

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5117503号  
(P5117503)

(45) 発行日 平成25年1月16日(2013.1.16)

(24) 登録日 平成24年10月26日(2012.10.26)

(51) Int.Cl.		F I	
<b>FO4C</b>	<b>23/00</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C 23/00 F
<b>FO4C</b>	<b>18/356</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C 18/356 E
<b>FO4C</b>	<b>29/00</b>	<b>(2006.01)</b>	FO4C 29/00 D
<b>F25B</b>	<b>1/04</b>	<b>(2006.01)</b>	F25B 1/04 A

請求項の数 7 (全 26 頁)

(21) 出願番号	特願2009-530188 (P2009-530188)	(73) 特許権者	505461072 東芝キャリア株式会社 東京都港区高輪三丁目23番17号
(86) (22) 出願日	平成20年8月28日(2008.8.28)	(74) 代理人	100108855 弁理士 蔵田 昌俊
(86) 国際出願番号	PCT/JP2008/065461	(74) 代理人	100091351 弁理士 河野 哲
(87) 国際公開番号	W02009/028633	(74) 代理人	100088683 弁理士 中村 誠
(87) 国際公開日	平成21年3月5日(2009.3.5)	(74) 代理人	100109830 弁理士 福原 淑弘
審査請求日	平成21年12月2日(2009.12.2)	(72) 発明者	平山 卓也 日本国静岡県富士市蓼原336番地 東芝 キャリア株式会社内
(31) 優先権主張番号	特願2007-221616 (P2007-221616)		
(32) 優先日	平成19年8月28日(2007.8.28)		
(33) 優先権主張国	日本国(JP)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 多気筒回転式圧縮機及び冷凍サイクル装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

主軸受に枢支される主軸部、副軸受に枢支される副軸部、主軸部と副軸部との間に偏心して設けられ、それぞれにローラが嵌合する複数のクランク軸部、隣接するクランク軸部相互を連結する連結部、を備えた回転軸と、

この回転軸におけるそれぞれのクランク軸部と前記ローラを、偏心回転自在に収容する複数のシリンダ室とを具備し、

上記回転軸における上記主軸部の半径を  $R_m$ 、上記副軸部の半径を  $R_s$ 、上記クランク軸部の半径を  $R_c$ 、上記クランク軸部の偏心量を  $e$  としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (1)$$

$$R_c > R_s + e \dots (2)$$

が成立し、

上記主軸部側に設けられる第1のクランク軸部と上記副軸部側に設けられる第2のクランク軸部とを連結する上記連結部は、

上記第2のクランク軸部の反偏心側周面に、第2のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第2のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径のA周面を備え、

上記第1のクランク軸部の反偏心側周面に、第1のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第1のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径のB周面を備え、

上記連結部の軸方向長さを $L$ 、上記第1のクランク軸部に嵌合するローラの軸方向長さを $H$ 、第1のクランク軸部に嵌合するローラの内径部に設けられる面取り部の軸方向長さを $C_r$ 、上記第2のクランク軸部に設けられる面取り部の軸方向長さを $C_s$ としたとき、  

$$H > L - H - C_r - C_s \dots (3)$$

が成立し、

上記A周面における第1のクランク軸部側角部とB周面における第2のクランク軸部側角部に、上記第1のクランク軸部に嵌合するローラの内径部に設けられる面取り部に入り込む大きさの肉盛り部をそれぞれ設けたことを特徴とする多気筒回転式圧縮機。

【請求項2】

主軸受に枢支される主軸部、副軸受に枢支される副軸部、主軸部と副軸部との間に偏心して設けられ、それぞれにローラが嵌合する複数のクランク軸部、隣接するクランク軸部相互を連結する連結部、を備えた回転軸と、

10

この回転軸におけるそれぞれのクランク軸部と前記ローラを、偏心回転自在に収容する複数のシリンダ室とを具備し、

上記回転軸における上記主軸部の半径を $R_m$ 、上記副軸部の半径を $R_s$ 、上記クランク軸部の半径を $R_c$ 、上記クランク軸部の偏心量を $e$ としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (4)$$

$$R_c < R_s + e \dots (5)$$

が成立し、

上記主軸部側に設けられる第1のクランク軸部と上記副軸部側に設けられる第2のクランク軸部とを連結する上記連結部は、

20

上記第2のクランク軸部の反偏心側周面に、第2のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第2のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径 $R_s$ より大なる半径の $A_0$ 周面及び、この $A_0$ 周面と第1のクランク軸部との間に、第2のクランク軸部の反偏心側外周面より外側に位置する $A_1$ 周面を備え、

上記第1のクランク軸部の反偏心側周面に、第1のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第1のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径 $R_s$ より大なる半径の $B_0$ 周面及び、この $B_0$ 周面と第2のクランク軸部との間に、第1のクランク軸部の反偏心側外周面より外側に位置する $B_1$ 周面を備え、

上記 $A_1$ 周面と上記 $B_1$ 周面を合せた状態での最外径 $S_o$ が、上記第1のクランク軸部に嵌合するローラの内径 $R_i$ より小さく形成され、

30

前記連結部の軸方向中間部は、 $A_0$ 周面及び $B_0$ 周面で形成され、

さらに、 $A_0$ 周面の軸方向長さを $K_a$ 、 $B_0$ 周面の軸方向長さを $K_b$ 、第1のクランク軸部に嵌合するローラの軸方向長さを $H$ 、第1のクランク軸部に嵌合するローラ内径部に設けられる面取り部の軸方向長さを $C_r$ 、第2のクランク軸部に設けられる面取り部の軸方向長さを $C_s$ としたとき、

$$H > K_a - H - C_r - C_s \dots (6)$$

$$H > K_b - H - C_r - C_s \dots (7)$$

が成立することを特徴とする多気筒回転式圧縮機。

【請求項3】

40

前記 $A$ 周面と、前記 $A_0$ 周面は、その中心位置が第2のクランク軸部の中心位置と略一致する円周面に形成され、

前記 $B$ 周面と、前記 $B_0$ 周面は、その中心位置が第1のクランク軸部の中心位置と略一致する円周面に形成されることを特徴とする請求項1及び請求項2のいずれかに記載の多気筒回転式圧縮機。

【請求項4】

前記 $A_1$ 周面と、前記 $B_1$ 周面は、上記回転軸の主軸部及び副軸部の回転中心と略一致する円周面に形成されることを特徴とする請求項2記載の多気筒回転式圧縮機。

【請求項5】

主軸受に枢支される主軸部、副軸受に枢支される副軸部、主軸部と副軸部との間に偏心

50

して設けられ、それぞれにローラが嵌合する複数のクランク軸部、隣接するクランク軸部相互を連結する連結部、を備えた回転軸と、

この回転軸におけるそれぞれのクランク軸部と前記ローラを、偏心回転自在に収容する複数のシリンダ室とを具備し、

上記回転軸における上記主軸部の半径を  $R_m$ 、上記副軸部の半径を  $R_s$ 、上記クランク軸部の半径を  $R_c$ 、上記クランク軸部の偏心量を  $e$  としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (8)$$

$$R_c > R_s + e \dots (9)$$

が成立し、

上記主軸部側に設けられる第1のクランク軸部と上記副軸部側に設けられる第2のクランク軸部とを連結する上記連結部は、

上記第2のクランク軸部の反偏心側周面に、第2のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第2のクランク軸部Aの外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径の  $A_0$  周面と、この  $A_0$  周面と第1のクランク軸部との間に、第2のクランク軸部の反偏心側外周面より外側に位置する  $A_1$  周面と、前記  $A_0$  周面と  $A_1$  周面との段差部に設けられる第1の傾斜曲面を備え、

上記第1のクランク軸部の反偏心側周面に、第1のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第1のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径の  $B_0$  周面と、この  $B_0$  周面と第2のクランク軸部との間に、第1のクランク軸部の反偏心側外周面より外側に位置する  $B_1$  周面と、前記  $B_0$  周面と  $B_1$  周面との段差部に設けられる第2の傾斜曲面を備え、

上記第1のクランク軸部に嵌合するローラの内径部に面取り部を設け、ローラ端面の内半径を  $R_t$ 、上記第1の傾斜曲面の最小半径を  $R_k$  としたとき、

$$R_k < R_t \dots (10)$$

が成立することを特徴とする多気筒回転式圧縮機。

#### 【請求項6】

上記第1の傾斜曲面は、外周側への延長面が第1のクランク軸部と干渉せず、

上記第2の傾斜曲面は、外周側への延長面が第2のクランク軸部と干渉しないことを特徴とする請求項5に記載の多気筒回転式圧縮機。

#### 【請求項7】

上記請求項1ないし請求項6のいずれかに記載の多気筒回転式圧縮機と、凝縮器と、膨張装置と、蒸発器とで構成されることを特徴とする冷凍サイクル装置。

#### 【発明の詳細な説明】

#### 【技術分野】

#### 【0001】

本発明は、圧縮機構部を改良した多気筒回転式圧縮機と、この多気筒回転式圧縮機を備えて冷凍サイクルを構成する冷凍サイクル装置に関する。

#### 【背景技術】

#### 【0002】

冷凍サイクル回路を備えた冷凍サイクル装置には、種々のタイプの圧縮機が用いられているが、たとえば空気調和機においては2シリンダタイプの圧縮機である多気筒回転式圧縮機が多用されている。この種の圧縮機は、密閉ケース内に電動機部と、複数の圧縮機構部を収容して、前記電動機部と圧縮機構部は回転軸を介して連結されている。

#### 【0003】

前記圧縮機構部において回転軸は、主軸受に枢支される主軸部と、副軸受に枢支される副軸部と、これら主軸部と副軸部との間に偏心して設けられ、それぞれにローラが嵌合する複数のクランク軸部と、これらクランク軸部相互を連結する連結部とから構成される。クランク軸部とローラは、シリンダの内径部に形成されるシリンダ室に偏心回転自在に収容される。

#### 【0004】

10

20

30

40

50

すなわち、クランク軸部は主軸部側と副軸部側に2個設けられ、クランク軸部とローラを収容するシリンダ室を備えたシリンダは2個設けられる。そして、これらのシリンダ間には中間仕切り板が介在されていて、各クランク軸部間に形成される上記連結部は、上記中間仕切り板と対向する位置にある。

【0005】

多気筒回転式圧縮機において、摩擦ロスを低減し、効率を向上するためには、回転軸の摺動部分で最も径の大きいクランク軸部の直径を極力、小径化することが望ましい。それとともに、シリンダの高さ(軸方向長さ)を、より小さく縮小化し、クランク軸部の偏心量を大きくとって摺動損失の低減を図るとよい。

【0006】

通常、上記回転軸を構成する主軸部及び副軸部は、互いに等しい半径 $R_m$ に設定されている。そして、上記クランク軸部の半径を $R_c$ とし、それぞれのクランク軸部の偏心量を $e$ としたとき、

$$R_c < R_m + e$$

と設定することにより、クランク軸部とシリンダ室の直径を縮小化でき、上述の有利な条件が得られる。

【0007】

ここで問題は、クランク軸部にローラを嵌合すべく組付け作業に必要な、クランク軸部相互間に設けられる連結部の軸方向長さ $L$ と、クランク軸部に嵌合するローラの軸方向長さ(=シリンダの厚さ) $H$ との比較である。たとえば、連結部の軸方向長さ $L$ を、ローラの軸方向長さ $H$ よりも小さく( $L < H$ )設定する。

【0008】

この場合、ローラを副軸部側の端面から挿入して、副軸部側に設けられるクランク軸部と連結部を挿通できたとしても、このローラの挿入側端面が主軸部側に設けられるクランク軸部の端面に当接したとき、上述の( $L < H$ )の関係から、ローラの反挿入側端面が副軸部側に設けられるクランク軸部と対向する位置にある。すなわち、ローラ全体が副軸部側のクランク軸部から抜け出ない状態で、主軸部側のクランク軸部端面に当接してしまい、主軸部側のクランク軸部への嵌合が不可能となる。

【0009】

そこで、特開2003-328972号公報には、副軸部の直径を主軸部の直径よりも小さくし、クランク軸部における反偏心軸側の外周面を主軸部外周面よりもへこませ、連結部(接続部)に主軸部の外径よりも小径の部分の設けるとともに、その小径部分の軸方向長さを主軸部側のクランク軸部に嵌合されるローラの軸方向長さ以上にする技術が開示されている。

【0010】

また、実昭55-48887号公報では、相隣接するクランク軸部(クランクピン)間に形成される連結部(接続部)が、回転軸軸線と同心で外径寸法がクランク軸部外径寸法以下の円柱部と、この円柱部の両端面に、断面形状が円柱部とクランク軸部とを回転軸軸線方向に重ね合せたときに重なり合って形成される形状の接続肉部とからなるクランクシャフトが開示されている。

【発明の開示】

【0011】

上記特開2003-328972号公報のように構成すれば、上述の $R_c < R_m + e$ の構成をなし、ローラを副軸部側の端面から挿入して、副軸部側に設けられるクランク軸部を通過させ、一旦、連結部に位置してから、ローラを主軸部側のクランク軸部に組付けることが可能となる。そのあと、副軸部側のクランク軸部に別のローラを組付ければ、容易に作業が完了する。

【0012】

しかしながら、特開2003-328972号公報の技術では、主軸部側のクランク軸部と副軸部側のクランク軸部との間の連結部に、主軸部の外径よりも小径の部分の設ける

10

20

30

40

50

とともに、その小径部分の軸方向長さを主軸部側のクランク軸部に嵌合されるローラの軸方向長さ以上にする必要がある。

【0013】

このことにより、特に主軸部側のクランク軸部に嵌合されるローラの軸方向長さが大の場合、それ以上の軸方向長さの連結部を形成しなければならず、クランク軸部相互間距離が大となって連結部の剛性が低下し、信頼性と性能面に問題が生じる。

【0014】

これに対して実公昭55-48887号公報に記載された技術では、連結部の断面積を従来よりも大きくでき、剛性が増大する。しかしながら、この技術はクランク軸部にコネクティングロッドの大径部を接続する構成になっていて、大径部の軸方向長さ(厚さ)は連結部の軸方向長さよりも、ごく短く形成されている。

【0015】

そのため、コネクティングロッド大径部をクランク軸部に接続するには何らの問題もない。ただし、前述したようにクランク軸部にローラを嵌合する構成を考慮すると、連結部の軸方向長さLが、ローラ(クランク軸部)の軸方向長さHより長い、もしくは等しい(L>H)設定をなしているため、連結部の剛性保持には問題が残ることになる。

【0016】

本発明は上記事情にもとづきなされたものであり、その目的とするところは、複数組の圧縮機構部を備えることを前提とし、主軸部側のクランク軸部に嵌合されるローラを副軸部側の端面から挿入し組付けることを可能としたうえで、クランク軸部を極力小径化して摺動損失を低減し、クランク軸部相互間距離である連結部の軸方向長さを短縮化して、圧縮機構部の小型化と圧縮性能及び信頼性の向上化を図った多気筒回転式圧縮機及び、この多気筒回転式圧縮機を備えて冷凍効率と信頼性の向上化を得る冷凍サイクル装置を提供しようとするものである。

【0017】

上記目的を満足するため本発明の多気筒回転式圧縮機は、主軸受に枢支される主軸部、副軸受に枢支される副軸部、主軸部と副軸部との間に偏心して設けられそれぞれにローラが嵌合する複数のクランク軸部、隣接するクランク軸部相互を連結する連結部を備えた回転軸と、この回転軸におけるそれぞれのクランク軸部とローラを偏心回転自在に収容する複数のシリンダ室とを具備し、主軸部の半径を $R_m$ 、副軸部の半径を $R_s$ 、クランク軸部の半径を $R_c$ 、クランク軸部の偏心量を $e$ としたとき、 $R_c < R_m + e \dots (1)$ 、 $R_c < R_s + e \dots (2)$ が成立し、主軸部側に設けられる第1のクランク軸部と副軸部側に設けられる第2のクランク軸部とを連結する連結部は、第2のクランク軸部の反偏心側周面に、第2のクランク軸部の外周面と同一もしくは第2のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに副軸部の半径 $R_s$ より大なる半径のA周面を備え、第1のクランク軸部の反偏心側周面に、第1のクランク軸部の外周面と同一もしくは第1のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに副軸部の半径 $R_s$ より大なる半径のB周面を備え、上記連結部の軸方向長さをL、上記第1のクランク軸部に嵌合するローラの軸方向長さをH、第1のクランク軸部に嵌合するローラの内径部に設けられる面取り部の軸方向長さを $C_r$ 、第2のクランク軸部に設けられる面取り部の軸方向長さを $C_s$ としたとき、 $H > L + H - C_r - C_s \dots (3)$ が成立する。

【0018】

上記目的を満足するため本発明の冷凍サイクル装置は、上記記載の多気筒回転式圧縮機と、凝縮器と、膨張装置と、蒸発器とで構成される。

【図面の簡単な説明】

【0019】

【図1】図1は、本発明における第1の実施の形態に係る多気筒回転式圧縮機の概略断面図と、冷凍サイクル装置の冷凍サイクル構成図である。

【図2A】図2Aは、同多気筒回転式圧縮機の回転軸一部と第1のローラの寸法形状と構成を示す断面図である。

10

20

30

40

50

【図 2 B】図 2 B は、同多気筒回転式圧縮機の回転軸一部の T - T 線に沿う断面図である。

【図 3】図 3 は、同多気筒回転式圧縮機のガス荷重の方向とガス荷重の大きさとの特性図である。

【図 4 A】図 4 A は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 4 B】図 4 B は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 4 C】図 4 C は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 4 D】図 4 D は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 5】図 5 は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラが連結部にある状態での互いの寸法形状を示す説明図である。

【図 6】図 6 は、本発明における第 2 の実施の形態に係る多気筒回転式圧縮機の一部を省略して示す概略断面図である。

【図 7 A】図 7 A は、同多気筒回転式圧縮機の回転軸一部と第 1 のローラの寸法形状と構成を示す断面図である。

【図 7 B】図 7 B は、同多気筒回転式圧縮機の回転軸一部の T - T 線に沿う断面図である。

【図 8 A】図 8 A は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 8 B】図 8 B は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 8 C】図 8 C は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 8 D】図 8 D は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 8 E】図 8 E は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラを副軸部側から挿入して第 1 のクランク軸部に嵌合組付けするまでの作業を示す説明図である。

【図 9】図 9 は、同多気筒回転式圧縮機の第 1 のローラが連結部にある状態での互いの寸法形状を示す説明図である。

【図 10】図 10 は、第 1 の実施の形態と、第 2 の実施の形態での変形例に係る、多気筒回転式圧縮機の一部を省略して示す概略断面図である。

【図 11】図 11 は、本発明における第 3 の実施の形態に係る、多気筒回転式圧縮機の一部を省略した概略断面図である。

【図 12 A】図 12 A は、同多気筒回転式圧縮機の圧縮機構部に用いられる回転軸一部の寸法形状を示す説明図である。

【図 12 B】図 12 B は、同多気筒回転式圧縮機の圧縮機構部に用いられる回転軸一部の第 1 のローラに対する寸法形状を示す説明図である。

【図 13】図 13 は、同多気筒回転式圧縮機の回転軸の第 1、第 2 の傾斜曲面を加工する状態を示す説明図である。

【発明を実施するための最良の形態】

【0020】

以下、本発明の実施の形態を、図面にもとづいて説明する。図 1 は、第 1 の実施の形態における多気筒回転式圧縮機 200 の断面構造と、この多気筒回転式圧縮機 200 を備えた冷凍サイクル装置 R の概略の構成図である。

【0021】

はじめに、冷凍サイクル装置 R の構成から説明すると、多気筒回転式圧縮機 200 と、凝縮器 300 と、膨張装置 400 と、蒸発器 500 及び図示しない気液分離器を備えてい

10

20

30

40

50

て、これら構成部品は順次、冷媒管 600 を介して連通される。後述するように多気筒回転式圧縮機 200 で圧縮された冷媒ガスは冷媒管 600 に吐出され、以上の構成部品の順に循環して冷凍サイクル作用をなし、再び多気筒回転式圧縮機 200 に吸込まれるようになっている。

【0022】

次に、上記多気筒回転式圧縮機 200 について詳述する。図中 1 は、密閉ケースであり、この密閉ケース 1 内の下部には圧縮機構部 2 が設けられ、上部には電動機部 3 が設けられる。これら圧縮機構部 2 と電動機部 3 は、回転軸 4 を介して連結される。

【0023】

上記電動機部 3 は、たとえばブラシレス DC 同期モータ（AC モータもしくは商用モータでもよい）が用いられていて、密閉ケース 1 内面に圧入固定されるステータ 5 と、このステータ 5 の内側に所定の間隙を存して配置され、上記回転軸 4 に嵌着されるロータ 6 とから構成される。

【0024】

上記圧縮機構部 2 は、第 1 の圧縮機構部 2 A 及び第 2 の圧縮機構部 2 B を備えている。上記第 1 の圧縮機構部 2 A は上部側に形成され、第 1 のシリンダ 8 A を備えている。第 2 の圧縮機構部 2 B は第 1 のシリンダ 8 A とは中間仕切り板 7 を介して下部に形成され、第 2 のシリンダ 8 B を備えている。

【0025】

第 1 のシリンダ 8 A は、密閉ケース 1 内周面に圧入固定されていて、この上面部に主軸受 11 が載置される。主軸受 11 はバルブカバーとともに取付けボルト 9 を介して第 1 のシリンダ 8 A に取付けられる。上記第 2 のシリンダ 8 B の下面部には副軸受 12 とバルブカバーが重ね合わされ、上記中間仕切り板 7 とともに取付けボルト 10 を介して第 1 のシリンダ 8 A に取付け固定される。

【0026】

上記回転軸 4 の主軸受 11 に枢支される部位を主軸部 4 a と呼び、回転軸 4 の最下端である副軸受 12 に枢支される部位を副軸部 4 b と呼ぶ。回転軸 4 の第 1 のシリンダ 8 A 内径部を貫通する部位に第 1 のクランク軸部 4 c が一体に設けられ、第 2 のシリンダ 8 B 内径部を貫通する部位に第 2 のクランク軸部 4 d が一体に設けられる。

【0027】

換言すれば、上記第 1 のクランク軸部 4 d は主軸部 4 a 側に設けられ、上記第 2 のクランク軸部 4 e は副軸部 4 b 側に設けられることになる。これらクランク軸部 4 c、4 d 相互間には連設部 4 e が介設されていて、上記中間仕切り板 7 に対向する。なお、特に連設部 4 e と、この周辺の構成部品に係る寸法形状については後述する。

【0028】

各クランク軸部 4 c、4 d は互いに略 180° の位相差をもって、回転軸 4 の主軸部 4 a と副軸部 4 b の中心軸から互いに同一量ずつ偏心して形成され、かつ互いに同一直径をなす。第 1 のクランク軸部 4 c には第 1 のローラ 13 a の内径部が嵌合され、第 2 のクランク軸部 4 d には第 2 のローラ 13 b の内径部が嵌合される。これら第 1、第 2 のローラ 13 a、13 b は、互いに同一外径に形成される。

【0029】

第 1 のシリンダ 8 A と第 2 のシリンダ 8 B におけるそれぞれの内径部は、上記主軸受 11 と中間仕切り板 7 及び副軸受 12 で上下面が区画される。第 1 のローラ 13 a 及び第 1 のクランク軸部 4 c は、上記部材で区画される第 1 のシリンダ室 14 a に偏心回転自在に收容される。第 2 のローラ 13 b 及び第 2 のクランク軸部 4 d は、上記部材で区画される第 2 のシリンダ室 14 b に偏心回転自在に收容される。

【0030】

第 1 のローラ 13 a と第 2 のローラ 13 b は互いに 180° の位相差があるが、回転軸 4 が回転駆動された状態で、それぞれのローラ 13 a、13 b の軸方向に沿う周面一部が第 1、第 2 のシリンダ室 14 a、14 b 周壁に線接触しながら偏心回転できるように設計

10

20

30

40

50

されている。

【0031】

第1、第2のシリンダ8A、8Bにはブレード室15が設けられ、各ブレード室15にはブレード16及びばね部材17（いずれも一方のみ図示）が収容されている。上記ばね部材17は圧縮ばねであって、ブレード16に弾性力（背圧）を付与して、この先端を各ローラ13a、13b周面の軸方向に沿って弾性的に線接触させている。

【0032】

したがって、それぞれのブレード16はブレード室15に沿って往復運動し、第1、第2のローラ13a、13bの回転角度にかかわらず、これらローラに線接触して、第1、第2のシリンダ室14a、14bを二室に仕切ることとなる。

10

【0033】

上記主軸受11及び副軸受12には、吐出弁機構が設けられていて、それぞれが各シリンダ室14a、14bに連通し、かつバルブカバーで覆われる。後述するように、各シリンダ室14a、14bで圧縮された冷媒ガスが所定圧に上昇した状態で吐出弁機構は開放される。圧縮された冷媒ガスは、シリンダ室14a、14bから吐出弁機構を介してバルブカバー内へ吐出され、さらに密閉ケース1内に導かれるようになっている。

【0034】

上記密閉ケース1を貫通するとともに、第1のシリンダ8Aの外周面から内径部に亘って吸込み孔が設けられている。この吸込み孔には、上記蒸発器500から気液分離器に連通する冷媒管601が接続される。さらに、密閉ケース1を貫通して第2のシリンダ8Bの外周面から内径部に亘って吸込み孔が設けられ、この吸込み孔には蒸発器500から気液分離器に連通する冷媒管602が接続される。

20

【0035】

なお、密閉ケース1内底部には潤滑油を集溜する油溜り部18が形成されていて、上記第2の圧縮機構部2Bの全部と、第1の圧縮機構部2Aの大半部分は潤滑油に浸漬状態にある。回転軸4の回転にともなって副軸部4b端面に設けられる油ポンプが潤滑油を吸上げて、圧縮機構部2を構成する部品の摺動部分へ給油できるようになっている。

【0036】

このようにして構成される多気筒回転式圧縮機200であり、電動機部3に通電すると回転軸4が回転駆動され、第1のシリンダ室14a内において第1のローラ13aが偏心移動し、第2のシリンダ室14b内において第2のローラ13bが偏心移動する。各シリンダ室14a、14bにおいてブレード16で仕切られ、吸込み孔が開く一方室に、気液分離器で分離された冷媒ガスが吸込み側の冷媒管601、602を介して吸込まれる。

30

【0037】

回転軸4に設けられる第1、第2のクランク軸部4c、4dが互いに180°の位相差で形成されているので、各シリンダ室14a、14b内に冷媒ガスが吸込まれるタイミングも180°の位相差が存在する。第1、第2のローラ13a、13bが偏心移動して吐出弁機構側の室の容積が減少し、その分圧力が上昇する。

【0038】

吐出弁機構側の室の容積が所定の容積になったとき、この室で圧縮された冷媒ガスは所定の圧力まで上昇する。同時に吐出弁機構が開放され、圧縮されて高温高圧化した冷媒ガスはバルブカバー内に吐出される。圧縮された冷媒ガスが吐出弁機構へ吐出されるタイミングも180°の位相差が存在する。

40

【0039】

圧縮された冷媒ガスは各バルブカバーから直接的、もしくは間接的に密閉ケース1内の圧縮機構部2と電動機部3との間の空間部へ導出される。そして、回転軸4と電動機部3を構成するロータ6との間、ロータ6とステータ5との間、ステータ5と密閉ケース1内周壁との間に形成される間隙を流通し、電動機部3の上部側に形成される密閉ケース1内空間部に充満する。

50



## 【 0 0 4 0 】

圧縮された冷媒ガスは多気筒回転式圧縮機 2 0 0 から冷媒管 6 0 0 へ導出され、凝縮器 3 0 0 に導かれて凝縮液化し、膨張装置 4 0 0 に導かれて断熱膨張し、蒸発器 5 0 0 に導かれて蒸発し、周囲から蒸発潜熱を奪って冷凍作用をなす。蒸発した冷媒は気液分離器に導かれて気液分離され、ガス分のみが多気筒回転式圧縮機 2 0 0 の圧縮機構部 2 に吸込まれ再度圧縮される。

## 【 0 0 4 1 】

次に、回転軸 4 を構成する連結部 4 e と、その周辺の構成部品に係る寸法形状について詳述する。

図 2 A は圧縮機構部 2 側の回転軸 4 一部と、第 1 のローラ 1 3 a の構成を説明する図であり、図 2 B は図 2 A の T - T 線に沿う断面図である。

10

## 【 0 0 4 2 】

上記回転軸 4 を構成する上記主軸部 4 a の半径を  $R_m$  とし、上記副軸部 4 b の半径を  $R_s$  とし、上記第 1 のクランク軸部 4 c と第 2 のクランク軸部 4 d それぞれの半径を  $R_c$  とし、各クランク軸部 4 c , 4 d の偏心量を  $e$  としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (1)$$

以上の ( 1 ) 式が成立するように構成することにより、第 1 のクランク軸部 4 c と第 2 のクランク軸部 4 d 及び、第 1 のシリンダ室 1 4 a と第 2 のシリンダ室 1 4 b の直径が縮小化して、摩擦ロスの低減と、圧縮効率の向上を図れる。

20

## 【 0 0 4 3 】

$$R_c \geq R_s + e \dots (2)$$

以上の ( 2 ) 式が成立するように構成することにより、第 1 のローラ 1 3 a を副軸部 4 b 端面から挿入して第 2 のクランク軸部 4 d を通過させることができる。したがって、最終的に第 1 のクランク軸部 4 c への嵌合が可能となる。

## 【 0 0 4 4 】

ここで、図の状態では、第 1 のクランク軸部 4 c の中心軸線位置が、主軸部 4 a と副軸部 4 b の中心軸線位置から図の左側に偏心していることを確認し、第 2 のクランク軸部 4 d の中心軸線位置が、主軸部 4 a と副軸部 4 b の中心軸線位置から図の右側に偏心していることを確認したうえで、以下の構成がなされている。

## 【 0 0 4 5 】

上記第 1 のクランク軸部 4 c と第 2 のクランク軸部 d を連結する連結部 4 e は、特に図 2 B に実線で示すような断面形状になっている ( 図の煩雑さを避けるために、ハッチングは省略 ) 。

30

すなわち、図 2 B において、縦方向の中心軸線と、この縦方向中心軸線と直交する横方向中心軸線を描いたとき、縦方向中心軸線と横方向中心軸線との交点が、主軸部 4 a と副軸部 4 b の中心軸線と一致する。上記連結部 4 e を断面にした状態での外形形状は、縦方向中心軸線を基準にして左右に対称な円弧状をなす。

## 【 0 0 4 6 】

なお説明すると、連結部 4 e の断面外形形状において、縦方向中心軸線を基準にして図の左側の円弧状面は、第 2 のクランク軸部 4 d に対する反偏心側の周面であって、この周面を以下、「A 周面」5 0 と呼ぶ。さらに、縦方向中心軸線を基準にして図の右側の円弧状面は、第 1 のクランク軸部 4 c に対する反偏心側の周面であって、この周面を以下、「B 周面」5 1 と呼ぶ。

40

## 【 0 0 4 7 】

上記 A 周面 5 0 は、第 2 のクランク軸部 4 d の外周面と同一位置に形成される、もしくは第 2 のクランク軸部 4 d の外周面よりも内側に位置するよう形成されるとともに、前記副軸部 4 b の半径  $R_s$  より大なる半径の円弧状に形成されている。

## 【 0 0 4 8 】

上記 B 周面 5 1 は、第 1 のクランク軸部 4 c の外周面と同一位置に形成される、もしくは第 1 のクランク軸部 4 c の外周面よりも内側に位置するよう形成されるとともに、前記

50

副軸部 4 b の半径  $R_s$  より大なる半径の円弧状に形成されている。

【0049】

したがって、連結部 4 e の断面形状は、縦方向中心軸線に沿って肉厚が最も大に形成される。たとえば、横方向中心軸線を  $\theta = 0^\circ$  としたとき、 $\theta = 90^\circ$  の位置で最も肉厚が大となっている。

上記連結部 4 e は、以上のような断面外形形状をなすうえに、連結部 4 e の軸方向長さを  $L$ 、主軸部 4 a 側に設けられる第 1 のクランク軸部 4 c に嵌合する第 1 のローラ 1 3 a の軸方向長さを  $H$  としたとき、第 1 のローラ 1 3 a の軸方向長さ  $H$  は、連結部 4 e の軸方向長さ  $L$  よりも大 ( $H > L$ ) に設定されている。さらに、第 1 のローラ 1 3 a の内径両端部には、それぞれ所定量の面取り加工が施された面取り部 2 0 が設けられている。

10

【0050】

このような条件を満たす回転軸 4 を採用する多気筒回転式圧縮機 2 0 0 において冷媒ガスの圧縮作用をなすと、回転軸 4 には以下に述べるようなガス荷重がかかる。

【0051】

図 3 は、第 1 のクランク軸部 4 c にかかるガス荷重の方向  $[\theta]$  と、ガス荷重の大きさ  $F$  との関係を示す特性図である。

【0052】

この特性図から分かるように、第 1 のクランク軸部 4 c にかかるガス荷重の方向を、図 2 B に示す  $\theta$  を基準にして表すと、ガス荷重の大きさ  $F$  は  $\theta = 90^\circ$  付近で最大になる。上述したように、連結部 4 e は縦方向中心軸線に沿う  $\theta = 90^\circ$  方向部分の肉厚が最も大であり、剛性が大となってガス荷重による連結部 4 e の変形が抑えられる。

20

【0053】

なお、上述の実公昭 5 5 - 4 8 8 8 7 号公報には、「クランク軸部間に形成される連結部が、反偏心側外周円弧を連結して形成したものは十分な強度が得られない」と記載されているが、これは主にレシプロタイプの圧縮機の場合に言えることであり、最大負荷が連結部の最も薄肉方向にかかり易い。これに対して、本発明のごとき回転式（ロータリ式）圧縮機の場合は、最大負荷方向が連結部 4 e の最大厚肉方向と一致し、十分に有効な構成となる。

【0054】

上記第 1 のローラ 1 3 a の軸方向長さ  $H$  を、連結部 4 e の軸方向長さ  $L$  よりも大 ( $H > L$ ) に設定した。換言すれば、連結部 4 e の軸方向長さ  $L$  を短縮化して、連結部 4 e における剛性をさらに増大化している。

30

【0055】

その反面、第 1 のローラ 1 3 a を第 1 のクランク軸部 4 c に組付けるにあたって、第 1 のローラ 1 3 a を副軸部 4 b から連結部 4 e に挿通してきた状態で、第 1 のローラ 1 3 a の軸方向長さ  $H$  が連結部 4 e の軸方向長さ  $L$  よりも大であるので、そのままでは連結部 4 e から第 1 のクランク軸部 4 c への移動が困難である。

【0056】

しかしながら、上述したように第 1 のローラ 1 3 a は、内径両端部に面取り部 2 0 を備えているので、挿入側端面が第 1 のクランク軸部 4 c に到達したところで、ローラ 1 3 a の挿入姿勢を変えれば、比較的容易に第 1 のクランク軸部 4 c に嵌合することができる。すなわち、第 1 のローラ 1 3 a を第 1 のクランク軸部 4 c に組付ける作業として手間がかからず、何らの不安も無い。

40

【0057】

さらに、再び図 2 A に示すように、周面 A における第 1 のクランク軸部 4 c 側角部と、周面 B における第 2 のクランク軸部 4 d 側角部において、それぞれ肉盛り部（R 部）2 1 を設けることにより、上述した作用効果を損なうことなく連結部 4 e の付け根における強度の増大化を図ることができ、連結部 4 e の剛性をより高く保持できる。

【0058】

以下、第 1 のローラ 1 3 a を第 1 のクランク軸部 4 c に嵌合組付けする作業について、

50

より詳細に説明する。

【0059】

図4A～図4Dは、第1のローラ13aを第1のクランク軸部4cに組付けるまでの作業を順に説明する図である。

【0060】

図4Aは、副軸部4b端面から挿入した第1のローラ13aを、第2のクランク軸部4dまで移動し嵌合した状態を示している。第1のローラ13aの内径端部に面取り部20を設けているので、第2のクランク軸部4dへの嵌合が円滑に行える。これより第1のローラ13aをさらに上昇移動して、連結部4eに到達させる。

【0061】

図4Bは、第1のローラ13aを連結部4eに移動した状態を示している。連結部4eのA周面50を、第2のクランク軸部4dの外周面と同一、もしくは外周面よりも内側に位置させている。したがって、第1のローラ13aを第2のクランク軸部4dから連結部4eへ移動し、第1のローラ13aの内径部を連結部4eのA周面50に対向するのに何らの支障もなく円滑に行える。

【0062】

この状態では、第1のローラ13aの挿入側端面（上端面）が第1のクランク軸部4cの下端面に当接している。しかも、第1のローラの軸方向長さHを連結部4eの軸方向長さLよりも長く形成したので、第1のローラ13aの下端面は連結部4eの下端よりも下方に位置している。

【0063】

そのままでは第1のローラ13aの内径部を第1のクランク軸部4cに対向すべく移動するのが困難であるが、図に矢印で示すように、第1のローラ13aを反時計回り方向に傾けて、斜め姿勢のまま図の左側方向へ平行移動する。第1のローラ13aの内径端部に設けられる面取り部20が第2のクランク軸部4dの角部に当接し、かつこれを乗り越える。

【0064】

さらに第1のローラ13aを移動付勢すれば、この下端面が第2のクランク軸部4dの上端面に載った状態となる。また、第1のローラ13a内径部の一部が第1のクランク軸部4cの下端一部に挿入し、ここでの引っ掛り等のトラブルはない。

結局、図4Cに示すように、第1のローラ13aの内径部が第1のクランク軸部4cに対向し、接触もしくは近接する。そして、第1のローラ13aの下端面が第2のクランク軸部4dの上端面に載り、この内径部が連結部4eのB周面51に接触、もしくは極く近接する。連結部4eのB周面51下端に設けられる肉盛り部21が、第1のローラ13a内径部下端の面取り部20に入り込むので、第1のローラ13aは正しく第1のクランク軸部4cに対向できる。

【0065】

図4Dに示すように、第1のローラ13aを直上方向へ移動すれば、必然的に第1のローラ13a内径部が第1のクランク軸部4cに嵌合する。

【0066】

このようにして、第1のローラ13aの軸方向長さHを、連結部4eの軸方向長さLよりも大（ $H > L$ ）に設定して、連結部4eの軸方向長さLの短縮化と剛性増大を得るとともに、連結部4eに面取り部20を設けることで、副軸部4b側から連結部4eを介して第1のクランク軸部4cへの嵌合が容易となる。

【0067】

図5は、第1のローラ13aを連結部4eに移動した状態を示している。ここでは、上述の構成を採用するうえに、第2のクランク軸部4dの上端面周縁に沿って面取り部22が設けられることを説明している。

【0068】

すなわち、連結部4eの軸方向長さをL、主軸部4a側に設けられる第1のクランク軸

10

20

30

40

50

部 4 c に嵌合する第 1 のローラ 1 3 a の軸方向長さを H、第 1 のローラ 1 3 a の内径端部に設けられる面取り部 2 0 の軸方向長さを C r、第 2 のクランク軸部 4 d の上端面周縁に設けられる面取り部 2 2 の軸方向長さを C s としたとき、 $H > L$  については先に説明している。さらに、

$$\begin{aligned} L + C s &= H - C r \\ L &= H - C r - C s \\ H > L &= H - C r - C s \dots (3) \end{aligned}$$

上記 (3) 式を満足するように構成している。

【 0 0 6 9 】

このようにして、連結部 4 e の軸方向長さ L を、第 1 のローラ 1 3 a の軸方向長さ H よりも小さく (短く) 形成しながら、第 1 のローラ 1 3 a に面取り部 2 0 を設け、第 2 のクランク軸部 4 d にも面取り部 2 2 を設けることにより、第 1 のローラ 1 3 a を副軸部 4 b と第 2 のクランク軸部 4 d を介して第 1 のクランク軸部 4 c への組付け嵌合作業を、さらに容易化できる。

10

【 0 0 7 0 】

図 6 は、第 2 の実施の形態における多気筒回転式圧縮機 2 1 0 の一部断面図である。

この圧縮機 2 1 0 において、第 1 の圧縮機構部 2 A と第 2 の圧縮機構部 2 B が電動機部 3 とともに回転軸 4 を介して連結され、密閉ケース 1 内に收容されることは変りがない。電動機部 3 の構成は第 1 の実施の形態と同一である。第 1 の圧縮機構部 2 A と第 2 の圧縮機構部 2 B も、基本的には、第 1 の実施の形態と同一である。したがって、主たる構成部品に同番号を付して新たな説明は省略する。

20

【 0 0 7 1 】

圧縮機構部 2 において、主軸受 1 1 a が密閉ケース 1 に圧入固定されるフレーム 2 5 に一体に設けられ、第 1 のシリンダ 8 A が上記フレーム 2 5 下面部に取付けられている。中間仕切り板 7 A は分厚く形成され、密閉ケース 1 一部と中間仕切り板 7 A 外周面に亘って吸込み孔 2 6 が貫通して設けられる。

【 0 0 7 2 】

上記吸込み孔 2 6 に上記蒸発器 5 0 0 と気液分離器を介して吸込み側の冷媒管 6 0 0 が接続される。すなわち、第 1 の実施の形態では 2 本の冷媒管 6 0 1 , P b が接続されているが、この実施の形態では 1 本の冷媒管 6 0 0 のみである。

30

【 0 0 7 3 】

上記吸込み孔 2 6 は中間仕切り板 7 A の外周面から内径部手前の中途部まで設けられていて、この先端から斜め上方向と、斜め下方向に吸込み案内孔 2 7 a , 2 7 b が設けられる。

【 0 0 7 4 】

斜め上方向の吸込み案内孔 2 7 a は、第 1 のシリンダ 8 A 下面から斜め上方に設けられ、この内径部である第 1 のシリンダ室 1 4 a に開口される。斜め下方向の吸込み案内孔 2 7 b は、第 2 のシリンダ 8 B 上面から斜め下方に延出され、この内径部である第 2 のシリンダ室 1 4 b に開口される。

【 0 0 7 5 】

したがって、1 本の冷媒管 6 0 0 に導かれた冷媒ガスは、中間仕切り板 7 A に設けられる吸込み孔 2 6 に到達した後、2 本の吸込み案内孔 2 7 a , 2 7 b に分流して案内され、それぞれ第 1 のシリンダ室 1 4 a と第 2 のシリンダ室 1 4 b に吸込まれることとなる。

40

【 0 0 7 6 】

このような構成の多気筒回転式圧縮機 2 1 0 においては、中間仕切り板 7 A の板厚が第 1 の実施の形態に用いられる中間仕切り板 7 の板厚よりも厚くなる一方で、第 1 のシリンダ 8 A と第 2 のシリンダ 8 B の板厚は、基本的に変更されない。

【 0 0 7 7 】

すなわち、第 1 のシリンダ室 1 4 a に收容される第 1 のクランク軸部 4 c 及び第 1 のローラ 1 3 a の軸方向長さと、第 2 のシリンダ室 1 4 b に收容される第 2 のクランク軸部 4

50

d及び第2のローラ13bの軸方向長さは変りがないが、中間仕切り板7Aに対向して設けられ第1のクランク軸部4cと第2のクランク軸部4dを連結する連結部4fの軸方向長さが、第1の実施の形態における連結部4eの軸方向長さよりも長くなる。

【0078】

しかも、連結部4fにかかるガス荷重は変りがないから、そのままでは連結部4fの剛性を保証できないこととなる。そこで、以下に述べるような対応構造を採用して連結部4fの剛性を高く保ち、変形を抑えて信頼性の向上を図る。

【0079】

次に、回転軸4を構成する連結部4fと、その周辺の構成部品に係る寸法形状について詳述する。

10

【0080】

図7Aは圧縮機構部2側の回転軸4の一部と、第1のローラ13aの構成を説明する図であり、図7Bは図7AのT-T線に沿う断面図である。

【0081】

上記回転軸4を構成する上記主軸部4aの半径を $R_m$ とし、上記副軸部4bの半径を $R_s$ とし、上記第1のクランク軸部4cと第2のクランク軸部4dそれぞれの半径を $R_c$ とし、各クランク軸部4c、4dの偏心量を $e$ としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (4)$$

以上の(4)式が成立するように構成することにより、第1のクランク軸部4cと第2のクランク軸部4d及び、第1のシリンダ室14aと第2のシリンダ室14bの直径が縮小化して、摩擦ロスの低減と、圧縮効率の向上を図れる。

20

【0082】

$$R_c < R_s + e \dots (5)$$

以上の(5)式が成立するよう構成することにより、第1のローラ13aを副軸部4b端面から挿入して第2のクランク軸部4dを通過させることができる。したがって、最終的に第1のクランク軸部4cへの嵌合が可能となる。

【0083】

上記第1のクランク軸部4cと第2のクランク軸部4dを連結する上記連結部4fは、特に図7Bに実線で示すような断面形状になっている(ハッチングは省略)。

【0084】

すなわち、連結部4fにおける第2のクランク軸部4dの反偏心側周面は、第2のクランク軸部4dの外周面と同一位置、もしくは第2のクランク軸部4dの外周面よりも内側に位置するとともに、副軸部4bの半径 $R_s$ より大なる半径に形成されるA0周面55と、このA0周面55と第1のクランク軸部4cとの間に形成され、第2のクランク軸部4dの反偏心側外周面より外側に位置するA1周面56を備えている。

30

【0085】

連結部4fにおける第1のクランク軸部4cの反偏心側は、第1のクランク軸部4cの外周面と同一位置、もしくは第1のクランク軸部4cの外周面よりも内側に位置するよう形成されるとともに、副軸部4bの半径 $R_s$ より大なる半径に形成されるB0周面57と、このB0周面57と第2のクランク軸部4dとの間に形成され、第1のクランク軸部4cの反偏心側外周面より外側に位置するB1周面58を備えている。

40

【0086】

後述(図8)するように、上記A1周面56と上記B1周面58を合せた状態での最外径 $S_o$ が、第1のクランク軸部4cに嵌合される第1のローラ13aの内径 $R_i$ よりも小さく形成されている。さらに、連結部4fの軸方向中間部は、A0周面55とB0周面57で形成されている。

【0087】

以上のような連結部4fの断面形状をなしたので、性能向上のため $R_c < R_m + e \dots$ (4)式を採用した仕様において、主軸部4a側に設けられる第1のクランク軸部4cに対し第1のローラ13aの嵌合組付けが容易である。そして、連結部4fの軸方向長さが

50

長いが、A 1 周面 5 6 と B 1 周面 5 8 を設けることにより、連結部 4 f の剛性を高く保持し、変形を防止できる。

【 0 0 8 8 】

すなわち、先に説明したようにガス荷重  $F$  は  $= 90^\circ$  付近で最大になるのに対して、図 7 B に示すように、連結部 4 f は縦方向中心軸線に沿う  $= 90^\circ$  方向の肉厚が最も大となる断面形状であるので、剛性が大きく、ガス荷重による連結部 4 f の変形が抑えられる。

【 0 0 8 9 】

また、連結部 4 f に A 1 周面 5 6 と、B 1 周面 5 8 を備えたので、剛性が最も弱い面である A 0 周面 5 5 と、B 0 周面 5 7 からなる部分の軸方向長さを小さく（短く）することができ、ガス荷重による連結部 4 f の変形を抑えることができる。

10

【 0 0 9 0 】

次に、この実施の形態において第 1 のローラ 1 3 a を第 1 のクランク軸部 4 c に嵌合組付けする作業について、より詳細に説明する。

【 0 0 9 1 】

図 8 A ~ 図 8 E は、第 1 のローラ 1 3 a を第 1 のクランク軸部 4 c に組付けるまでの作業を順に説明する図である。

【 0 0 9 2 】

図 8 A は、副軸部 4 b 端面から挿入した第 1 のローラ 1 3 a を第 2 のクランク軸部 4 d まで移動し、ここに嵌合した状態を示している。第 1 のローラ 1 3 a の内径端部に面取り部 2 0 を設けているので、第 2 のクランク軸部 4 d への嵌合が円滑に行える。この状態から第 1 のローラ 1 3 a を上昇移動して、連結部 4 e に対向させる。

20

【 0 0 9 3 】

図 8 B は、第 1 のローラ 1 3 a を連結部 4 f に移動した状態を示している。連結部 4 f の A 0 周面 5 5 は、第 2 のクランク軸部 4 d の外周面と同一、もしくは外周面よりも内側に位置させているので、第 1 のローラ 1 3 a を第 2 のクランク軸部 4 d から連結部 4 f へ移動させるのに何らの支障もなく円滑に行える。

【 0 0 9 4 】

さらに、第 1 のローラ 1 3 a をそのまま図の左方向へ水平移動し、第 1 のローラ 1 3 a の内径部を連結部 4 f の B 1 周面 5 8 に当接してから上昇移動する。

30

【 0 0 9 5 】

図 8 C に示すように、第 1 のローラ 1 3 a の内径部が、A 1 周面 5 6 及び B 1 周面 5 8 の双方に挿入する状態となる。先に説明したように、A 1 周面 5 6 と B 1 周面 5 8 を合せた状態での最外径  $S_o$  が、第 1 のローラ 1 3 a の内径  $R_i$  より小さく形成されているので、第 1 のローラ 1 3 a の内径部は A 1 周面 5 6 と B 1 周面 5 8 の双方に対して円滑に上昇移動できる。

【 0 0 9 6 】

第 1 のローラ 1 3 a の上端面が第 1 のクランク軸部 4 c の下端面に当接したら、第 1 のローラ 1 3 a を図の左方向へ移動して B 1 周面 5 8 の上端面上に載せて滑らす。すると、図 8 D に示すように第 1 のローラ 1 3 a の内径部が B 0 周面 5 7 に当接し、A 1 周面 5 6 とは離間する。この状態で第 1 のローラ 1 3 a の内径部は第 1 のクランク軸部 4 c に正しく対向する。そこで、第 1 のローラ 1 3 a を直上方向へ移動すれば、図 8 E に示すように、必然的に第 1 のローラ 1 3 a の内径部が第 1 のクランク軸部 4 c に嵌合する。

40

【 0 0 9 7 】

このようにして、軸方向長さが長い連結部 4 f において、A 0 周面 5 5 と第 1 のクランク軸部 4 c との間に A 1 周面 5 6 を設け、B 0 周面 5 7 と第 2 のクランク軸部 4 d との間に B 1 周面 5 8 を設けた。したがって、連結部 4 f は剛性の増大化を得るとともに、第 1 のローラ 1 3 a を副軸部 4 b 側から連結部 4 f を介して第 1 のクランク軸部 4 c への嵌合が円滑に行える。

【 0 0 9 8 】

50

図9は、第1のローラ13aを連結部4fに移動した状態を示している。ここでは、上述の構成を採用するうえに、第2のクランク軸部4dの上端面周縁に沿って面取り部22が設けられることを説明している。

【0099】

A0周面55の軸方向長さをKa、B0周面57の軸方向長さをKb、第1のクランク軸部4cに嵌合する第1のローラ13aの軸方向長さをH、第1のローラ13aの内径端部に設けられる面取り部20の軸方向長さをCr、第2のクランク軸部4dに設けられる上記面取り部22の軸方向長さをCsとしたとき、

$$H > K a \quad H - C r - C s \dots (6)$$

$$H > K b \quad H - C r - C s \dots (7)$$

上記(6)式及び(7)式が成立するよう構成されている。

【0100】

このようにして、連結部4fの軸方向長さが第1の実施の形態と比較してごく長い構成でありながら、第1のローラ13aに面取り部20と、第2のクランク軸部4dに面取り部22を設けることで、第1のローラ13aを副軸部4b端面から第2のクランク軸部4dを介して第1のクランク軸部4cへの組付けをさらに容易化できる。

【0101】

なお、第1の実施の形態における連結部4eを構成するA周面50と、第2の実施の形態における連結部4fを構成するA0周面55は、第2のクランク軸部4dの中心と略一致する円周面で構成されている。また、第1の実施の形態における連結部4eを構成するB周面51と、第2の実施の形態における連結部4fを構成するB0周面57は、第1のクランク軸部4cの中心と略一致する円周面で構成されている。

【0102】

したがって、連結部4e及び連結部4fを構成する各周面の円弧形状は、第1のクランク軸部4c及び第2のクランク軸部4dと同軸の加工で行えることとなり、製造性の向上を得られる。

【0103】

また、第2の実施の形態における連結部4fを構成するA1周面56及びB1周面58は、回転軸4の回転中心と略一致する円周面で構成されている。すなわち、主軸部4a及び副軸部4bと同軸で加工できることとなり、製造性の向上を得られる。

【0104】

図10は、第1の実施の形態及び第2の実施の形態における変形例としての多気筒回転式圧縮機220の一部を省略した縦断面図である。

【0105】

図において、後述するプッシュ30を除き、他の構成部品は第1の実施の形態(図1)で説明した多気筒回転式圧縮機200と全く同一であり、同構成部品に同番号を付して新たな説明は省略する。また、図示していないが第2の実施の形態で説明した多気筒回転式圧縮機210の変形例としても適用できる。

【0106】

第1のローラ13aを副軸部4b端面から挿入し、第2のクランク軸部4dと連結部4e、4fを介して第1のクランク軸部4cに嵌合組付けする必要上、上記副軸部4bの半径はRsに設定される。主軸部4aと比較して副軸部4bの直径が細く、そのままでは副軸受12に対する摺動径が小さくなって、信頼性の確保が難しい。

【0107】

そこで上記多気筒回転式圧縮機220では、副軸部4bの半径Rsは変更せず、この副軸部4bを枢支する副軸受12の枢支孔の直径を拡大加工する。そのうえで、副軸部4bの周面と、拡大した枢支孔の周面との隙間に、上記プッシュ30を挿入する。実際には、副軸部4b周面にプッシュ30を圧入固定して一体化し、プッシュ30が副軸受12に回転自在に枢支される。

【0108】

10

20

30

40

50

このことから、第1のローラ13aを副軸部4b側から組付ける都合上、副軸部4b直径を小さくした仕様においても、プッシュ30によって副軸受12における摺動径を大きくとることができ、信頼性の向上を得られる。

【0109】

図11は、第3の実施の形態における多気筒回転式圧縮機230の一部を省略した縦断面図である。

【0110】

後述する連結部4gを除いて、他の構成は先に第2の実施の形態(図6)で説明した多気筒回転式圧縮機210の構成と全く同一であり、同構成部品に同番号を付して新たな説明は省略する。なお、上記圧縮機210ではブレード室15と、ブレード16及びばね部材17を図示していないが、この圧縮機230では第1のシリンダ8Aに取付けられた状態で示している。

【0111】

第2の実施の形態における多気筒回転式圧縮機210と同様、第1の実施の形態における多気筒回転式圧縮機200の中間仕切り板7と比較して、中間仕切り板7Aの板厚が分厚くなった分、中間仕切り板7Aに対向して設けられる回転軸4の連結部4gの軸方向長さが長くなる。したがって、ガス荷重に対する連結部4gの剛性を確保しなければならない。

この実施の形態の多気筒回転式圧縮機230では、以下に述べるようにして連結部4gの剛性を確保している。

【0112】

図12Aは圧縮機構部2側の回転軸4の一部構成を説明する図であり、図12Bは第1のローラ13と連結部4gの構成を説明する図である。

【0113】

上記回転軸4を構成する上記主軸部4aの半径を $R_m$ とし、上記副軸部4bの半径を $R_s$ とし、上記第1のクランク軸部4cと第2のクランク軸部4dそれぞれの半径を $R_c$ とし、各クランク軸部4c、4dの偏心量を $e$ としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (8)$$

以上の(8)式が成立するように構成することにより、第1のクランク軸部4cと第2のクランク軸部4d及び、第1のシリンダ室14aと第2のシリンダ室14bの直径が縮小化して、摩擦ロスの低減と、圧縮効率の向上を図れる。

【0114】

$$R_c > R_s + e \dots (9)$$

以上の(9)式が成立するよう構成することにより、第1のローラ13aを副軸部4b端面から挿入して第2のクランク軸部4dを通過させることができる。したがって、最終的に第1のクランク軸部4cへの嵌合が可能となる。

【0115】

上記第1のクランク軸部4cと第2のクランク軸部4dを連結する上記連結部4gは、第2のクランク軸部4dの反偏心側周面に、第2のクランク軸部4dの外周面と同一位置、もしくは第2のクランク軸部4dの外周面よりも内側に位置するとともに、副軸部4bの半径 $R_s$ より大なる半径に形成されるA0周面55と、このA0周面55と第1のクランク軸部4cとの間に形成され、第2のクランク軸部4dの反偏心側外周面より外側に位置するA1周面56を備えている。

【0116】

さらに、前記A0周面55とA1周面56との連設部分は、互いの半径の相違から段差部が形成されていて、この段差部に対して後述する加工が行われ、円錐状一部と同形状の第1の傾斜曲面60が設けられる。

また、連結部4gにおける第1のクランク軸部4cの反偏心側周面は、第1のクランク軸部4cの外周面と同一位置、もしくは第1のクランク軸部4cの外周面よりも内側に位置するとともに、副軸部4bの半径 $R_s$ より大なる半径に形成されるB0周面57と、こ

10

20

30

40

50



のB 0周面5 7と第2のクランク軸部4 dとの間に形成され、第1のクランク軸部4 cの反偏心側外周面より外側に位置するB 1周面5 8を備えている。

【0 1 1 7】

さらに、前記B 0周面5 7とB 1周面5 8との連設部分は、互いの半径の相違から段差部が形成されていて、この段差部に対して後述する加工が行われ、円錐状一部と同形状の第2の傾斜曲面6 1が形成される。

【0 1 1 8】

このように連結部4 gは、第2のクランク軸部4 dの反偏心側周面に、A 0周面5 5とA 1周面5 6及び第1の傾斜曲面6 0を備え、第1のクランク軸部4 cの反偏心側周面に、B 0周面5 7とB 1周面5 8及び第2の傾斜曲面6 1を備えている。

10

【0 1 1 9】

以上の連結部4 gであり、性能向上のため $R_c < R_m + e \dots (8)$ 式を採用した仕様において、主軸部4 a側に設けられる第1のクランク軸部4 cに対し第1のローラ1 3 aの嵌合組付けが可能である。

【0 1 2 0】

上記連結部4 gの軸方向長さが、第1の実施の形態で説明した多気筒回転式圧縮機2 0 0の連結部4 eよりも長くなっているが、A 0周面5 5にA 1周面5 6と第1の傾斜曲面6 0を設け、B 0周面5 7にB 1周面5 8と第2の傾斜曲面6 1を設けている。

【0 1 2 1】

したがって、連結部4 gにおいて、偏心方向と直角方向の肉厚を減じることなく、偏心方向段差部の面取りを大きくとることができ、剛性を保ちながら第1のローラ1 3 aを回転軸4の一方向からスムーズに組立てることができ、高剛性で汎用の高い回転軸4を提供できる。

20

【0 1 2 2】

なお、A 0周面5 5の中心位置は、第2のクランク軸部4 dの中心位置と略一致し、B 0周面5 7の中心位置は、第1のクランク軸部4 cの中心位置と略一致する。A 1周面5 6の中心位置は、主軸部4 aの中心位置と略一致し、B 1周面5 8の中心位置は、副軸部4 bの中心位置と略一致する。

【0 1 2 3】

主軸部4 aと副軸部4 bは互いに中心位置が同一であるので、A 1周面5 6の中心位置は、副軸部4 bの中心位置と略一致し、B 1周面5 8の中心位置は、主軸部4 aの中心位置と略一致する、とも言える。

30

【0 1 2 4】

そして、上記第1の傾斜曲面6 0の中心位置は、上記第1のクランク軸部4 cの中心位置と略一致し、上記第2の傾斜曲面6 1の中心位置は、上記第2のクランク軸部4 dの中心位置と略一致する。

【0 1 2 5】

特に、図1 2 Bに示すように、上記第1のローラ1 3 aの半径を $R_i$ とし、第1のローラ1 3 aの内径端部に面取り部2 0を設けることによるローラ1 3 a端面の内半径を $R_t$ とし、第1の傾斜曲面6 0の最小半径を $R_k$ とすることにより、

40

$$R_i < R_k < R_t \dots (10)$$

上記(10)式が成立するように構成することにより、第1のローラ1 3 aを回転軸4の副軸部4 b側から組込む際に、特に第1のローラ1 3 aの端面や内径部を傷付けることなく、組込み相手の第1のシリンダ8 Aや第1のクランク軸部4 cあるいは主軸受1 1、中間仕切り板7 Aに対する損傷を防止して信頼性の向上を得られる。

【0 1 2 6】

図1 3は、上記第1の傾斜曲面6 0と第2の傾斜曲面6 1を、切削工具(バイト)を用いて加工している状態を簡略的に示している。

【0 1 2 7】

第1の傾斜曲面6 0を切削加工するにあたって、切削工具7 0 0は第1のクランク軸部

50

4 cとは離間し、接触することはない。同様に、第2の傾斜曲面6 1を切削加工するにあたって、切削工具7 0 0は第2のクランク軸部4 dとは離間し、接触することはない。

【0 1 2 8】

すなわち、上記第1の傾斜曲面6 0は、外周側への延長面が第1のクランク軸部4 cと干渉することがなく、上記第2の傾斜曲面6 1は、外周側への延長面が第2のクランク軸部4 dと干渉することがない。

【0 1 2 9】

したがって、第1の傾斜曲面6 0及び第2の傾斜曲面6 1の加工時に、傾斜角度の異なる切削工具を段階的に用いて数次に亘って加工するのではなく、加工当初から傾斜面角度に合せた切削工具7 0 0を用いた加工ができ、各クランク軸部4 c、4 dに干渉することがなく、製造が容易な低コストの回転軸（クランクシャフト）4を提供できる。

【0 1 3 0】

以上説明した回転軸4を多気筒回転式圧縮機2 0 0、2 1 0、2 2 0、2 3 0に用いることで、クランク軸部4 c、4 d相互間に形成される連結部4 e、4 f、4 gの剛性を確保しつつ、第1のローラ1 3 aを副軸部4 b側から挿入して第1のクランク軸部4 cに嵌合組付けでき、第2のローラ1 3 bを副軸部4 b側から挿入して第2のクランク軸部4 dに嵌合組付けできる。

【0 1 3 1】

いずれのローラ1 3 a、1 3 bの組付け作業も円滑に行うことができ、作業性がよい。しかも、主軸部4 aを細径化することなく、その直径を保持して、クランク軸部4 c、4 dの細径化が可能となる。そのため、摺動損失の中で大きな割合を占めるクランク軸部4 c、4 dの摺動損失を低減でき、信頼性の向上と、騒音低減及び振動低減を確保しながら、圧縮性能の向上化が得られる。

【0 1 3 2】

上記した多気筒回転式圧縮機2 0 0、2 1 0、2 2 0、2 3 0を、冷凍サイクルを構成する冷凍サイクル装置に搭載することで、この冷凍サイクル装置においては、当然のことながら、冷凍サイクル効率の向上が得られる。

【0 1 3 3】

なお、本発明は上述した実施の形態そのままに限定されるものではなく、実施段階ではその要旨を逸脱しない範囲で構成要素を変形して具体化できる。そして、上述した実施の形態に開示されている複数の構成要素の適宜な組み合わせにより種々の発明を形成できる。

以下に、本願出願の当初の特許請求の範囲に記載された発明を付記する。

[ 1 ] 主軸受に枢支される主軸部、副軸受に枢支される副軸部、主軸部と副軸部との間に偏心して設けられ、それぞれにローラが嵌合する複数のクランク軸部、隣接するクランク軸部相互を連結する連結部、を備えた回転軸と、この回転軸におけるそれぞれのクランク軸部と前記ローラを、偏心回転自在に収容する複数のシリンダ室とを具備し、上記回転軸における上記主軸部の半径を  $R_m$ 、上記副軸部の半径を  $R_s$ 、上記クランク軸部の半径を  $R_c$ 、上記クランク軸部の偏心量を  $e$  としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (1)$$

$$R_c > R_s + e \dots (2)$$

が成立し、上記主軸部側に設けられる第1のクランク軸部と上記副軸部側に設けられる第2のクランク軸部とを連結する上記連結部は、上記第2のクランク軸部の反偏心側周面に、第2のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第2のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径の  $A$  周面を備え、上記第1のクランク軸部の反偏心側周面に、第1のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第1のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径の  $B$  周面を備え、上記連結部の軸方向長さを  $L$ 、上記第1のクランク軸部に嵌合するローラの軸方向長さを  $H$ 、第1のクランク軸部に嵌合するローラの内径部に設けられる面取り部の軸方向長さを  $C_r$ 、上記第2のクランク軸部に設けられる面取り部の軸方向長さを  $C_s$  としたとき、

10

20

30

40

50

$$H > L \quad H - C r - C s \dots (3)$$

が成立することを特徴とする多気筒回転式圧縮機。

[ 2 ] 主軸受に枢支される主軸部、副軸受に枢支される副軸部、主軸部と副軸部との間に偏心して設けられ、それぞれにローラが嵌合する複数のクランク軸部、隣接するクランク軸部相互を連結する連結部、を備えた回転軸と、この回転軸におけるそれぞれのクランク軸部と前記ローラを、偏心回転自在に収容する複数のシリンダ室とを具備し、上記回転軸における上記主軸部の半径を  $R_m$ 、上記副軸部の半径を  $R_s$ 、上記クランク軸部の半径を  $R_c$ 、上記クランク軸部の偏心量を  $e$  としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (4)$$

$$R_c < R_s + e \dots (5)$$

が成立し、上記主軸部側に設けられる第 1 のクランク軸部と上記副軸部側に設けられる第 2 のクランク軸部とを連結する上記連結部は、上記第 2 のクランク軸部の反偏心側周面に、第 2 のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第 2 のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径の  $A_0$  周面及び、この  $A_0$  周面と第 1 のクランク軸部との間に、第 2 のクランク軸部の反偏心側外周面より外側に位置する  $A_1$  周面を備え、上記第 1 のクランク軸部の反偏心側周面に、第 1 のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第 1 のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径の  $B_0$  周面及び、この  $B_0$  周面と第 2 のクランク軸部との間に、第 1 のクランク軸部の反偏心側外周面より外側に位置する  $B_1$  周面を備え、

上記  $A_1$  周面と上記  $B_1$  周面を合せた状態での最外径  $S_o$  が、上記第 1 のクランク軸部に嵌合するローラの内径  $R_i$  より小さく形成され、前記連結部の軸方向中間部は、 $A_0$  周面及び  $B_0$  周面で形成され、さらに、 $A_0$  周面の軸方向長さを  $K_a$ 、 $B_0$  周面の軸方向長さを  $K_b$ 、第 1 のクランク軸部に嵌合するローラの軸方向長さを  $H$ 、第 1 のクランク軸部に嵌合するローラ内径部に設けられる面取り部の軸方向長さを  $C_r$ 、第 2 のクランク軸部に設けられる面取り部の軸方向長さを  $C_s$  としたとき、

$$H > K_a \quad H - C r - C s \dots (6)$$

$$H > K_b \quad H - C r - C s \dots (7)$$

が成立することを特徴とする多気筒回転式圧縮機。

[ 3 ] 前記  $A$  周面と、前記  $A_0$  周面は、その中心位置が第 2 のクランク軸部の中心位置と略一致する円周面に形成され、前記  $B$  周面と、前記  $B_0$  周面は、その中心位置が第 1 のクランク軸部の中心位置と略一致する円周面に形成されることを特徴とする [ 1 ] 及び [ 2 ] のいずれかに記載の多気筒回転式圧縮機。

[ 4 ] 前記  $A_1$  周面と、前記  $B_1$  周面は、上記回転軸の主軸部及び副軸部の回転中心と略一致する円周面に形成されることを特徴とする請求項 [ 2 ] 記載の多気筒回転式圧縮機。

[ 5 ] 主軸受に枢支される主軸部、副軸受に枢支される副軸部、主軸部と副軸部との間に偏心して設けられ、それぞれにローラが嵌合する複数のクランク軸部、隣接するクランク軸部相互を連結する連結部、を備えた回転軸と、この回転軸におけるそれぞれのクランク軸部と前記ローラを、偏心回転自在に収容する複数のシリンダ室とを具備し、上記回転軸における上記主軸部の半径を  $R_m$ 、上記副軸部の半径を  $R_s$ 、上記クランク軸部の半径を  $R_c$ 、上記クランク軸部の偏心量を  $e$  としたとき、

$$R_c < R_m + e \dots (8)$$

$$R_c < R_s + e \dots (9)$$

が成立し、上記主軸部側に設けられる第 1 のクランク軸部と上記副軸部側に設けられる第 2 のクランク軸部とを連結する上記連結部は、上記第 2 のクランク軸部の反偏心側周面に、第 2 のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第 2 のクランク軸部  $A$  の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R_s$  より大なる半径の  $A_0$  周面と、この  $A_0$  周面と第 1 のクランク軸部との間に、第 2 のクランク軸部の反偏心側外周面より外側に位置する  $A_1$  周面と、前記  $A_0$  周面と  $A_1$  周面との段差部に設けられる第 1 の傾斜曲面を備え、上記第 1 のクランク軸部の反偏心側周面に、第 1 のクランク軸部の外周面と同一、もしくは第 1 のクランク軸部の外周面よりも内側に位置するとともに、前記副軸部の半径  $R$

10

20

30

40

50

sより大なる半径のB0周面と、このB0周面と第2のクランク軸部との間に、第1のクランク軸部の反偏心側外周面より外側に位置するB1周面と、前記B0周面とB1周面との段差部に設けられる第2の傾斜曲面を備えたことを特徴とする多気筒回転式圧縮機。

[6]上記第1の傾斜曲面の中心位置は、上記第2のクランク軸部の中心位置と略一致し、上記第2の傾斜曲面の中心位置は、上記第1のクランク軸部の中心位置と略一致することを特徴とする請求項[5]記載の多気筒回転式圧縮機。

[7]上記第1の傾斜曲面は、外周側への延長面が第1のクランク軸部と干渉せず、上記第2の傾斜曲面は、外周側への延長面が第2のクランク軸部と干渉しないことを特徴とする請求項[5]及び[6]のいずれかに記載の多気筒回転式圧縮機。

[8]上記[1]ないし[7]のいずれかに記載の多気筒回転式圧縮機と、凝縮器と、膨張装置と、蒸発器とで構成されることを特徴とする冷凍サイクル装置。

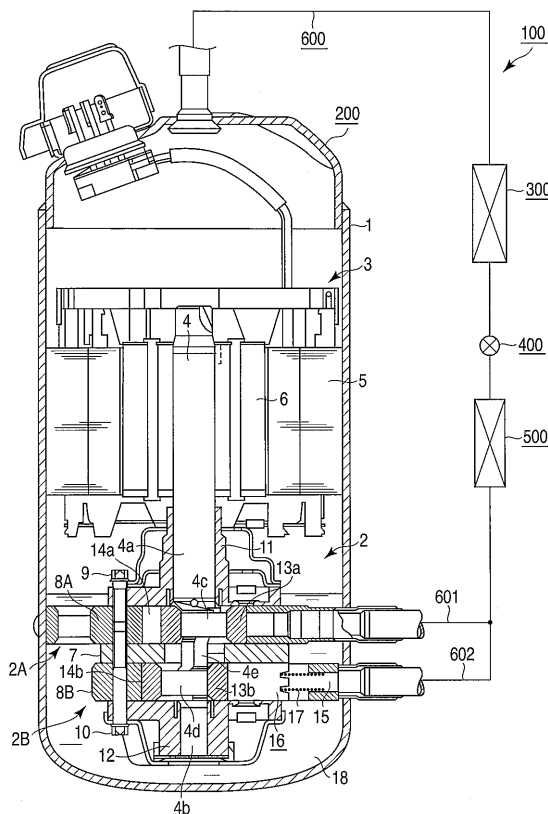
10

【産業上の利用可能性】

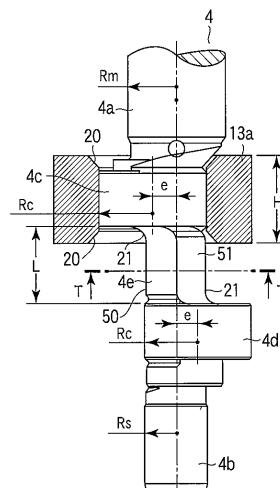
【0134】

本発明によれば、主軸部側のクランク軸部に嵌合されるローラを副軸部側の端面から挿入し組付けることを可能としたうえで、摺動損失の低減と、小型化と圧縮性能及び信頼性の向上が図れる多気筒回転式圧縮機と、冷凍効率と信頼性の向上を得る冷凍サイクル装置を提供できる。

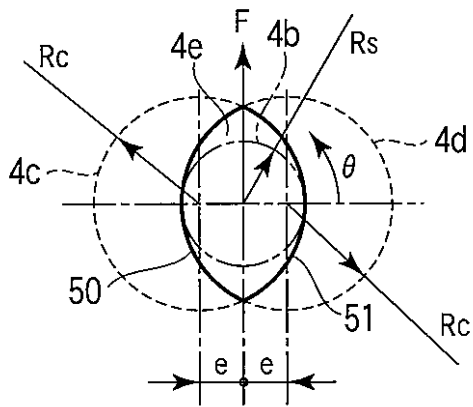
【図1】



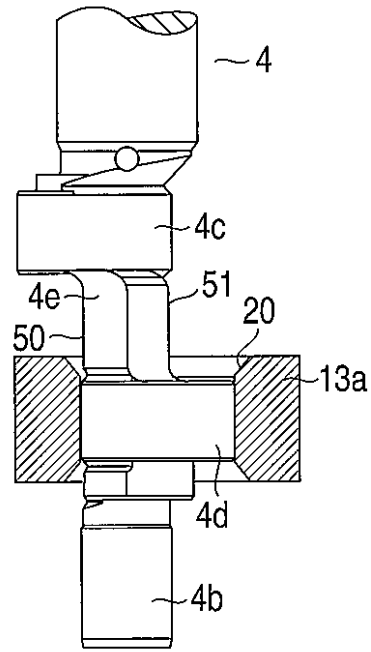
【図2A】



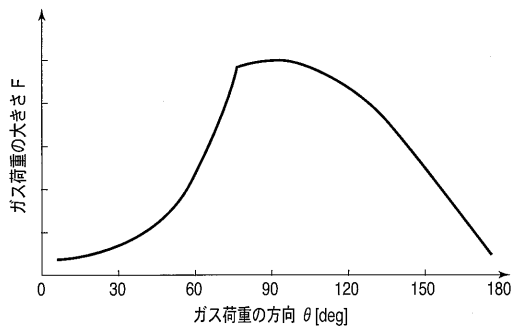
【図 2 B】



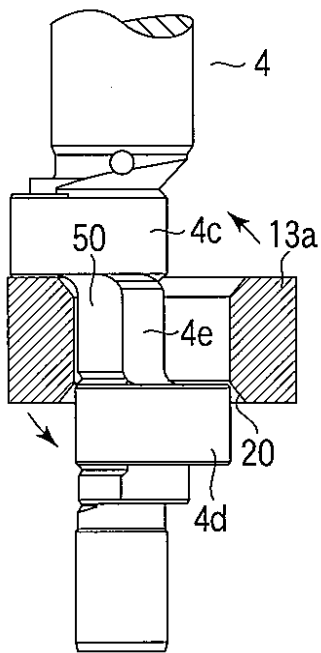
【図 4 A】



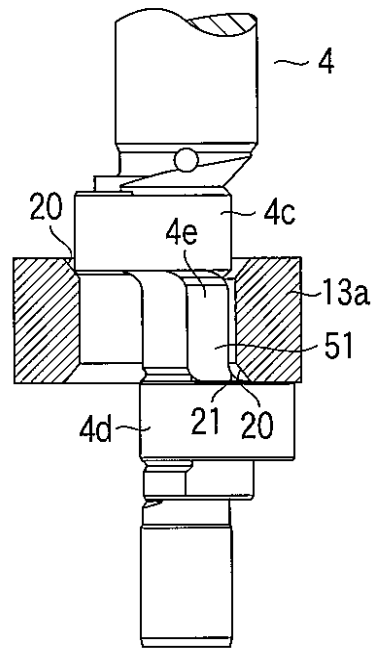
【図 3】



【図 4 B】

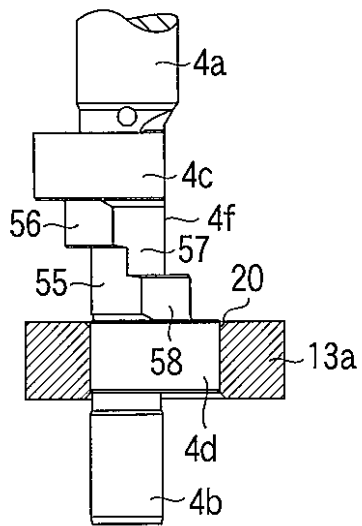


【図 4 C】

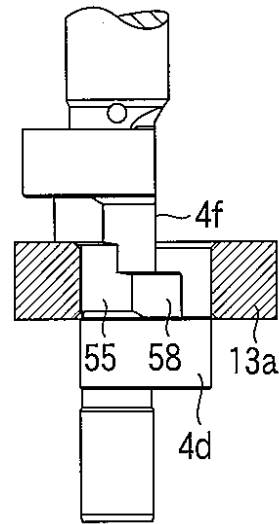




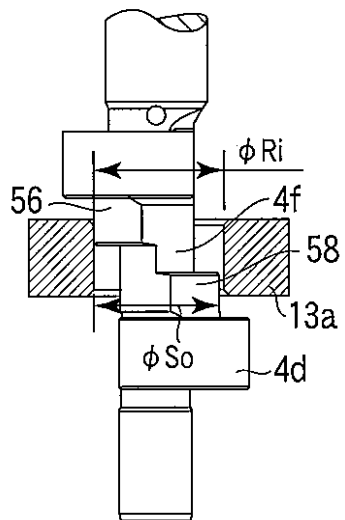
【図 8 A】



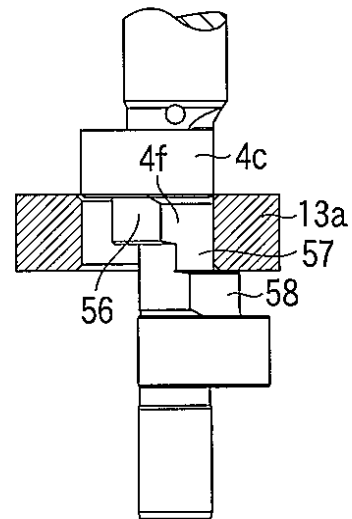
【図 8 B】



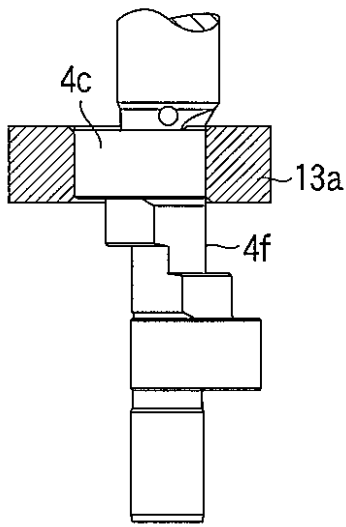
【図 8 C】



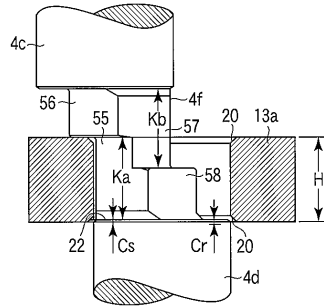
【図 8 D】



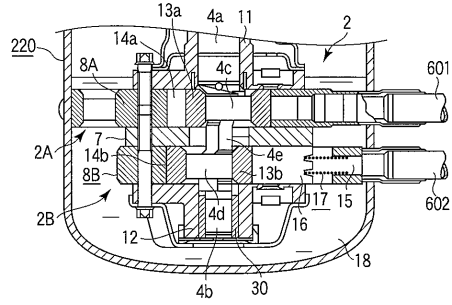
【 図 8 E 】



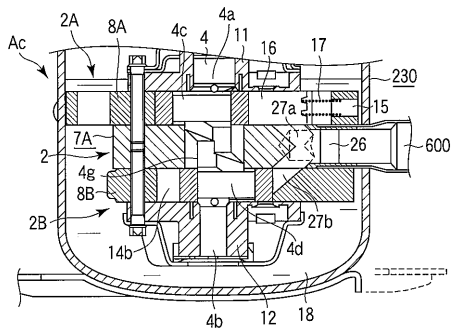
【 図 9 】



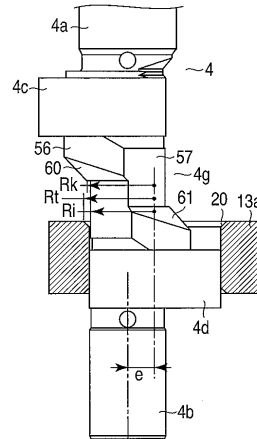
【 図 10 】



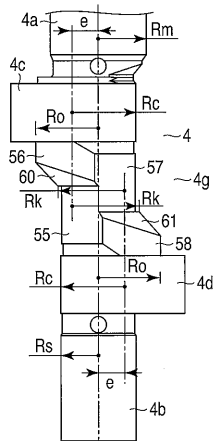
【 図 11 】



【 図 12 B 】

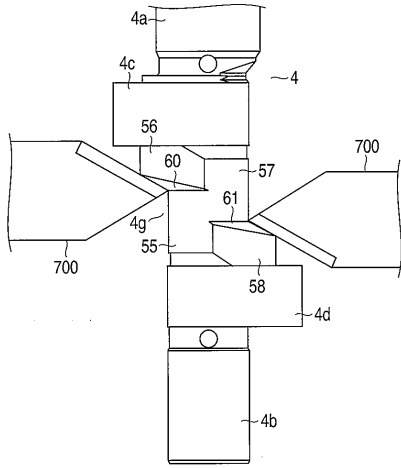


【 図 12 A 】





【図13】



---

フロントページの続き

審査官 笹木 俊男

(56)参考文献 特開2003-328972(JP,A)  
実公昭55-048887(JP,Y1)  
実開昭62-195689(JP,U)  
特開2002-138978(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl.,DB名)

F04C 18/356

F04C 23/00

F04C 29/00

F16C 3/06