

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2008-280847

(P2008-280847A)

(43) 公開日 平成20年11月20日(2008.11.20)

(51) Int.Cl.

FO4C 18/02

(2006.01)

F 1

FO4C 18/02

311J

テーマコード(参考)

3H039

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 17 頁)

(21) 出願番号

特願2007-122943 (P2007-122943)

(22) 出願日

平成19年5月8日(2007.5.8)

(71) 出願人 399048917

日立アプライアンス株式会社

東京都港区海岸一丁目16番1号

100100310

弁理士 井上 学

向井 有吾

栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地

日立アプライアンス

株式会社栃木事業所内

関上 和夫

栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地

日立アプライアンス

株式会社栃木事業所内

(72) 発明者

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】スクロール圧縮機及びそれを用いたヒートポンプ装置

## (57) 【要約】

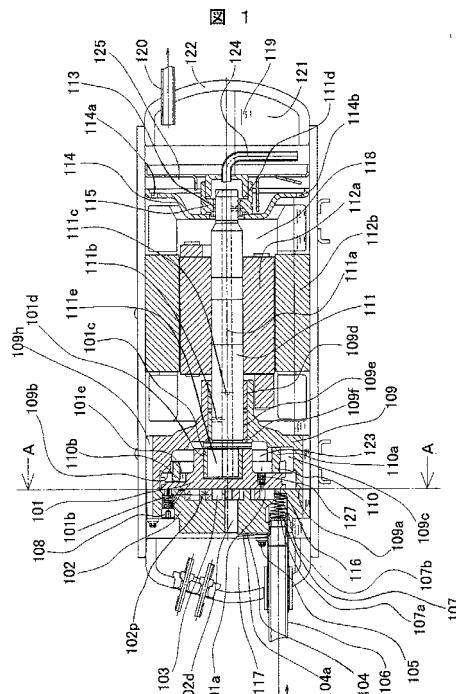
## 【課題】

通常運転時の圧縮機効率低下を招くことなく、圧縮機起動時に、確実に旋回スクロールを固定スクロールに押付けるスクロール圧縮機及びそれを用いたヒートポンプ装置を提供する。

## 【解決手段】

本発明のスクロール圧縮機は、旋回スクロールと、この旋回スクロールと互いにかみ合う固定スクロールと、前記旋回スクロールと前記固定スクロールがかみ合うことによって形成される圧縮室と、前記固定スクロールが固定されるフレームと、前記旋回スクロールと固定スクロールとフレームにより形成される中間圧室と、前記旋回スクロールに前記圧縮室と前記中間圧室を連通する連通孔と、前記連通孔に設けられた開閉手段とを設けた。

## 【選択図】図1



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

旋回スクロールと、この旋回スクロールと互いにかみ合い圧縮室を形成する固定スクロールと、前記固定スクロールが固定されるフレームと、前記旋回スクロールと固定スクロールとフレームとにより形成される中間圧室と、前記旋回スクロールに設けられ、前記圧縮室と前記中間圧室を連通する連通孔と、この連通孔を開閉する連通孔開閉手段と、を有するスクロール圧縮機。

**【請求項 2】**

請求項 1 記載のスクロール圧縮機において、外部からの低圧の流体が導入される吸込圧空間と、前記中間圧室と吸込圧空間とを連通する連通路と、この連通路を開閉する連通路開閉手段と、を有するスクロール圧縮機。10

**【請求項 3】**

請求項 2 記載のスクロール圧縮機において、前記連通路開閉手段により調整される前記中間圧室の圧力よりも小さい圧力の前記圧縮室に前記連通孔が連通するスクロール圧縮機。10

**【請求項 4】**

旋回スクロールと、この旋回スクロールと互いにかみ合い圧縮室を形成する固定スクロールと、前記固定スクロールが固定されるフレームと、前記旋回スクロールと固定スクロールとフレームとにより形成される中間圧室と、前記旋回スクロールに設けられ、前記圧縮室と前記中間圧室を連通する連通孔と、前記圧縮室の圧力と前記中間圧室の圧力との差に応じて前記連通孔を開閉する連通孔開閉手段と、外部からの低圧の流体が導入される吸込圧空間と、前記中間圧室と吸込圧空間とを連通する連通路と、前記中間圧室の圧力と前記吸込圧空間の圧力との差に応じて前記連通路を開閉する連通路開閉手段と、を有し、前記連通孔開閉手段が前記連通孔を開く中間圧は、前記連通路開閉手段が前記連通路を開く中間圧よりも低いスクロール圧縮機。20

**【請求項 5】**

スクロール圧縮機と、水通路を流れる水と冷媒通路を流れる冷媒との熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器と熱交換した冷媒を減圧する膨張弁と、減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器とがそれぞれ冷媒管路で接続され、前記スクロール圧縮機は、旋回スクロールと、この旋回スクロールと互いにかみ合い圧縮室を形成する固定スクロールと、前記固定スクロールが固定されるフレームと、前記旋回スクロールと固定スクロールとフレームとにより形成される中間圧室と、前記旋回スクロールに設けられ、前記圧縮室と前記中間圧室を連通する連通孔と、この連通孔を開閉する連通孔開閉手段と、を有するヒートポンプ装置。30

**【請求項 6】**

請求項 5 記載のヒートポンプ装置において、作動冷媒に二酸化炭素を用い、冷凍機油に PAG 若しくは PAO を用いたヒートポンプ装置。

**【請求項 7】**

請求項 5 記載のヒートポンプ装置において、前記スクロール圧縮機は、外部からの低圧の流体が導入される吸込圧空間と、前記中間圧室と吸込圧空間とを連通する連通路と、この連通路を開閉する連通路開閉手段と、を有するヒートポンプ装置。40

**【請求項 8】**

請求項 7 記載のヒートポンプ装置において、前記スクロール圧縮機は、前記連通路開閉手段により調整される前記中間圧室の圧力よりも小さい圧力の前記圧縮室に前記連通孔が連通するヒートポンプ装置。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、スクロール圧縮機及びそれを用いた冷凍空調機器、ヒートポンプ給湯機等のヒートポンプ装置に係る。

**【背景技術】****【0002】**

従来は、特許文献1に記載されるように、旋回スクロールの鏡板の背面を、環状の外側背圧室、中央背圧室および内側背圧室とに区画し、外側背圧室を圧縮室の冷媒吸入部に連通し、前記中央背圧室を吐出室に連通するとともに、内側背圧室を電動機室に連通させ、運転開始時の旋回鏡板の傾きを防止し、旋回スクロールを固定スクロールに押付ける構造を備えたスクロール圧縮機が記載されていた。

**【0003】**

【特許文献1】特開2000-205154号公報

10

**【発明の開示】****【発明が解決しようとする課題】****【0004】**

特許文献1に記載されたスクロール圧縮機は、旋回スクロールを背面から固定スクロールに押付ける背圧力を最も大きく生み出す中央背圧室の圧力を、一定の絞りにより調節する構造である。

**【0005】**

しかしながら、このような構造を備えたスクロール圧縮機を用いた冷媒サイクル、例えばヒートポンプ給湯機のように、要求される出湯能力によりスクロール圧縮機の圧力条件が大きく変わる装置に用いた場合、旋回スクロールへの適切な背圧力を与えるには不十分であることが分かった。

20

**【0006】**

ヒートポンプ給湯機の圧力条件の例を挙げて見ると、42で出湯させる圧力条件と、同じく90で出湯させる圧力条件では、圧縮機からの吐出圧力が大きく変化する。

**【0007】**

そのような条件下で、42出湯条件で旋回スクロールの背面にかける圧力（旋回スクロールを固定スクロールに押付ける圧力。以下、背圧と呼ぶ）を適正化すると、90出湯条件では背圧が高くなりすぎて旋回スクロールを固定スクロールに過剰に押付けてしまい、摺動ロスが増加し効率が低下する。

**【0008】**

また同様に、90出湯条件で旋回スクロールにかかる背圧を適正化すると、42出湯条件では、旋回スクロールと固定スクロールとで形成する圧縮室内の圧力より背圧が小さくなり、旋回スクロールの固定スクロールへの押付け力が不足し、起動時の運転が不安定になるとともに、通常運転時に圧縮室からの漏れが増加し効率が低下するといった課題があった。

30

**【課題を解決するための手段】****【0009】**

上記課題を解決するために本発明におけるスクロール圧縮機は、旋回スクロールと、この旋回スクロールと互いにかみ合い圧縮室を形成する固定スクロールと、固定スクロールが固定されるフレームと、旋回スクロールと固定スクロールとフレームとにより形成される中間圧室と、旋回スクロールに設けられ、圧縮室と中間圧室を連通する連通孔と、この連通孔を開閉する連通孔開閉手段と、を有するものである。

40

**【0010】**

また、上記課題を解決するために本発明におけるヒートポンプ装置は、スクロール圧縮機と、水通路を流れる水と冷媒通路を流れる冷媒との熱交換を行う熱交換器と、この熱交換器と熱交換した冷媒を減圧する膨張弁と、減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器とがそれぞれ冷媒管路で接続され、前記旋回スクロール圧縮機は、旋回スクロールと、この旋回スクロールと互いにかみ合い圧縮室を形成する固定スクロールと、前記固定スクロールが固定されるフレームと、前記旋回スクロールと固定スクロールとフレームとにより形成される中間圧室と、前記旋回スクロールに設けられ、前記圧縮室と前記中間圧室を連通する連通孔と、この連通孔を開閉する連通孔開閉手段と、を有するものである。

50

**【発明の効果】****【0011】**

本発明によれば、本発明のスクロール圧縮機は、起動時にも旋回スクロールを固定スクロールに確実に押付け、旋回スクロールの離脱を防止できる。

**【0012】**

また、本発明のスクロール圧縮機を搭載するヒートポンプ装置は、信頼性が高く、エネルギー効率に優れたものとなる。

**【発明を実施するための最良の形態】****【0013】**

図1は、本発明第1の実施例にかかる横置スクロール圧縮機の縦断面図である。具体的には、後述する旋回スクロール101、固定スクロール102、フレーム109、オルダムリング110の各部品に対して、複数の断面からみた図である。10

**【0014】**

図2は、固定スクロール102のスクロールラップ102n側からみた図1のA-A矢視断面図である。

**【0015】**

図3は差圧制御弁108の拡大図、図4は旋回スクロール101のスクロールラップ101b側からみた図、図5は旋回スクロール101の図4におけるB-B矢視断面図、図6は連通弁127の拡大図、図7は連通弁127開時の説明図、図8は連通弁127閉時の説明図、図9は圧縮機の運転圧力範囲内における中間圧の状態図である。20

**【0016】**

まず、構造を説明する。図1において、旋回スクロール101は、鏡板101aにスクロールラップ101bが立設している。その鏡板101aの背面には、旋回軸受101cを挿入した軸受保持部101dと、旋回オルダム溝101eが設けられる。

**【0017】**

固定スクロール102は、図2に示されるように、スクロールラップ102nの歯先面と同一面である固定スクロール基準面102aを有している。その固定スクロール基準面102aには周囲溝102bを設けてある。歯底（スクロールラップ102nと固定スクロール基準面102aとの間の面）には4個のリリース穴102cを有している。30

**【0018】**

旋回スクロール101のスクロールラップ101bと固定スクロール102のスクロールラップ102nとを噛み合わせて、旋回スクロール101が旋回することにより、旋回スクロール101と固定スクロール102とからできた圧縮室103が外側から内側に移動しながら容積を減少させて圧縮室103内の作動冷媒を圧縮する。

**【0019】**

スクロールラップ同士が冷凍機油を介して摺動するとともに、旋回スクロール101のスクロールラップ101bの歯先（スクロールラップ101bの固定スクロール102との対向面）と固定スクロール102の歯底、固定スクロール102のスクロールラップ102nの歯先（スクロールラップ102nの旋回スクロール101との対向面）と旋回スクロール101の歯底（鏡板101a）も冷凍機油を介して摺動する。各スクロールラップと固定スクロール102の歯底と旋回スクロール101の歯底とからできる閉じた空間が、圧縮室103となる。40

**【0020】**

リリース穴102cは、圧縮室103内の圧力が吐出圧以上になった場合に、このリリース穴102cから冷媒ガスを抜くためのものである。

**【0021】**

図1に示すように、このリリース穴102cを覆い、圧縮室103内の圧力が吐出圧以上になら開くように設けられたリード弁板であるリリース弁板104と、そのリリース弁板104の開口度を制限するリテーナ104aは固定ねじ105で、旋回スクロール101と反対側の固定スクロール102の端面に固定されている。その端面の中央近くに50

は吐出穴 102d が開口している。

【0022】

また、図2に示すように、固定スクロール102は歯底面102qの外縁側に、圧縮室103に機外から導入された低圧の冷媒ガス（作動流体）が供給される吸込圧空間の一部をなす吸込掘込102eを有している。その吸込掘込102eに連通する、固定スクロール102の背面（リリース弁板104取付け面）から吸込パイプ106を挿入するための吸込穴102f（図中、点線で表示）を、固定スクロール102の背面側に設ける。

【0023】

吸込圧空間と連通する吸込穴102fには、弁体107aと逆止弁ばね107bからなる吸込側逆止弁107を介して吸込パイプ106が挿入される。この吸込側逆止弁107は、圧縮室103に吸い込む低圧ガスが通過する吸込口116内のガス圧力が、吸込パイプ106内の圧力よりも高くなるとガス流路を閉じる。10

【0024】

さらに、固定スクロール102の外周には、吐出穴102dから吐出した吐出ガスや、そのガスから固定背面室117で分離した冷凍機油をモータ112側に流す複数個の流通溝102gを設ける。

【0025】

次に、背圧領域と吸込み圧領域との圧力差を制御する差圧制御弁108について説明する。図2、図3において、固定スクロール102に弁穴102hを設け、貫通する孔を有する弁シール102iを旋回スクロール101側に設ける。そして、この弁穴102hの側面から、吸込圧空間の一部をなすR溝102mと通じる吸込側導通路102kを有する。20

【0026】

図3において、弁穴102hには、弁シール面を有する弁シール102iに設けられた孔を塞ぐ弁体108aと、この弁体108aを押付ける差圧弁ばね108bが設けられている。差圧弁ばね108bの固定のため、弁キャップ108dに設けられたばね位置決め突起108cに差圧弁ばね108bの一端を挿入した状態で、弁穴102hよりも直径の大きい弁キャップ挿入部102lに圧入された弁キャップ108dを設けている。

【0027】

次に、フレーム109について説明する。フレーム109は、外周部に固定スクロール102を取り付ける固定取り付け面109aと、その内側に旋回スクロールはさみこみ面109bを有している。そのさらに内側には、旋回スクロール101の自転を防止するオルダムリング110をフレーム109と旋回スクロール101の間に配置するため、フレームオルダム溝109cを有している。30

【0028】

また、フレーム109の中央部には、シャフト111と摺動する軸シール109dと、シャフト111と摺動して軸受けする主軸受109eを有していて、その旋回スクロール101側にシャフト111を受けるシャフトスラスト面109fを備えている。フレーム109の外周面には、固定スクロール102の外周設けられた複数個の流通溝102gと連通して、ガス及び油の流路となる複数の流通溝109hが設けられている。40

【0029】

略円形のリングであるオルダムリング110の一面には、フレーム側突起部110aが設けられ、もう一方の面には旋回スクロール側突起部110bを有する。

【0030】

シャフト111は、その内部を貫通するシャフト給油孔111aと、シャフト給油孔111aと連通して主軸受109eに対向して開口する主軸受給油孔111bと、シャフト給油孔111aと連通して軸シール109dに対向して開口する軸シール給油孔111cと、シャフト給油孔111aと連通してシャフト111を軸受けする副軸受給油孔111dと、が設けられている。

【0031】

10

20

30

40

50

シャフト 111 の一端部である偏心部 111e は、旋回軸受 101c に挿入されていて、一方の端部は副軸受 113 に挿入される。

#### 【0032】

副軸受 113 は副軸受ハウジング 115 に組み込まれていて、副軸受ハウジング 115 は密閉容器 122 に固定された副軸受支持板 114 に固定されている。

#### 【0033】

さらに、シャフト 111 にはロータ 112a が圧入されており、このロータ 112a と、密閉容器 122 に焼き嵌めされたステータ 112b とでモータ 112 を形成する。

#### 【0034】

次に本実施例におけるスクロール圧縮機の動作を説明する。ステータ 112b が通電制御されロータ 112a が回転することにより、シャフト 111 が回転する。シャフト 111 が回転することにより偏心部 111e が旋回軸受 101c に駆動力を伝えて旋回スクロール 101 が旋回運動する。オルダムリング 110 があるため、旋回スクロール 101 の自転が防止される。

#### 【0035】

この動作により、圧縮機外から吸込パイプ 106 を通じて吸い込まれた吸込口 116 内の冷媒ガスが、両スクロールの間に形成される圧縮室 103 に入り圧縮されて吐出穴 102d から固定背面室 117 に吐出される。

#### 【0036】

固定背面室 117 に吐出された冷媒ガスは、固定スクロール 102 およびフレーム外周部にある流通溝 102g, 109h を通ってモータ室 118 に入る。

#### 【0037】

モータ室 118 に入った冷媒ガスはモータ 112 の隙間（ステータ 112b のコイルやステータ 112b とロータ 112a との隙間など）を通る。その過程で、圧縮室 103 内で冷凍機油が混入した冷媒ガスは、ロータ 112a やステータ 112b に衝突して、その冷媒ガスの中に含まれた冷凍機油が分離される。分離された油はモータ室 118 の下部の油たまりに落ちて溜まる。

#### 【0038】

モータ室 118 に入った冷媒ガスは、副軸支持板 114 に設けられた通気孔 114a を通って、油分離板 125 に衝突し、更にその中に含まれる油を分離して吐出パイプ 120 より外部に出る。

#### 【0039】

モータ室 118 内の冷媒ガスの圧力と貯油室 121 内の冷媒ガスの圧力では、通気孔 114a を通る流路抵抗により貯油室 121 の圧力の方がモータ室 118 の圧力より低くなる。この結果、モータ室 118 の冷凍機油 119 は、副軸支持板 114 の導油孔 114b より押し出され、モータ室 118 の油面より貯油室 121 の油面が高くなる。

#### 【0040】

次に給油について説明する。旋回スクロール 101 と固定スクロール 102 とフレーム 109 により形成される中間圧室 123 には、吐出圧力と吸込圧力の差圧により主軸受 109e とシャフト 111 との間隙を通って冷凍機油が供給される。圧縮機の運転時間が経過するのに伴い、中間圧室 123 の圧力が徐々に上昇し、差圧制御弁 108 により吸込圧力と吐出圧力の間の圧力（以後、中間圧と称す。この中間圧は前述の背圧に相当する。）となる。

#### 【0041】

吐出圧霧団気にある貯油室 121 内の冷凍機油 119 は、貯油室 121 内の吐出圧と中間圧室 123 内の中間圧との差圧により、給油パイプ 124 からシャフト給油孔 111a を通って偏心部 111e の先端の開口部から旋回軸受 101c に給油する。

#### 【0042】

また、シャフト 111 の回転による遠心力により主軸受給油孔 111b, 軸シール給油孔 111c, 副軸受給油孔 111d から各摺動部へ給油される。旋回軸受 101c に給油

10

20

30

40

50

された冷凍機油 119 は、中間圧室 123 に漏れこみ差圧制御弁 108 から吸込口 116 に入り、圧縮室 103 内を潤滑する。また潤滑に寄与しなかった冷凍機油 119 は冷媒ガスとともに固定背面室 117 に吐出される。

#### 【0043】

次に旋回スクロール 101 と連通弁 127 との関係について説明する。図 4, 図 5, 図 6において、旋回スクロール 101 には、スクロールラップ 101b の外側であってスクロールラップ 101b の近傍における鏡板 101a に連通孔 126 を有する。この連通孔 126 を通じて連通弁 127 により、圧縮室 103 と中間圧室 123 との間の圧力を調整する。連通孔 126 は、圧縮室 103 側の開口部が、旋回スクロール 101 の旋回により固定スクロール 102 と旋回スクロール 101 とで圧縮室 103 が形成される位置に開口している。

10

#### 【0044】

連通弁 127 は、鏡板 101a に設けられ、連通孔 126 と連通する連通弁孔 127a 内に、連通孔 126 を鏡板 101a 中で閉塞する連通弁体 127b と、この連通弁体 127b を押圧する連通弁ばね 127c を有する開閉手段である。

#### 【0045】

さらに連通弁 127 は、連通弁ばね 127c の一端を挿入する連通ばね位置決め突起 127d が設けられた連通弁キャップ 127e を有している。この連通弁キャップ 127e は、連通弁孔 127a と連通してその連通弁孔 127a よりも直径の大きい連通弁キャップ挿入部 127f に圧入されている。

20

#### 【0046】

連通弁キャップ 127e は、冷媒ガスが通過する複数の流路を備え、それら流路の断面積を合わせた断面積が、連通孔 126 の流路断面積よりも大きいものが好ましい。

#### 【0047】

連通弁体 127b は、圧縮室 103 と中間圧室 123 の差圧によって開閉する。連通弁ばね 127c のばね力は連通弁体 127b が正常に開閉できる設計であれば問題がないが、後述するように所定の差圧で連通孔 126 を開放できるように、連通弁ばね 127c のばね力を設定する。

#### 【0048】

また、連通弁ばね 127c は、連通弁体 127b 自体で正常に開閉できる形状、たとえば連通孔 126 へ押圧力を生じる可撓性のバネ部を連通弁体 127b に設けるようにしてもよい。この場合は連通弁ばね 127c がなくてもかまわない。

30

#### 【0049】

このような連通弁 127 を旋回スクロール 101 に設けたことによって旋回軸受 101c に対するバランスが悪くなったら、旋回スクロール 101 の中間圧室 123 側に重りを設けたりバランス調整穴を設けたりしてもよい。

#### 【0050】

また本実施例において、図 4 では中間連通孔 126 を旋回スクロール 101 におけるスクロールラップ 101b の外側に設けたが、図 10 に示したように、中間連通孔 126 と図示しない連通弁 127 の位置を旋回スクロール 101 のスクロールラップ 101b の内側に設けてもよい。

40

#### 【0051】

図 10 の旋回スクロールを用いた構成であっても、起動時は圧縮室 103 から圧縮した冷媒ガスを中間圧室 123 に供給できるため、中間圧室 123 の圧力が上昇しやすくなる。それにより旋回スクロール 101 を固定スクロール 102 に確実に押付けると共に、旋回スクロール 101 の離脱を防止できる。

#### 【0052】

また、旋回スクロール 101 のスクロールラップ 101b の外側と内側にそれぞれ独立した連通孔 126 を設けた場合でも同様の効果は得られる。

#### 【0053】

50

次に図7と図8を用いて、連通弁127の動作について説明する。

【0054】

圧縮機停止時は、圧縮室103と中間圧室123は同じ圧力となっており、連通弁ばね127cのばね力によって連通弁体127bで連通孔126は閉じてた状態(図8)となっている。

【0055】

圧縮機が起動すると、圧縮室103の圧力が上昇し始め、その影響で連通弁体127bが開いた状態(図7)となり、圧縮室103から中間圧室123へ冷媒ガスの流れが発生し、中間圧室123の圧力が上昇する。

【0056】

この旋回スクロール101の圧縮室103側と中間圧室123側との圧力差の作用により、旋回スクロール101自身に自己離脱回避作用が働くため、固定スクロール102に旋回スクロール101が押し付くことになる。

【0057】

また起動後は、前述したように、主軸受109eとシャフトラスト面109fの隙間を通って冷凍機油が供給され、中間圧室123の圧力が高まる。中間圧室123の圧力が、連通孔126が連通する圧縮室103より高くなると、差圧制御弁108により調整される。つまり冷媒ガスの中間圧は連通弁127だけでなく、差圧制御弁108で調整するようになる。

【0058】

次に図9を用いて、差圧制御弁108と連通弁127における吸込圧と中間圧との関係を示して、本実施例のスクロール圧縮機の運転圧力範囲内における中間圧の状態を説明する。図9の横軸は吸込圧を示し、縦軸は中間圧を示す。

【0059】

図9に示すように、本実施例におけるスクロール圧縮機の運転圧力範囲内においては、連通孔126の開閉手段である連通弁127で形成される中間圧を、差圧制御弁108で形成される中間圧よりも小さく設定する。

【0060】

本実施例におけるスクロール圧縮機の運転圧力範囲において、連通弁127で調整される中間圧(線A)が、差圧制御弁108で調整される中間圧力(線B)よりも小さくなる圧力範囲で運転する。図9では、線Aと線Bの交点が運転圧力範囲の最大値と重っているが、この交点が運転圧力範囲に含まれていてもよい。

【0061】

本実施例におけるスクロール圧縮機の運転圧力範囲では、起動時は圧縮室103から圧縮した冷媒ガスを中間圧室123に供給できるため、中間圧室123の圧力が上昇しやすい。それにより旋回スクロール101を固定スクロール102に確実に押付けられ、旋回スクロール101の離脱を防止できる。

【0062】

また、スクロール圧縮機の運転が継続して行われ、スクロール圧縮機が接続する冷媒サイクルの安定状態においては、連通弁体127bが閉じて差圧制御弁108で中間圧が調整する。また、ヒートポンプ給湯機のように複数の運転圧力条件があっても安定した性能を確保できる。

【0063】

本実施例におけるスクロール圧縮機の中間圧の変化について、運転状態と合わせてより詳細に説明する。スクロール圧縮機の起動後、最初に連通孔126の連通弁127が動作して中間圧室123内の中間圧が上昇する。またシャフト111を通る吐出圧力と同圧力だった冷凍機油が、軸受の間隙を通る間に減圧されて中間圧室123に供給されることによっても、中間圧が徐々に上昇する。

【0064】

すると、中間圧室123内の中間圧と吸込口116における吸込圧力との差圧も大きくな

10

20

30

40

50

なるため、連通孔 126 が連通する圧縮室 103 で圧縮された冷媒ガスの圧力よりも、中間圧室 123 の冷媒ガス圧力のほうが高くなる。

#### 【0065】

スクロール圧縮機の起動時のことだけを考慮するのであれば、少なくとも連通孔 126 が圧縮室 103 に開口し易くなるように連通弁ばね 127c のばね力を調整することで、圧力が上がっていなない状態の中間圧室 123 よりも高い圧力を圧縮室 103 から中間圧室 123 に供給することができる。これにより、中間圧室 123 の圧力不足で旋回スクロール 101 の固定スクロール 102 からの離脱を防止することができる。

#### 【0066】

しかしながら、中間圧室 123 の圧力を運転中に制御するときに、連通孔 126 の圧縮室 103 側開口部の位置によっては、必要以上に高い圧力が中間圧室 123 にかかる。すると旋回スクロール 101 が固定スクロール 102 に押付けられることになり、性能低下や旋回スクロール 101 の停止を生じる恐れがある。

#### 【0067】

そこで、連通孔 126 が連通する圧縮室 103 の圧力より中間圧室 123 の圧力が高くなると、連通弁体 127b が閉じた状態（図 8）で圧縮機は運転するように連通弁ばね 127c のばね力を設定し、差圧制御弁 108 のみで中間圧を調整するようにした。

#### 【0068】

図 9において同じ吸込圧で比較すると、連通弁 127 で形成される中間圧の方が、差圧制御弁 108 で形成される中間圧より低い関係にあると、中間圧が連通弁 127 で制御される範囲を超えたときに、差圧制御弁 108 で中間圧を制御できるため、スクロール圧縮機の起動時から安定した運転状態に至るまで安定した性能を確保することができる。

#### 【0069】

しかし、図 9で示した関係とは逆に、連通弁 127 で形成される中間圧の方が、差圧制御弁 108 で形成される中間圧より高い関係にあると、中間圧が差圧制御弁 108 で制御される範囲を超えたときに、差圧制御弁 108 が働かなくなり、中間圧が高くなり過ぎ、圧縮機への入力が増大して性能低下を引き起こしてしまうことになる。

#### 【0070】

従って、図 9に示すように、連通弁 127 で形成される中間圧の方が、同じ吸込圧力で比較したとき、差圧制御弁 108 で形成される中間圧より低い関係が成り立つ運転圧力範囲でスクロール圧縮機を制御するように運転するのが好ましい。言い換えると、同じ吸込圧で比較したときに、連通弁 127 が連通孔 126 を開く中間圧力は、差圧制御弁 108 が吸込側導通路 102k を開く中間圧力よりも低いものである。

#### 【0071】

スクロール圧縮機を以上の構成とすることにより、起動時に中間圧室 123 の圧力を上昇しやすくでき、旋回スクロール 101 を固定スクロール 102 に確実に押付け、旋回スクロール 101 の離脱を防止できる。また、サイクルの安定状態においては連通弁体 127b が閉じて差圧制御弁 108 で中間圧が形成されるために、ヒートポンプ装置、例えばヒートポンプ給湯機のように複数の運転圧力条件があつても常に安定した性能を確保できる。

#### 【0072】

次に、本実施例におけるスクロール圧縮機を用いた冷媒サイクルの実施例について説明する。本実施例では、上述のスクロール圧縮機をヒートポンプ給湯機に適用した場合の冷媒サイクルを、図 11 を用いて説明する。

#### 【0073】

本実施例では、作動冷媒として二酸化炭素を用い、冷凍機油としてポリアルキレングリコール系油（PAG）もしくはポリアルファオレフィン系油（PAO）を用いた。冷凍機油はこれらと同等の性能を有するものであれば、これらに限定されるものではないことはない。

#### 【0074】

10

20

30

40

50

図11において、本実施例のスクロール圧縮機200、水通路202を流れる水と冷媒通路203を流れる冷媒との熱交換を行う熱交換器201、熱交換器201と熱交換した冷媒を減圧する膨張弁29、減圧された冷媒を蒸発させる蒸発器30とは、密閉された冷媒管路で接続されている。

#### 【0075】

本実施例におけるスクロール圧縮機200から吐出した高温、高圧の冷媒が熱交換器201に供給され、その冷媒と対向する流れの水通路202を流れる水と熱交換する。水と熱交換した冷媒は、膨張弁204を通って減圧されて、蒸発器205に送られる。

#### 【0076】

蒸発器205では、蒸発器ファン206が送風した空気と液化した冷媒との間で熱交換を行い、低温、低圧の冷媒がスクロール圧縮機200に戻り再び圧縮される。

#### 【0077】

熱交換器201で加熱される水について説明する。給水口207を通じて導入された上水は、水通路202を通り熱交換器201で加熱される。加熱された水は湯となり、蛇口やシャワーノズル、若しくは風呂給湯口となる出湯口213から出湯される。

#### 【0078】

図11に示したヒートポンプ給湯機は、給水口207から導入された水を熱交換器201で加熱しながら貯湯タンク208に溜めておき、貯湯タンク208から出湯するタンク出湯と、給水口207から導入された水を熱交換器201で加熱して直接、出湯口213から出湯する直接出湯と、それらを組み合わせたタンク湯混合出湯のいずれも可能な装置である。

#### 【0079】

タンク出湯の場合、給水口207から給水された水は一旦、貯湯タンク208に貯められ、ポンプ209を用いて貯湯タンク208の下部から水を熱交換器201に供給する。熱交換器201で加熱された水は、熱交換器201と貯湯タンク208に開くなっているタンク湯混合弁210を通じて貯湯タンク208の上部に戻される。熱交換器201で加熱された水は、貯湯タンク208内で上方より貯まっていき、やがて貯湯タンク208内に所定量高温の水が貯まつたことが図示しないセンサで検知されると、ポンプ209が停止して貯湯タンク208内の水の循環を停止する。

#### 【0080】

冷媒サイクルの運転は、ポンプ209の運転開始に合わせてスクロール圧縮機200の運転を始めるようにしてもよい。冷媒サイクルの運転停止は、ポンプ209による貯湯タンク208内の高温水が貯まるのに応じて徐々に回転数を減らして停止するようにしてもよいし、ポンプ209の回転停止に合わせて運転停止するようにしてもよい。

#### 【0081】

次に、直接出湯であるが、冷媒サイクルが給水された水を加熱するのに必要な状態になつていないう場合には、タンク湯混合弁210の開度を調節して、熱交換器201で加熱された水にタンク湯を混合させて出湯する。

#### 【0082】

冷媒サイクルが必要な加熱状態になっている場合には、タンク湯混合弁210にてタンク湯を混合させずに出湯させる。冷媒サイクルが十分な加熱状態になるまでタンク湯混合弁210の開度を調節して徐々にタンク湯を混合する割合を低下するように制御するのが好ましい。熱交換器201から出る水の温度を検知することで制御できる。

#### 【0083】

また、タンク湯混合弁210を通過した水の温度を検知して、設定温度よりも高い場合には水混合弁211を調節して、加熱していない水を混ぜて出湯するように制御する。貯湯タンク208内のタンク湯を出湯させる場合にも水混合弁211を用いる。

#### 【0084】

流量調整弁212は、冷媒サイクルが必要な加熱状態に至っていない場合や、出湯させる水の温度が設定温度に達していない場合などに、水の流量よりも水の温度を設定温度に

10

20

30

40

50

近づけるために、水の流量を少なくする場合に開度が少なくなるように制御される。

【0085】

このように用いられるヒートポンプ給湯機において、上述のスクロール圧縮機を用いた運転について説明する。

【0086】

図11に示すヒートポンプ給湯機の運転を開始すると、スクロール圧縮機200が運転を開始し、ロータ112aが回転しシャフト111を通じて旋回スクロール101が旋回する。旋回スクロール101と固定スクロール102とから形成される圧縮室103が旋回中心に移動するに伴い冷媒である二酸化炭素が圧縮される。

【0087】

旋回スクロール101を固定スクロール102に押圧するための中間圧室123の圧力は、冷凍機油に溶け込んだ作動冷媒である二酸化炭素がガス化することにより、上昇する。

【0088】

二酸化炭素がPAGもしくはPAOに溶け込む量は、エアコンなどで使用されているR410Aとポリオールエステル系油(POE)との組合せよりも少なく、二酸化炭素とPAGもしくはPAOの組合せの場合、背圧が上昇し難い。その結果、起動時に中間圧室123の圧力が不足して、旋回スクロール101が固定スクロール102に押圧できない場合がある。

【0089】

しかし、本実施例のスクロール圧縮機を使用することにより、圧縮機が起動すると、圧縮室103の圧力が上昇し始め、その影響で連通弁体127bが開いた状態となり、圧縮室103から中間圧室123へ冷媒ガスの流れが発生し、中間圧室123の圧力が上昇する。この旋回スクロール101の圧縮室103側と中間圧室123側との圧力差により、固定スクロール102に旋回スクロール101が押し付く。

【0090】

また起動後は、主軸受109eとシャフトラスト面109fの隙間を通って冷凍機油が供給され、中間圧室123の圧力が高まる。中間圧室123の圧力が、連通孔126が連通する圧縮室103より高くなると、差圧制御弁108により調整される。

【0091】

以上により、図11に示したヒートポンプ給湯機では、二酸化炭素とPAGもしくはPAOの組合せの如く二酸化炭素に対する溶け込み量が少ない冷凍機油を用いても、確実に旋回スクロール101を固定スクロール102に押圧できる。

【0092】

また、図11に示したヒートポンプ給湯機では、一例として、効率よく貯湯するために貯湯タンク208の水を熱交換器201で90以上とし、直接、熱交換器201から出湯する場合は42で出湯するようにスクロール圧縮機200の運転を制御する。

【0093】

この場合においても、図9に示した関係が成り立つように、連通弁127の連通弁ばね127cのばね力が、差圧制御弁108の差圧弁ばね108bのばね力よりも小さくなるように設定することで、本実施例のヒートポンプ給湯装置は、信頼性が高く、エネルギー効率に優れたヒートポンプ給湯機を得ることができる。

【図面の簡単な説明】

【0094】

【図1】本発明第1の実施例にかかる横置スクロール圧縮機の縦断面図。

【図2】図1のA-A矢視断面図。

【図3】差圧制御弁の拡大図。

【図4】旋回スクロールのスクロールラップ側からみた図。

【図5】図4のB-B矢視断面図。

【図6】連通弁拡大図。

10

20

30

40

50

【図7】第1の実施例における連通弁開時の説明図。

【図8】第1の実施例における連通弁閉時の説明図。

【図9】圧縮機の運転圧力範囲内における中間圧の状態図。

【図10】本発明第2の実施例にかかる旋回スクロールのスクロールラップ側からみた図。

【図11】本発明のスクロール圧縮機をヒートポンプ給湯機に搭載した冷媒サイクル図。

【符号の説明】

【0095】

101 旋回スクロール

101a 鏡板

10

101b, 102n スクロールラップ

101c 旋回軸受

101d 軸受保持部

101e 旋回オルダム溝

102 固定スクロール

102a 固定スクロール基準面

102b 周囲溝

102c リリース穴

102d 吐出穴

102e 吸込掘込

20

102f 吸込穴

102g 流通溝

102h 弁穴

102i 弁シール

102k 吸込側導通路

102l 弁キャップ挿入部

102m R溝

103 圧縮室

104 リリース弁板

30

104a リテーナ

105 固定ねじ

106 吸込パイプ

107 吸込側逆止弁

107a, 108a 弁体

107b 逆止弁ばね

108 差圧制御弁

108b 差圧弁ばね

108c ばね位置決突起

108d 弁キャップ

109 フレーム

40

109a 固定取り付け面

109b 旋回スクロールはさみこみ面

109c フレームオルダム溝

109d 軸シール

109e 主軸受

109f シャフトスラスト面

109h 流通溝

110 オルダムリング

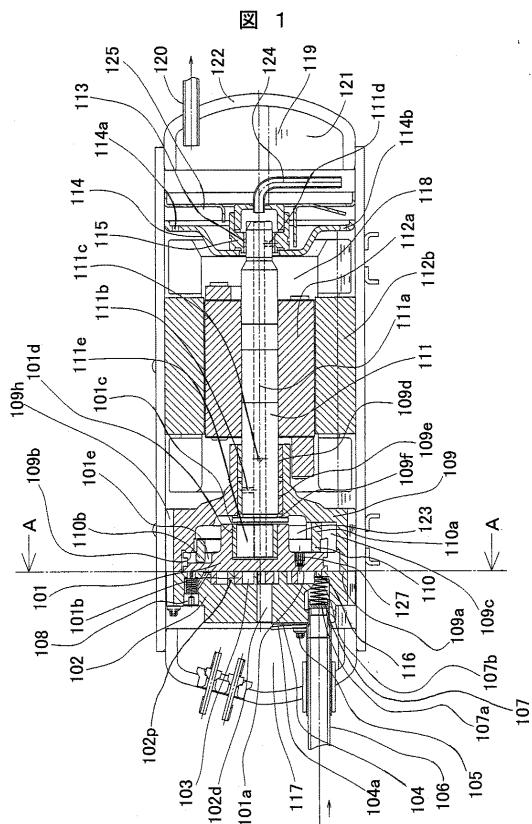
110a フレーム側突起部

110b 旋回スクロール側突起部

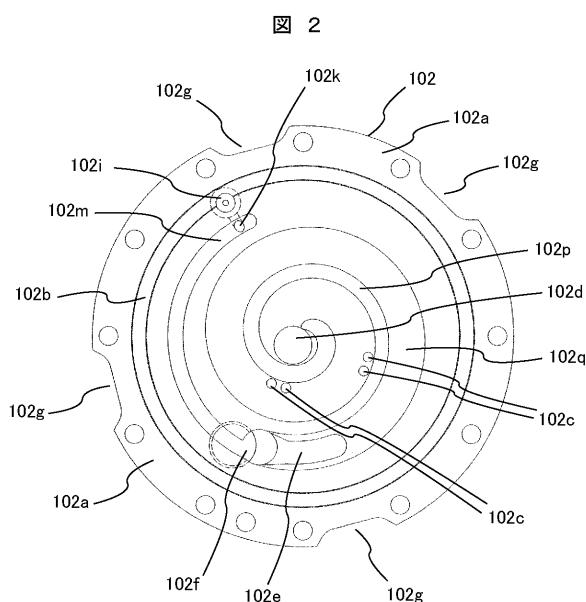
50

1 1 1	シャフト	
1 1 1 a	シャフト給油孔	
1 1 1 b	主軸受給油孔	
1 1 1 c	軸シール給油孔	
1 1 1 d	副軸受給油孔	
1 1 1 e	偏心部	
1 1 2	モータ	
1 1 2 a	ロータ	
1 1 2 b	ステータ	
1 1 3	副軸受	10
1 1 4	副軸受支持板	
1 1 4 a	通気孔	
1 1 4 b	導油孔	
1 1 5	副軸受ハウジング	
1 1 6	吸入口	
1 1 7	固定背面室	
1 1 8	モータ室	
1 1 9	冷凍機油	
1 2 0	吐出パイプ	
1 2 1	貯油室	20
1 2 2	密閉容器	
1 2 3	中間圧室	
1 2 4	給油パイプ	
1 2 5	油分離板	
1 2 6	連通孔	
1 2 7	連通弁	
1 2 7 a	連通弁孔	
1 2 7 b	連通弁体	
1 2 7 c	連通弁ばね	
1 2 7 d	連通ばね位置決突起	30
1 2 7 e	連通弁キャップ	
1 2 7 f	連通弁キャップ挿入部	
2 0 0	スクロール圧縮機	
2 0 1	熱交換器	
2 0 2	水通路	
2 0 3	冷媒通路	
2 0 4	膨張弁	
2 0 5	蒸発器	
2 0 6	蒸発器ファン	
2 0 7	給水口	40
2 0 8	貯湯タンク	
2 0 9	ポンプ	
2 1 0	タンク湯混合弁	
2 1 1	水混合弁	
2 1 2	流量調整弁	
2 1 3	出湯口	

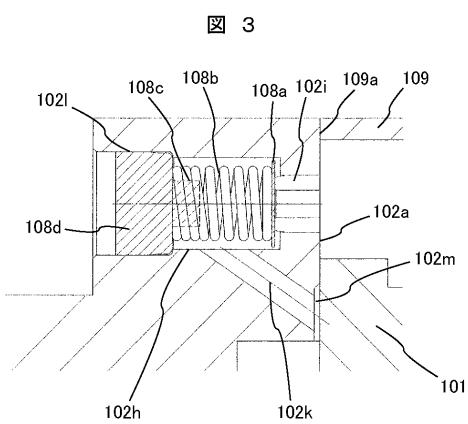
【図1】



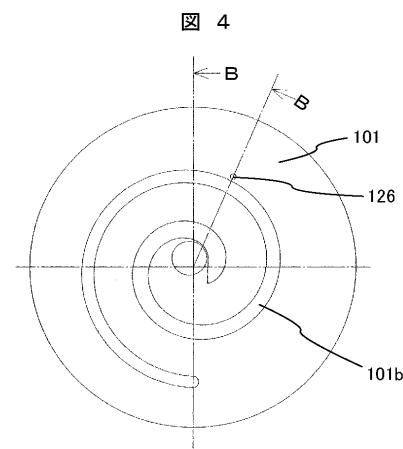
【 図 2 】



【 図 3 】

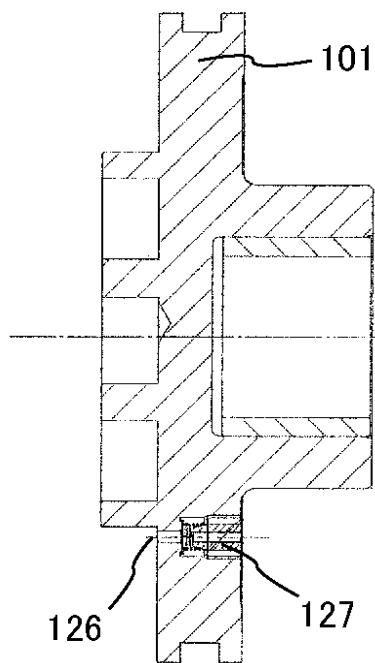


【 図 4 】



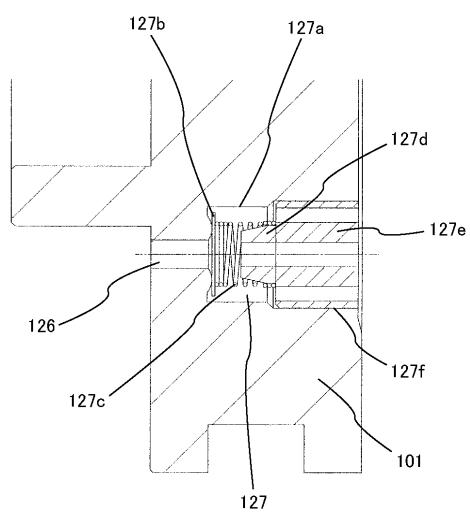
【図5】

図5



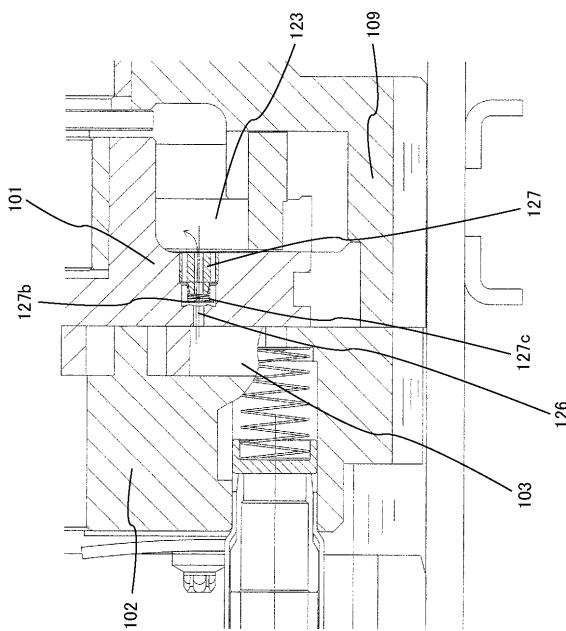
【図6】

図6



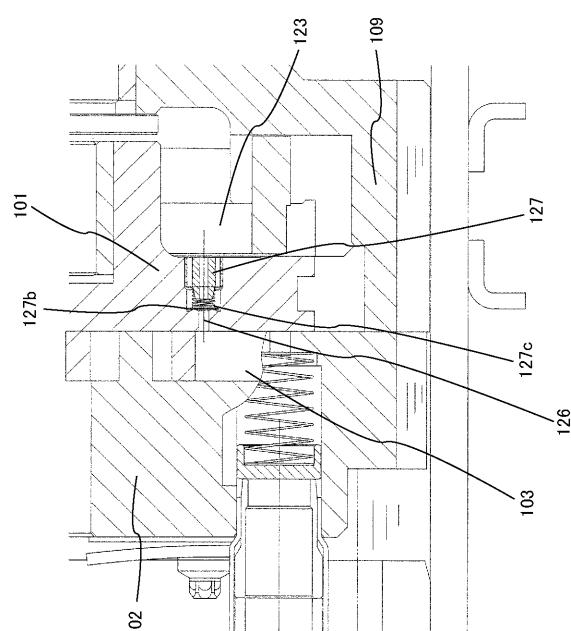
【図7】

図7



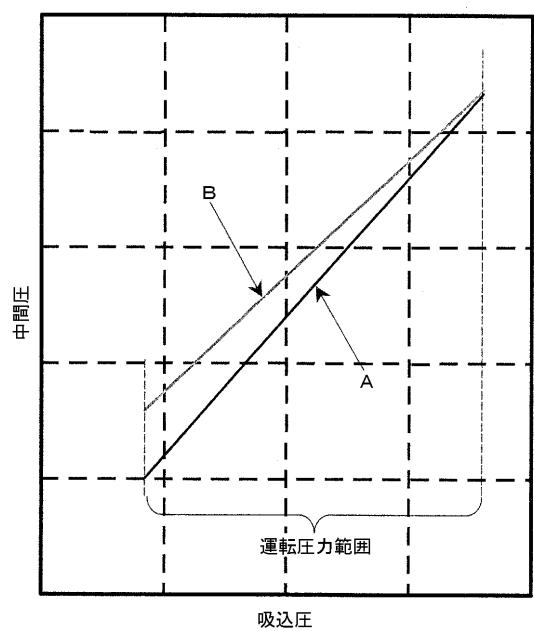
【図8】

図8



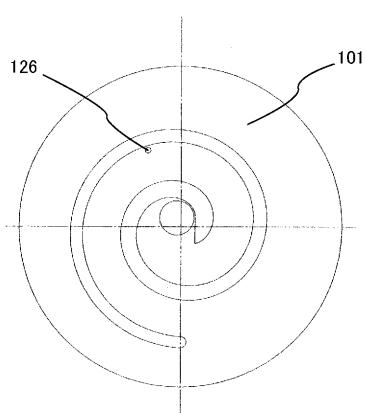
【図 9】

図 9



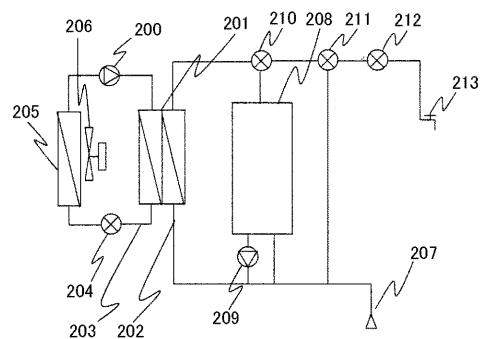
【図 10】

図 10



【図 11】

図 11



---

フロントページの続き

(72)発明者 幸野 雄  
茨城県ひたちなか市堀口 832 番地 2 株式会社日立製作所機械研究所内

(72)発明者 田村 和巳 日立アプライアンス株式会社栃木  
栃木県下都賀郡大平町大字富田 800 番地 事業所内

(72)発明者 津久井 和則 日立アプライアンス株式会社栃木  
栃木県下都賀郡大平町大字富田 800 番地 事業所内

F ターム(参考) 3H039 AA02 AA06 AA12 BB15 BB28 CC02 CC03 CC08 CC24 CC28  
CC41