

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5511769号

(P5511769)

(45) 発行日 平成26年6月4日(2014.6.4)

(24) 登録日 平成26年4月4日(2014.4.4)

(51) Int.Cl. F I  
**FO4C 29/12 (2006.01)** F O 4 C 29/12 D  
**FO4C 18/356 (2006.01)** F O 4 C 29/12 C  
F O 4 C 18/356 L

請求項の数 10 (全 16 頁)

(21) 出願番号	特願2011-242395 (P2011-242395)	(73) 特許権者	000006013
(22) 出願日	平成23年11月4日(2011.11.4)		三菱電機株式会社
(65) 公開番号	特開2013-96367 (P2013-96367A)		東京都千代田区丸の内二丁目7番3号
(43) 公開日	平成25年5月20日(2013.5.20)	(74) 代理人	100085198
審査請求日	平成25年7月24日(2013.7.24)		弁理士 小林 久夫
		(74) 代理人	100098604
			弁理士 安島 清
		(74) 代理人	100087620
			弁理士 高梨 範夫
		(74) 代理人	100125494
			弁理士 山東 元希
		(74) 代理人	100141324
			弁理士 小河 卓
		(74) 代理人	100153936
			弁理士 村田 健誠

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内部に圧縮室が形成されたシリンダーと、  
 該シリンダーに取り付けられ、前記圧縮室と連通する結合パイプと、  
 を備え、

前記シリンダーは、該シリンダーの側面から前記圧縮室に貫通し、長手方向が該シリンダーの周方向に沿うように形成された断面長円形状の貫通穴が形成され、

前記結合パイプは、少なくとも一方の端部が断面長円形状に形成され、該一方の端部が前記貫通穴に圧入代  $0.05\text{ mm}$  以下で圧入されて前記圧縮室と連通するものであり、

前記結合パイプが前記貫通穴に圧入される前の状態における、前記貫通穴の直線部の外側となる部分の前記シリンダーの肉厚を  $A$ 、前記貫通穴の断面における長手方向長さを  $B$ 、及び、前記貫通穴の断面における短手方向長さを  $C$  と定義した場合、

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0\text{ mm} < t \leq 1.6\text{ mm}$  のものにおいては、

$$0 < A \times B / C \leq 3.38$$

となっていることを特徴とする圧縮機。

【請求項 2】

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0\text{ mm} < t \leq 1\text{ mm}$  のものにおいては、

$$0 < A \times B / C \leq 2.88$$

となっていることを特徴とする請求項 1 に記載の圧縮機。

【請求項 3】

10

20

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0 \text{ mm} < t \leq 0.4 \text{ mm}$  のものにおいては、  
 $0 < A \times B / C \leq 2.38$   
となっていることを特徴とする請求項 1 又は請求項 2 に記載の圧縮機。

【請求項 4】

内部に圧縮室が形成されたシリンダーと、  
該シリンダーに取り付けられ、前記圧縮室と連通する結合パイプと、  
を備え、

前記シリンダーは、該シリンダーの側面から前記圧縮室に貫通し、長手方向が該シリンダーの周方向に沿うように形成された断面長円形状の貫通穴が形成され、

前記結合パイプは、少なくとも一方の端部が断面長円形状に形成され、該一方の端部が前記貫通穴に圧入代  $0.1 \text{ mm}$  以下で圧入されて前記圧縮室と連通するものであり、

前記結合パイプが前記貫通穴に圧入される前の状態における、前記貫通穴の直線部の外側となる部分の前記シリンダーの肉厚を  $A$ 、前記貫通穴の断面における長手方向長さを  $B$ 、及び、前記貫通穴の断面における短手方向長さを  $C$  と定義した場合、

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0 \text{ mm} < t \leq 1.6 \text{ mm}$  のものにおいては、  
 $0 < A \times B / C \leq 3.28$   
となっていることを特徴とする圧縮機。

【請求項 5】

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0 \text{ mm} < t \leq 1 \text{ mm}$  のものにおいては、  
 $0 < A \times B / C \leq 2.83$   
となっていることを特徴とする請求項 4 に記載の圧縮機。

【請求項 6】

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0 \text{ mm} < t \leq 0.4 \text{ mm}$  のものにおいては、  
 $0 < A \times B / C \leq 2.37$   
となっていることを特徴とする請求項 4 又は請求項 5 に記載の圧縮機。

【請求項 7】

内部に圧縮室が形成されたシリンダーと、  
該シリンダーに取り付けられ、前記圧縮室と連通する結合パイプと、  
を備え、

前記シリンダーは、該シリンダーの側面から前記圧縮室に貫通し、長手方向が該シリンダーの周方向に沿うように形成された断面長円形状の貫通穴が形成され、

前記結合パイプは、少なくとも一方の端部が断面長円形状に形成され、該一方の端部が前記貫通穴に圧入代  $0.15 \text{ mm}$  以下で圧入されて前記圧縮室と連通するものであり、

前記結合パイプが前記貫通穴に圧入される前の状態における、前記貫通穴の直線部の外側となる部分の前記シリンダーの肉厚を  $A$ 、前記貫通穴の断面における長手方向長さを  $B$ 、及び、前記貫通穴の断面における短手方向長さを  $C$  と定義した場合、

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0 \text{ mm} < t \leq 1.6 \text{ mm}$  のものにおいては、  
 $0 < A \times B / C \leq 3.2$   
となっていることを特徴とする圧縮機。

【請求項 8】

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0 \text{ mm} < t \leq 1 \text{ mm}$  のものにおいては、  
 $0 < A \times B / C \leq 2.8$   
となっていることを特徴とする請求項 7 に記載の圧縮機。

【請求項 9】

前記結合パイプの肉厚  $t$  が、 $0 \text{ mm} < t \leq 0.4 \text{ mm}$  のものにおいては、  
 $0 < A \times B / C \leq 2.35$   
となっていることを特徴とする請求項 7 又は請求項 8 に記載の圧縮機。

【請求項 10】

内部に圧縮室が形成されたシリンダーと、  
該シリンダーに取り付けられ、前記圧縮室と連通する結合パイプと、

を備え、

前記シリンダーは、該シリンダーの側面から前記圧縮室に貫通し、長手方向が該シリンダーの周方向に沿うように形成された断面長円形状の貫通穴が形成され、

前記結合パイプは、少なくとも一方の端部が断面長円形状に形成され、該一方の端部が前記貫通穴に圧入されて前記圧縮室と連通するものであり、

前記結合パイプが前記貫通穴に圧入された状態においては、

前記貫通穴に圧入される前の状態において平坦部となっている前記結合パイプの壁面が、当該結合パイプの外周側に凸となるように変形していることを特徴とする圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

10

【0001】

本発明は、圧縮機に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来より、圧縮機には、内部に圧縮室が形成されたシリンダーの側面に、圧縮室と連通する円管状の連結パイプが圧入されている。例えば、密閉容器内が吐出圧力となる高圧シェル型の圧縮機では、冷凍サイクル回路の低圧側と圧縮室とを接続する結合パイプが設けられている。また例えば、密閉容器内が吸入圧力となる低圧シェル型の圧縮機では、冷凍サイクル回路の高圧側と圧縮室とを接続する結合パイプが設けられている。また例えば、複数の圧縮室で冷媒を順次圧縮していく多段の圧縮機では、低段側の圧縮室と高段側の圧縮室とを結合パイプで接続している。

20

【0003】

ところで、シリンダーの厚みを薄くできれば、圧縮機を小型化できたり、圧縮機のシェル容量をさほど大きくすることなく多気筒化することができる。また、ロータリー式圧縮機においては、シリンダーの厚みを薄くすることによって、圧縮室容量を変更せずにシリンダー内周面の直径やロータリーピストンの直径を大きくすることができるので、圧縮室の高圧側空間から低圧側空間への冷媒漏れを低減させることが可能となる。しかしながら、このようにシリンダーの厚みを薄くした場合、シリンダーの厚みに応じて、円管状の連結パイプや当該連結パイプが圧入されるシリンダーの貫通穴（つまり、圧縮室と連通する貫通穴）の直径を小さくしなければならず、圧縮室を流通する冷媒の流量を減少させてしまう。

30

【0004】

そこで、従来の圧縮機においては、圧縮室と連通する連結パイプ及び当該連結パイプが圧入されるシリンダーの貫通穴の形状を断面長円形状に形成したものが提案されている（特許文献1参照）。連結パイプ及び当該連結パイプが圧入されるシリンダーの貫通穴の形状を断面長円形状に形成することにより、連結パイプ及び当該連結パイプが圧入されるシリンダーの貫通穴の流路断面を確保できるので、圧縮室を流通する冷媒の流量の減少を防止しつつ、シリンダーの厚みを薄くすることができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

40

【0005】

【特許文献1】特開2010-121481号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしながら、連結パイプが圧入されるシリンダーの貫通穴を断面長円形状とすることにより、シリンダーの貫通穴に結合パイプを圧入した際、結合パイプの平坦部が当該結合パイプの内周側に変形する可能性があった。このため、連結パイプと当該連結パイプが圧入されるシリンダーの貫通穴とのシール性が悪化する場合があった。したがって、圧縮仕事する際のガス漏れ損失が大きくなり、圧縮機の性能が低下してしまうといった課題があ

50

った。

【 0 0 0 7 】

ここで、従来より、シール性を確保するために、Ｏリングやシールテープなどの弾性材料を用いてシールする方法はあるが、作業性やコスト面を考慮すると好ましくない。また、圧縮機の場合、結合パイプと例えば冷凍サイクル回路の低圧側の配管とを接続する際、溶接により接続する。このため、圧縮機の場合、Ｏリングやシールテープなどの弾性材料を用いてシールする方法を用いると、溶接時の熱によって弾性材料が劣化し、圧縮機の信頼性が低下してしまうという課題が生じてしまう。

【 0 0 0 8 】

本発明は、上述のような課題を解決するためになされたものであり、連結パイプが圧入されるシリンダーの貫通穴を断面長円形状としても、Ｏリングやシールテープなどの弾性材料を用いることなく、連結パイプとシリンダーの貫通穴とのシール性を確保することができる圧縮機を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【 0 0 0 9 】

本発明に係る圧縮機は、内部に圧縮室が形成されたシリンダーと、該シリンダーに取り付けられ、前記圧縮室と連通する結合パイプと、を備え、前記シリンダーは、該シリンダーの側面から前記圧縮室に貫通し、長手方向が該シリンダーの周方向に沿うように形成された断面長円形状の貫通穴が形成され、前記結合パイプは、少なくとも一方の端部が断面長円形状に形成され、該一方の端部が前記貫通穴に圧入代  $0.05\text{ mm}$  以下で圧入されて前記圧縮室と連通するものであり、前記結合パイプが前記貫通穴に圧入される前の状態における、前記貫通穴の直線部の外側となる部分の前記シリンダーの肉厚を  $A$ 、前記貫通穴の断面における長手方向長さを  $B$ 、及び、前記貫通穴の断面における短手方向長さを  $C$  と定義した場合、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0\text{ mm} < t \leq 1.6\text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 3.38$  とし、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0\text{ mm} < t \leq 1\text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.88$  とし、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0\text{ mm} < t \leq 0.4\text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.38$  としたものである。

【 0 0 1 0 】

また、本発明に係る圧縮機は、内部に圧縮室が形成されたシリンダーと、該シリンダーに取り付けられ、前記圧縮室と連通する結合パイプと、を備え、前記シリンダーは、該シリンダーの側面から前記圧縮室に貫通し、長手方向が該シリンダーの周方向に沿うように形成された断面長円形状の貫通穴が形成され、前記結合パイプは、少なくとも一方の端部が断面長円形状に形成され、該一方の端部が前記貫通穴に圧入代  $0.1\text{ mm}$  以下で圧入されて前記圧縮室と連通するものであり、前記結合パイプが前記貫通穴に圧入される前の状態における、前記貫通穴の直線部の外側となる部分の前記シリンダーの肉厚を  $A$ 、前記貫通穴の断面における長手方向長さを  $B$ 、及び、前記貫通穴の断面における短手方向長さを  $C$  と定義した場合、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0\text{ mm} < t \leq 1.6\text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 3.28$  とし、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0\text{ mm} < t \leq 1\text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.83$  とし、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0\text{ mm} < t \leq 0.4\text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.37$  としたものである。

【 0 0 1 1 】

また、本発明に係る圧縮機は、内部に圧縮室が形成されたシリンダーと、該シリンダーに取り付けられ、前記圧縮室と連通する結合パイプと、を備え、前記シリンダーは、該シリンダーの側面から前記圧縮室に貫通し、長手方向が該シリンダーの周方向に沿うように形成された断面長円形状の貫通穴が形成され、前記結合パイプは、少なくとも一方の端部が断面長円形状に形成され、該一方の端部が前記貫通穴に圧入代  $0.15\text{ mm}$  以下で圧入されて前記圧縮室と連通するものであり、前記結合パイプが前記貫通穴に圧入される前の状態における、前記貫通穴の直線部の外側となる部分の前記シリンダーの肉厚を  $A$ 、前記貫通穴の断面における長手方向長さを  $B$ 、及び、前記貫通穴の断面における短手方向長さを  $C$  と定義した場合、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0\text{ mm} < t \leq 1.6\text{ mm}$  のものにおいて

は  $0 < A \times B / C \leq 3.2$  とし、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 1 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.8$  とし、前記結合パイプの肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 0.4 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.35$  としたものである。

【0012】

また、本発明に係る圧縮機は、内部に圧縮室が形成されたシリンダーと、該シリンダーに取り付けられ、前記圧縮室と連通する結合パイプと、を備え、前記シリンダーは、該シリンダーの側面から前記圧縮室に貫通し、長手方向が該シリンダーの周方向に沿うように形成された断面長円形状の貫通穴が形成され、前記結合パイプは、少なくとも一方の端部が断面長円形状に形成され、該一方の端部が前記貫通穴に圧入されて前記圧縮室と連通するものであり、前記結合パイプが前記貫通穴に圧入された状態においては、前記貫通穴に圧入される前の状態において平坦部となっている前記結合パイプの壁面が、当該結合パイプの外周側に凸となるように変形しているものである。

10

【発明の効果】

【0013】

本発明に係る圧縮機は、結合パイプをシリンダーの貫通穴に圧入した際、結合パイプの平坦部が当該結合パイプの内周側に変形することを防止できる。このため、本発明に係る圧縮機は、リングやシールテープなどの弾性材料を用いることなく、連結パイプとシリンダーの貫通穴とのシール性を確保することができるので、圧縮仕事する際のガス漏れを防止でき、圧縮機の性能が低下してしまうことを防止できる。

【図面の簡単な説明】

20

【0014】

【図1】本発明の実施の形態に係る圧縮機を示す縦断面図である。

【図2】本発明の実施の形態に係る圧縮機の圧縮部を示す要部拡大図（縦断面図）である。

。

【図3】本発明の実施の形態に係る圧縮機のシリンダーに形成されたガス吸入穴を従来のガス吸入穴と比較して示す模式図である。

【図4】断面長円形状のガス吸入穴に断面長円形状の結合パイプを圧入した際の両者の変形形態を示す模式図である。

【図5】吸入穴近傍の各種寸法を説明するための説明図である。

【図6】吸入パイプの変形方向を説明するための説明図（縦断面図）である。

30

【図7】本発明の実施の形態における結合パイプの肉厚  $t = 1.6 \text{ mm}$  のときのCAE解析の結果を示す特性図である。

【図8】本発明の実施の形態における結合パイプの肉厚  $t = 1 \text{ mm}$  のときのCAE解析の結果を示す特性図である。

【図9】本発明の実施の形態における結合パイプの肉厚  $t = 0.4 \text{ mm}$  のときのCAE解析の結果を示す特性図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

図1は、本発明の実施の形態に係る圧縮機を示す縦断面図である。図2は、この圧縮機の圧縮部を示す要部拡大図（縦断面図）である。また、図3は、この圧縮機のシリンダーに形成されたガス吸入穴を従来のガス吸入穴と比較して示す模式図である。

40

【0016】

本実施の形態に係る圧縮機1は多気筒ロータリ圧縮機（2シリンダーロータリー式圧縮機）であり、シェル1aを備えている。このシェル1aの内部には、圧縮部、この圧縮部の駆動源である電動機部、及び、電動機部の駆動力を圧縮部に伝達する回転軸4が収納されている。この圧縮機1は、例えば冷凍サイクル回路の低圧側の低温のガス冷媒を吸入マフラー8から吸入して圧縮し、高圧・高温のガス冷媒にして吐出管9から吐出する機能を有している。

【0017】

これをさらに詳述すると、電動機部は、シェル1a内に固定された電動機固定子21と

50

、回転軸 4 に焼き嵌められた電動機回転子 2 2 とで構成され、外部から電力が供給されて駆動される。そのため、シェル 1 a には、電力供給の中継点となるガラス端子 1 0 が設けられている。

【 0 0 1 8 】

圧縮部は、第 1 軸受部 6 a、第 2 軸受部 6 b、第 1 シリンダー 2 a、第 2 シリンダー 2 b、及び仕切板 3 等を備えている。第 1 シリンダー 2 a には、圧縮室となる略円筒状の貫通孔が形成されている。また、第 2 シリンダー 2 b にも、圧縮室となる略円筒状の貫通孔が形成されている。そして、これら第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b は、圧縮室の内径中心に沿った方向に積層されている。また、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b を積層する際、これらの間には、仕切板 3 が配置される。

10

【 0 0 1 9 】

第 1 軸受部 6 a は、第 1 シリンダー 2 a の上面部に設けられており、第 1 シリンダー 2 a の圧縮室の上部を閉塞する。つまり、第 1 シリンダー 2 a の圧縮室は、第 1 軸受部 6 a と仕切板 3 とによって、機密性が確保されている。また、第 2 軸受部 6 b は、第 2 シリンダー 2 b の下面部に設けられており、第 2 シリンダー 2 b の圧縮室の下部を閉塞する。つまり、第 2 シリンダー 2 b の圧縮室は、第 2 軸受部 6 b と仕切板 3 とによって、機密性が確保されている。

【 0 0 2 0 】

順次積層された第 1 軸受部 6 a、第 1 シリンダー 2 a、仕切板 3、第 2 シリンダー 2 b 及び第 2 軸受部 6 b には、回転軸 4 が貫通している。この回転軸 4 は、第 1 軸受部 6 a 及び第 2 軸受部 6 b によって回転自在に支持されている。また、回転軸 4 には、第 1 シリンダー 2 a と対応する位置に第 1 偏芯部 4 a が形成され、第 2 シリンダー 2 b と対応する位置に第 2 偏芯部 4 b が形成されている。これら第 1 偏芯部 4 a 及び第 2 偏芯部 4 b は、位相を 1 8 0 度ずらして配置されている。また、第 1 偏芯部 4 a には略円筒状の第 1 ピストン 5 a が回転自在に設けられ、第 2 偏芯部 4 b には略円筒上の第 2 ピストン 5 b が回転自在に設けられている。

20

【 0 0 2 1 】

圧縮部は、第 1 シリンダー 2 a がシェル 1 a に例えば圧入されることにより、シェル 1 a 内に固定されている。また、圧縮部の回転軸 4 を回転駆動する電動機部も、例えばその電動機固定子 2 1 がシェル 1 a に圧入又は溶接されて、固定されている。

30

【 0 0 2 2 】

第 1 シリンダー 2 a 内には、ベーン（図示せず）が摺動自在に設けられ、このベーンが付勢手段（図示せず）によって第 1 ピストン 5 a に押接されるようになっている。電動機部によって回転軸 4 が回転すると、第 1 シリンダー 2 a 内を第 1 ピストン 5 a が回転する。このとき、ベーンが第 1 ピストン 5 a の外周部に追従し、圧縮室内を低压空間と高压空間に区画する。同様に、第 2 シリンダー 2 b 内にも、ベーンが摺動自在に設けられ、このベーンが付勢手段（図示せず）によって第 2 ピストン 5 b に押接されるようになっている。電動機部によって回転軸 4 が回転すると、第 2 シリンダー 2 b 内を第 2 ピストン 5 b が回転する。このとき、ベーンが第 2 ピストン 5 b の外周部に追従することにより、圧縮室内を低压空間と高压空間に区画する。

40

【 0 0 2 3 】

これら第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b には、側面から圧縮室に貫通するガス吸入穴 1 1 a（本発明の貫通穴に相当）が形成されている。そして、これらガス吸入穴 1 1 a には、結合パイプ 1 2 の一方の端部が圧入されている。また、結合パイプ 1 2 の他方の端部には、吸入マフラー 8 が接続されている。つまり、吸入マフラー 8 に流入したガス冷媒（つまり、冷凍サイクル回路の低压側の冷媒）は、結合パイプ 1 2 及びガス吸入穴 1 1 a を介して、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b 内に形成された圧縮室に吸入される。そして圧縮室に吸入された冷媒は、圧縮されて、第 1 軸受部 6 a 及び第 2 軸受部 6 b のフランジ部に形成された弁（図示せず）からシェル 1 a 内に吐出される。シェル 1 a 内に吐出された冷媒は、吐出管 9 からシェル 1 a 外へ流出する。

50

なお、本実施の形態に係る圧縮機 1 には、結合パイプ 1 2 をガス吸入穴 1 1 a へ圧入する際のガイドとなるガイドパイプ 1 3 が、シェル 1 a の外周面に設けられている。

【 0 0 2 4 】

ここで、本実施の形態に係る圧縮機 1 においては、図 3 ( a ) に示すように、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b に形成されたガス吸入穴 1 1 a の断面形状は、長円形状 ( 同一直径の 2 つの円を接線で結んだ形状 ) としている。また、ガス吸入穴 1 1 a は、断面長円形状の長手方向が第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b の周方向に沿うように配置されている。このため、結合パイプ 1 2 のガス吸入穴 1 1 a に圧入される側の端部も、ガス吸入穴 1 1 a に対応して、断面長円形状となっている。このため、本実施の形態に係る圧縮機 1 は、シリンダーの側面に断面円形状のガス吸入穴 1 1 b が形成された従来の圧縮機 ( 図 3 ( b ) 参照 ) と比べ、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b の厚みを薄くしても、圧縮室に流入する冷媒量を確保でき、吸入圧力の損失を防止できる。したがって、本実施の形態に係る圧縮機 1 は、小型化できたり、シェル 1 a の容量をさほど大きくすることなく多気筒化することができる。また、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b の厚みを薄くすることによって、圧縮室容量を変更せずに圧縮室 ( シリンダー内周面 ) の直径や第 1 ピストン 5 a 及び第 2 ピストン 5 b の直径を大きくできるので、圧縮室の高圧側空間から低圧側空間への冷媒漏れ ( 漏れ損失 ) を低減させることも可能となる。

【 0 0 2 5 】

しかしながら、結合パイプ 1 2 をガス吸入穴 1 1 a に圧入する際、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b のガス吸入穴 1 1 a 近傍の強度と結合パイプ 1 2 の強度との関係によっては、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b と結合パイプ 1 2 との間のシール性が悪化し、当該箇所からの冷媒漏れが発生してしまう ( ガス漏れ損失が大きくなってしまう ) 場合がある。

【 0 0 2 6 】

そこで、本実施の形態に係る圧縮機 1 においては、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b におけるガス吸入穴 1 1 a 近傍の形状を以下のように構成した。

なお、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b におけるガス吸入穴 1 1 a 近傍の形状は同形状のため、以下では、第 1 シリンダー 2 a について説明する。

【 0 0 2 7 】

図 4 は、断面長円形状のガス吸入穴に断面長円形状の結合パイプを圧入した際の両者の変形形態を示す模式図である。

第 1 シリンダー 2 a におけるガス吸入穴 1 1 a の直線部の外側となる部分 ( 以下、シリンダー平坦部 1 1 c という ) 近傍の強度と結合パイプ 1 2 の強度が釣り合っている場合、図 4 ( a ) に示すように、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の双方は断面長円形状を崩すことなく接続される。このような場合、結合パイプ 1 2 がシリンダー平坦部 1 1 c の全面で接触し、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間は隙間なくシールされる。

【 0 0 2 8 】

また、第 1 シリンダー 2 a のシリンダー平坦部 1 1 c 近傍の強度が結合パイプ 1 2 の強度より弱い場合、図 4 ( b ) に示すように、シリンダー平坦部 1 1 c 及び結合パイプ 1 2 の平坦部は、結合パイプ 1 2 の外周側に凸となるように変形する。このような場合も、結合パイプ 1 2 がシリンダー平坦部 1 1 c の全面で接触し、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間は隙間なくシールされる。

【 0 0 2 9 】

しかしながら、第 1 シリンダー 2 a のシリンダー平坦部 1 1 c 近傍の強度が結合パイプ 1 2 の強度より強い場合、図 4 ( c ) に示すように、結合パイプ 1 2 の平坦部は、結合パイプ 1 2 の内周側に凸となるように変形する。このような場合、結合パイプ 1 2 とシリンダー平坦部 1 1 c との間に隙間が生じ、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間をシールできなくなってしまう。

【 0 0 3 0 】

このため、本実施の形態では、C A E 解析により、結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( a ) 又は図 4 ( b ) となるガス吸入穴 1 1 a 近傍の形状を求めた。

詳しくは、図 5 に示すように、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚を A、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さを B、ガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さを C と定義した。そして、これら A、B、C、結合パイプ 1 2 の肉厚 t、及び圧入代 D を変化させて、結合パイプ 1 2 の変形量 Y を C A E 解析した。

なお、結合パイプ 1 2 の変形量は、図 6 ( ガス吸入穴近傍の縦断面図 ) に示すように、結合パイプ 1 2 が外周側に凸となる変形方向をプラス方向とし、結合パイプ 1 2 が内周側に凸となる変形方向をマイナス方向とした。また、第 1 シリンダー 2 a は鋳鉄を用いた鋳物を想定し、結合パイプは鉄製のものを想定し、C A E 解析した。

10

#### 【 0 0 3 1 】

図 7 ~ 図 9 は、本発明の実施の形態における C A E 解析の結果を示す特性図である。これら図 7 ~ 図 9 は、縦軸が結合パイプ 1 2 の変形量となっており、横軸が  $A \times B / C$  を示している。

#### 【 0 0 3 2 】

詳しくは、図 7 は、本発明の実施の形態における結合パイプの肉厚  $t = 1.6 \text{ mm}$  のときの C A E 解析の結果を示す特性図である。

図 7 の直線 E 1 は、圧入代 D が  $0.05 \text{ mm}$ 、結合パイプ 1 2 の肉厚 t が  $1.6 \text{ mm}$  の条件において、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚 A、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ B、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さ C を指標とした結合パイプ 1 2 の変形量 Y の関係を求めたものである。具体的には、この関係は次のように求めた。まず、圧入代 D を  $0.05 \text{ mm}$ 、結合パイプ 1 2 の肉厚 t を  $1.6 \text{ mm}$  で固定し、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚 A、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ B、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さ C も適宜変化させて、結合パイプ 1 2 の変形量 Y を C A E 解析により求めた。そして、これら変形量 Y をグラフ上にプロットし、これらプロット点から上記の関係を求めた。

20

#### 【 0 0 3 3 】

つまり、この直線 E 1 は、次の関係式 1 となる。

#### 【 0 0 3 4 】

#### 【 数 1 】

30

$$Y = f(A, B, C) = -0.8 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 2.7 \geq 0 \cdots (1)$$

#### 【 0 0 3 5 】

この関係式 1 は、 $A \times B / C = 3.38$  で Y が 0 となる。このことより、圧入代 D が  $0.05 \text{ mm}$ 、結合パイプ 1 2 の肉厚 t が  $1.6 \text{ mm}$  の場合、 $A \times B / C = 3.38$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( a ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 3.38$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( b ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 3.38$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( c ) となり、結合パイプ 1 2 とシリンダー平坦部 1 1 c との間に隙間が生じ、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間をシールできなくなることがわかる。

40

#### 【 0 0 3 6 】

図 7 の直線 F 1 は、直線 E 1 と同様の方法により、圧入代 D が  $0.1 \text{ mm}$ 、結合パイプ 1 2 の肉厚 t が  $1.6 \text{ mm}$  の条件において、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚 A、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ B、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向

50

長さCを指標とした結合パイプ12の変形量Yの関係を求めたものである。

【0037】

この直線F1は、次の関係式2となる。

【0038】

【数2】

$$Y = f(A, B, C) = -0.9 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 2.95 \geq 0 \quad \cdots (2)$$

10

【0039】

この関係式2は、 $A \times B / C = 3.28$ でYが0となる。このことより、圧入代Dが0.1mm、結合パイプ12の肉厚tが1.6mmの場合、 $A \times B / C = 3.28$ のときには、第1シリンダー2aのガス吸入穴11a近傍及び結合パイプ12の変形形態が図4(a)となり、第1シリンダー2aと結合パイプ12のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 3.28$ のときには、第1シリンダー2aのガス吸入穴11a近傍及び結合パイプ12の変形形態が図4(b)となり、第1シリンダー2aと結合パイプ12のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 3.28$ のときには、第1シリンダー2aのガス吸入穴11a近傍及び結合パイプ12の変形形態が図4(c)となり、結合パイプ12とシリンダー平坦部11cとの間に隙間が生じ、第1シリンダー2a及び結合パイプ12の間をシールできなくなることがわかる。

20

【0040】

図7の直線G1は、直線E1と同様の方法により、圧入代Dが0.15mm、結合パイプ12の肉厚tが1.6mmの条件において、シリンダー平坦部11cの肉厚A、ガス吸入穴11aの断面における長手方向長さB、及びガス吸入穴11aの断面における短手方向長さCを指標とした結合パイプ12の変形量Yの関係を求めたものである。

【0041】

この直線G1は、次の関係式3となる。

【0042】

【数3】

$$Y = f(A, B, C) = -1.0 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 3.2 \geq 0 \quad \cdots (3)$$

30

【0043】

この関係式3は、 $A \times B / C = 3.2$ でYが0となる。このことより、圧入代Dが0.15mm、結合パイプ12の肉厚tが1.6mmの条件の場合、 $A \times B / C = 3.2$ のときには、第1シリンダー2aのガス吸入穴11a近傍及び結合パイプ12の変形形態が図4(a)となり、第1シリンダー2aと結合パイプ12のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 3.2$ のときには、第1シリンダー2aのガス吸入穴11a近傍及び結合パイプ12の変形形態が図4(b)となり、第1シリンダー2aと結合パイプ12のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 3.2$ のときには、第1シリンダー2aのガス吸入穴11a近傍及び結合パイプ12の変形形態が図4(c)となり、結合パイプ12とシリンダー平坦部11cとの間に隙間が生じ、第1シリンダー2a及び結合パイプ12の間をシールできなくなることがわかる。

40

【0044】

また、図8は、本発明の実施の形態における結合パイプの肉厚t = 1mmのときのCAE解析の結果を示す特性図である。

この図8の直線E2は、図7の直線E1と同様の方法により、圧入代Dが0.05mm

50

、結合パイプ 1 2 の肉厚  $t$  が 1 mm の条件において、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚  $A$ 、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ  $B$ 、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さ  $C$  を指標とした結合パイプ 1 2 の変形量  $Y$  の関係を求めたものである。

【 0 0 4 5 】

この直線 E 2 は、次の関係式 4 となる。

【 0 0 4 6 】

【数 4】

$$Y = f(A, B, C) = -0.8 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 2.3 \geq 0 \quad \cdots (4)$$

10

【 0 0 4 7 】

この関係式 4 は、 $A \times B / C = 2.88$  で  $Y$  が 0 となる。このことより、圧入代  $D$  が 0.05 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚  $t$  が 1 mm の場合、 $A \times B / C = 2.88$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( a ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 2.88$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( b ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 2.88$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( c ) となり、結合パイプ 1 2 とシリンダー平坦部 1 1 c との間に隙間が生じ、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間をシールできなくなることがわかる。

20

【 0 0 4 8 】

図 8 の直線 F 2 は、図 7 の直線 E 1 と同様の方法により、圧入代  $D$  が 0.1 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚  $t$  が 1 mm の条件において、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚  $A$ 、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ  $B$ 、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さ  $C$  を指標とした結合パイプ 1 2 の変形量  $Y$  の関係を求めたものである。

【 0 0 4 9 】

この直線 F 2 は、次の関係式 5 となる。

30

【 0 0 5 0 】

【数 5】

$$Y = f(A, B, C) = -0.9 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 2.55 \geq 0 \quad \cdots (5)$$

【 0 0 5 1 】

この関係式 5 は、 $A \times B / C = 2.83$  で  $Y$  が 0 となる。このことより、圧入代  $D$  が 0.1 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚  $t$  が 1 mm の場合、 $A \times B / C = 2.83$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( a ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 2.83$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( b ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 2.83$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( c ) となり、結合パイプ 1 2 とシリンダー平坦部 1 1 c との間に隙間が生じ、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間をシールできなくなることがわかる。

40

【 0 0 5 2 】

図 8 の直線 G 2 は、図 7 の直線 E 1 と同様の方法により、圧入代  $D$  が 0.15 mm、結

50

合パイプ 1 2 の肉厚  $t$  が 1 mm の条件において、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚  $A$ 、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ  $B$ 、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さ  $C$  を指標とした結合パイプ 1 2 の変形量  $Y$  の関係を求めたものである。

【 0 0 5 3 】

この直線 G 2 は、次の関係式 6 となる。

【 0 0 5 4 】

【数 6】

$$Y = f(A, B, C) = -1.0 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 2.8 \geq 0 \quad \cdots (6)$$

10

【 0 0 5 5 】

この関係式 6 は、 $A \times B / C = 2.8$  で  $Y$  が 0 となる。このことより、圧入代  $D$  が 0.15 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚  $t$  が 1 mm の条件の場合、 $A \times B / C = 2.8$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( a ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 2.8$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( b ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 2.8$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( c ) となり、結合パイプ 1 2 とシリンダー平坦部 1 1 c との間に隙間が生じ、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間をシールできなくなることがわかる。

20

【 0 0 5 6 】

また、図 9 は、本発明の実施の形態における結合パイプの肉厚  $t = 0.4$  mm のときの C A E 解析の結果を示す特性図である。

この図 9 の直線 E 3 は、図 7 の直線 E 1 と同様の方法により、圧入代  $D$  が 0.05 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚  $t$  が 0.4 mm の条件において、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚  $A$ 、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ  $B$ 、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さ  $C$  を指標とした結合パイプ 1 2 の変形量  $Y$  の関係を求めたものである。

30

【 0 0 5 7 】

この直線 E 3 は、次の関係式 7 となる。

【 0 0 5 8 】

【数 7】

$$Y = f(A, B, C) = -0.8 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 1.9 \geq 0 \quad \cdots (7)$$

【 0 0 5 9 】

この関係式 7 は、 $A \times B / C = 2.38$  で  $Y$  が 0 となる。このことより、圧入代  $D$  が 0.05 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚  $t$  が 0.4 mm の場合、 $A \times B / C = 2.38$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( a ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 2.38$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( b ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 2.38$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( c ) となり、結合パイプ 1 2 とシリンダー平坦部 1 1 c との間に隙間が生じ、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間をシールできなくなることがわかる。

40

【 0 0 6 0 】

50

図 9 の直線 F 3 は、図 7 の直線 E 1 と同様の方法により、圧入代 D が 0 . 1 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚 t が 0 . 4 mm の条件において、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚 A、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ B、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さ C を指標とした結合パイプ 1 2 の変形量 Y の関係を求めたものである。

【 0 0 6 1 】

この直線 F 3 は、次の関係式 8 となる。

【 0 0 6 2 】

【数 8】

$$Y = f(A, B, C) = -0.9 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 2.13 \geq 0 \quad \cdots (8)$$

10

【 0 0 6 3 】

この関係式 8 は、 $A \times B / C = 2 . 37$  で Y が 0 となる。このことより、圧入代 D が 0 . 1 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚 t が 0 . 4 mm の場合、 $A \times B / C = 2 . 37$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( a ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 2 . 37$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( b ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 2 . 37$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( c ) となり、結合パイプ 1 2 とシリンダー平坦部 1 1 c との間に隙間が生じ、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間をシールできなくなることがわかる。

20

【 0 0 6 4 】

図 9 の直線 G 3 は、図 7 の直線 E 1 と同様の方法により、圧入代 D が 0 . 15 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚 t が 0 . 4 mm の条件において、シリンダー平坦部 1 1 c の肉厚 A、ガス吸入穴 1 1 a の断面における長手方向長さ B、及びガス吸入穴 1 1 a の断面における短手方向長さ C を指標とした結合パイプ 1 2 の変形量 Y の関係を求めたものである。

【 0 0 6 5 】

この直線 G 3 は、次の関係式 9 となる。

【 0 0 6 6 】

【数 9】

$$Y = f(A, B, C) = -1.0 \times \left( A \times \frac{B}{C} \right) + 2.35 \geq 0 \quad \cdots (9)$$

30

【 0 0 6 7 】

この関係式 9 は、 $A \times B / C = 2 . 35$  で Y が 0 となる。このことより、圧入代 D が 0 . 15 mm、結合パイプ 1 2 の肉厚 t が 0 . 4 mm の条件の場合、 $A \times B / C = 2 . 35$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( a ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C < 2 . 35$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( b ) となり、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 1 2 のシール性が確保されることがわかる。また、 $A \times B / C > 2 . 35$  のときには、第 1 シリンダー 2 a のガス吸入穴 1 1 a 近傍及び結合パイプ 1 2 の変形形態が図 4 ( c ) となり、結合パイプ 1 2 とシリンダー平坦部 1 1 c との間に隙間が生じ、第 1 シリンダー 2 a 及び結合パイプ 1 2 の間をシールできなくなることがわかる。

40

【 0 0 6 8 】

50

つまり、図 7 ~ 図 9 及び上記の関係式 1 ~ 関係式 9 より、圧入代 D が小さいほど（換言すると、結合パイプ 12 の平坦部にかかる変形荷重が小さいほど）、 $A \times B / C$  が大きくなることがわかる。また、結合パイプ 12 の肉厚が厚いほど（換言すると、結合パイプ 12 の平坦部の強度が強いほど）、 $A \times B / C$  が大きくなることがわかる。より詳しくは、圧入代 D が  $0.05 \text{ mm}$  以下 ( $0 < D \leq 0.05 \text{ mm}$ ) の場合、結合パイプ 12 の肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 1.6 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 3.38$  とし、結合パイプ 12 の肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 1 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.88$  とし、結合パイプの肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 0.4 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.38$  とすることにより、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 12 のシール性を確保できることがわかる。また、圧入代 D が  $0.1 \text{ mm}$  以下 ( $0 < D \leq 0.1 \text{ mm}$ ) の場合、結合パイプ 12 の肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 1.6 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 3.28$  とし、結合パイプ 12 の肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 1 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.83$  とし、結合パイプの肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 0.4 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.37$  とすることにより、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 12 のシール性を確保できることがわかる。また、圧入代 D が  $0.15 \text{ mm}$  以下 ( $0 < D \leq 0.15 \text{ mm}$ ) の場合、結合パイプ 12 の肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 1.6 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 3.2$  とし、結合パイプ 12 の肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 1 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.8$  とし、結合パイプの肉厚  $t$  が  $0 \text{ mm} < t \leq 0.4 \text{ mm}$  のものにおいては  $0 < A \times B / C \leq 2.35$  とすることにより、第 1 シリンダー 2 a と結合パイプ 12 のシール性を確保できることがわかる。

#### 【0069】

以上、本実施の形態のように構成された圧縮機 1 においては、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b の厚みを薄くしても、圧縮室に流入する冷媒量を確保でき、吸入圧力の損失を防止できる。したがって、本実施の形態に係る圧縮機 1 は、小型化できたり、シェル 1 a の容量をさほど大きくすることなく多気筒化することができる。また、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b の厚みを薄くすることによって、圧縮室容量を変更せずに圧縮室（シリンダー内周面）の直径や第 1 ピストン 5 a 及び第 2 ピストン 5 b の直径を大きくすることができるので、圧縮室の高圧側空間から低圧側空間への冷媒漏れ（漏れ損失）を低減させることも可能となる。そして、第 1 シリンダー 2 a 及び第 2 シリンダー 2 b のガス吸入穴 11 a 近傍と結合パイプ 12 の変形形態が図 4 (a) 又は図 4 (b) となるようにガス吸入穴 11 a 近傍の形状を規定しているので、懸念されるガス吸入穴 11 a と結合パイプ 12 との間からのガス漏れも Oリングやシールテープなどの弾性材料を用いることなく防止でき、当該箇所からのガス漏れに起因する圧縮機 1 の性能が低下してしまうことも防止できる。

#### 【0070】

なお、本実施の形態で説明した圧縮機 1 はあくまでも一例である。圧縮部は、2 シリンダータイプに限定されるものではなく、シングルタイプであってもよい。圧縮部の機構もロータリー式に限定されるものではなく、例えばベーン式等、種々の機構を採用することができる。圧縮部を複数設置し、冷媒を順次圧縮していく多段式の圧縮機としても勿論よい。また、圧縮機 1 を、シェル 1 a 内が低圧のガス冷媒で満たされる低圧シェル型の圧縮機としても勿論よい。つまり、シリンダーの側面に形成され、圧縮室と連通する連結パイプが圧入される貫通穴の断面形状を上記のように規定することにより、本実施の形態 1 で示した効果を得ることができる。

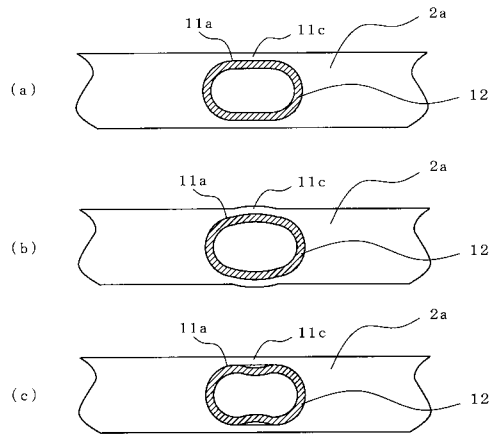
#### 【符号の説明】

#### 【0071】

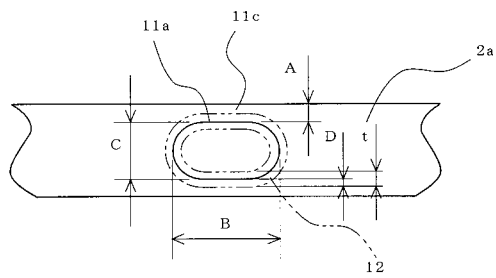
1 圧縮機、1 a シェル、2 a 第 1 シリンダー、2 b 第 2 シリンダー、3 仕切板、4 回転軸、4 a 第 1 偏芯部、4 b 第 2 偏芯部、5 a 第 1 ピストン、5 b 第 2 ピストン、6 a 第 1 軸受部、6 b 第 2 軸受部、8 吸入マフラー、9 吐出管、10 ガラス端子、11 a ガス吸入穴（断面長円形状）、11 b ガス吸入穴（従来、断面円形状）、11 c シリンダー平坦部、12 結合パイプ、13 ガイドパイプ、21



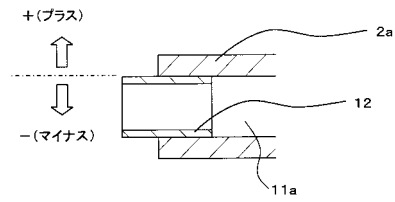
【図 4】



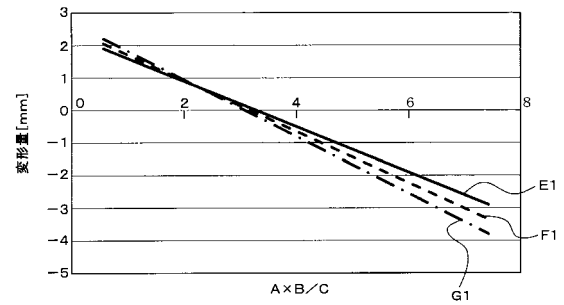
【図 5】



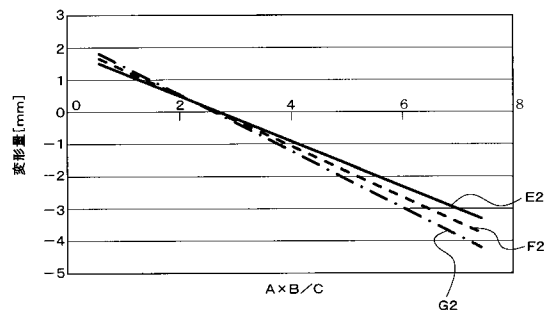
【図 6】



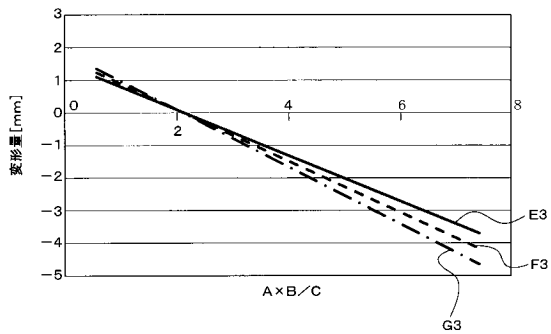
【図 7】



【図 8】



【図 9】



---

フロントページの続き

(74)代理人 100160831

弁理士 大谷 元

(72)発明者 中河 寛行

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 谷 真男

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 新井 聡経

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 佐藤 秀之

(56)参考文献 特開2003-214370(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 29/12

F04C 18/356