

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4045154号
(P4045154)

(45) 発行日 平成20年2月13日(2008.2.13)

(24) 登録日 平成19年11月22日(2007.11.22)

(51) Int. Cl.		F I	
F04C	23/00 (2006.01)	F04C	23/00 E
F04C	18/32 (2006.01)	F04C	18/32
F04C	29/00 (2006.01)	F04C	29/00 C
F25B	1/10 (2006.01)	F04C	29/00 D
F04C	18/356 (2006.01)	F25B	1/10 Z

請求項の数 7 (全 12 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2002-264887 (P2002-264887)
 (22) 出願日 平成14年9月11日(2002.9.11)
 (65) 公開番号 特開2004-100608 (P2004-100608A)
 (43) 公開日 平成16年4月2日(2004.4.2)
 審査請求日 平成16年11月19日(2004.11.19)

(73) 特許権者 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
 (74) 代理人 100100310
 弁理士 井上 学
 (72) 発明者 久保田 淳
 茨城県土浦市神立町502番地 株式会社
 日立製作所 機械研究所内
 (72) 発明者 関上 和夫
 栃木県下都賀郡大平町大字富田800番地
 日立ホーム・アンド・ライフ・ソリュー
 ション株式会社 栃木事業所内
 (72) 発明者 中村 啓夫
 茨城県土浦市神立町502番地 株式会社
 日立製作所 機械研究所内
 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】

密閉容器内に、回転軸を有する電動機と、前記電動機側から順に低圧用圧縮要素と中間仕切板と高圧用圧縮要素とを積層状に重ねて一体化された回転圧縮要素を備え、前記回転軸に設けた2つの偏心部により前記低圧用圧縮要素と前記高圧用圧縮要素とを偏心回転させて駆動され、前記2つの偏心部のうち、前記電動機から遠い側の前記偏心部の外径が前記電動機に近い側の前記偏心部の外径よりも小径であり、前記中間仕切板には前記小径の前記偏心部を通す貫通孔を備え、前記貫通孔が前記電動機から遠い側よりも前記電動機に近い側で小口径な略円錐台の形状であるロータリ式2段圧縮機。

【請求項2】

前記回転軸は、前記電動機とは逆方向の先端に先端軸を、前記偏心部相互を接続する部分には中間軸を備え、前記中間軸の軸径が前記先端軸の軸径よりも大きい請求項1記載のロータリ式2段圧縮機。

【請求項3】

前記貫通孔の側面と前記回転軸とのなす角であるテーパ角が10° 30°である請求項1記載のロータリ式2段圧縮機。

【請求項4】

圧縮機からの圧縮された冷媒の流れる方向を切り替える弁と、その弁から流れてきた冷媒の熱交換を行う熱交換器と、その熱交換器で熱交換された冷媒の圧力を減圧する膨張機と、その膨張機で減圧された冷媒のうち気相冷媒と液相冷媒とを分離する気液分離器と、

その気液分離器で分離された液相冷媒を熱交換して前記圧縮機で圧縮する低圧の気相冷媒とする他の熱交換器と、を備えた空気調和機において、前記圧縮機は、密閉容器と、回転軸を有する電動機と、前記電動機側から順に低圧用圧縮要素と中間仕切板と高圧用圧縮要素とを積層状に重ねて一体化された回転圧縮要素を備え、前記回転軸に設けた2つの偏心部により前記低圧用圧縮要素と前記高圧用圧縮要素とを偏心回転させて駆動され、前記2つの偏心部のうち、前記電動機から遠い側の前記偏心部の外径が前記電動機に近い側の前記偏心部の外径よりも小径であり、前記中間仕切板には前記小径の前記偏心部を通す貫通孔を備え、前記電動機から遠い側の前記貫通孔が前記電動機に近い側の前記貫通孔よりも大口径な略円錐台の形状であるロータリ式2段圧縮機を用いた空気調和機。

【請求項5】

前記ロータリ式2段圧縮機の回転軸は、前記電動機とは逆方向の先端に先端軸を、前記偏心部相互を接続する部分には中間軸を備え、前記中間軸の軸径が前記先端軸の軸径よりも大きい請求項4記載の空気調和機。

【請求項6】

前記貫通孔の側面と前記回転軸とのなす角であるテーパ角が 10° 30° である請求項4記載の空気調和機。

【請求項7】

前記気液分離器で分離された気相冷媒と前記低圧用圧縮要素で圧縮された冷媒を前記高圧用圧縮要素で圧縮する請求項4乃至6のいずれか1項に記載の空気調和機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は空気調和機や冷凍機等に使用するロータリ式2段圧縮機に関し、特に回転軸周りの設計自由度が高い高効率なロータリ式2段圧縮機に関するものであり、またそのロータリ式2段圧縮機を用いた空気調和機に関する。

【0002】

【従来の技術】

ロータリ式2段圧縮機の構造として、図14に示した構造を備えるものがある。この圧縮機101は、底蓋21、ケース22と上蓋12からなる密閉容器13内に、ステータ7とロータ8からなる電動機14を備えている。電動機14に連結された回転軸2を備えるクランク軸は主軸受9と副軸受19に軸支されている。回転軸2に対して電動機14側から順に、低圧用圧縮要素20と中間仕切板15と高圧用圧縮要素23とを積層状に重ねて一体化されている。

【0003】

このロータリ式2段圧縮機では、低圧用圧縮要素20と高圧用圧縮要素23とにおいて、クランク軸2に設けた2つの偏心部5a、5bがロータ11a、11bを偏心回転しながら駆動している。クランク軸には偏心部相互間を連結する中間軸4がある。低圧用圧縮要素20は、シリンダ10aに設けられた、偏心部5aとロータ11aとで圧縮を行う圧縮空間を有し、その圧縮空間は主軸受9の一部をなす端板と中間仕切板15とで閉塞されている。また、高圧用圧縮要素23は、シリンダ10bに設けられた、偏心部5bとロータ11bとで圧縮を行う圧縮空間を有し、この圧縮空間は中間仕切板15と副軸受19の一部をなす端板とで閉塞されている。

【0004】

低圧の冷媒は吸気管25aより低圧用圧縮要素20内に吸気され、偏心部5aに嵌め合わされたローラ11aが偏心回転することにより中間圧力まで圧縮され、吐出口26aと、プレート18と主軸受9で形成された空間を通過して吐出管27aより吐出される。

【0005】

次に中間圧力の冷媒は吸気口25bより高圧用圧縮要素23内に吸気され、偏心部5bに嵌め合わされたローラ11bが偏心回転することにより高圧まで圧縮され、吐出口26bと、プレート18と副軸受19で形成された空間と、内部流路30と密閉空間29を通して吐

10

20

30

40

50

出管 27bより吐出される。

【0006】

図15に示したクランク軸は、ロータ8に外接する回転軸2と、低压用圧縮要素20を駆動する偏心部5aと、高压用圧縮要素23を駆動する偏心部5bと、回転軸2とは逆側で偏心部5bの先端に先端軸3が順次設けられる。さらに各偏心部5a、5b相互を連結する、中間軸4が設けられる。

【0007】

ここで回転軸2の軸径d1は、先端軸3の軸径d2と同じである。偏心部5aの偏心量e1は、偏心部5bの偏心量e2よりも大きい。これは低压用圧縮要素20のほうが高压用圧縮要素23よりも冷媒の密度が低いため、押しのけ量Vccを大きくする必要があるからである。10
押しのけ量Vccおよび偏心量eと、シリンダ10の内径D、高さHとローラ11の外径drは次式(1)、(2)に示す関係がある。ここでは、微小な距離である。

【0008】

【数1】

【数1】

$$V_{cc} = \frac{\pi}{4} (D^2 - dr^2) \cdot H \quad \dots\dots(1)$$

20

【数2】

【数2】

$$e = \frac{D}{2} - \frac{dr}{2} + \delta \geq \frac{D}{2} - \frac{dr}{2} \quad \dots\dots(2)$$

図14に示すように、シリンダ10aとシリンダ10bの内径Dと高さHがそれぞれほぼ等しければ、低压用圧縮要素20のVccを大きくするためには dr1を小さくすることとなり、偏心量e1もそれに伴い大きくなる。偏心部5aと偏心部5bは同一の外径dcとなっていた。30

【0009】

低压用圧縮要素20と高压用圧縮要素23を仕切る役目となる中間仕切板15は、先端軸3等を連通するために内径Doの貫通孔16を備えている。図16にクランク軸に、主軸受9から中間仕切板15までを組み立てた図を示す。図16に示したように、主軸受9に対してシリンダ10aを矢印Aのように、ローラ11aを矢印Bのように、回転軸2を矢印Cのように移動して組み立てる。中間仕切板15は、先端軸3の方向から矢印Dのようにまず偏心部5bを貫通孔16に通した後、図14に示すように貫通孔16の軸芯と回転軸2の軸芯がほぼ一致するように組み立てる。

従来の圧縮機として全断熱効率と信頼性向上のために、中間軸の軸径をできるだけ大きくし、その弾性変形を抑制したものがある。(例えば、特許文献1参照。)本願の願書に添付した図15のA-A断面を示した図17に示した特許文献1に記載の技術によれば、中間軸4の弾性変形による性能劣化を抑制するために、中間軸4の断面積を大きく取れるように略楕円形の断面形状としている。40

【特許文献1】

特開2001-140783号公報 (第3ページ、図4、図6)

【0010】

【発明が解決しようとする課題】

組み立て上の制約から、偏心部5bが貫通孔16を通過しなければならないから、中間軸の断面積を任意に設定できなかった。したがって図17のように略楕円状に成形する必要 50

があり、加工が複雑になるという課題があった。また、中間軸 4 の断面を円柱とする場合は、組み立て状の制約から図 1 8 のようになり、軸径を大きくできないという課題があった。すなわち組み立て上の制約から、中間軸 4 の形状の設計自由度が少ないという課題があった。

【 0 0 1 1 】

先に述べたように偏心量 e_1 が偏心量 e_2 よりも大きいために、図 1 4 に示すように低圧用圧縮要素 2 0 の最小シール長さ L_1 は高圧用圧縮要素 2 3 の最小シール長さ L_2 よりも小さくなっている。密閉容器内と圧縮要素内との圧力差により、冷媒漏れによる性能低下がある。最小シール長さが小さい上に圧力差が大きいため、低圧用圧縮要素 2 0 での漏れ損失がより性能低下を招く一因となっている。すなわち低圧用圧縮要素 2 0 で冷媒漏れによる性能劣化を防ぐことが課題である。

10

【 0 0 1 2 】

本発明の目的は、中間軸の設計自由度を大きくして、性能の劣化を防いだロータリ式 2 段圧縮機を実現することにある。

【 0 0 1 3 】

また本発明の他の目的は、圧縮機への入力を減らした C O P (成績係数) を高めた空気調和機を実現することにある。

【 0 0 1 4 】

【課題を解決するための手段】

本発明の目的を達成するために、密閉容器内に、回転軸を有する電動機と、前記電動機側から順に低圧用圧縮要素と中間仕切板と高圧用圧縮要素とを積層状に重ねて一体化された回転圧縮要素を備え、前記回転軸に設けた 2 つの偏心部により前記低圧用圧縮要素と前記高圧用圧縮要素とを偏心回転させて駆動され、前記 2 つの偏心部のうち、前記電動機から遠い側の前記偏心部の外径が前記電動機に近い側の前記偏心部の外径よりも小径であり、前記中間仕切板には前記小径の前記偏心部を通す貫通孔を備え、前記貫通孔が前記電動機から遠い側よりも前記電動機に近い側で小口径な略円錐台の形状であるロータリ式 2 段圧縮機とした。

20

【 0 0 1 5 】

また、クランク軸は二つの圧縮要素に対応する位置に偏心部を備えている。それらの偏心部の間に設けられたクランク軸の中間軸に、弾性変形が生じること抑制するために、クランク軸の偏心部相互を接続する部分である中間軸の軸径が、クランク軸の電動機とは逆方向の先端部である先端軸の軸径よりも大きくすることが望ましい。

30

【 0 0 1 6 】

さらに、貫通孔の側面と前記回転軸とのなす角であるテーパ角 が 10° 30° であることが望ましい。

【 0 0 1 7 】

本発明の他の目的を達成するために、ロータリ式 2 段圧縮機を冷媒サイクルの一構成要素とした空気調和機において、ロータリ式 2 段圧縮機の二つの圧縮要素間に設けられる中間仕切板は前記偏心部を通す貫通孔を備え、前記貫通孔が前記電動機から遠い側よりも前記電動機に近い側で小口径な略円錐台の形状とした。

40

【 0 0 1 8 】

【発明の実施の形態】

以下に本発明の実施例を、図を用いて説明する。図 1 4 で同様の構成要素において用いた符号は、本発明の実施例の理解を容易にするために、図 1 においても同じ符号用いた。

【 0 0 1 9 】

図 1 において高圧用圧縮要素 2 3 の偏心部 5 b の外径 dc_2 は、低圧用圧縮要素 2 0 の偏心部 5 a の外径 dc_1 よりも小さくしている。ただし偏心量 e_1 、 e_2 やシリンダ内径 D や高さ H 、ローラ外径 dr 、すなわち押しつけ量 V_{cc} は従来と同様である。

【 0 0 2 0 】

中間仕切板 1 5 の断面形状を、図 2 に示す。中間仕切板 1 5 は、先端軸 3、偏心部 5 b、

50

中間軸 4 が通過する貫通孔 1 6 を備えている。貫通孔 1 6 は低圧用圧縮要素 2 0 側の孔径 D1 が、高圧用圧縮要素 2 3 側の孔径 D2 よりも小さく、円錐台形状となっている。本実施例では、貫通孔 1 6 のテーパ面 1 7 と軸中心とのなす角であるテーパ角 θ は、 15° である。

【0021】

本実施例に適用されるクランク軸の平面図を図 3 に示し、図 3 の A-A 断面を図 4 に示す。中間仕切板 1 5 が通過する先端軸 3 側の偏心部 5 b の外径 dc_2 は、偏心部 5 a の外径 dc_1 よりも小さい。中間軸 4 の断面は円柱状であり、その外径 d_3 は先端軸 3 の軸径 d_2 よりも大きい。本実施例では軸径 d_2 と回転軸 2 の軸径 d_1 を同じとしているので、中間軸 4 の外径 d_3 が最も大きい。本実施例によれば、中間軸 4 の断面を円形にでき、加工性が良い。またロータ 8 と連結する回転軸 2 や、副軸受 1 9 に軸支される先端軸 3 よりも、中間軸 4 の軸径を大きくできるので、各圧縮要素に加わる力が過剰なものとなっても、中間軸 4 の変形量が小さく抑えられる。

【0022】

次に図 5 から図 7 を用いて、本実施例の圧縮機 1 の組み立て手順を説明する。主軸受 9、ローラ 1 1 a、シリンダ 1 0 a、回転軸 2 の組み立て順序は、従来と同様である。まず、矢印 B1 のように中間仕切 1 5 を、貫通孔 1 6 の小さい孔径 D1 側から、先端軸 3、偏心部 5 b を通して破線の位置まで移動する。次に中間軸 4 と偏心部 5 b の段差である点 a を支点として、中間仕切板 15 を矢印 B2 のように回転する。(図 5)

次に、中間仕切板 1 5 を矢印 B3 のように破線から実線までテーパ面 1 7 が支点 b に接触するまで水平移動する。(図 6)

さらに点 b を支点として中間仕切板 1 5 を矢印 B4 のように回転し、孔径 D1 に中間軸 4 を通して図 1 に示した位置まで中間仕切板 1 5 を移動させる。(図 7)

ローラ 1 1 b、シリンダ 1 0 b、副軸受 1 9 は、先端軸 3 の方向から軸受 9 に向かって移動させて、図 1 のように組み立てる。

【0023】

またシリンダ 1 0、中間仕切板 1 5、副軸受 1 9 は、長手方向が回転軸 2 の長手方向に沿っているボルトにより主軸受 9 に固定される。

【0024】

ここで貫通孔 1 6 の小さい孔径 D1 は $dc_2 < D1$ であればよく、従来の貫通孔 1 6 の孔径 Do よりも大幅に小さくできる。したがって図 1 に示すように低圧用圧縮要素 2 0 の最小シール長さ L_1 を大きくでき、冷媒の漏れ損失を低減できる。一方、高圧用圧縮要素 2 3 の最小シール長さ L_2 を短くできるため過剰な摩擦損失を低減できる。すなわち本実施例の中間仕切板 1 5 により、圧縮機 1 の効率を向上させることができる。

【0025】

さらに本実施例の中間仕切板 1 5 により、中間軸 4 の断面を加工性の良い円柱のまま軸径 d_3 の設計範囲を広く取れるため、設計自由度を向上させることができる。

【0026】

さらに中間軸 4 の形状は円柱であるので、図 1 7 に示した従来の実施例と比べて加工が容易である。本実施例に基づき、研削盤により、一工程で中間軸を加工した。

【0027】

したがって図 4 に示すように、中間軸 4 の断面は、偏心部 5 a と偏心部 5 b の包括領域以上となり、従来の圧縮機と比べて中間軸の曲げ剛性が高くなる。したがって中間軸 4 での弾性変形による冷媒漏れや機械損失の増大を抑止することができ、性能向上を実現することができる。

【0028】

さらにテーパ角 θ について説明する。テーパ角 θ が小さいと本実施例の効果が少なく、 θ が大きすぎると高圧側圧縮要素の漏れが増大する。図 8 にテーパ角 θ と圧縮機の全段熱効率の関係を示す。ここで全段熱効率は、(圧縮機の圧縮仕事) / (圧縮機の入力電力) で定義した。図 8 のように、全段熱効率が最大となる θ が存在し、その範囲は 10°

10

20

30

40

30 50

°である。したがってこの範囲にテーパ角を設定すると、本発明の実施例を適用した圧縮機1の効率を、さらに向上することができる。

【0029】

本発明の他の実施例を、図9に示す。この実施例では、中間仕切板15の貫通孔16に平行部18を設けた。さらに中間軸4に、曲面6を設ける。この場合、許容誤差を大きく取れる上、小さい孔径D1での中間仕切板15の形状変形が少ないため信頼性が向上する利点がある。平行部18と曲面6とは相対する位置に設けることが望ましい。

【0030】

本発明の更に他の実施例を、図10に示す。先の実施例では、中間仕切板15の貫通孔16を、平行部を備えた径が異なる孔とした。この実施例では、平行部は小さい孔径D1とし、大きな孔径D2から平行部までを斜面とせず、貫通孔16の内径を段付き形状とした。この形状は組み立て容易性と中間仕切板15の加工性をも重視したものである。

【0031】

次に本発明の圧縮機を空気調和機に用いた例を、図11を用いて説明する。サイクル内の構成を説明すると、まず冷媒を駆動する圧縮機1と、暖房運転と冷房運転で冷媒循環方向を切り替える四方弁28とが冷媒配管36で連通されている。室外熱交換器31は室外機に設置され室外空気と冷媒との熱交換を行う。室内熱交換器34は室内機に設置され室内空気と冷媒との熱交換を行う。冷媒を減圧する膨張機32は、冷媒の液相と気相を分離する気液分離器33を挟んで設けられている。冷媒は液冷媒の吸い込みを抑制するタンク35を経て圧縮機1に戻る。それぞれの構成は順次、冷媒配管36で連通されている。

【0032】

次に空気調和機の動作を、冷房運転すなわち図11に示した矢印A方向に冷媒を循環する場合について説明する。圧縮機1から吐出された高圧Pdのガス冷媒(点C')は、室外熱交換器31で室外空気を暖めつつ凝縮する(点D)。凝縮した冷媒は、膨張機32で中間圧力Pmまで断熱膨張し(点E)、気液分離器33で気相と液相(点E')に分離され、気相はインジェクション流路37に導かれる。液相は気液分離器33の下流にある膨張機(減圧弁)32でさらに低圧Psまで減圧された後(点F')、室内熱交換器34で室内空気を冷却しつつ蒸発してガス化する(点G)。

【0033】

ガス化した低圧Psの冷媒は、タンク35を通過した後、吸気管25aより低圧用圧縮要素20内に吸気され、偏心部5aに嵌め合わされたローラ11aが偏心回転することにより中間圧力Pmまで圧縮され、吐出管27aより吐出される(点H1')。その後インジェクション流路37から導かれる中間圧力Pmのガス冷媒と混合して(点H2')、吸気口25bより高圧用圧縮要素23内に吸気され、偏心部5bに嵌め合わされたローラ11bが偏心回転することにより高圧まで圧縮され、吐出管27bより吐出される(点C')。なお圧縮要素内はベーン38により仕切られている。暖房運転時には、四方弁28により破線の矢印Bにて示された経路で冷媒が循環する。

【0034】

従来の冷媒サイクルの構成図を、図12に示す。点線で示された圧縮機101は、本発明を適用していない2段圧縮機を示す。従来のサイクルは本発明のものと比べて、圧縮機が異なるためサイクル動作点が異なる。特に低圧用圧縮要素20の吐出点(点H1と点H1')、高圧用圧縮要素23の吸入点(点H2と点H2')と吐出点(点HCと点C')が異なる。

【0035】

冷凍サイクルの作動状態を、図13のモリエ線図で示す。従来の空気調和機のサイクルを破線で、本発明の実施例の空気調和機を実線で示す。図13の点C、C'等は、図11、図12に示した状態点と対応している。

【0036】

以下、冷房運転時について説明する。図11、図12に示したガスインジェクションサイクルの空気調和機では、気液分離器33により液相のみが蒸発器である室外熱交換器34(点F'から点G)を通り、ガス冷媒は、インジェクション流路37を流下する。

10

20

30

40

50

【0037】

従来の空気調和機のガス冷媒は、低圧側圧縮要素20により点Gから点H1に圧縮される。その後、インジェクション流路37を流下した点Eの温度のガス冷媒と混合して、点H2まで冷却される。さらに高圧側圧縮要素23により、点H2から点Cに圧縮され吐出される。圧縮機101は、図14で述べたように冷媒の漏れ損失が大きくなりすなわち低圧用圧縮要素20の入力W1と高圧縮要素23の入力W2が大きい。

【0038】

本実施例のサイクルでは、本発明の圧縮機1を用いるため冷媒の漏れ損失を低減できW1、W2をそれぞれW1'、W2'に大幅に低減する。特に低圧側圧縮要素では密閉容器内と圧縮要素内との冷媒圧力差(Pd - Ps)が大きいので、本発明による漏れ損失の低減効果すなわち(W1 - W1')が大きい。

10

【0039】

したがって同一冷房能力で比較すると、本実施例の空気調和機は従来のものと比べて圧縮機の入力を低減し、空気調和機のCOP(成績係数)を大幅に向上できる。同一暖房能力で比較しても、圧縮機の入力低減の効果が大きいのでCOP(成績係数)を大幅に向上できる。

【0040】

【発明の効果】

本発明によれば、圧縮機においては冷媒の漏れ損失や機械損失を改善しつつ、中間軸の弾性変形による性能劣化を抑制することができ、効率と信頼性が向上する。また、空気調和機においては、COP(成績係数)を大幅に向上できる。

20

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施例に関わる圧縮機の縦断面図である。

【図2】本発明の実施例に関わる中間仕切板の縦断面図である。

【図3】本発明の実施例に関わるクランク軸の平面図である。

【図4】図3のA-A断面図である。

【図5】本実施例に関わる圧縮機の組み立て手順の1番目を示す部分拡大図である。

【図6】本実施例に関わる圧縮機の組み立て手順の2番目を示す部分拡大図である。

【図7】本実施例に関わる圧縮機の組み立て手順の3番目を示す部分拡大図である。

【図8】本実施例の圧縮機に関わるテーパ角と全断熱効率の関係を示す図である。

30

【図9】本実施例の応用例1に関わる圧縮機の部分拡大図である。

【図10】本実施例の応用例2に関わる中間仕切板の縦断面図である。

【図11】本実施例の空気調和機のサイクル構成図である。

【図12】従来の空気調和機のサイクル構成図である。

【図13】本実施例に関わる空気調和機のモリエ線図である。

【図14】従来の圧縮機の縦断面図である。

【図15】従来の圧縮機に関わるクランク軸の平面図である。

【図16】従来の圧縮機の部分組立図である。

【図17】従来の圧縮機に関わる図15のA-A断面図である。

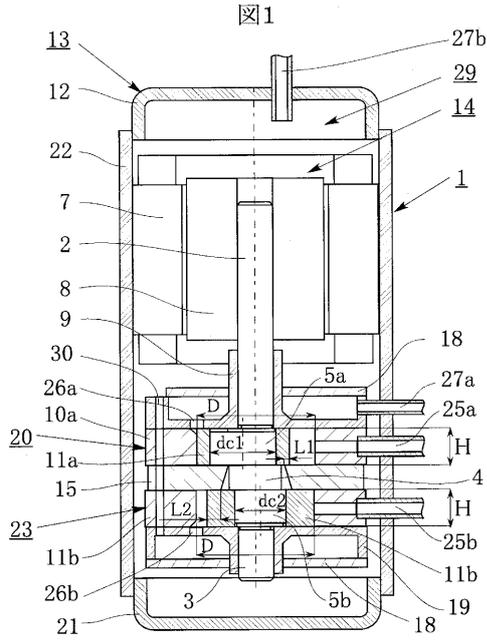
【図18】従来の圧縮機の応用例に関わる図15のA-A断面図である。

40

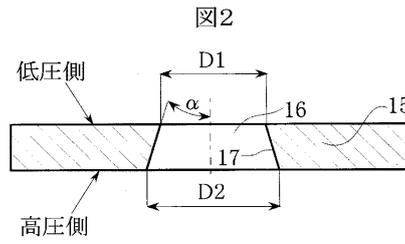
【符号の説明】

1 ... 圧縮機、2 ... 回転軸、3 ... 先端軸、4 ... 中間軸、5 ... 偏心部、9 ... 主軸受、10 ... シリンダ、11 ... ローラ、14 ... 電動機、15 ... 中間仕切板、16 ... 貫通孔、17 ... テーパ面、20 ... 低圧側圧縮要素、23 ... 高圧用圧縮要素、25 ... 吸気管、26... 吐出口、27 ... 吐出管。

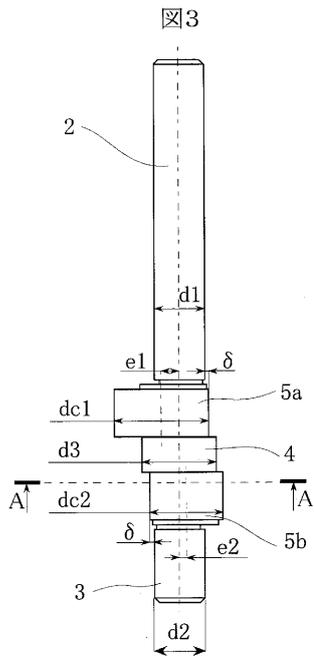
【図1】



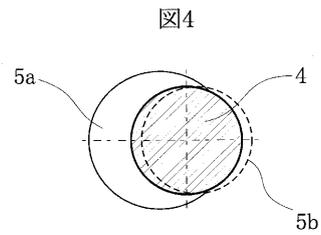
【図2】



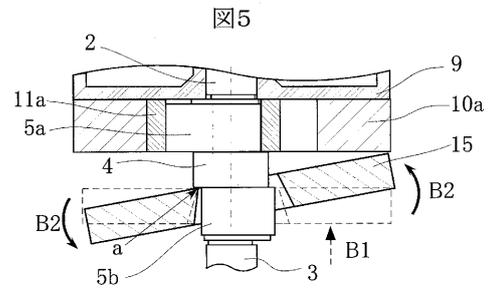
【図3】



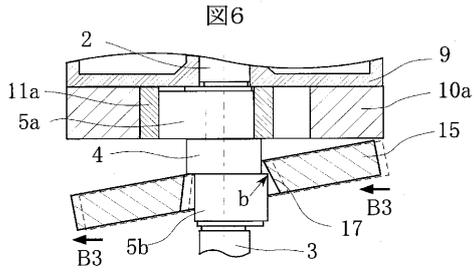
【図4】



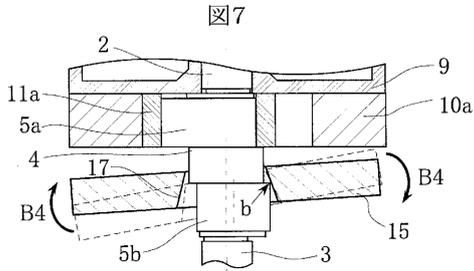
【図5】



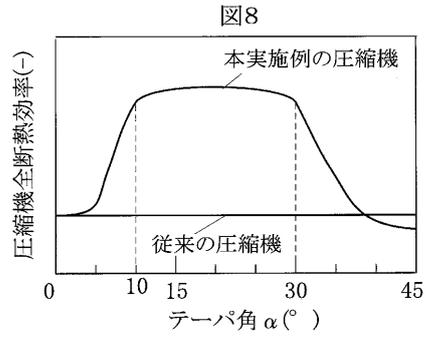
【図6】



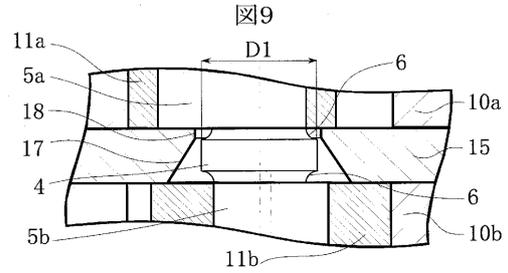
【図7】



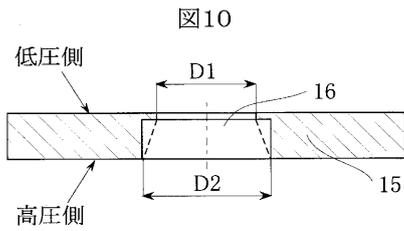
【図8】



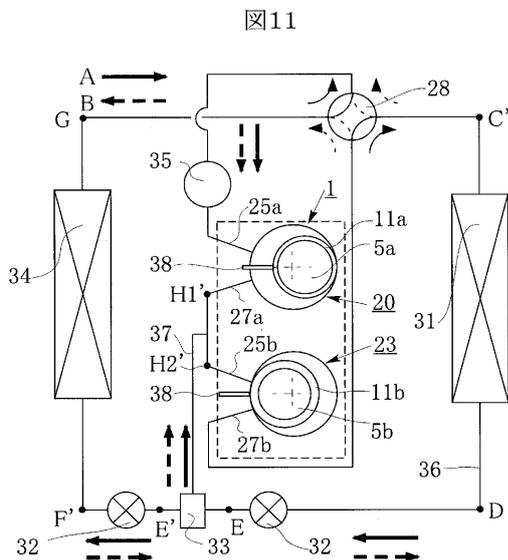
【図9】



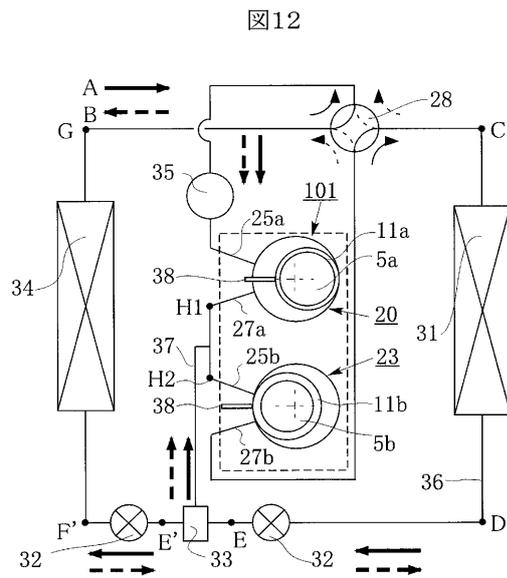
【図10】



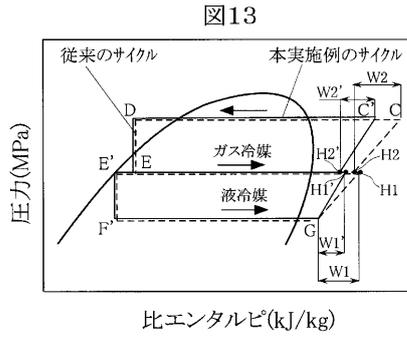
【図11】



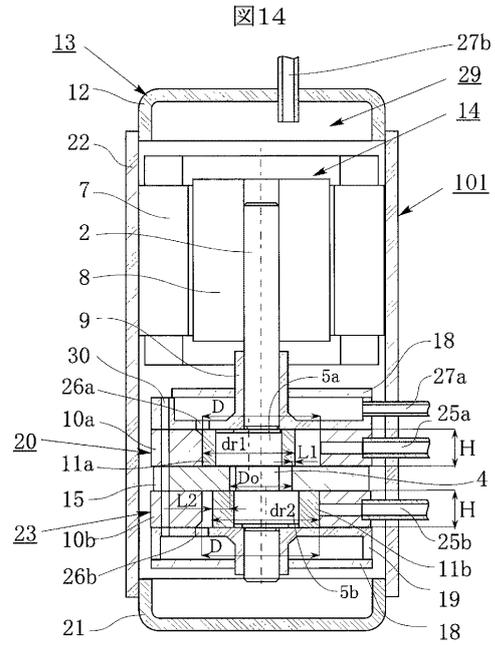
【図12】



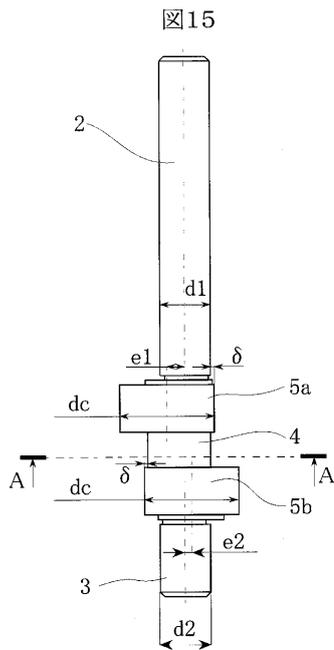
【図13】



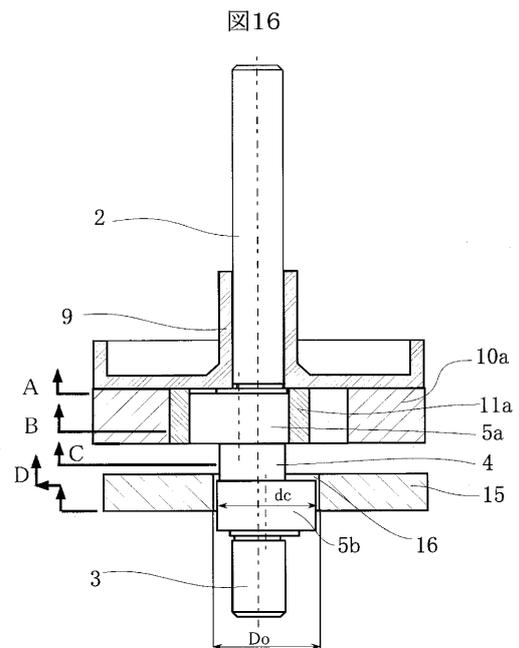
【図14】



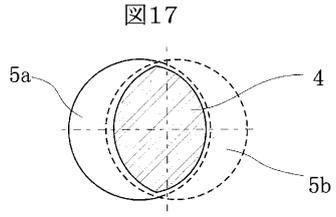
【図15】



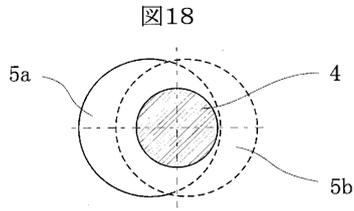
【図16】



【図17】



【図18】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.

F I

F 0 4 C 18/356

Z

審査官 種子 浩明

- (56)参考文献 実開昭64-046488(JP,U)
実開昭62-108589(JP,U)
実開平02-063093(JP,U)
特開2000-087892(JP,A)
特開2001-254688(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 23/00

F04C 18/32

F04C 29/00

F25B 1/10

F04C 18/356