

(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
2012年12月6日(06.12.2012)



(10) 国際公開番号
WO 2012/164609 A1

- (51) 国際特許分類:
F25B 1/10 (2006.01) F25B 11/02 (2006.01)
F01C 1/02 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2011/003028
- (22) 国際出願日: 2011年5月31日(31.05.2011)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): 三菱電機株式会社 (Mitsubishi Electric Corporation) [JP/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号 Tokyo (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 角田 昌之 (KAKUDA, Masayuki) [—/JP]; 〒1008310 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 Tokyo (JP). 石園 文彦 (ISHIZONO, Fumihiko) [—/JP]; 〒1008310 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 Tokyo (JP). 永田 英彰 (NAGATA, Hideaki) [—/JP]; 〒1008310 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 Tokyo (JP). 下地 美保子 (SHIMOJI, Mihoko) [—/JP]; 〒1008310 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 Tokyo (JP). 関屋

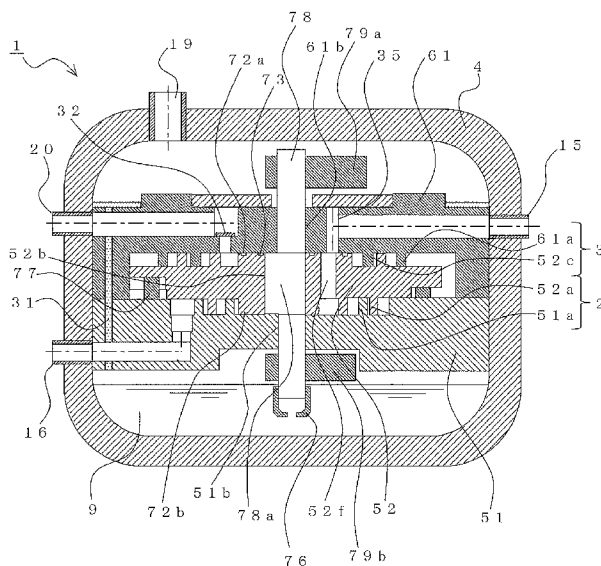
- 慎(SEKIYA, Shin) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 幸田 利秀(KODA, Toshihide) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP). 加賀 邦彦 (KAGA, Kunihiko) [—/JP]; 〒1008310 東京都千代田区丸の内二丁目7番3号三菱電機株式会社内 Tokyo (JP).
- (74) 代理人: 小林 久夫, 外 (KOBAYASHI, Hisao et al.); 〒1050001 東京都港区虎ノ門一丁目19番10号第6セントラルビルきさ特許商標事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, 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, JP, 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,

[続葉有]

(54) Title: SCROLL EXPANDER AND REFRIGERATION CYCLE DEVICE

(54) 発明の名称: スクロール膨張機及び冷凍サイクル装置

[図1]



(57) Abstract: A scroll expander (1) is equipped with a scroll-type expansion mechanism (2) that recovers motive power while expanding a refrigerant flowing into an expansion chamber, and a scroll-type sub compression mechanism (3) that compresses refrigerant sucked into a compression chamber by means of the motive power recovered with the expansion mechanism (2), with the expansion mechanism (2) and the sub compression mechanism (3) being integrally formed back-to-back. A high-pressure lead-in hole (52f) that penetrates from the sub compression mechanism (3) side to the expansion mechanism (2) side is formed in the oscillating scroll (52) of the scroll expander (1) as a refrigerant flow path that guides the refrigerant to the expansion chamber of the expansion mechanism (2), and the refrigerant that flows into the expansion chamber of the expansion mechanism (2) flows into the high-pressure lead-in hole (52f) from the sub compression mechanism (3) side, and is guided to the expansion chamber.

(57) 要約: スクロール膨張機1は、膨張室に流入した冷媒を膨張させながら動力を回収するスクロール型の膨張機構2と、膨張機構2で回収された動力によって圧縮室に吸入された冷媒を圧縮するスクロール型のサブ圧縮機構3と、を備え、膨張機構2とサブ圧縮機構3とが背面合わせに一体形成されたスクロール膨張機である。

る。スクロール膨張機1の揺動スクロール52には、膨張機構2の膨張室へ冷媒を導く冷媒流路として、サブ圧縮機構3側から膨張機構2側に貫通する高圧導入孔52fが形成され、膨張機構2の膨張室へ流入する冷媒は、サブ圧縮機構3側から高圧導入孔52fに流入して、膨張室へ導かれるものである。

WO 2012/164609 A1

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).

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：スクロール膨張機及び冷凍サイクル装置

技術分野

[0001] 本発明は、減圧過程（膨張過程）から動力回収を行なうスクロール膨張機、及びこのスクロール膨張機を備えた冷凍サイクル装置に関するものである。

背景技術

[0002] 冷凍・空調用途に用いられる冷凍サイクル装置において、冷媒の減圧過程（膨張過程）を容積型の膨張機構で行なうことにより膨張動力を回収し、この回収された動力を用いて冷媒の圧縮過程の一部を行なうために容積型の圧縮機構を用いるものがある。このような膨張機構及び圧縮機構を用いた冷凍サイクル装置の場合、所謂“密度比一定の制約”により体積流量をマッチングさせる必要があるため、

（膨張機構の入口での冷媒流量×膨張機構の入口での冷媒比容積／膨張機構の吸入容積）＝（圧縮機構の入口での冷媒流量×圧縮機構の入口での冷媒比容積／圧縮機構の吸入容積）…（１）

となるように流量又は比容積を調整する必要がある。

[0003] 冷媒の減圧過程（膨張過程）を容積型の膨張機構で行なう膨張機構と、この回収された動力を冷媒の圧縮過程に用いる圧縮機構とを備え、上記式（１）の関係を満たした従来の冷凍サイクル装置としては、例えば特許文献１に開示された冷凍サイクル装置がある。特許文献１に開示された冷凍サイクル装置においては、膨張機構で回収された動力で駆動する圧縮機構は、低圧から高圧まで冷媒を圧縮するのではなく、低圧から中間圧まで冷媒を圧縮（サブ圧縮）している（以下、このように中間圧での圧縮を行う圧縮機構をサブ圧縮機構と称する）。また、特許文献１に開示された冷凍サイクル装置においては、膨張機構で回収された動力で駆動する圧縮機構は、冷凍サイクル装置を循環する（より詳しくは、蒸発器から流出する）冷媒の全流量を圧縮す

るのではなく、冷凍サイクル装置を循環する冷媒の一部流量を圧縮している。これにより、特許文献1に開示された冷凍サイクル装置は、上記式(1)の関係を満たしている。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：特開昭58-217163公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] 特許文献1に開示された冷凍サイクル装置の膨張機構及びサブ圧縮機構（つまり、冷媒の膨張過程で動力を回収する膨張機構、及び、この回収された動力を冷媒の圧縮過程に用いるサブ圧縮機構）を膨張機として一体的に形成することがある。また、膨張機構及びサブ圧縮機構を一体形成した膨張機としては、揺動スクロール台板に膨張機構とサブ圧縮機構の渦巻が背面合わせに形成された両面スクロール型で構成する場合がある。このような両面スクロール型の膨張機を用いた冷凍サイクル装置の場合、（膨張機構の吸入容積／サブ圧縮機構の吸入容積）に応じて上記式(1)を満たすように（膨張機構の入口での冷媒流量／サブ圧縮機構の入口での冷媒流量）を調整し、回収動力に応じて中間圧（サブ圧縮機構が吐出する冷媒圧力）を調整することにより、流量的にも動力的にも過不足ない運転が可能となる。

[0006] このとき、揺動スクロール台板の膨張機構側の面には膨張過程において高圧から低圧となる冷媒の圧力が作用し、揺動スクロール台板のサブ圧縮機構側の面にはサブ圧縮過程において低圧から中間圧となる冷媒の圧力が作用する。このため、通常、揺動スクロールは、膨張機構側からサブ圧縮機構側への軸方向ガス荷重（スラスト荷重）により、サブ圧縮機構側の渦巻歯の先端が押し付けられるようになる。過大な歯先押付は、歯先摺動損失の増大となるだけでなく、歯先摺動抵抗が膨張動力による駆動力を上回り運転ができなくなる可能性もある。

[0007] こうした事態を避けるための工夫として、揺動スクロール台板の膨張機構側の面に形成された渦巻歯の外径ができるだけ小さく、揺動スクロール台板のサブ圧縮機構側の面に形成された渦巻歯の外径ができるだけ大きくなるような渦巻仕様の組み合わせにすることがある。つまり、揺動スクロール台板の膨張機構側の面に作用するスラスト荷重の受圧面積を小さくし、揺動スクロール台板のサブ圧縮機構側に作用するスラスト荷重の受圧面積を大きくすることがある。さらに、膨張機構側に作用する高圧冷媒をサブ圧縮機構側に導いて、サブ圧縮機構側から膨張機構側への押付け力の一部として作用させるという手段がある。

[0008] ここで、サブ圧縮機構側の渦巻歯の先端が押し付けられる力を渦巻仕様の組み合わせによって軽減するには、設計的な限界がある。このため、通常、膨張機構側に作用する高圧冷媒のサブ圧縮機構側への導入を併用する必要がある。膨張機構側に作用する高圧冷媒をサブ圧縮機構側に導入する従来の構成は、以下のようになっている。つまり、揺動スクロールとサブ圧縮機構側の固定スクロールとの間において、サブ圧縮機構側の渦巻歯の内周側端面よりも内周側にシールで区画して形成した高圧受圧面積部を形成する。そして、この高圧受圧面積部と膨張機構の膨張室とを連通させる高圧導入経路を設けるといふものである。しかしながら、このような構成では、シール性能が低下した場合、高圧受圧面積部が漏れ流路下流側の一部となってしまう。このため、サブ圧縮機構側の渦巻歯の先端が押し付けられる荷重を低減する効果（以下、サブ圧縮機構側歯先押付低減効果と称する）が、期待される程得られないという課題があった。

[0009] 本発明は、上述のような課題を解決するものであり、高圧受圧面積部のシール性如何によらずサブ圧縮機構側歯先押付低減効果を得ることができ、安定して作動することができる両面スクロール型の膨張機及びこの膨張機を用いた冷凍サイクル装置を得ることを目的とする。

課題を解決するための手段

[0010] 本発明に係るスクロール膨張機は、揺動スクロールの一方の面に設けられ

た第1の膨張側渦巻歯と膨張側固定スクロールに設けられた第2の膨張側渦巻歯とが組み合わされて膨張室が形成され、該膨張室に流入した冷媒を膨張させながら動力を回収するスクロール型の膨張機構と、前記揺動スクロールの他方の面に設けられた第1の圧縮側渦巻歯と圧縮側固定スクロールに設けられた第2の圧縮側渦巻歯とが組み合わされて圧縮室が形成され、前記膨張機構で回収された動力によって前記圧縮室に吸入された冷媒を圧縮するスクロール型のサブ圧縮機構と、を備え、前記揺動スクロールの台板を共有して前記膨張機構と前記サブ圧縮機構とが背面合わせに一体形成されたスクロール膨張機であって、前記揺動スクロールには、前記膨張機構の前記膨張室へ冷媒を導く冷媒流路として、前記他方の面から前記一方の面に貫通する貫通孔が形成され、前記膨張機構の前記膨張室へ流入する冷媒は、前記サブ圧縮機構側から前記貫通孔に流入して、前記膨張機構の前記膨張室へ導かれるものである。

- [0011] また、本発明に係る冷凍サイクル装置は、動力源によって駆動され、低圧の冷媒を高圧に圧縮する主圧縮機と、主圧縮機から吐出された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、低圧の冷媒を加熱する蒸発器と、本発明に係る前記スクロール膨張機と、を備え、前記膨張機構は、前記ガスクーラの冷媒流出口と前記蒸発器の冷媒流入口との間に接続され、前記サブ圧縮機構の冷媒吸入口と前記主圧縮機の冷媒吸入口とは、蒸発器の冷媒流出口に並列接続され、前記サブ圧縮機構の冷媒吐出口は、前記主圧縮機の圧縮室の途中に接続され、前記サブ圧縮機構で圧縮後の冷媒をさらに昇圧する追加圧縮が、前記駆動源によって駆動される前記主圧縮機によって行われるものである。

発明の効果

- [0012] 本発明によれば、膨張前の高圧冷媒は、サブ圧縮機構側から揺動スクロールの貫通孔に流入し、膨張機構の膨張室へ導かれる。つまり、揺動スクロールに形成された貫通孔は、膨張機構の膨張室へ高圧冷媒を流入（吸入）させるための吸入経路と、サブ圧縮機構側から膨張機構側への押付け力として作用させる高圧冷媒を揺動スクロールのサブ圧縮機構側に導く高圧導入孔と、

を兼ね備えた構成となっている。このため、揺動スクロールに形成された貫通孔の前後では、サブ圧縮機構側が常に膨張機構側以上の圧力となる。つまり、揺動スクロールに形成された貫通孔近傍に作用する荷重は、常に、揺動スクロールが膨張機構側へ押し付けられる方向に作用する。したがって、本発明によれば、安定して作動することができる両面スクロール型の膨張機及びこの膨張機を用いた冷凍サイクル装置を得ることができる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]本発明の実施の形態に係るスクロール膨張機の構造を示す概略断面図である。

[図2]本発明の実施の形態に係るスクロール膨張機の揺動スクロールを示す平面図である。

[図3]本発明の実施の形態に係る冷凍サイクル装置の一例を示す回路構成図である。

[図4]本発明の実施の形態に係る冷凍サイクル装置が定常運転している際の冷媒の状態変化を示すモリエル線図である。

[図5]本実施の形態に係るスクロール膨張機の揺動スクロールに作用するスラスト荷重の分布を模式的に示す断面図である。

[図6]膨張機構の高圧冷媒をサブ圧縮機構側に導入する従来の両面スクロール膨張機の最も一般的な構造を示す概略縦断面図である。

[図7]図6に示すスクロール膨張機の揺動スクロールを示す平面図である。

[図8]図6に示すスクロール膨張機の揺動スクロールに作用するスラスト荷重の分布を模式的に示す断面図である。

発明を実施するための形態

[0014] 実施の形態.

以下、図面に基づいて本実施の形態に係るスクロール膨張機及びこのスクロール膨張機を用いた冷凍サイクル装置について説明する。なお、以下の各図において、同一の符号を付したものは、同一の又はこれに相当するものであり、これは明細書の全文において共通している。また、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。

[0015] 図1は、本発明の実施の形態に係るスクロール膨張機の構造を示す概略断面図である。また、図2は、このスクロール膨張機の揺動スクロールを示す平面図である。なお、図2(a)はサブ圧縮機構3側から見た揺動スクロール52を示すものであり、図2(b)は、膨張機構2側から見た揺動スクロール52を示すものである。つまり、図2(a)に示す揺動スクロールを図2の右側に回転させて裏返すと、図2(b)の状態となる。

[0016] このスクロール膨張機1は、膨張機構2及びサブ圧縮機構3を背面合わせの両面スクロール型として一体形成したものである。また、スクロール膨張機1は、膨張機構2の揺動スクロールの台板とサブ圧縮機構3の揺動スクロールの台板とが共有されているものである。図1に示すように、スクロール膨張機1は、揺動スクロール52、サブ圧縮機構3を構成するサブ圧縮固定スクロール61、及び膨張機構2を構成する膨張固定スクロール51等から構成されている。これら揺動スクロール52、サブ圧縮固定スクロール61及び膨張固定スクロール51等は、圧力容器4に收容されている。

[0017] 揺動スクロール52は、台板の上面にサブ圧縮側渦巻歯52cが形成され、台板の下面に膨張側渦巻歯52aが形成されたものである。この揺動スクロール52の上方には、サブ圧縮固定スクロール61が設けられている。サブ圧縮固定スクロール61の下面部には渦巻歯61aが形成されており、サブ圧縮固定スクロール61の渦巻歯61aと揺動スクロール52の上面側のサブ圧縮側渦巻歯52cとが組み合わされるように、サブ圧縮固定スクロール61は配置されている。サブ圧縮固定スクロール61の渦巻歯61aと揺動スクロール52の上面側のサブ圧縮側渦巻歯52cとが組み合わされることにより、サブ圧縮固定スクロール61の渦巻歯61aと揺動スクロール52の上面側のサブ圧縮側渦巻歯52cとの間には、圧縮室が形成される。

[0018] また、揺動スクロール52の下方には、膨張固定スクロール51が設けられている。膨張固定スクロール51の上面部には渦巻歯51aが形成されて

おり、膨張固定スクロール51の渦巻歯51aと揺動スクロール52の下面側の膨張側渦巻歯52aとが組み合わせられるように、膨張固定スクロール51は配置されている。膨張固定スクロール51の渦巻歯51aと揺動スクロール52の下面側の膨張側渦巻歯52aとが組み合わせられることにより、膨張固定スクロール51の渦巻歯51aと揺動スクロール52の下面側の膨張側渦巻歯52aとの間には、膨張室が形成される。

また、揺動スクロール52と膨張固定スクロール51の間には、オルダムリング77が設けられている。このオルダムリング77のキ一部は揺動スクロール52の膨張機構2側の面に形成されたオルダム溝52dに摺動自在に嵌め合わされており、これにより、揺動スクロール52の自転を防止している。

[0019] つまり、スクロール膨張機1は、揺動スクロール52の上面部とサブ圧縮固定スクロール61によってサブ圧縮機構3が構成され、揺動スクロール52の下面部と膨張固定スクロール51によって膨張機構2が構成されている。

なお、揺動スクロール52の膨張機構2側の面には膨張過程において高圧から低圧となる冷媒の圧力が作用し、揺動スクロール52のサブ圧縮機構3側の面にはサブ圧縮過程において低圧から中間圧となる冷媒の圧力が作用する。本実施の形態に係るスクロール膨張機1においては、膨張側渦巻歯52aの外径寸法をサブ圧縮側渦巻歯52cの外径寸法よりも小さく形成し、揺動スクロール52の膨張機構2側の面に作用する軸方向のガス荷重（スラスト荷重）と揺動スクロール52のサブ圧縮機構3側の面に作用する軸方向のガス荷重との差を抑制している（図2参照）。つまり、本実施の形態に係るスクロール膨張機1においては、揺動スクロール52の膨張機構2側の受圧面積をサブ圧縮機構3側の受圧面積よりも小さく形成し、揺動スクロール52の膨張機構2側の面に作用する軸方向のガス荷重（スラスト荷重）と揺動スクロール52のサブ圧縮機構3側の面に作用する軸方向のガス荷重との差を抑制している。

[0020] 回転軸 7 8 は、揺動スクロール 5 2、サブ圧縮固定スクロール 6 1 及び膨張固定スクロール 5 1 を貫通して設けられている。より詳しくは、回転軸 7 8 は、サブ圧縮固定スクロール 6 1 の上軸受 6 1 b と膨張固定スクロール 5 1 の下軸受 5 1 b とに挿入され、上軸受 6 1 b と下軸受 5 1 b とによって回転自在に支持されている。また、回転軸 7 8 は、偏心部 7 8 a が揺動スクロール 5 2 の揺動軸受 5 2 b に挿入され、揺動軸受 5 2 b に回転自在に支持されている。

また、回転軸 7 8 の両端近傍には、揺動スクロール 5 2 の遠心力によるアンバランスを相殺するため、バランス 7 9 a, 7 9 b が設置されている。

[0021] また、回転軸 7 8 の下端部には、油ポンプ 7 6 が設けられている。回転軸 7 8 が回転することにより、圧力容器 4 の下部に貯留された潤滑油 9 は、回転軸 7 8 に形成された給油孔（図示せず）に吸入される。この給油孔に吸入された潤滑油 9 は、各軸受（上軸受 6 1 b、下軸受 5 1 b 及び揺動軸受 5 2 b）に供給される。

なお、下軸受 5 1 b 及び揺動軸受 5 2 b に供給された潤滑油 9 の一部は、膨張機構 2 で膨張した冷媒と共にスクロール膨張機 1 の外部へ持ち出される。この持ち出された潤滑油 9 は、サブ圧縮機構 3 に吸入される冷媒と共に、スクロール膨張機 1 内（圧力容器 4 内）に戻ってくる。この戻ってきた潤滑油 9 を圧力容器 4 の下部へ戻すため、サブ圧縮固定スクロール 6 1 及び膨張固定スクロール 5 1 を回転軸 7 8 の軸方向に貫通する返油孔 3 1 が形成されている。

[0022] スクロール膨張機 1 の圧力容器 4 には、膨張機構 2 の膨張室に冷媒を流入（吸入）させる膨張吸入管 1 5、膨張室で膨張した冷媒を流出（吐出）する膨張吐出管 1 6、サブ圧縮機構 3 の圧縮室に冷媒を吸入させる冷媒を圧力容器 4 内へ導くサブ圧縮吸入管 1 9、及び圧縮室で圧縮した冷媒を吐出するサブ圧縮吐出管 2 0 が設けられている。より詳しくは、揺動スクロール 5 2 の台板には、回転軸 7 8 の軸方向に（換言すると、サブ圧縮機構 3 側から膨張機構 2 側に）貫通する高圧導入孔 5 2 f が形成されている。また、サブ圧縮

固定スクロール61には、高圧導入孔52fに連通する膨張吸入孔35が形成されている。膨張吸入管15は膨張吸入孔35に連通しており、膨張吸入管15に流入した冷媒は、膨張吸入孔35及び高圧導入孔52fを介して膨張機構2の膨張室に流入する。

[0023] また、スクロール膨張機1には、偏心シール72a、72b、及び同心シール73が設けられている。

[0024] 図2に示すように、揺動スクロール52の中央部には、回転軸78の偏心部78aが挿入される揺動軸受52bが設けられている。また、揺動スクロール52の両面には、その中心部（膨張側渦巻歯52aの内周端側、及びサブ圧縮側渦巻歯52cの内周端側）に所謂球根形状部が形成されている。偏心シール72a及び同心シール73は、揺動スクロール52の上面側（サブ圧縮機構3側）の球根形状部に設けられている。つまり、偏心シール72aと同心シール73との間が高圧受圧面積部となる。なお、偏心シール72aが本発明における第1のシール部に相当し、同心シール73が本発明における第2のシール部に相当する。

[0025] 同心シール73は、例えば揺動軸受52b（換言すると、回転軸78の偏心部78a）と同心状に配置されている。偏心シール72aは、例えば球根形状部の外周部近傍に設けられている。揺動スクロール52の上面側（サブ圧縮機構3側）の球根形状部はサブ圧縮側渦巻歯52cの形状に対応して形成されるため、偏心シール72aの中心位置は、同心シール73の中心位置から偏心した位置となっている。つまり、同心シール73は、高圧環境になる高圧受圧面積部と圧力容器4内雰囲気の低圧環境になる揺動軸受52b近傍とをシールするものである。また、偏心シール72aは、高圧環境になる高圧受圧面積部と中間圧の環境になる圧縮室とをシールするものである。

図2に示すように、高圧導入孔52fは、偏心シール72aと同心シール73との距離が最も遠くなる位置に開口している。このように高圧導入孔52fを形成することにより、高圧受圧面積部となる球根形状部に対して一様に高圧冷媒の圧力を作用させることができる。

[0026] また、図2に示すように、偏心シール72bは、揺動スクロール52の下面側（膨張機構2側）の球根形状部に設けられている。偏心シール72bは、例えば球根形状部の外周部近傍に設けられている。偏心シール72bは、圧力容器4内雰囲気の高圧環境になる揺動軸受52b近傍と、高圧の環境になる膨張室（より詳しくは、最内周部分の膨張室）とをシールするものである。

[0027] このように構成されたスクロール膨張機1は、定常運転時、次のように動作する。

膨張吸入管15から流入した高圧の冷媒は、膨張吸入孔35及び高圧導入孔52fを経て中央部側の膨張室に流入し（吸入され）、膨張する。揺動スクロール52は、膨張室で冷媒が膨張するときの動力により揺動運動を行う。これにより、サブ圧縮機構3においては、サブ圧縮吸入管19から吸入ポート（別位相断面のため図示せず）を経て低圧の冷媒を圧縮室に吸入し、昇圧する。中間圧まで昇圧された冷媒は吐出ポートから吐出弁32を押し開けて、サブ圧縮吐出管20へと吐出される。なお、膨張室で膨張後の冷媒は膨張吐出管16から排出される。

[0028] 続いて、本実施の形態に係るスクロール膨張機1が用いられる冷凍サイクル装置の一例について説明する。

[0029] 図3は、本発明の実施の形態に係る冷凍サイクル装置の一例を示す回路構成図である。本実施の形態に係る冷凍サイクル装置100は、冷媒を圧縮する圧縮源として、モータ6によって主圧縮機構7が駆動される主圧縮機5と、膨張機構2で回収された動力により駆動されるサブ圧縮機構3と、を備えている。主圧縮機5（つまり、主圧縮機構7）の冷媒吸入口とサブ圧縮機構3の冷媒吸入口（図1に示すサブ圧縮吸入管19）とは、蒸発器12の冷媒流出口に並列接続されている。また、サブ圧縮機構3の冷媒吐出口（図1に示すサブ圧縮吐出管20）は、主圧縮機5（つまり、主圧縮機構7）の圧縮途中の圧縮室に逆止弁81を経て接続されている。また、主圧縮機5（つまり、主圧縮機構7）の冷媒吐出口はガスクーラ11の冷媒流入口に接続さ

れ、ガスクーラ 11 の冷媒流出口は、予膨張弁 14 を介して膨張機構 2 の冷媒流入口（図 1 に示す膨張吸入管 15）に接続されている。また、膨張機構 2 の冷媒流出口（図 1 に示す膨張吐出管 16）は、蒸発器 12 の冷媒流入口に接続されている。

[0030] このように構成された冷凍サイクル装置 100 は、次のように動作する。

モータ 6 に電気を供給することにより、主圧縮機 5（つまり、主圧縮機構 7）で冷媒を低圧 P_l から高圧 P_h まで昇圧（圧縮）する。高圧 P_h まで昇圧された冷媒は、ガスクーラ 11 に流入して冷却された後に、膨張機構 2 に流入する。膨張機構 2 に流入した高圧 P_h の冷媒は、低圧 P_l まで膨張した後に膨張機構 2 から流出する。この冷媒の膨張過程で発生する動力を膨張機構 2 で回収することにより、サブ圧縮機構 3 が駆動される。膨張機構 2 から流出した低圧 P_l の冷媒は、蒸発器 12 で加熱された後に蒸発器 12 から流出する。

[0031] 蒸発器 12 から流出した冷媒の全流量を 1 とすると、サブ圧縮機構 3 が動作することにより、蒸発器 12 から流出した冷媒は、サブ圧縮機構 3 と主圧縮機 5 に $w : (1 - w)$ の割合で分流される。このとき、膨張機構 2 の入口の冷媒比容積を v_{exi} 、サブ圧縮入口の冷媒比容積を v_s 、（膨張機構 2 の吸入容積）／（サブ圧縮機構 3 の吸入容積）を σ_{vEC^*} とすると、 w が $1 / \sigma_{vEC^*} \times (v_{exi} / v_s)$ となるように主圧縮機 5 の吸入量（回転数）を調整することにより、膨張機構 2 とサブ圧縮機構 3 の流量はマッチングが取れる。

また、分流比 w 分の冷媒について、サブ圧縮機構 3 で低圧 P_l から回収動力に見合う中間圧 P_m までの圧縮を行ない、中間圧 P_m から高圧 P_h までの追加圧縮を主圧縮機 5 に戻してモータ 6 駆動の主圧縮機構 7 で行なうことにより、膨張機構 2 とサブ圧縮機構 3 の動力も釣り合いが取れる。

[0032] すなわち、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 は、吸入容積比 σ_{vEC^*} が固定であり、回収動力が膨張機構 2 側の条件に依存して決まることとなる。そして、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 は、主圧縮機 5（つま

り、主圧縮機構 7) とサブ圧縮機構 3 との分流比で流量のマッチングを図り、主圧縮機 5 (つまり、主圧縮機構 7) での追加圧縮で動力のマッチングを図っている。なお、図 1 には予膨張弁 14 が記載されているが、これは起動時など過渡時に膨張機構 2 側の圧力をコントロールするためのもので、定常時は全開で流量マッチングに関わらないようになっている。

[0033] 本実施の形態に係る冷凍サイクル装置の定常運転時における動作状況を、縦軸に冷媒圧力 P 、横軸に比エンタルピ h のモリエル線図上に示すと図 4 のようになる。なお、図 4 において、 c_s はサブ圧縮機構 3 及び主圧縮機 5 の冷媒吸入口 (= 蒸発器 12 の冷媒流出口)、 c_{1d} が主圧縮機 5 の冷媒吐出口 (= ガスクーラ 11 の冷媒流入口)、 e_{xi} は膨張機構 2 の冷媒流入口 (= ガスクーラ 11 の冷媒流出口)、 e_{xo} が膨張機構 2 の冷媒流出口 (= 蒸発器 12 の冷媒流入口) を示している。つまり、 $c_{1d} \rightarrow e_{xi}$ が、図 3 におけるガスクーラ 11 での冷却過程を示している。また、本実施の形態では冷媒として二酸化炭素 (CO_2) を想定しているので、圧力 P_h が臨界圧を超えている。

[0034] また、膨張機構 2 の前後のエンタルピ差 ($h_{e_{xi}} - h_{e_{xo}}$) が動力として回収されるエネルギーに相当し、この動力が、流量 w 分を中間圧 P_m までサブ圧縮する $c_s \rightarrow c_{2d}$ の動力として利用される。主圧縮機 5 では、流量 $(1-w)$ 分の $c_s \rightarrow c_{1d}$ の圧縮と流量 w 分の $c_{2d} \rightarrow c_{1d}$ の追加圧縮を行なう。

[0035] 以下、説明の理解を容易とするために、膨張機構 2 における動力回収とサブ圧縮機構 3 における動力利用に伴う損失を無し (すなわちスクロール膨張機 1 の回収効率を 100%) と仮定する。

スクロール膨張機 1 の回収効率を 100% とすると、(エンタルピ差 $h_{c_s} - h_{e_{xo}}$) \times (流量 1) 相当分が冷凍能力で、(エンタルピ差 $h_{c_{2d}} - h_{c_s}$) \times (流量 $1-w$) + (エンタルピ差 $h_{c_{1d}} - h_{c_{2d}}$) \times (流量 1) 相当分の電気入力主圧縮機 5 のモータで消費されるので、この比率が所謂サイクル C. O. P. となる。ここで、動力回収を行なわない冷凍サ

イクル装置では、蒸発器 1 2 入口のエンタルピは $h_{ex i}$ と等くなる。このため、膨張機構 2 で動力回収を行なうことにより、冷凍能力として（エンタルピ差 $h_{ex i} - h_{ex o}$ ） \times （流量 1）分の増大と、入力として（エンタルピ差 $h_{c 2 d} - h_{c s}$ ） \times （流量 w ）分の減少が、C. O. P. 向上に寄与することになる。

[0036] また前述の如く、分流比 w はスクロール膨張機 1 の吸入容積比 $\sigma_{v E C^*}$ に応じて決まり、膨張機構 2 側とサブ圧縮機構 3 側のエンタルピ差の比（ $h_{ex i} - h_{ex o}$ ） \div （ $h_{c 2 d} - h_{c s}$ ）は分流比 w と等しくなるので、中間圧 P_m のレベルは $\sigma_{v E C^*}$ に依存する。また、スクロール膨張機 1 は同一の圧力容器 4 内に膨張機構 2 側の冷媒とサブ圧縮機構 3 側の冷媒が流入し、冷媒圧力（ガス圧）に起因する動力のやり取りを行う。このため、膨張機構 2 - サブ圧縮機構 3 間の荷重（膨張機構 2 側から揺動スクロール 5 2 にかかる荷重とサブ圧縮機構 3 側から揺動スクロール 5 2 にかかる荷重との差）や膨張機構 2 - サブ圧縮機構 3 間の伝熱等に配慮して、サブ圧縮機構 3 が吐出する冷媒（図 4 に示す $c 2 d$ 位置）の圧力や温度を $\sigma_{v E C^*}$ の設定により調整することが可能となる。

[0037] ここで、膨張機構及びサブ圧縮機構を背面合わせの両面スクロール型として一体形成したスクロール膨張機を冷凍サイクル装置に用いる場合、揺動スクロールの一方の面では高圧 P_h から低圧 P_l の膨張過程が進行し、揺動スクロールの他方の面では低圧 P_l から中間圧 P_m のサブ圧縮過程が進行する。このため、揺動スクロールの膨張機構側の面に作用する軸方向のガス荷重（スラスト荷重）と、揺動スクロールのサブ圧縮機構側の面に作用する軸方向のガス荷重と、は等しくならない。そして、揺動スクロールに作用する両ガス荷重の差が中間圧 P_m に依存して過大になると、当該荷重差によって渦巻歯の先端部に押付け力が発生し、摺動損失の増大や運転安定性の低下を引き起こす。

[0038] 例えば、揺動スクロールの台板中央部で発生する内部熱リーク（膨張室内の冷媒と圧縮室内の冷媒との熱リーク）が許容レベルとなうように吸入容積

比 $\sigma_v \in C^*$ を設定すると、中間圧 P_m は概ね（高圧 P_h ＋低圧 P_l ）／2以下となる。この場合、渦巻歯の形状や寸法等にもよるが、揺動スクロールに作用するスラスト荷重の差により、揺動スクロールのサブ圧縮側渦巻歯の先端部に過大な押付け力が生じるのを避けられず、そのままでは運転できない。

[0039] このスラストアンバランスの問題（つまり、揺動スクロールのサブ圧縮側渦巻歯の先端部に過大な押付け力が生じる問題）を解決するために、膨張機構（より詳しくは膨張室）の高圧冷媒をサブ圧縮機構側の中央部に導くことにより、揺動スクロールのサブ圧縮機構側の面に作用するスラスト荷重を増し、揺動スクロールの膨張機構側の面に作用するスラスト荷重とバランスさせるという方法が考えられる。

[0040] 図6は、膨張機構の高圧冷媒をサブ圧縮機構側に導入する従来のスクロール膨張機（両面スクロール型の膨張機）の最も一般的な構造を示す概略縦断面図である。また、図7は、図6に示すスクロール膨張機の揺動スクロールを示す平面図である。なお、図7（a）はサブ圧縮機構3側から見た揺動スクロール52を示すものであり、図7（b）は、膨張機構2側から見た揺動スクロール52を示すものである。つまり、図7（a）に示す揺動スクロールを図7の右側に回転させて裏返すと、図7（b）の状態となる。

[0041] 従来のスクロール膨張機101は、本実施の形態に係るスクロール膨張機1と同様に、膨張側渦巻歯52aの外径寸法をサブ圧縮側渦巻歯52cの外径寸法よりも小さく形成し、揺動スクロール52の膨張機構2側の受圧面積をサブ圧縮機構3側の受圧面積よりも小さくすることにより、揺動スクロール52の膨張機構2側の面に作用する軸方向のガス荷重（スラスト荷重）と揺動スクロール52のサブ圧縮機構3側の面に作用する軸方向のガス荷重との差を抑制している。

[0042] また、従来のスクロール膨張機101は、揺動スクロール52を軸方向に貫通する高圧導入孔52eにより、膨張機構2の入口側の（膨張室に吸入された直後の）膨張前の高圧冷媒をサブ圧縮機構3の中央部に作用させるよう

になっている。つまり、高圧導入孔52eの膨張機構2側の開口部は、膨張室の最内周部分に開口している。また、高圧導入孔52eのサブ圧縮機構3側の開口部は、偏心シール72aと同心シール73とで区画された高圧受圧面積部に開口している。これにより、同心シール73と偏心シール72aとで区画された高圧受圧面積部に高圧が作用するようになっている。

[0043] このときの揺動スクロールに作用するスラスト荷重の状況を低圧P1を基準圧として模式的に示すと図8のようになる。

[0044] 図8(a)は、定常運転時において高圧受圧面積部を形成する偏心シール72aと同心シール73のシール性が保たれているときの状況を示している。図8(a)に示すように、膨張機構2側では、偏心シール72bから外側の渦巻歯部分(膨張室)には高圧Phから低圧P1が作用している。一方、サブ圧縮機構3側では、偏心シール72aから外側の渦巻歯部分(圧縮室)には中間圧Pmから低圧P1が作用している。また、サブ圧縮機構3側では、高圧受圧面積部(偏心シール72aと同心シール73との間)に、高圧導入孔52eを通して膨張機構2側から導かれた冷媒の高圧Phが作用している。なお、図8(a)では膨張室内の圧力変化や圧縮室内の圧力変化の状態を、簡易的に中央部から外周側にかけての傾斜圧力分布で示している。サブ圧縮機構3側の高圧受圧面積部に高圧導入孔52eから導かれた冷媒の高圧Phが作用より、トータルで、膨張機構2側から揺動スクロール52に作用するスラスト荷重と、サブ圧縮機構3側から揺動スクロール52に作用するスラスト荷重とが、概ね釣り合うようになっている。

[0045] 図8(a)に対して、図8(b)は高圧受圧面積部を形成する偏心シール72a及び/又は同心シール73のシール性が不完全で、高圧受圧面積部から冷媒漏れが生じている状況を示している。このような状況では、高圧導入孔52eから受圧面積部を経て偏心シール72aの外側又は同心シール73の内側への漏れ流路が形成される。そして、この漏れ流路からの冷媒の漏れ流量に応じて、高圧導入孔52e、偏心シール72a又は同心シール73で圧損が生じる。このため、高圧受圧面積部(偏心シール72aと同心シール

73との間)に作用する圧力は、高圧 P_h ではなく、高圧導入孔52e分の圧損 ΔP_2 だけ低い($P_h - \Delta P_2$)となる。これにより、膨張機構2側から揺動スクロール52に作用するスラスト荷重と、サブ圧縮機構3側から揺動スクロール52に作用するスラスト荷重とのスラスト荷重の釣り合いが崩れることがある。

[0046] このようなスラスト荷重のアンバランス状態が極端になると、サブ圧縮機構3側の渦巻歯(揺動スクロール52のサブ圧縮側渦巻歯52c及びサブ圧縮固定スクロール61の渦巻歯61a)の先端部が押し付けられる状態となる。これにより、膨張機構2側の渦巻歯(揺動スクロール52の膨張側渦巻歯52a及び膨張固定スクロール51の渦巻歯51a)の先端部に形成されるすきまが拡大してしまう。このため、このすきまからの漏れで減圧する冷媒の流量(膨張動力を発生させない冷媒の流量)が増大し、回収動力が減少してしまう。したがって、サブ圧縮機構3側の渦巻歯先端が押し付けられることによる摺動抵抗を駆動力が上回れなくなり、スクロール膨張機101は停止状態に至る。

[0047] 図8(c)は、そのような停止状態を示したものである。サブ圧縮機構3にてサブ圧縮されないので、サブ圧縮機構3側においては偏心シール72aから外側の渦巻歯部分(圧縮室)には中間圧 P_m から低圧 P_l が作用しない。このため、サブ圧縮機構3側から揺動スクロール52に作用するスラスト荷重は、高圧受圧面積部(偏心シール72aと同心シール73との間)に作用する($P_h - \Delta P_2$)分のみとなる。これに対して、膨張機構2側においては、増大した歯先すきまからの漏れ流量による圧損 $\Delta P''$ 分低い圧力が中央部から一つ外側の膨張室に作用する。このように、図8(c)に示す停止状態においては、偏心シール72bから外側の渦巻歯部分(膨張室)に高圧 P_h から低圧 P_l が作用している正常状態(簡易的に傾斜圧力分布で示した図8(a)に示す状態)に比べると、膨張機構2側から揺動スクロール52に作用するスラスト荷重が増大する。

[0048] 以上のように、膨張機構2の高圧冷媒をサブ圧縮機構3側に導入する従来

のスクロール膨張機 101 では、一旦停止状態に陥ると、駆動力を失った上にスラストバランスが崩れてサブ圧縮機構 3 側渦巻歯先端の押付けが強まるので、再起動はますます困難になり、正常状態に復帰することは出来なくなってしまう。

[0049] そこで、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 においては、膨張吸入孔 35 に流入した膨張前の冷媒が、揺動スクロール 52 のサブ圧縮機構 3 側の面に形成された高圧受圧面積部（偏心シール 72a と同心シール 73 との間）を経て、高圧導入孔 52f から膨張機構 2 の膨張室（より詳しくは、中心部側の膨張室）に流入するようになっている。つまり、図 6 に示した従来のスクロール膨張機 101 の高圧導入孔 52e とは異なり、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 の高圧導入孔 52f は、単に高圧受圧面積部（偏心シール 72a と同心シール 73 との間）に高圧冷媒を導くのみでなく、膨張機構 2 の膨張室へ高圧冷媒を流入（吸入）させるための吸入経路も兼ねている。このため、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 の高圧導入孔 52f は、ポート径（開口径）が相応の大きさとなっている。

[0050] つまり、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 の高圧導入孔 52f は、図 6 に示した従来のスクロール膨張機 101 の高圧導入孔 52e よりもポート径（開口径）を拡大し、膨張機構 2 へ高圧冷媒を流入（吸入）させる過程で過大な損失が生じないようにしている。また、図 2 の説明で上述したように、高圧導入孔 52f のサブ圧縮機構 3 側の開口位置（高圧受圧面積部における開口位置）は、最適な位置となるように、偏心シール 72a と同心シール 73 との距離が最も遠くなる位置となっている。また、高圧導入孔 52f の膨張機構 2 側の開口位置（高圧受圧面積部における開口位置）が最適な位置となるように、揺動スクロール 52 に形成された膨張側渦巻歯 52a とサブ圧縮側渦巻歯 52c の位相を、図 6 に示した従来のスクロール膨張機 101 と異ならせている。

[0051] このように構成された本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 においては、揺動スクロール 52 に作用するスラスト荷重は図 5 に示すようになる。

- [0052] 図5(a)は、定常運転時において高圧受圧面積部を形成する偏心シール72aと同心シール73のシール性が保たれているときの状況を示している。図5(a)に示すように、サブ圧縮機構3側では、高圧受圧面積部（偏心シール72aと同心シール73との間）に高圧 P_h が作用している。また、偏心シール72aから外側の渦巻歯部分（圧縮室）には中間圧 P_m から低圧 P_l が作用している。一方、膨張機構2側では、偏心シール72bから外側の渦巻歯部分（膨張室）の内周側に、高圧 P_h から高圧導入孔52f通過による圧損分低下した $(P_h - \Delta P_1)$ が作用し、偏心シール72bから外側の渦巻歯部分（膨張室）の外周側には、低圧 P_l が作用している。つまり、膨張機構2側では、偏心シール72bから外側の渦巻歯部分（膨張室）に、 $(P_h - \Delta P_1)$ から低圧 P_l が作用している。これにより、トータルで、膨張機構2側から揺動スクロール52に作用するスラスト荷重と、サブ圧縮機構3側から揺動スクロール52に作用するスラスト荷重とが、概ね釣り合うようになっている。
- [0053] ここで、本実施の形態に係るスクロール膨張機1と従来のスクロール膨張機101において、高圧導入孔の前後の圧力（つまり、膨張機構2側開口部近傍及びサブ圧縮機構3側開口部近傍に作用する圧力）に着目してみる。
- [0054] まず、従来のスクロール膨張機101における高圧導入孔52eの前後の圧力について着目する。図8(a)に示す状態では、高圧導入孔52eは、圧力を導入するだけで圧損を生じない。このため、膨張機構2側及びサブ圧縮機構3側の双方において、高圧 P_h が作用する。また、図8(b), (c)に示す状態においては、サブ圧縮機構3側では、高圧受圧面積部（偏心シール72aと同心シール73との間）での漏れによって高圧導入孔52eで生じる圧損 ΔP_2 だけ低下する。このため、図8(b), (c)に示す状態においては、高圧導入孔52eのサブ圧縮機構3側の開口部近傍には圧力 $(P_h - \Delta P_2)$ が作用し、高圧導入孔52eの膨張機構2側の開口部近傍には高圧 P_h が作用する。
- [0055] 次に、本実施の形態に係るスクロール膨張機1における高圧導入孔52f

の前後の圧力について着目する。本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 は、図 5 (a), (b) の双方の状態において、高圧導入孔 5 2 f のサブ圧縮機構 3 側の開口部近傍には高圧 P_h が作用する。また、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 は、図 5 (a), (b) の双方の状態において、高圧導入孔 5 2 f の膨張機構 2 側の開口部近傍には、吸入流量の高圧導入孔 5 2 f 分の圧損 ΔP_1 だけ低下した $(P_h - \Delta P_1)$ が作用する。

[0056] つまり、高圧導入孔の前後の圧力は、従来のスクロール膨張機 101 では (膨張機構 2 側) \geq (サブ圧縮機構 3 側) となるのに対して、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 では (膨張機構 2 側) $<$ (サブ圧縮機構 3 側) となる。本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 においては、高圧導入孔 5 2 f を単なる圧力導入のための細孔から膨張室への吸入経路も兼ねる構成としたことで、高圧導入孔 5 2 f 前後の差圧は常に、膨張機構 2 側の渦巻歯の先端部が押し付けられる方向に作用することになる。

[0057] 何らかの要因でスクロール膨張機としての運転が停止した場合、従来のスクロール膨張機 101 では図 8 (c) に示す状態となり、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 では図 5 (b) の状態となる。つまり、何らかの要因でスクロール膨張機としての運転が停止した場合、従来のスクロール膨張機 101 では、膨張機構 2 側の渦巻歯の先端部に形成されるすきまが大きいいため、膨張機構 2 側の渦巻歯の先端部が押し付けられているときと比べると、歯先すきまからの漏れ流量による圧損 $\Delta P''$ がつきにくい。このため、従来のスクロール膨張機 101 では、外周側に位置する膨張室の圧力 $(P_h - \Delta P'')$ は高圧 P_h に近くなり、膨張機構 2 側からサブ圧縮機構 3 側に作用するスラスト荷重が増大する傾向にある。一方、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 においては、膨張機構 2 側の渦巻歯の先端部が押し付けられやすい状態となっているので、膨張機構 2 側の渦巻歯の歯先すきまからの漏れ流量による圧損 $\Delta P'$ が比較的大きくなる。このため、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 においては、揺動スクロール 5 2 に作用するスラスト加重が膨張機構 2 側からサブ圧縮機構 3 側に加わりづらくすることができる。

[0058] このことは、以下のことを示唆している。つまり、膨張機構 2 側が冷媒流れの上流側となる細孔として高圧導入孔 5 2 e を形成した従来の構成では、サブ圧縮機構 3 側の渦巻歯先端の押付け力が過剰になって停止状態へ移行しやすく、また、停止状態から復帰しづらい。これに対して、膨張機構 2 への吸入経路を兼ね、サブ圧縮機構 3 側冷媒流れの上流側となる貫通孔として高圧導入孔 5 2 f を形成した本実施の形態の構成においては、このような停止状態に陥り難く、また停止状態となっても復帰し易くなる。

[0059] 例えば、図 8 (c) の状態となった従来のスクロール膨張機 1 0 1 においては、駆動力増大のために膨張機構 2 の入口流量を増大させると、漏れ量も増えるために ΔP_2 が増大する。このため、サブ圧縮機構 3 の渦巻歯先端にかかる押付け力が増加して、摩擦抵抗が増加してしまう。一方、図 5 (b) となった本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 においては、駆動力増大のために膨張機構 2 の入口流量を増大させると、 ΔP_1 が増大する。このため、サブ圧縮機構 3 の渦巻歯先端にかかる押付け力が軽減され、サブ圧縮機構 3 の渦巻歯先端にかかる押付け力の過剰による停止状態からの復帰を促すことになる。

[0060] 以上、本実施の形態に係るスクロール膨張機 1 及び当該スクロール膨張機 1 を用いた冷凍サイクル装置 1 0 0 においては、高圧受圧面積部のシール性如何によらず、安定して作動することができる。

符号の説明

[0061] 1 スクロール膨張機、2 膨張機構、3 サブ圧縮機構、4 圧力容器、5 主圧縮機、6 モータ、7 主圧縮機構、9 潤滑油、11 ガスクーラ、12 蒸発器、14 予膨張弁、15 膨張吸入管、16 膨張吐出管、19 サブ圧縮吸入管、20 サブ圧縮吐出管、31 返油孔、32 吐出弁、35 膨張吸入孔、51 膨張固定スクロール、51 a 渦巻歯、51 b 下軸受、52 揺動スクロール、52 a 膨張側渦巻歯、52 b 揺動軸受、52 c サブ圧縮側渦巻歯、52 d オルダム溝、52 e, 52 f 高圧導入孔、61 サブ圧縮固定スクロール、61 a 渦巻歯、61 b

上軸受、72 a, 72 b 偏心シール、73 同心シール、76 油ポン
プ、77 オルダムリング、78 回転軸、78 a 偏心部、79 a, 79
b バランサ、81 逆止弁、100 冷凍サイクル装置、101 従来の
スクロール膨張機。

請求の範囲

[請求項1]

揺動スクロールの一方の面に設けられた第1の膨張側渦巻歯と膨張側固定スクロールに設けられた第2の膨張側渦巻歯とが組み合わされて膨張室が形成され、該膨張室に流入した冷媒を膨張させながら動力を回収するスクロール型の膨張機構と、

前記揺動スクロールの他方の面に設けられた第1の圧縮側渦巻歯と圧縮側固定スクロールに設けられた第2の圧縮側渦巻歯とが組み合わされて圧縮室が形成され、前記膨張機構で回収された動力によって前記圧縮室に吸入された冷媒を圧縮するスクロール型のサブ圧縮機構と、

、

を備え、

前記揺動スクロールの台板を共有して前記膨張機構と前記サブ圧縮機構とが背面合わせに一体形成されたスクロール膨張機であって、

前記揺動スクロールには、前記膨張機構の前記膨張室へ冷媒を導く冷媒流路として、前記他方の面から前記一方の面に貫通する貫通孔が形成され、

前記膨張機構の前記膨張室へ流入する冷媒は、前記サブ圧縮機構側から前記貫通孔に流入して、前記膨張機構の前記膨張室へ導かれることを特徴とするスクロール膨張機。

[請求項2]

前記揺動スクロールと前記圧縮側固定スクロールとの間には、前記圧縮室よりも内周側に、第1のシール部及び該第1のシール部の内周側に配置された第2のシール部が形成され、

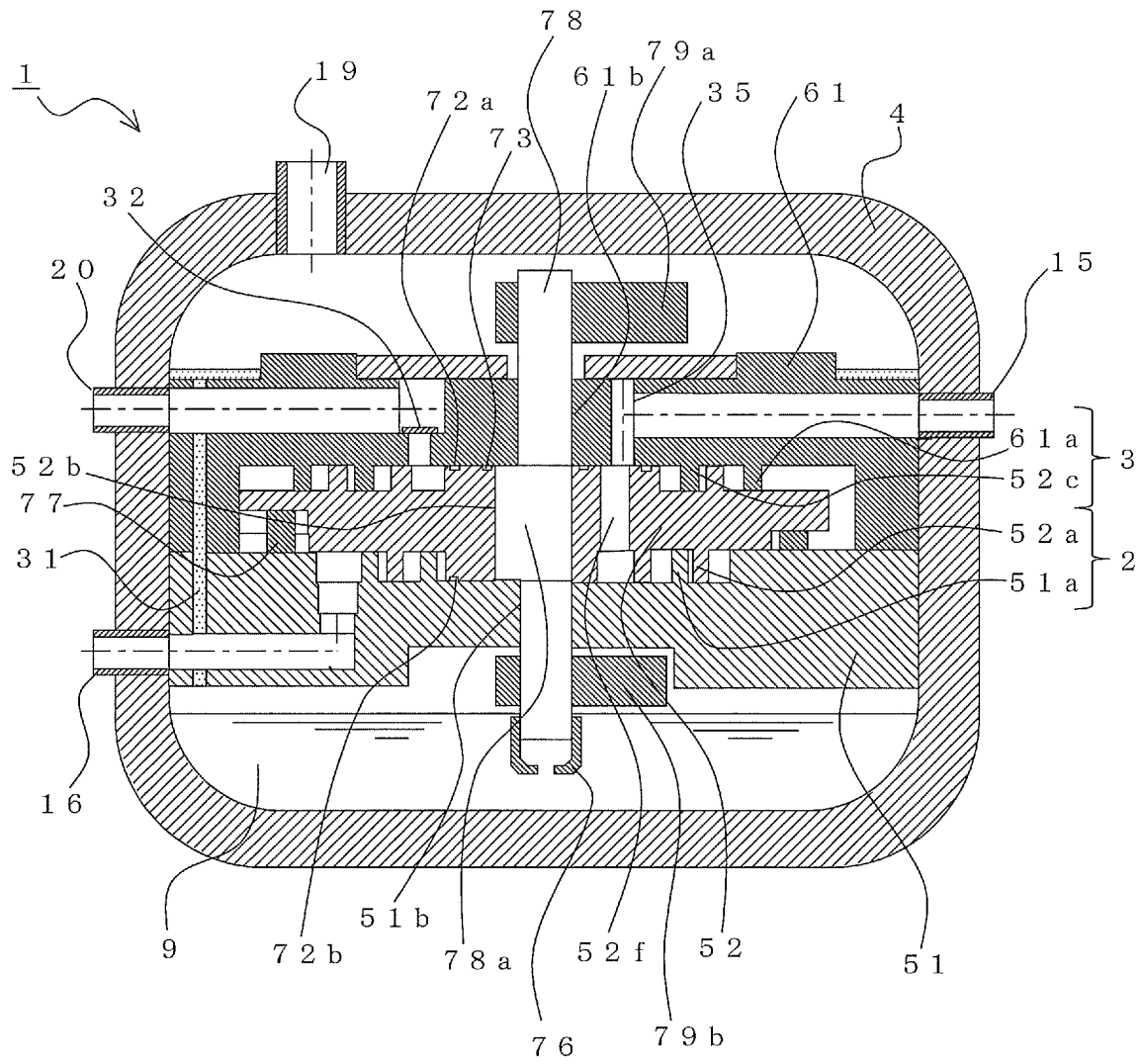
前記揺動スクロールに形成された前記貫通孔は、

前記サブ圧縮機構側の開口部が、前記第1のシール部と前記第2のシール部との間に開口し、

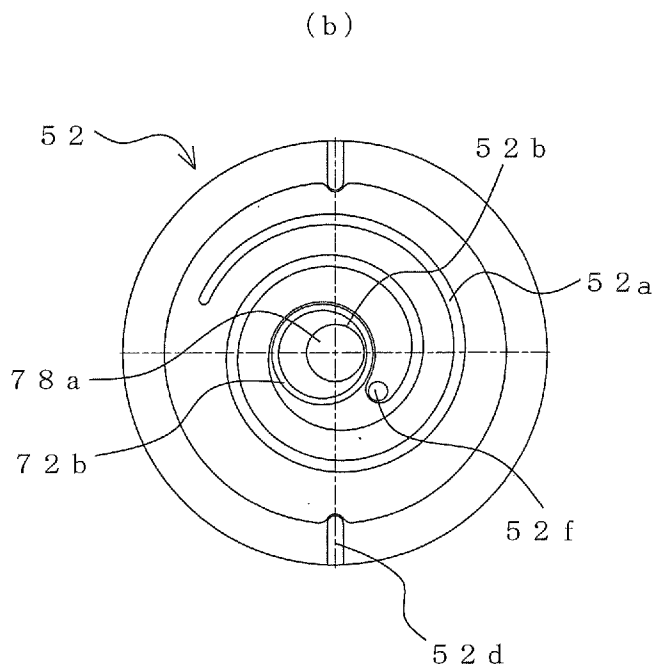
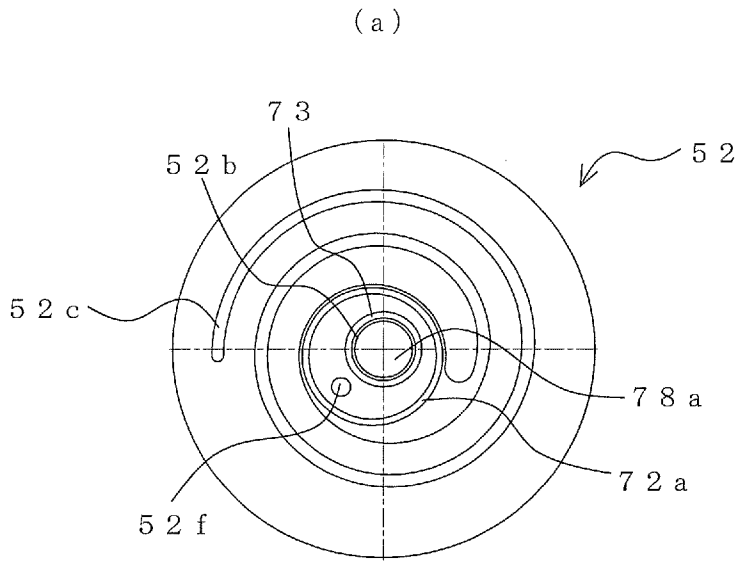
前記膨張機構側の開口部が、前記第1の膨張側渦巻歯の内周側端部近傍の前記膨張室に開口していることを特徴とする請求項1に記載のスクロール膨張機。

- [請求項3] 前記膨張側固定スクロール及び前記圧縮側固定側スクロールに回転自在に支持され、当該支持部の間に設けられた偏心部が前記揺動スクロールに回転自在に挿入された回転軸と、
前記揺動スクロールの自転を防止するオルダムリングと、
を備え、
前記第2のシール部は前記回転軸の前記偏心部を囲うように形成され、
前記第1のシール部は、前記第1の圧縮側渦巻歯の形状に対応して、その中心部が前記第2のシール部の中心部から偏心して形成され、
前記貫通孔の前記サブ圧縮機構側の開口部は、前記第1のシール部と前記第2のシール部との距離が最も遠くなる箇所に形成されていることを特徴とする請求項2に記載のスクロール膨張機。
- [請求項4] 動力源によって駆動され、低圧の冷媒を高圧に圧縮する主圧縮機と、
、
主圧縮機から吐出された高圧の冷媒を冷却するガスクーラと、
低圧の冷媒を加熱する蒸発器と、
請求項1～請求項3のいずれか一項に記載のスクロール膨張機と、
を備え、
前記膨張機構は、前記ガスクーラの冷媒流出口と前記蒸発器の冷媒流入口との間に接続され、
前記サブ圧縮機構の冷媒吸入口と前記主圧縮機の冷媒吸入口とは、蒸発器の冷媒流出口に並列接続され、
前記サブ圧縮機構の冷媒吐出口は、前記主圧縮機の圧縮室の途中に接続され、
前記サブ圧縮機構で圧縮後の冷媒をさらに昇圧する追加圧縮が、前記駆動源によって駆動される前記主圧縮機によって行われることを特徴とする冷凍サイクル装置。

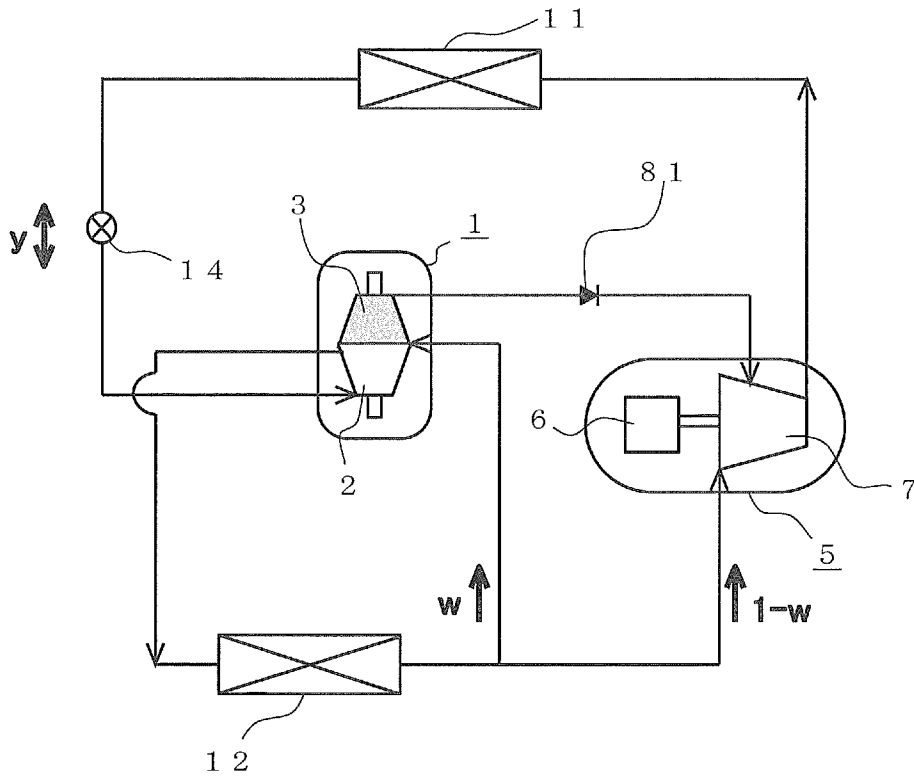
[図1]



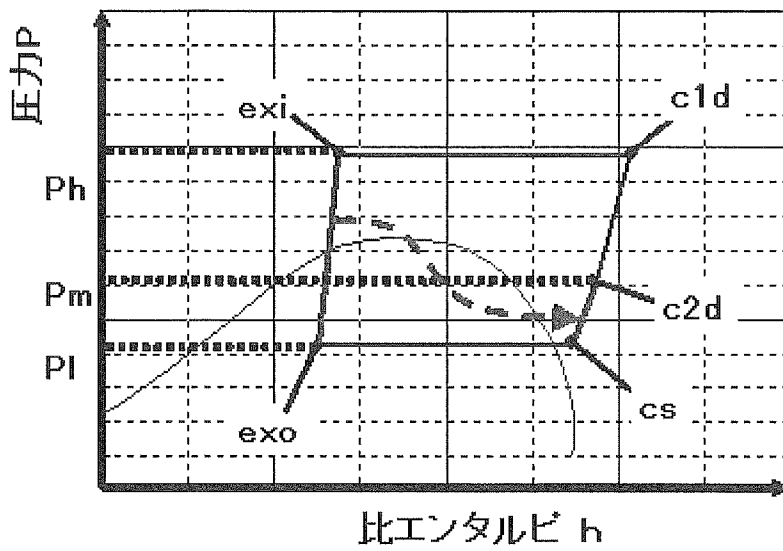
[図2]



[図3]

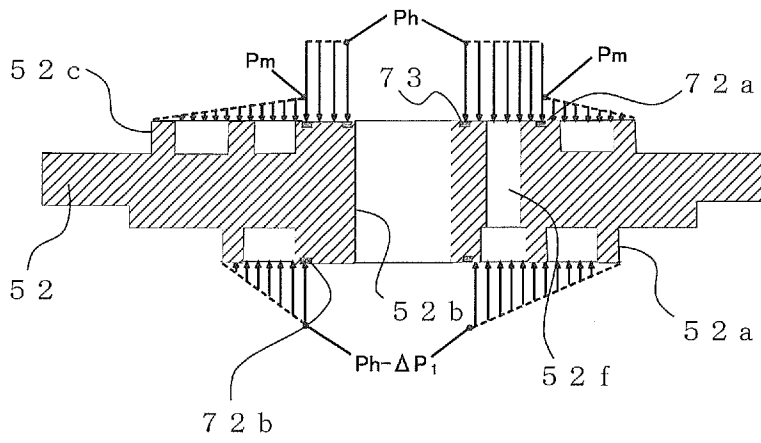


[図4]

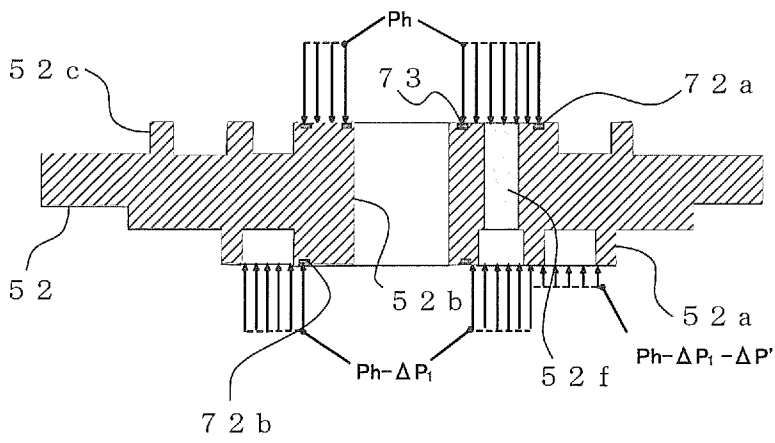


[図5]

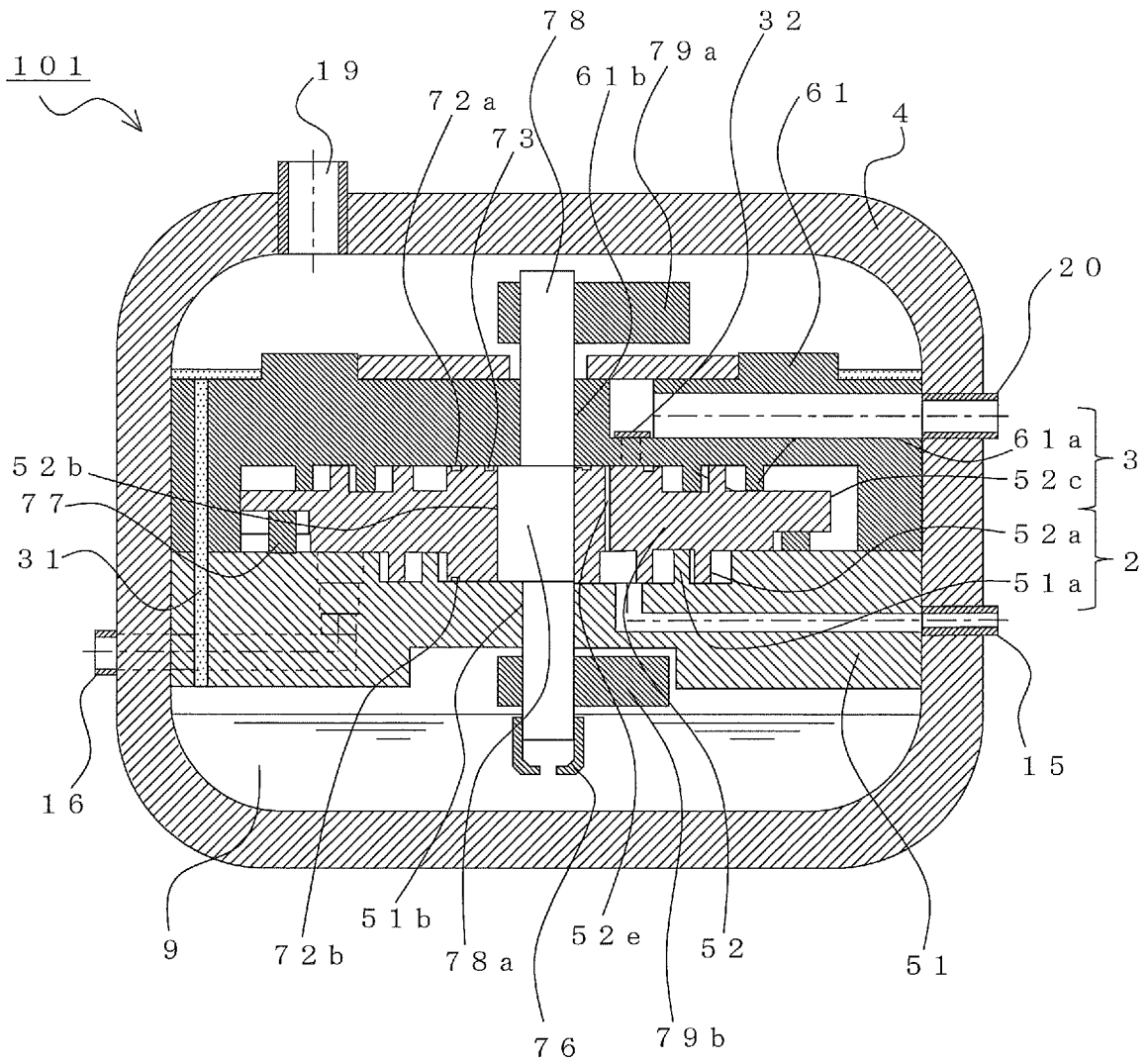
(a)



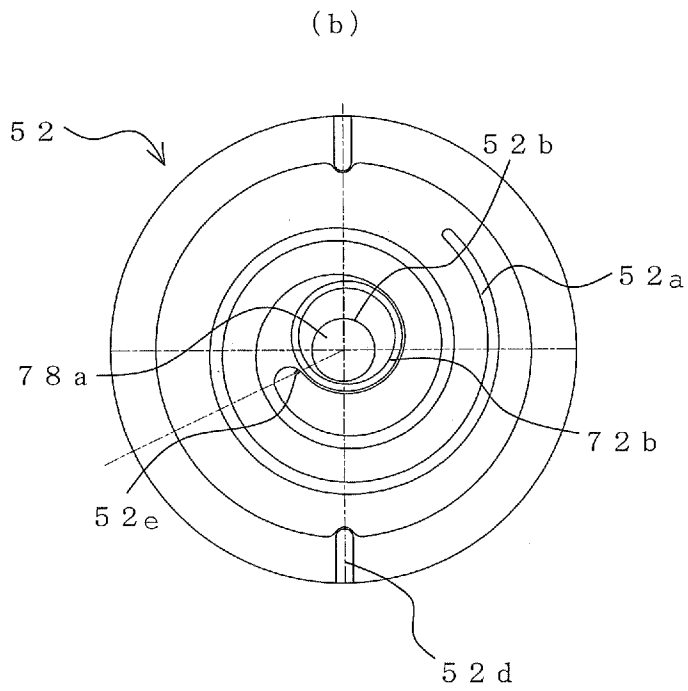
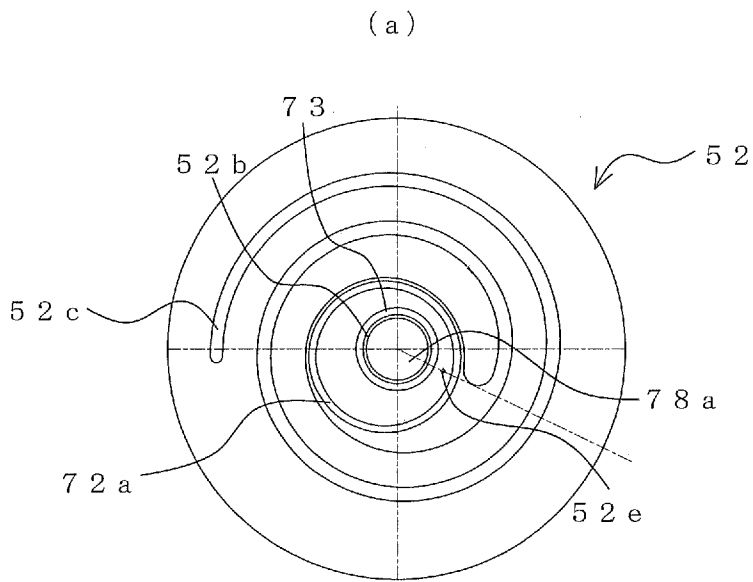
(b)



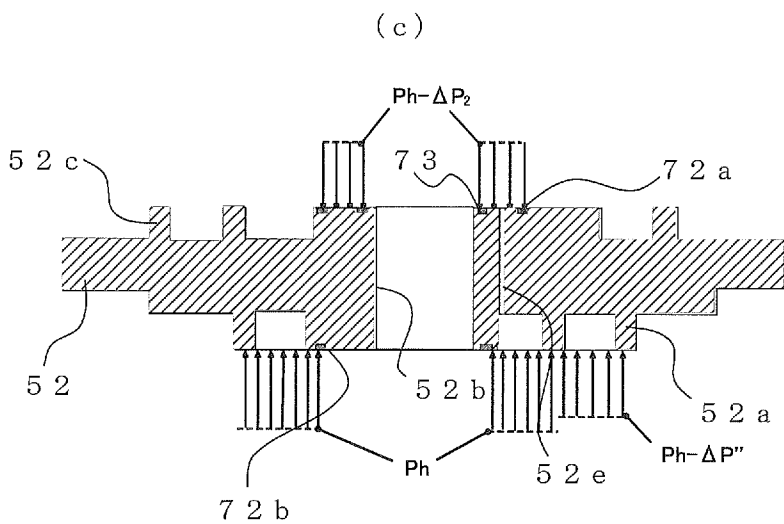
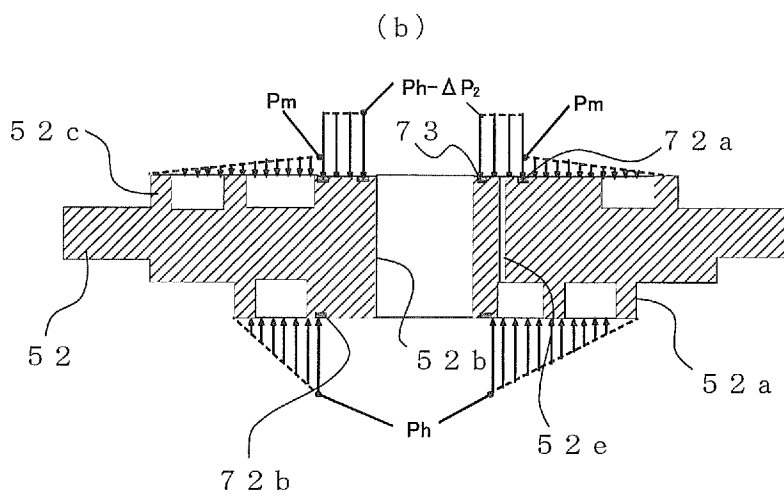
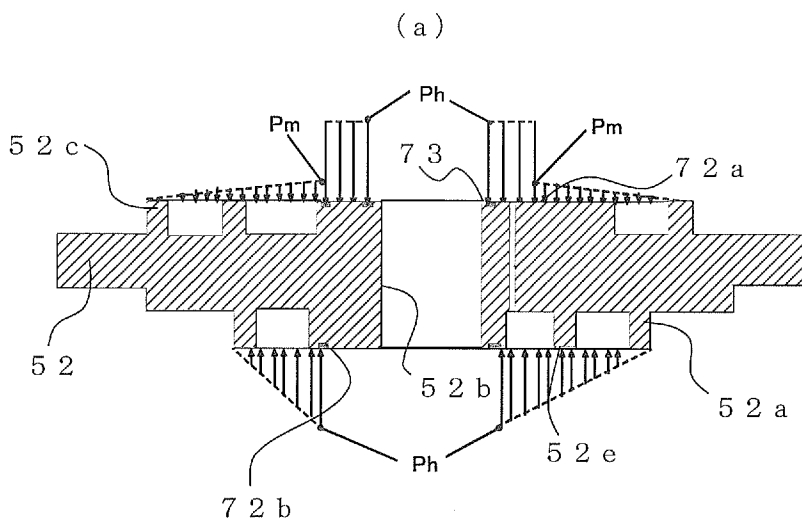
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/003028

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER <i>F25B1/10</i> (2006.01) <i>i</i> , <i>F01C1/02</i> (2006.01) <i>i</i> , <i>F25B11/02</i> (2006.01) <i>i</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) <i>F25B1/10</i> , <i>F01C1/02</i> , <i>F25B11/02</i>		
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.
A	WO 2011/036741 A1 (Mitsubishi Electric Corp.), 31 March 2011 (31.03.2011), fig. 5, 6; paragraphs [0036] to [0045] (Family: none)	1-4
A	JP 4584306 B2 (Mitsubishi Electric Corp.), 17 November 2010 (17.11.2010), paragraphs [0010] to [0069]; fig. 1 to 12 & US 2008/0298992 A1 & EP 1873350 A1 & WO 2006/103821 A1 & CN 101163861 A	1-4
A	JP 2008-248823 A (Mitsubishi Electric Corp.), 16 October 2008 (16.10.2008), fig. 1 to 6; paragraphs [0008] to [0047] (Family: none)	1-4
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> 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 July, 2011 (13.07.11)		Date of mailing of the international search report 26 July, 2011 (26.07.11)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office		Authorized officer
Facsimile No.		Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/003028

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2007-192508 A (Mitsubishi Electric Corp.), 02 August 2007 (02.08.2007), fig. 1 to 7; paragraphs [0014] to [0039] (Family: none)	1-4
A	JP 58-217163 A (Mayekawa Mfg., Co., Ltd.), 17 December 1983 (17.12.1983), fig. 1; claim 1 (Family: none)	4

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F25B1/10(2006.01)i, F01C1/02(2006.01)i, F25B11/02(2006.01)i		
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC)) Int.Cl. F25B1/10, F01C1/02, F25B11/02		
最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの 日本国実用新案公報 1922-1996年 日本国公開実用新案公報 1971-2011年 日本国実用新案登録公報 1996-2011年 日本国登録実用新案公報 1994-2011年		
国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	WO 2011/036741 A1 (三菱電機株式会社) 2011.03.31, 図5, 6, 段落[0036]-[0045] (ファミリーなし)	1-4
A	JP 4584306 B2 (三菱電機株式会社) 2010.11.17, 段落【0010】 -【0069】, 図1-12 & US 2008/0298992 A1 & EP 1873350 A1 & WO 2006/103821 A1 & CN 101163861 A	1-4
A	JP 2008-248823 A (三菱電機株式会社) 2008.10.16, 図1-6, 段落【0008】-【0047】 (ファミリーなし)	1-4
<input checked="" type="checkbox"/> C欄の続きにも文献が列挙されている。 <input type="checkbox"/> 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 13.07.2011	国際調査報告の発送日 26.07.2011	
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) マキロイ 寛済 電話番号 03-3581-1101 内線 3377	3M 4031

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
A	JP 2007-192508 A (三菱電機株式会社) 2007.08.02, 図1-7, 段落【0014】-【0039】 (ファミリーなし)	1-4
A	JP 58-217163 A (株式会社前川製作所) 1983.12.17, 第1図, 請求項1 (ファミリーなし)	4