは膨張させる。そして、上記作動流体を出入りさせるためのポートが、上記第 1 螺旋状歯および上記第 2 螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部近傍と、上記第 1 螺旋状歯および上記第 2 螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部から伸開角で略 90 度離れた位置の該第 1 螺旋状歯および該第 2 螺旋状歯のそれぞれの内向面側とに開口するように、上記第 1 台板および上記第 2 台板に設けられている。

【発明の効果】

【0016】

この発明によれば、作動流体を出入りさせるためのポートが、第 1 螺旋状歯および第 2 螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部近傍と、第 1 螺旋状歯および第 2 螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部から伸開角で略 90 度離れた位置の第 1 螺旋状歯および該第 2 螺旋状歯のそれぞれの内向面側とに開口するように、第 1 台板および第 2 台板に設けられている。そこで、作動流体を出入りさせるためのポートが第 1 螺旋状歯および第 2 螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部側の 2 箇所設けられているので、第 1 螺旋状歯および第 2 螺旋状歯の巻き始め部をインボリュート曲線の伸開方向に過度にシフトさせることなく、また対称位置に 2 つのポートを配置したときのようにボス部を切り欠くことによる死容積の増大を招くことなく、十分なポート開口面積を確保することができる。また、揺動スクロールが揺動する際に、一方のポートが揺動スクロールのボス部と干渉して開口の一部が閉塞しても、他方のポートがボス部と干渉せず、揺動スクロールの 1 回転中におけるポートの総開口面積の変動が小さくなる。その結果、著しい圧損が生じることによる効率低下および断続的な膨張過程の発生が抑えられ、高効率および高信頼性を実現できる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図 1】この発明の実施の形態 1 によるスクロール流体機械の構成を示す縦断面図である。

【図 2】この発明の一実施の形態によるスクロール流体機械を搭載した冷凍サイクルの回路図である。

【図 3】図 2 に示される冷凍サイクルの動作を説明するモリエル線図である。

【図 4】この発明の一実施の形態によるスクロール流体機械に適用されるサブ圧縮機構における螺旋状歯とその配置状態を示す概略図である。

【図 5】この発明の一実施の形態によるスクロール流体機械に適用される膨張機構における螺旋状歯とその配置状態を示す概略図である。

【図 6】この発明の一実施の形態によるスクロール流体機械のサブ圧縮機構における揺動スクロールの揺動運動によるポート閉塞状況を説明する図である。

【図 7】この発明の一実施の形態によるスクロール流体機械の膨張機構における揺動スクロールの揺動運動によるポート閉塞状況を説明する図である。

【図 8】この発明の一実施の形態によるスクロール流体機械の膨張機構における吸入ポートの総開口面積の変動を示す図である。

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

図 1 はこの発明の一実施の形態によるスクロール流体機械の構成を示す縦断面図である。ここで、図において、同一の符号を付したものは、同一またはこれに相当するものであり、このことは、明細書の全文において共通する。さらに、明細書全文に表れている構成要素の形態は、あくまで例示であって、これらの記載に限定されるものではない。なお、この実施の形態によるスクロール流体機械は、二酸化炭素のような高圧側が超臨界となる冷媒（作動流体）を用い、膨張機構部が冷凍サイクル内の膨張過程を行い、サブ圧縮機構部が膨張過程の冷媒から回収した機械エネルギーを動力として冷凍サイクル内の圧縮過程の一部を行う圧縮機一体型膨張機として用いられることを想定している。

【0019】

図1において、スクロール膨張機1の密閉容器4内の下方には、膨張機構2が設置されており、膨張機構2の上方には、サブ圧縮機構3が設置されている。膨張機構2は、第2台板51aの上面に第2螺旋状歯51cを形成した第2固定スクロール51と、第3台板53aの下面に下螺旋状歯53cを形成した揺動スクロール53とからなる。第2固定スクロール51の第2螺旋状歯51cと揺動スクロール53の下螺旋状歯53cとは、逆の巻き方向で、咬合するように配置されている。また、サブ圧縮機構3は、第1台板52aの下面に第1螺旋状歯52cを形成した第1固定スクロール52と、第3台板53aの上面に上螺旋状歯53dを形成した揺動スクロール53とからなる。第1固定スクロール52の第1螺旋状歯52cと揺動スクロール53の上螺旋状歯53dとは、逆の巻き方向で、咬合するように配置されている。ここで、サブ圧縮機構3の第1螺旋状歯52cと膨張機構2の第2螺旋状歯51c、膨張機構2の下螺旋状歯53cとサブ圧縮機構3の上螺旋状歯53dとは、各々同じ巻き方向で、揺動スクロール53が揺動したときに、一方で圧縮、他方で膨張できるようになっている。

10

【0020】

主軸78は、膨張機構2の第2固定スクロール51およびサブ圧縮機構3の第1固定スクロール52それぞれの中央に形成された軸受部51b、52bによって、回転自由に両持ち支持されている。スリーブ75が主軸78の軸受部51bに対応する部分に同軸に外嵌状態に嵌め込まれている。スライダ74が揺動スクロール53の中央に穿設された揺動軸受部53bに内嵌状態に嵌め込まれている。そして、主軸78の中央部に形成された偏心軸部80が、スライダ74に穿設された軸嵌入孔81に嵌入されている。これにより、スライダ74の外径中心と主軸78の軸心との間の距離が変動可能で、スライダ74が揺動スクロール53に作用するガス圧による力で揺動半径が大きくなる方向に移動する可変半径クランク機構を構成し、揺動スクロール53が揺動運動できる。

20

【0021】

膨張機構2の外周であって密閉容器4の側面には、冷媒を吸入する膨張吸入管15および膨張した冷媒を吐出する膨張吐出管16が設置されている。一方、サブ圧縮機構3の外周であって密閉容器4の側面には、冷媒を吸入するサブ圧縮吸入管（図示せず）および圧縮した冷媒を吐出するサブ圧縮吐出管20が設置されている。

30

【0022】

サブ圧縮機構3においては、第1固定スクロール52および揺動スクロール53それぞれの第1螺旋状歯52cおよび上螺旋状歯53dの先端には、第1固定スクロール52の第1螺旋状歯52cと揺動スクロール53の上螺旋状歯53dとで形成されるサブ圧縮室3aを仕切るチップシール71が装着されている。また、第1固定スクロール52における揺動スクロール53に対向する面であって第1螺旋状歯52cの外周には、揺動スクロール53と第1固定スクロール52とをシールする外周シール73が設けられている。

【0023】

一方、膨張機構2においては、揺動スクロール53の第2固定スクロール51に対向する面であって揺動軸受部53bの外周には、揺動スクロール53と第2固定スクロール51とをシールする内周シール72が設けられている。また、第2固定スクロール51の第2螺旋状歯51cおよび揺動スクロール53の下螺旋状歯53cの先端には、第2固定スクロール51の第2螺旋状歯51cと揺動スクロール53の下螺旋状歯53cとで形成される膨張室2aを仕切るチップシール71が装着されている。

40

【0024】

揺動スクロール53は、サブ圧縮機構3側に設けたオルダムリング77によって、自転を規正される。また、揺動スクロール53が揺動運動することによって発生する遠心力を相殺するために、上および下バランス79a、79bが主軸78の両端側に取り付けられている。主軸78の下端には、油ポンプ76が取り付けられ、密閉容器4の下部空間の底部に貯留されている潤滑油9を各軸受部に供給する。

【0025】

50

主軸 7 8 内には、主に軸受部 5 1 b に給油する油孔 7 8 a、軸受部 5 2 b および揺動軸受部 5 3 b に給油する油孔 7 8 b、およびガス抜き孔 7 8 c が設けられている。そして、主軸 7 8 の軸受部 5 2 b に対応する部分の外周面には、螺旋溝（図示せず）が設けられており、油孔 7 8 b を介して軸受部 5 2 b に給油された潤滑油 9 が螺旋溝を通して密閉容器 4 の上部空間にオーバーフローするようになっている。また、サブ圧縮される冷媒は、後述する主圧縮機 5 から潤滑油を含んでサブ圧縮吸入管を介して供給され、揺動スクロール 5 3 と第 1 固定スクロール 5 2 とによりサブ圧縮された後、上部空間に一旦開放されることにより油分離され、サブ圧縮吐出管 2 0 から排出される。そして、軸受部 5 2 b からオーバーフローされ、さらに油分離されて上部空間の下部に溜まった潤滑油 9 が、返油孔 3 1 を介して下部空間に戻される。

10

【0026】

つぎに、このように構成されたスクロール膨張機 1 を用いた冷凍サイクルについて図 2 を参照しつつ説明する。

冷凍サイクルでは、スクロール膨張機 1 のサブ圧縮機構 3 がガスクーラ 1 1 の上流側に配設され、膨張機構 2 がガスクーラ 1 1 の下流側に配設されている。また、膨張機構 2 が蒸発器 1 2 の上流側に配設され、蒸発器 1 2 の下流側に配設された主圧縮機 5 の下流側にサブ圧縮機構 3 が配設されている。

【0027】

このように構成された冷凍サイクルでは、モータ 6 に給電されると、主圧縮機 5 が駆動され、冷媒が圧縮される。圧縮された冷媒は、サブ圧縮吸入管からサブ圧縮機構 3 に送り込まれ、第 1 固定スクロール 5 2 の第 1 螺旋状歯 5 2 c と揺動スクロール 5 3 の上螺旋状歯 5 3 d とで形成されるサブ圧縮室 3 a 内で圧縮昇圧される。サブ圧縮室 3 a 内で圧縮昇圧された冷媒は、吐出弁 3 2 から吐出されて密閉容器 4 の上部空間に一旦開放され、油分離された後、サブ圧縮吐出管 2 0 から密閉容器 4 外へ吐出される。サブ圧縮吐出管 2 0 から吐出された冷媒は、ガスクーラ 1 1 に送り込まれて冷却される。冷却された冷媒が、膨張吸入管 1 5 から膨張機構 2 に送り込まれ、第 2 固定スクロール 5 1 の第 2 螺旋状歯 5 1 c と揺動スクロール 5 3 の下螺旋状歯 5 3 c とで形成される膨張室 2 a 内で膨張減圧される。膨張室 2 a 内で膨張減圧された冷媒は、膨張吐出管 1 6 から吐出され、蒸発器 1 2 に送り込まれ、加熱された後、主圧縮機 5 に送り込まれる。

20

【0028】

この時の冷凍サイクルの動作について図 3 を用いて説明する。図 3 は冷凍サイクルの動作を説明するモリエル線図であり、縦軸は冷媒圧力を、横軸は比エンタルピを表している。なお、図 3 は CO_2 のように高圧側が超臨界となる冷媒を用いた場合を示している。

30

【0029】

冷媒は、主圧縮機 5 にて中間圧 P_m まで圧縮される ($a \rightarrow d'$)。主圧縮機 5 で圧縮された中間圧 P_m の冷媒は、サブ圧縮吸入管からサブ圧縮機構 3 のサブ圧縮室 3 a 内に送り込まれ、高圧 P_h まで昇圧される ($d' \rightarrow d$)。高圧 P_h まで昇圧された冷媒は、サブ圧縮吐出管 2 0 からガスクーラ 1 1 に送り込まれ、冷却される ($d \rightarrow c$)。ついで、冷却された冷媒は、膨張吸入管 1 5 から膨張機構 2 の膨張室 2 a 内に送り込まれ、低圧 P_l まで膨張減圧される ($c \rightarrow b$)。この時、ガスクーラ 1 1 で冷却された冷媒が膨張弁のような動力を回収しない絞りで減圧されると、点 c から比エンタルピ一定で減圧して点 b' に至る。この減圧時の比エンタルピ差 ($= b' - b$) が膨張動力として回収され、サブ圧縮機構 3 における比エンタルピ差 ($= d - d'$) 分の圧縮動力として利用される。冷媒は、膨張過程でサブ圧縮に必要な動力を回収されてから、膨張吐出管 1 6 から吐出され、蒸発器 1 2 に送り込まれ加熱される ($b \rightarrow a$)。加熱された冷媒が主圧縮機 5 に送り込まれる。

40

【0030】

ここで、揺動スクロール 5 3 の圧縮仕事を行うときの運動と位相を規制する主軸 7 8 およびオルダムリング 7 7 が設けられているので、この膨張機構 2 で回収された膨張動力が、サブ圧縮機構 3 の圧縮動力に加えて、揺動スクロール 5 3、主軸 7 8、オルダムリング 7 7 などの駆動に伴う摺動損失分の仕事をまかなうことになる。

50

【0031】

サブ圧縮機構3のサブ圧縮室3a内が中間圧 P_m であり、サブ圧縮機構3のサブ圧縮室3aの外周側が膨張後の低圧 P_l である。そこで、第1固定スクロール52における揺動スクロール53に対向する面であって第1螺旋状歯52cの外周に設けられた外周シール73が、サブ圧縮室3aの内外の差圧をシールしている。また、揺動スクロール53の第2固定スクロール51に対向する面であって揺動軸受部53bの外周に設けられた内周シール72が、膨張室2aと揺動軸受部53b側との差圧をシールしている。

【0032】

つぎに、サブ圧縮機構3および膨張機構2の具体的構成について図4および図5を参照しつつ説明する。図4はこの発明の一実施の形態によるスクロール流体機械に適用されるサブ圧縮機構における螺旋状歯とその配置状態を示す概略図、図5はこの発明の一実施の形態によるスクロール流体機械に適用される膨張機構における螺旋状歯とその配置状態を示す概略図である。なお、図4および図5は固定スクロールに対して揺動スクロールの揺動半径が零の状態を示している。また、図4および図5は固定スクロールおよび揺動スクロールそれぞれの螺旋状歯の歯先形状を、片方は鏡像で重ね合わせて平面図として示している。この点は、図6および図7も同様である。

【0033】

図4において、第1固定スクロール52の第1台板52aの下面には、第1螺旋状歯52cおよび第1螺旋状溝52dが外周シール73の内周側にインボリュート曲線状に、螺旋状に形成されている。揺動スクロール53の第3台板53aの上面には、上螺旋状歯53dおよび上螺旋状溝53fが軸受部53bを囲繞するボス部、所謂球根形状部53gから螺旋状に形成されている。そして、第1固定スクロール52と揺動スクロール53とは、第1螺旋状歯52cおよび上螺旋状歯53dが上螺旋状溝53fおよび第1螺旋状溝52d内に収容されるように組み合わせられる。つまり、第1螺旋状歯52cと上螺旋状歯53dとは、一方を鏡像として見た場合、同形状で180度位相がずれている。そして、チップシール71が第1螺旋状歯52cおよび上螺旋状歯53dの巻き始めから1.5巻までの歯先に形成された溝に装着されている。

【0034】

吐出ポート40bが第1螺旋状歯52cの巻き始め端部近傍の第1螺旋状溝52dの底面に開口するように第1台板52aに穿設されている。また、吐出ポート40aが第1螺旋状歯52cの巻き始め端部から伸開角で略90度進んだ位置で、かつ第1螺旋状歯52cの内周面側の第1螺旋状溝52dの底面に開口するように第1台板52aに穿設されている。そして、図1に示されるように、吐出ポート40a、40bは吐出弁32を介して密閉容器4の上部空間につながっている。さらに、吸入ポート39が第1螺旋状溝52dの巻き終わり端部近傍の底面に開口するように第1台板52aに穿設されている。そして、吸入ポート39はサブ圧縮吸入管に連結されている。吐出ポート40aは第1螺旋状歯52cの内周面側周壁面に沿った直線状の長円形の開口形状をなし、吐出ポート40bは略円形の開口形状をなしている。なお、直線状の長円形とは、一对の平行な直線の両端を半円で連結し、直線と平行な方向を長軸とする外形形状である。

【0035】

図5において、揺動スクロール53の第3台板53aの下面には、軸受部53bが貫通する球根形状部53gに軸受部53bを囲繞するように内周シール72が配設されている。さらに第3台板53aの下面には、下螺旋状歯53cおよび下螺旋状溝53eが球根形状部53gからインボリュート曲線状に、螺旋状に形成されている。第2固定スクロール51の第2台板51aの上面には、第2螺旋状歯51cおよび第2螺旋状溝51dがインボリュート曲線状に、螺旋状に形成されている。そして、第2固定スクロール51と揺動スクロール53とは、第2螺旋状歯51cおよび下螺旋状歯53cが下螺旋状溝53eおよび第2螺旋状溝51d内に収容されるように組み合わせられる。つまり、第2螺旋状歯51cと下螺旋状歯53cとは、一方を鏡像として見た場合、同形状で180度位相がずれている。そして、チップシール71が第2螺旋状歯51cおよび下螺旋状歯53cの巻き

初めから 1. 5 巻までの歯先に形成された溝に装着されている。

【0036】

吸入ポート 35b が第 2 螺旋状歯 51c の巻き始め端部近傍の第 2 螺旋状溝 51d の底面に開口するように第 2 台板 51a に穿設されている。また、吸入ポート 35a が第 2 螺旋状歯 51c の巻き始め端部から伸開角で略 90 度進んだ位置で、かつ第 2 螺旋状歯 51c の内向面側の第 2 螺旋状溝 51d の底面に開口するように第 2 台板 51a に穿設されている。そして、図 1 に示されるように、吸入ポート 35a, 35b は導通路を介してそれぞれ膨張吸入管 15 に連結されている。吸入ポート 35a は第 2 螺旋状歯 51c の内向面側周壁面に沿った直線状の長円形の開口形状をなし、吸入ポート 35b は略円形の開口形状をなしている。

10

【0037】

このように、吸入ポート 35a, 35b および吐出ポート 40a, 40b が第 2 螺旋状溝 51d および第 1 螺旋状溝 52d の底面に開口するように形成されているので、吸入ポート 35a, 35b および吐出ポート 40a, 40b を十分な開口面積を確保して第 2 台板 51a および第 1 台板 52a に形成できる。

【0038】

つぎに、サブ圧縮機構 3 における揺動スクロールの揺動運動によるポート閉塞状況について図 6 を参照しつつ説明する。図 6 はこの発明の一実施の形態によるスクロール流体機械のサブ圧縮機構における揺動スクロールの揺動運動によるポート閉塞状況を説明する図である。図 6 の (a) は、第 1 固定スクロール 52 の第 1 螺旋状歯 52c と揺動スクロール 53 の上螺旋状歯 53d とで形成される最内室の容積が最小のタイミングを示している。

20

【0039】

揺動スクロール 53 は、図 6 に示されるように、(a) → (b) → (c) → (d) → (a) と、第 1 固定スクロール 52 の中心周りに一定の旋回半径で自転することなく公転する。そして、第 1 螺旋状歯 52c と上螺旋状歯 53d とで形成される密閉空間が、第 1 固定スクロール 52 および揺動スクロール 53 の相対運動により容積変化を生じ、その容積が減少する。そこで、吸入ポート 39 から吸入された作動流体は、連続的に圧縮され、吐出ポート 40a, 40b から吐出される。この揺動スクロール 53 の揺動運動において、図 6 の (b) に示されるように、一方の吐出ポート 40a が揺動スクロール 53 の球根形状部 53g と干渉して閉塞されるタイミングが存在する。しかし、他方の吐出ポート 40b は閉塞されず、開口している。

30

【0040】

このように、吐出ポート 40b が第 1 螺旋状歯 52c の外向面側周壁面のインボリュート始点から、第 1 螺旋状歯 52c の巻き始め端部の R 状の周壁面に沿って約 90 度内向面側にシフトし、かつ第 1 螺旋状歯 52c の巻き始め端部の R 状の周壁面に近接して第 1 螺旋状溝 52d の底面に開口するように形成されている。また、吐出ポート 40a が第 1 螺旋状歯 52c の巻き始め端部から伸開角で約 90 度進んだ位置で、かつ第 1 螺旋状歯 52c の内向面側周壁面に沿って第 1 螺旋状溝 52d の底面に開口するように形成されている。そこで、吐出ポート 40a が球根形状部 53g と干渉してその開口の一部が閉塞しても、吐出ポート 40b と球根形状部 53g との干渉を回避でき、吐出抵抗による著しい損失の発生を防止できる。

40

【0041】

また、吐出ポート 40a を第 1 螺旋状歯 52c の内向面側周壁面に沿った直線状の長円形状の開口形状に形成し、吐出ポート 40b を略円形の開口形状に形成しているので、球根形状部 53g との干渉時の閉塞量を減らしながら、全開時の開口面積を大きくできる。

【0042】

つぎに、膨張機構 2 における揺動スクロールの揺動運動によるポート閉塞状況について図 7 を参照しつつ説明する。図 7 はこの発明の一実施の形態によるスクロール流体機械の膨張機構における揺動スクロールの揺動運動によるポート閉塞状況を説明する図である。

50

図7の(a)は、第2固定スクロール51の第2螺旋状歯51cと揺動スクロール53の下螺旋状歯53cとで形成される最内室と第2室との間のシール点形成完了時点のタイミングを示している。

【0043】

揺動スクロール53は、図7に示されるように、(a)→(b)→(c)→(d)→(a)と、第2固定スクロール51の中心周りに一定の旋回半径で自転することなく公転する。そして、第2螺旋状歯51cと下螺旋状歯53cとで形成される密閉空間が、第2固定スクロール51および揺動スクロール53の相対運動により容積変化を生じ、その容積が増大する。そこで、吸入ポート35a、35bから吸入された作動流体は、連続的に膨張され、揺動スクロール53の外周空間に吐出され、膨張吐出管16から回路に排出される。図7の(d)に示されるように、第2室となって膨張過程が開始する前の最内室への吸入過程において、一方の吸入ポート35aが揺動スクロール53の球根形状部53gと干渉して閉塞されるタイミングが存在する。しかし、他方の吸入ポート35bは全開となっている。

10

【0044】

このように、吸入ポート35bが第2螺旋状歯51cの外向面側周壁面のインボリュート始点から、第2螺旋状歯51cの巻き始め端部のR状の周壁面に沿って約90度内向面側にシフトし、かつ第2螺旋状歯51cの巻き始め端部のR状の周壁面に近接して第2螺旋状溝51dの底面に開口するように形成されている。また、吸入ポート35aが第2螺旋状歯51cの巻き始め端部から伸開角で約90度進んだ位置で、かつ第2螺旋状歯51cの内向面側周壁面に沿って第2螺旋状溝51dの底面に開口するように形成されている。そこで、吸入ポート35aが球根形状部53gと干渉してその開口の一部が閉塞しても、吸入ポート35bと球根形状部53gとの干渉を回避でき、膨張機構2への吸入量が途絶え、あるいは著しく減少することがない。その結果、断続的な膨張過程が繰り返されるような事態を未然に回避することができる。

20

【0045】

また、吸入ポート35aを第2螺旋状歯51cの内向面側周壁面に沿った直線状の長円形状の開口形状に形成し、吸入ポート35bを略円形の開口形状に形成しているので、球根形状部53gとの干渉時の閉塞量を減らしながら、全開時の開口面積を大きくできる。

【0046】

ここで、このスクロール流体機械の膨張機構2における吸入ポート35a、35b開口面積のクランク角に対する変動を図8に実線で示した。なお、比較例として、吸入ポート35aのみの開口面積を同じく図8に点線で示した。

30

【0047】

図8から、吸入ポート35aのみの場合、揺動スクロール53の球根形状部53gとの干渉により、吸入ポート35aの開口面積が吸入ポート35aの全開時の開口面積(100%開口面積)の1/4程度まで減少するタイミングがあることがわかる。これに対し、2つの吸入ポート35a、35bがある場合、吸入ポート35a、35bの総開口面積は吸入ポート35a、35bの全開時の総開口面積(100%開口面積)の1/2より小さくならないことがわかる。また、2つの吸入ポート35a、35bを形成しているので、全開時の100%開口面積も大きくなっている。そこで、膨張機構2における吸入過程において、吸入ポートを2ポートとすることで、1ポートの場合に比べ、常に効率的な吸入過程を行うことができる。

40

【0048】

なお、サブ圧縮機構3における吐出過程においても、吐出ポートを2ポート化することにより、同様に効果が得られる。

【0049】

このように、本発明によれば、作動流体を出入りさせるためのポートが、第1螺旋状歯および第2螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部近傍と、第1螺旋状歯および第2螺旋状歯のそれぞれの巻き始め端部から伸開角で略90度離れた位置の第1螺旋状歯および該第2

50

螺旋状歯のそれぞれの内向面側とに開口するように、第1台板および第2台板に設けられている。そこで、揺動スクロールのボス部が一方のポートと干渉してその開口を閉塞していても、他方のポートは開口しており、ポートの総開口面積の変動が抑制される。これにより、著しい圧損を生じることによる効率の低下や断続的な膨張過程の発生がなく、高効率で、信頼性の高いスクロール流体機械が得られる。

【0050】

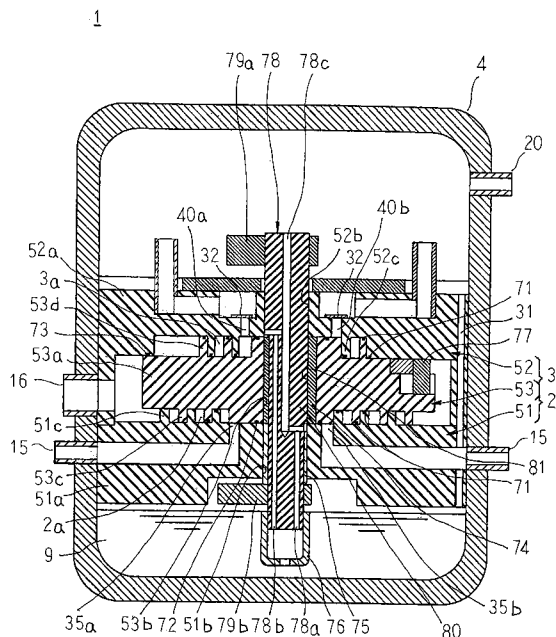
なお、上記実施の形態では、膨張機構2を密閉容器4内の下方に構成し、サブ圧縮機構3を密閉容器4内の上方に構成するものとしているが、サブ圧縮機構3を密閉容器4内の下方に構成し、膨張機構2を密閉容器4内の上方に構成するようにしてもよい。

また、上記実施の形態では、スクロール流体機械として、片側で膨張を行い、他方で圧縮を行う両面スクロール式の圧縮機一体型膨張機について説明しているが、本発明は、両側で圧縮を行う両面スクロール型圧縮機、両側で膨張を行う両面スクロール型膨張機などのスクロール流体機械に適用してもよい。

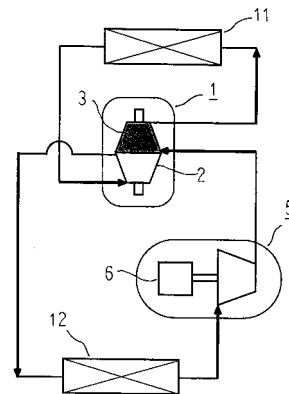
【0051】

また、上記実施の形態では、吸入ポート35aおよび吐出ポート40aの開口形状が直線状の長円形状であるものとしているが、吸入ポート35aおよび吐出ポート40aの開口形状は、長軸方向が第2螺旋状歯51cおよび第1螺旋状歯52cの内向面側周壁面に沿った長円形状であればよく、例えば楕円形状でもよく、第2螺旋状歯51cおよび第1螺旋状歯52cの内向面側周壁面に沿って湾曲した長円形状でもよい。

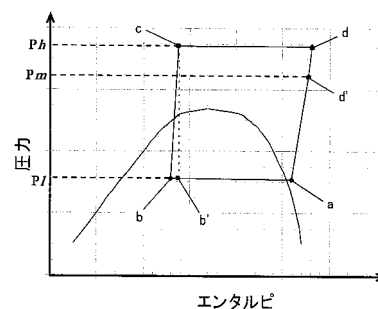
【図1】



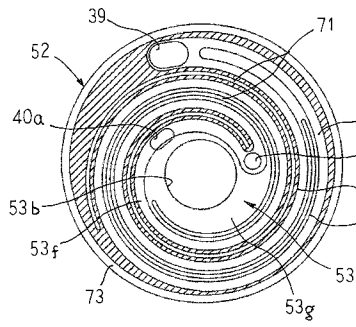
【図2】



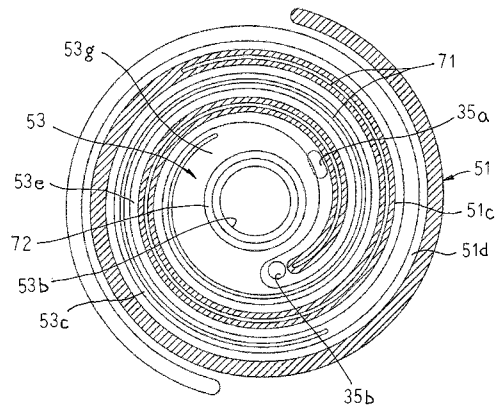
【図3】



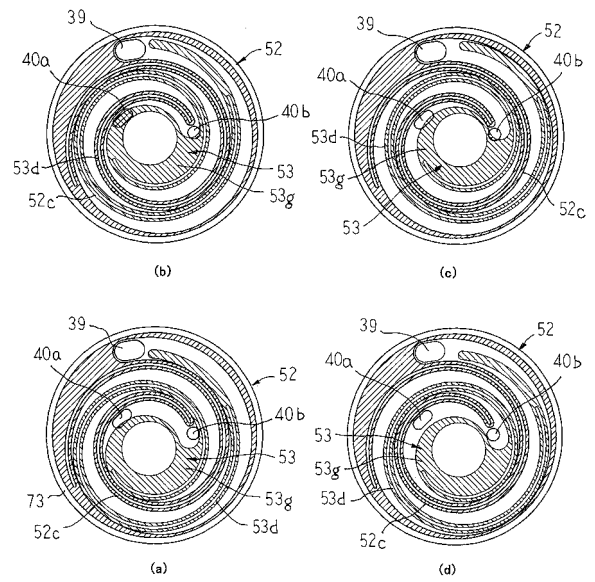
【図 4】



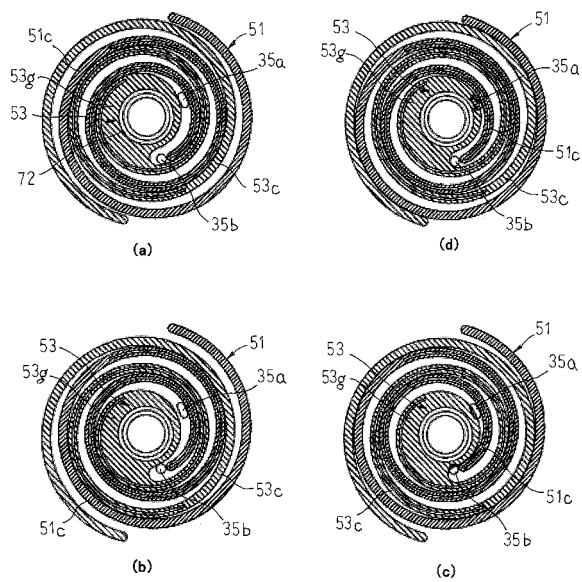
【図 5】



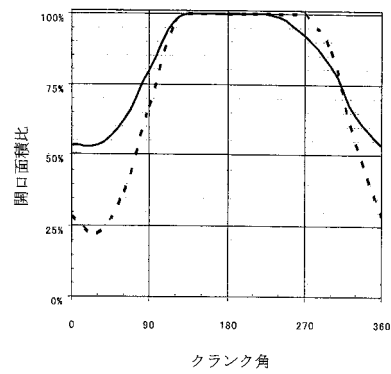
【図 6】



【図 7】



【図 8】



フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 0 4 C 29/12 (2006.01) F 0 4 C 23/02 A
F 0 4 C 29/12 A

(74)代理人 100161115
弁理士 飯野 智史
(72)発明者 角田 昌之
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
(72)発明者 石園 文彦
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
(72)発明者 永田 英彰
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
(72)発明者 下地 美保子
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
(72)発明者 関屋 慎
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内
(72)発明者 幸田 利秀
東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 三菱電機株式会社内

審査官 稲葉 大紀

(56)参考文献 特開平11-141301(JP, A)
特開昭59-119080(JP, A)
特開昭62-157288(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F01C 1/02
F01C 13/04
F01C 21/18
F04C 18/02
F04C 29/12