

(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2006-152839

(P2006-152839A)

(43) 公開日 平成18年6月15日(2006.6.15)

(51) Int.C1.	F 1	テーマコード (参考)
FO4C 23/00 (2006.01)	FO4C 23/00	E 3H029
FO4C 18/356 (2006.01)	FO4C 18/356	H
FO4C 29/00 (2006.01)	FO4C 29/00	C

審査請求 未請求 請求項の数 10 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2004-341393 (P2004-341393)	(71) 出願人	502131431 日立ホーム・アンド・ライフ・ソリューション株式会社 東京都港区西新橋二丁目15番12号
(22) 出願日	平成16年11月26日 (2004.11.26)	(74) 代理人	100075096 弁理士 作田 康夫
		(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	金子 正人 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冷熱事業部内
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】ロータリ2段圧縮機及びその圧縮機を用いた空気調和機

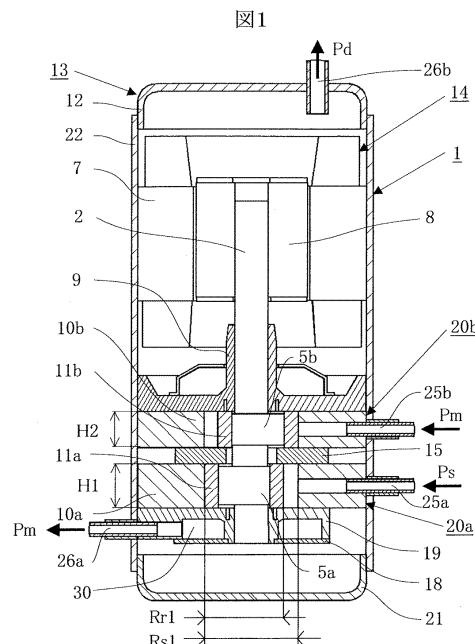
(57) 【要約】

【課題】冷媒R410Aも用いる空気調和機用のロータリ2段圧縮機において、押除量の比(V_2/V_1)等の圧縮機部品寸法を最適化することで圧縮機効率を向上する。

【解決手段】

高压側と低压側の押除量の比(V_2/V_1)を0.65~0.85、シリンダ厚さの比(H_2/H_1)を0.6~1.0、シリンダの内半径を R_{s2} 、ローラの外半径を R_{r2} とする、高压側のシリンダ形状を、0.8比(R_{r2}/R_{s2})0.9、0.55比(H_2/R_{s2})0.95とした。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

密閉容器内に、電動機と、この電動機で駆動される低圧側圧縮要素と、前記電動機で駆動され前記低圧側圧縮要素で圧縮された作動流体を圧縮する高圧側圧縮要素と、を備え、前記高圧側圧縮要素の押除量をV2、前記低圧側圧縮要素の押除量をV1としたときに、

0.65 比 (V2/V1) 0.85

であるロータリ2段圧縮機。

【請求項 2】

請求項1において、作動流体は冷媒R410Aであるロータリ2段圧縮機。

【請求項 3】

請求項1において、前記電動機により回転運動する回転軸と、前記低圧側圧縮要素と前記高圧側圧縮要素との間に設けられる仕切板と、とを備え、前記低圧側圧縮要素と前記高圧側圧縮要素とが前記仕切板を介して連結しているロータリ2段圧縮機。

【請求項 4】

請求項1において、前記各圧縮要素は、略円筒状のシリンダと、前記回転軸の偏心部に嵌め合わされた略円筒上のローラとを備え、前記高圧側圧縮要素のシリンダの厚さをH2、前記低圧側圧縮要素のシリンダ厚さをH1としたときに、0.6 比 (H2/H1) 1.0 であるロータリ2段圧縮機。

【請求項 5】

請求項1において、前記各圧縮要素は、略円筒状のシリンダと、前記回転軸の偏心部に嵌め合わされた略円筒上のローラとを備え、前記高圧側圧縮要素のシリンダの内周半径をRs2、前記ローラの外周半径をRr2とし、0.8 比 (Rr2/Rs2) 0.9としたとき

0.55 比 (H2/Rs2) 0.95

としたことを特徴とするロータリ2段圧縮機。

【請求項 6】

凝縮器、膨張機構、蒸発器、圧縮機を順に配管で接続した冷凍サイクルを備えた空気調和機において、前記圧縮機は、密閉容器内に、電動機と、この電動機で駆動される低圧側圧縮要素と、前記電動機で駆動され前記低圧側圧縮要素で圧縮された作動流体を圧縮する高圧側圧縮要素と、を備え、前記高圧側圧縮要素の押除量をV2、前記低圧側圧縮要素の押除量をV1としたときに、0.65 比 (V2/V1) 0.85 であるロータリ2段圧縮機である空気調和機。

【請求項 7】

凝縮器、膨張機構、蒸発器、圧縮機を順に配管で接続した冷凍サイクルを備えた空気調和機において、前記膨張機構は第1の膨張機構と第2の膨張機構からなり、それら第1と第2の膨張機構に接続された気液分離器を有し、前記圧縮機は、密閉容器内に、電動機と、この電動機で駆動される低圧側圧縮要素と、前記電動機で駆動され前記低圧側圧縮要素で圧縮された作動流体を圧縮する高圧側圧縮要素と、を備え、前記高圧側圧縮要素の押除量をV2、前記低圧側圧縮要素の押除量をV1としたときに、0.65 比 (V2/V1) 0.85 であるロータリ2段圧縮機であり、前記気液分離器は前記低圧側圧縮要素で圧縮された作動流体に通じる流路と連通する空気調和機。

【請求項 8】

請求項6若しくは請求項7において、作動流体は冷媒R410Aである空気調和機。

【請求項 9】

請求項6若しくは請求項7において、前記各圧縮要素は、略円筒状のシリンダと、前記回転軸の偏心部に嵌め合わされた略円筒上のローラとを備え、前記高圧側圧縮要素のシリンダの厚さをH2、前記低圧側圧縮要素のシリンダ厚さをH1としたときに、0.6 比 (H2/H1) 1.0 である空気調和機。

【請求項 10】

請求項6若しくは請求項7において、前記各圧縮要素は、略円筒状のシリンダと、前記

10

20

30

40

50

回転軸の偏心部に嵌め合わされた略円筒上のローラとを備え、前記高圧側圧縮要素のシリンドラの内周半径を R_s 2、前記ローラの外周半径を R_r 2とし、

0.8 比 (R_r 2/ R_s 2) 0.9としたとき

0.55 比 (H_2 / R_s 2) 0.95

としたロータリ2段圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は冷凍サイクル、特に冷媒R410Aを作動流体とした空気調和機に用いるロータリ2段圧縮機の高効率化に関する。

10

【背景技術】

【0002】

従来のロータリ2段圧縮機として、特開昭60-128990号公報（特許文献1）に示された構造が知られている。この特許文献1に示されたロータリ2段圧縮機を図7、図8に示す。

20

【0003】

図7に図示された圧縮機101は、底部21、蓋部12とそれらの間に設けられた胴部22からなる密閉容器13を有している。密閉容器13内の上部には、ロータ7とステータ8からなる電動機14を備え、ロータ7に連結された回転軸2は2つの偏心部5a、5bを有し、主軸受9と、副軸受19に軸支されている。

20

【0004】

主軸受9は、密閉容器13の胴部22に固定されている。圧縮要素20は、回転軸2の偏心部5a、5bの偏心運動によって駆動される高圧側と低圧側の2つがある。これらの圧縮要素20は、中間仕切板15をはさんでロータ7側から順に、高圧側圧縮要素20b、低圧側圧縮要素20aと積層され、ボルト等の締結要素（図示せず）で主軸受9と副軸受19との間に固定され一体化されている。

20

【0005】

各圧縮要素20は主として、略円筒部を備えたシリンドラ10（低圧側シリンドラ10a、高圧側シリンドラ10b）と、主軸受9もしくは副軸受19に設けられたシリンドラ10と接する端板面と、偏心部5の外周に嵌め合わされた略円筒状のローラ11（低圧側ローラ11a、高圧側ローラ11b）と、図8に示すバネ16に連結されたベーン6とから構成される。各圧縮要素20では、偏心部5が偏心回転しながらローラ11を駆動している。

30

【0006】

図7に示すように、回転軸2の偏心部5aと偏心部5bは位相が180°異なる。各圧縮要素20の圧縮行程の位相差も180°である。

30

【0007】

作動流体である冷媒の流れを、図7中の矢印で表す。冷媒は、先ず低圧Psで吸気管25aを通って吸気されて、低圧側圧縮要素20aで中間圧Pmまで圧縮される。中間圧Pmに圧縮された冷媒は、吐出孔17（図8参照）から低圧側圧縮要素20aの外に吐出される。ここで低圧側圧縮要素20aの圧力比（吐出圧力/吸気圧力）は、（Pm/Ps）である。ちなみに図8は回転軸2の軸方向から各圧縮要素20を見た図であり、低圧側圧縮要素20aと高圧側圧縮要素20bとで共通した説明に使用する。

40

【0008】

吐出された中間圧Pmの冷媒は、端板面とは反対側に設けられた副軸受19の凹部と平板18によりなる、密閉容器13内の高圧力空間と遮蔽された中間空間30に一旦流下する。この中間空間30から吐出管26aを通って密閉容器13の外に吐出された冷媒は、吸気管25bを通って高圧側圧縮要素20bに吸気される。

【0009】

高圧側圧縮要素20bによって高圧Pdまで圧縮された冷媒は、吐出孔17（図8参照）を通って密閉容器13の内側に吐出される。密閉容器13内に吐出された冷媒は、密閉

50

容器 13 内の冷媒圧力を高圧力 P_d として、吐出管 26b を通って圧縮機 101 の外へ吐出される。ここで高圧側圧縮要素 20b の圧力比は、(P_d / P_m) である。

【0010】

このように 2 つの圧縮要素 20 で、段階的に順次圧縮する 2 段圧縮機 101 によれば、各圧縮要素 20 の圧力比 (P_m / P_s) もしくは (P_d / P_m) は、1 段階で圧縮する単段の圧縮機の圧力比 (P_d / P_s) よりも小さくなる。したがって圧力比に依存する冷媒の再膨張損失や、冷媒の漏れ損失を低減でき、圧縮機効率 (= 冷媒を圧縮するのに用いられた / 圧縮機入力) を向上することが知られる。

【0011】

一方、圧縮機の部品寸法の最適化について開示するものとして、特開昭 60-259790 号公報 (特許文献 2) がある。特許文献 2 は、単段のロータリ圧縮機ではあるが、圧縮機の部品寸法を最適化することによって圧縮機効率を向上させる技術が開示されている。図 7 及び図 8 で示すシリンダ 10 の厚さを H 、シリンダ 10 の内周半径を R_s 、ローラ 11 の外周半径を R_r としたとき、比 (R_r / R_s) を 0.84 ~ 0.92、比 (H / R_s) を 0.4 ~ 0.8 とすれば機械摩擦損失が低減し、圧縮機効率を向上することが開示されている。

【0012】

【特許文献 1】特開昭 60-128990 号公報 (第 5 頁、図 1)

【0013】

【特許文献 2】特開昭 60-259790 号公報 (第 6 頁、図 8)

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0014】

特許文献 1 に示された従来のロータリ 2 段圧縮機は、ヒートポンプ給湯器のように蒸発温度と凝縮温度との差が大きいすなわち圧力比 (P_d / P_s) の大きい冷凍サイクルでの使用を想定しており、高圧側圧縮要素 20b の圧縮室容量 (若しくは気筒容量) である押除量を V_2 、低圧側圧縮要素 20a の押除量を V_1 とすると比 (V_2 / V_1) を 0.45 ~ 0.65 としていた。

【0015】

しかしながら作動流体として冷媒 R410A を用いた空気調和機用のロータリ 2 段圧縮機では、比較的に圧力比 (P_d / P_s) を小さくできるため、圧縮機効率を向上する比 (V_2 / V_1) が従来と異なるという課題があった。またロータリ 2 段圧縮機を、更なる高効率サイクルであるインジェクションサイクルで用いる場合、圧縮機効率とインジェクションサイクル効率からなる冷暖平均 COP (= 定格冷房能力 / 入力と定格暖房能力 / 入力の平均値) を向上する比 (V_2 / V_1) が従来と異なるという問題点があった。

【0016】

また、圧縮機の部品寸法に関して、単段ロータリ圧縮機と異なりロータリ 2 段圧縮機では、各圧縮要素の圧力比が小さい。そのため単段の圧縮機と比べて機械摩擦損失と冷媒漏れ損失との損失割合が異なることが考えられる。さらにロータリ 2 段圧縮機では、形状が異なる 2 つの圧縮要素を同じ回転軸 2 で駆動するため、各圧縮要素での冷媒圧縮による荷重や遠心力の不釣合いが生じるため機械摩擦損失を最小化する比 (R_r / R_s)、比 (H / R_s) が従来と異なるという課題があった。

【0017】

本発明の目的は、例えば冷媒 R410A の如き性質を備えた作動流体を用いる、圧力比の小さい空気調和機用のロータリ 2 段圧縮機において、圧縮機効率を向上したロータリ 2 段圧縮機を提供することにある。

【0018】

また本発明の他の目的は、ロータリ 2 段圧縮機を備えた空気調和機において、冷暖平均 COP を向上した空気調和機を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

10

20

30

40

50

【0019】

本発明の目的を達成するために、本発明のロータリ2段圧縮機は、密閉容器内に、電動機と、この電動機で駆動される低圧側圧縮要素と、前記電動機で駆動され前記低圧側圧縮要素で圧縮された作動流体を圧縮する高圧側圧縮要素と、を備え、前記高圧側圧縮要素の押除量をV2、前記低圧側圧縮要素の押除量をV1としたときに、0.65比(V2/V1)0.85とした。

【0020】

上記構成により、圧力比の小さい空気調和機用冷凍サイクルまたはインジェクションサイクルに適用しても優れた圧縮機効率を達成するロータリ2段圧縮機を提供することができる。

10

【0021】

上記目的を達成するために、上述のロータリ2段圧縮機の構成に加えて、作動流体を冷媒R410Aとしてもよい。

【0022】

また、上記目的を達成するために、上述のロータリ2段圧縮機の構成に加えて、前記電動機により回転運動する回転軸と、前記低圧側圧縮要素と前記高圧側圧縮要素との間に設けられる仕切板と、とをさらに備え、前記低圧側圧縮要素と前記高圧側圧縮要素とが前記仕切板を介して連結してもよい。

20

【0023】

また、上記目的を達成するために、上述のロータリ2段圧縮機の構成に加えて、前記各圧縮要素は、略円筒状のシリンダと、前記回転軸の偏心部に嵌め合わされた略円筒上のローラとを備え、前記高圧側圧縮要素のシリンダの厚さをH2、前記低圧側圧縮要素のシリンダ厚さをH1としたときに、0.6比(H2/H1)1.0としてもよい。

20

【0024】

さらにまた、上記目的を達成するために、上述のロータリ2段圧縮機の構成に加えて、前記各圧縮要素は、略円筒状のシリンダと、前記回転軸の偏心部に嵌め合わされた略円筒上のローラとを備え、前記高圧側圧縮要素のシリンダの内周半径をRs2、前記ローラの外周半径をRr2とし、0.8比(Rr2/Rs2)0.9としたとき0.55比(H2/Rs2)0.95としてもよい。

30

【0025】

また、本発明の他の目的を達成するために、本発明の空気調和機は、凝縮器、膨張機構、蒸発器、圧縮機を順に配管で接続した冷凍サイクルを備えた空気調和機において、前記圧縮機は、密閉容器内に、電動機と、この電動機で駆動される低圧側圧縮要素と、前記電動機で駆動され前記低圧側圧縮要素で圧縮された作動流体を圧縮する高圧側圧縮要素と、を備え、前記高圧側圧縮要素の押除量をV2、前記低圧側圧縮要素の押除量をV1としたときに、0.65比(V2/V1)0.85であるロータリ2段圧縮機とした。

30

【0026】

上記構成により、圧力比の小さい空気調和機用冷凍サイクルまたはインジェクションサイクルに適用しても冷暖平均COPを向上する空気調和機を提供することができる。

40

【0027】

上記他の目的を達成するために、上述の空気調和機の構成に加えて、作動流体を冷媒R410Aとしてもよい。

【0028】

上記他の目的を達成するために、上述の空気調和機の構成に加えて、前記各圧縮要素は、略円筒状のシリンダと、前記回転軸の偏心部に嵌め合わされた略円筒上のローラとを備え、前記高圧側圧縮要素のシリンダの厚さをH2、前記低圧側圧縮要素のシリンダ厚さをH1としたときに、0.6比(H2/H1)1.0としてもよい。

40

【0029】

上記他の目的を達成するために、上述の空気調和機の構成に加えて、前記各圧縮要素は、略円筒状のシリンダと、前記回転軸の偏心部に嵌め合わされた略円筒上のローラとを備

50

え、前記高圧側圧縮要素のシリンダの内周半径を $R_s 2$ 、前記ローラの外周半径を $R_r 2$ とし、0.8比($R_r 2/R_s 2$)0.9としたとき0.55比($H2/R_s 2$)0.95としてもよい。

【発明の効果】

【0030】

本発明のロータリ2段圧縮機は、冷媒漏れ損失と機械摩擦損失、荷重のバランスを適正化し圧縮機効率を向上することができる。

【0031】

また本発明を適用したロータリ2段圧縮機を備えた空気調和機は、冷暖平均COP向上することができる。

10

【発明を実施するための最良の形態】

【0032】

以下に本発明の一実施形態を、図を用いて説明する。図6、図7において、同様の構成要素に用いた符号は、本実施形態の理解を容易にするために、図1から図5においても同じ符号を用いた。

【0033】

図1に、本実施形態の圧縮機1の側断面を示す。本実施形態の圧縮機1は、作動流体が冷媒R410Aのルームエアコン用冷凍サイクルに適用するものである。図1に図示された圧縮機1は、底部21、蓋部12とそれらの間に設けられた胴部22からなる密閉容器13を有している。密閉容器13内の上部には、ロータ7とステータ8からなる電動機14を備え、ロータ7に連結された回転軸2は2つの偏心部5a、5bを有し、主軸受9と、副軸受19に軸支されている。

20

【0034】

主軸受9は、密閉容器13の胴部22に固定されている。圧縮要素20は、回転軸2の偏心部5a、5bの偏心運動によって駆動される高圧側と低圧側の2つがある。これらの圧縮要素20は、中間仕切板15をはさんでロータ7側から順に、高圧側圧縮要素20b、低圧側圧縮要素20aと積層され、ボルト等の締結要素(図示せず)で主軸受9と副軸受19との間に固定され一体化されている。

【0035】

各圧縮要素20は主として、略円筒部を備えたシリンダ10(低圧側シリンダ10a、高圧側シリンダ10b)と、主軸受9もしくは副軸受19に設けられたシリンダ10と接する端板面と、偏心部5の外周に嵌め合わされた略円筒状のローラ11(低圧側ローラ11a、高圧側ローラ11b)と、バネ(図示せず)に連結されたベーン(図示せず)とから構成される。各圧縮要素20では、偏心部5が偏心回転しながらローラ11を駆動している。

30

【0036】

ローラ11は、主軸受9もしくは副軸受19の端板面と中間仕切板15にはさまれたシリンダ10の円筒状の内周を偏心回転する。ローラ11に対してベーンがシリンダ10の内周部を仕切ることで圧縮室を形成する。具体的には、ローラ11と各部材との間は微小な隙間があり、その隙間を密閉容器13の底部に溜まっていた潤滑油によって塞ぎ、部材同士の摺動を防いで圧縮室31a、31bが形成される。

40

【0037】

図1に示すように、回転軸2の偏心部5aと偏心部5bは位相が180°異なる。各圧縮要素20の圧縮行程の位相差も180°である。

【0038】

作動流体である冷媒の流れを、図1中の矢印で表す。冷媒は、先ず低圧Psで吸気管25aを通って吸気されて、低圧側圧縮要素20aで中間圧Pmまで圧縮される。中間圧Pmに圧縮された冷媒は、低圧側圧縮要素20aの圧縮室に設けられた吐出孔(図示せず)から低圧側圧縮要素20aの外に吐出される。ここで低圧側圧縮要素20aの圧力比(吐出圧力/吸気圧力)は、(Pm/Ps)である。

50

【0039】

吐出された中間圧 P_m の冷媒は、端板面とは反対側に設けられた副軸受19の凹部と平板18とよりなる、密閉容器13内の高圧力空間と遮蔽された中間空間30に一旦流下する。この中間空間30から吐出管26aを通って密閉容器13の外に吐出された冷媒は、吸気管25bを通って高圧側圧縮要素20bに吸気される。

【0040】

高圧側圧縮要素20bによって高圧 P_d まで圧縮された冷媒は、高圧側圧縮要素20bの圧縮室に設けられた吐出孔（図示せず）を通って密閉容器13の内側に吐出される。密閉容器13内に吐出された冷媒は、密閉容器13内の冷媒圧力を高圧力 P_d として、吐出管26bを通って圧縮機101の外へ吐出される。ここで高圧側圧縮要素20bの圧力比は (P_d/P_m) である。

【0041】

圧縮機1の構成は、図7、図8に示した従来のロータリ2段圧縮機101とほぼ同様であるが、圧縮機部品寸法が異なる。本実施形態では圧縮機部品の主要な寸法比を、次のようにした。シリンダ10a、10bの厚さを H_1 、 H_2 とし、シリンダ10a、10bの内周半径を R_{s1} 、 R_{s2} とし、ローラ11a、11bの外周半径（外径）を R_{r1} 、 R_{r2} とする。また、高圧側圧縮要素20bの押除量を V_2 、低圧側圧縮要素20aの押除量を V_1 としたときの寸法比を、 $0.65 (V_2/V_1) 0.85, 0.6$ 比 $(H_2/H_1) 1.0, 0.8$ 比 $(R_{r2}/R_{s2}) 0.9, 0.55$ 比 $(H_2/R_{s2}) 0.95$ とした。以下、理由を説明する。

【0042】

ロータリ2段圧縮機1を、作動流体が冷媒R410Aの空気調和機（2段圧縮サイクル）に用いた場合で説明する。高圧側と低圧側の圧縮要素20の押除量の比 (V_2/V_1) と、2段圧縮サイクルの冷暖平均COP向上率の関係を図2に示す。ここで冷暖平均COP向上率は2段圧縮サイクルによる冷暖平均COPの向上率である。従来の単段の圧縮機を用いたサイクルの冷暖平均COPと比較した。

【0043】

図2には、冷凍サイクルとして通常のサイクルに本実施形態のロータリ2段圧縮機を適用したものを2段圧縮サイクルとして示し、低圧側圧縮要素20aで圧縮した冷媒に熱交換した後の冷媒ガスを注入するガスインジェクションサイクルを2段圧縮ガスインジェクションサイクルとして示した。尚、この2段圧縮ガスインジェクションサイクルについては後述する。

【0044】

図2に示すように、2段圧縮サイクルにおいて、押除量比 (V_2/V_1) が約0.65のときに冷暖平均COP向上率が極大値となる。押除量比 (V_2/V_1) が0.65より小さい場合は、低圧側圧縮要素20aの圧縮仕事が、また押除量比 (V_2/V_1) が0.65より大きい場合は高圧側側圧縮要素20bの圧縮仕事が相対的に大きくなる。

【0045】

したがって2段圧縮サイクルにおいて、2つの圧縮要素20を同時に有効に活用する、冷暖平均COP向上率の差が少ない0.5押除量比 $(V_2/V_1) 0.8$ の範囲で、冷暖平均COPが向上する。特にR410A冷媒を用いるときに、高圧側圧縮要素20bの押除量が低圧側圧縮要素20aの押除量の半分以上であって、特許文献1にある従来の押除量比 (V_2/V_1) は、0.45～0.65であるのに対して、明確に範囲が異なっている。

【0046】

次にロータリ2段圧縮機1を、図3で示すインジェクションサイクルで用いる場合を説明する。普通にエーコンディショナー（エアコン）などに用いられる冷凍サイクルは、凝縮器、膨張機構、蒸発器、圧縮機を配管で連通した構成を有するのに対して、2段圧縮インジェクションサイクルは、圧縮機1と配管4で接続する凝縮器18の下流に設けられた第1の膨張機構24aの下流に、冷媒の液相と気相を分離するための気液分離器3と、気液分離器3と蒸発器23の間に設けられた第2の膨張機構24bと、気液分離器3と各

10

20

30

40

50

圧縮要素 2 0 をつなぐ配管と連通する中間流路 3 0 とによるインジェクション流路 2 8 を備えている。

【 0 0 4 7 】

この 2 段圧縮インジェクションサイクルの動作について説明する。ロータリ 2 段圧縮機 1 から高圧 P_d で吐出された冷媒は、まず凝縮器 1 8 で凝縮される。凝縮した冷媒は第 1 の膨張機構 2 4 a で中間圧 P_m まで膨張される。中間圧 P_m の冷媒は気液分離器 3 で気相と液相に分離され、主として気相成分がインジェクション流路 2 8 へ、主として液相成分が膨張機構 2 4 b へ流下する。主として液相成分は第 2 の膨張機構 2 4 b で低圧 P_s まで膨張され、蒸発器 2 3 で蒸発して低圧側圧縮要素 2 0 a に吸気される。

【 0 0 4 8 】

低圧側圧縮要素 2 0 a で中間圧 P_m まで圧縮された冷媒は、インジェクション流路 2 9 を流下した冷媒と混合して、高圧側圧縮要素 2 0 b で高圧 P_d まで圧縮される。このインジェクションサイクルは、蒸発器 2 3 の熱交換に寄与しない気相成分を中間圧 P_m ($> P_s$) でインジェクション流路 2 8 によりバイパスするため、低圧側圧縮要素 2 0 a の動力低減効果が生じ、冷暖平均 COP が向上する。

【 0 0 4 9 】

この 2 段圧縮インジェクションサイクルの場合、冷暖平均 COP 向上率を最大とする押除量の比 (V_2/V_1) は、図 2 に示すように 2 段圧縮サイクルよりも大きくなり約 0.85 である。これは押除量比 (V_2/V_1) を大きくするほど、インジェクション流路を通るバイパス流量 (以下、インジェクション流量) が増加することによる影響である。

【 0 0 5 0 】

したがってこのサイクルでは、冷暖平均 COP 向上率の極大値である約 0.85 を中心に冷暖平均 COP 向上率が低下しきらない範囲、0.65 押除量比 (V_2/V_1) 1.0 で構成することで、2 段圧縮インジェクションサイクルの冷暖平均 COP が向上する。

【 0 0 5 1 】

さらに、押除量比 (V_2/V_1) をサイクルの種類に寄らない範囲、すなわち両タイプの極大値を含む 0.65 押除量比 (V_2/V_1) 0.85 の範囲で冷暖平均 COP が向上する。本実施形態のロータリ 2 段圧縮機 1 では、特許文献 1 にある従来の比 (V_2/V_1) 0.45 ~ 0.65 よりも比の値が大きな範囲である 0.65 押除量比 (V_2/V_1) 0.85 として、2 段圧縮サイクル、2 段圧縮インジェクションサイクルの両者において冷暖平均 COP を向上することができ、設計汎用性も高くなる。

【 0 0 5 2 】

次に、本発明の実施形態において更なる性能向上について述べる。以下では、押除量の比 (V_2/V_1) を 0.65 ~ 0.85 の範囲とする。さらに設計汎用性や組み立て性から、シリンダ 1 1 の内周半径 R_s を高圧側圧縮要素 2 0 b と低圧側圧縮要素 2 0 a で同じ値とした。(ここでの両者の寸法差は、±1.2% とした。)

図 4 に、高圧側と低圧側のシリンダ 1 1 の厚さの比 (H_2/H_1) と空気調和機用 2 段圧縮サイクルにおける圧縮機効率との関係を示す。図 4 よりシリンダ厚さ比 (H_2/H_1) が約 0.8 で、圧縮機効率は極大値となる。

【 0 0 5 3 】

高圧側と低圧側のシリンダ 1 1 の厚さの比 (H_2/H_1) に対して、圧縮機効率が極大値をもつ原理を、図 5 を用いて説明する。図 1 に示したロータリ 2 段圧縮機 1 は、回転軸 2 の偏心部 5 に、ローラ 1 1 と偏心部 5 の回転遠心力 F_c と、冷媒からの圧縮荷重 F_r が働く。

【 0 0 5 4 】

回転遠心力 F_c は、偏心量 e に応じて増大し、偏心量 e はシリンダ 1 0 の厚さ H の減少に伴い増大するから、回転遠心力 F_c は、 H の減少に伴い増大する。

【 0 0 5 5 】

圧縮荷重 F_r は、荷重の投影面積 (ローラ 1 1 の外周半径 $R_r \times 2 \times$ 厚さ H) に伴い増大し、投影面積はシリンダ 1 0 の厚さ H に伴い増大する。したがって圧縮荷重 F_r は、 H に伴い増大する。

【0056】

そこで回転遠心力 F_c と圧縮荷重 F_r の合力により圧縮機効率を極大とする比(H/R_s)が存在し、例えば特許文献2に示された、従来の単段の圧縮機では0.82比(R_r/R_s) 0.94において、0.4比(H/R_s) 0.8であった。

【0057】

一方、本実施形態におけるロータリ2段圧縮機1では、各圧縮要素20で圧縮効率を向上する比(H_1/R_{s1})と比(H_2/R_{s2})が存在する。本実施形態では押除量の比(V_2/V_1)は0.65~0.85、シリンダ10の内周半径 $R_{s1}=R_{s2}$ であり、(H_2/R_{s2}) / (H_1/R_{s1})よりシリンダ厚さ比(H_2/H_1)により、支配寸法を整理できる。

【0058】

その結果、0.65 シリンダ厚さ比(H_2/H_1) 1.0の範囲で、圧縮機効率を向上する。 R_410A の2段圧縮サイクル、押除量の比(V_2/V_1) 0.65 (V_2/V_1) 0.85では、高圧側の圧縮荷重 F_{r2} を小さくする領域0.65 (H_2/H_1) 1で圧縮機効率が向上した。

【0059】

次に高圧側のシリンダ10bの厚さ H_2 と、圧縮機効率の関係を図6に示す。比(V_2/V_1)を0.65~0.85、比(H_1/H_2)を0.65~1.0とした場合、高圧側のシリンダ10bの厚さ H_2 と内周半径 R_{s2} の比(H_2/R_{s2})と、圧縮機効率との関係を示す。ここで押除量 V_1 は9.1mL/rev~14mL/rev、比(R_{r2}/R_{s1})は0.8~0.9の範囲で検討した。図6より0.55比(H_2/R_{s2}) 0.95の範囲で、圧縮機効率が向上する。

【0060】

比(H_2/R_{s2})が小さい場合はローラ11bの外周面とシリンダ10bの内周面との漏れ損失が小さい一方、ベーン摺動損失等の機械摩擦損失が増大する。逆に比(H_2/R_{s2})が大きい場合は、漏れ損失が大きく機械摩擦損失は小さい。さらに前述の圧縮荷重 F_{r2} と回転遠心力 F_c の影響が加わる。ロータリ2段圧縮機1では、各圧縮要素20の圧力比が小さいため、機械摩擦損失にたいして漏れ損失の影響が少ない。したがってロータリ2段圧縮機1の適正比(H_2/R_{s2})は0.55~0.95であり、従来の単段の圧縮機の値0.4~0.8よりも大きな値となっている。

【0061】

以上のように本発明の実施形態を適用するロータリ2段圧縮機は、押除量の比(V_2/V_1)を0.65~0.85としたため圧力比の小さい空気調和機用2段圧縮サイクルと、2段圧縮インジェクションサイクルの両者の冷暖平均COPを向上する。またシリンダの厚さの比(H_2/H_1)を0.65~1.0としたため、回転軸にかかる回転遠心力と圧縮荷重を適正化することで圧縮機効率を向上する。

【0062】

さらに高圧側圧縮要素20bに関して、0.8比(R_{r2}/R_{s1}) 0.9や、0.55比(H_2/R_{s2}) 0.95としたので、冷媒漏れ損失と機械摩擦損失の割合を適正化することで縮機効率を向上する。

【0063】

装置構成を押除量の比(V_2/V_1)、各圧縮要素の圧縮機部品を最適化することで、機械摩擦損失の低減、冷媒漏れ損失と機械摩擦損失の損失割合の適正化を量ることで圧縮機効率を向上するものである。

【図面の簡単な説明】

【0064】

【図1】本実施形態に関わるロータリ2段圧縮機の縦断面図である。

【図2】本実施形態に関わるロータリ2段圧縮機の比(V_2/V_1)と冷暖平均COPの関係を示す図である。

【図3】本実施形態に関わる2段圧縮インジェクションサイクルの構成図である。

【図4】本実施形態に関わるロータリ2段圧縮機の比(H_2/H_1)と圧縮機効率の関係を示

10

20

30

40

50

す図である。

【図5】本実施形態に関するロータリ2段圧縮機の回転軸2に加わる荷重を示す図である。

【図6】本実施形態に関わるロータリ2段圧縮機の比(H_2/R_{r2})と圧縮機効率の関係を示す図である。

【図7】従来のロータリ2段圧縮機の縦断面図である。

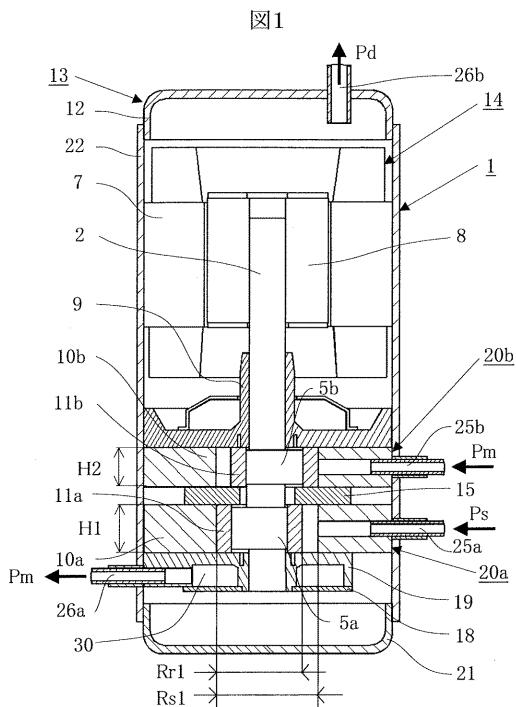
【図8】従来のロータリ圧縮機の圧縮要素の平面図である。

【符号の説明】

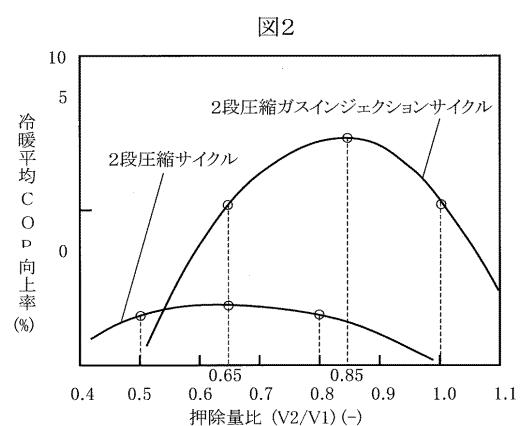
[0 0 6 5]

1 … 圧縮機、 2 … 回転軸、 3 … 気液分離器、 4 … 配管、 5 … 偏心部、 6 … ベーン、 7 … 口
一タ、 8 … ステータ、 9 … 主軸受、 10 … シリンダ、 11 … ローラ、 12 … 蓋部、 13 …
密閉容器、 14 … 電動機、 15 … 中間仕切板、 16 … スプリング、 17 … 吐出孔、 18 …
凝縮器、 19 … 副軸受、 20 … 圧縮要素、 21 … 底部、 22 … 胴部、 23 … 蒸発器、 24
… 膨張機構、 25 … 吸込管、 26 … 吐出管、 27 … 吐出管、 28 … インジェクション流路
、 29 … 平板、 30 … 中間流路。

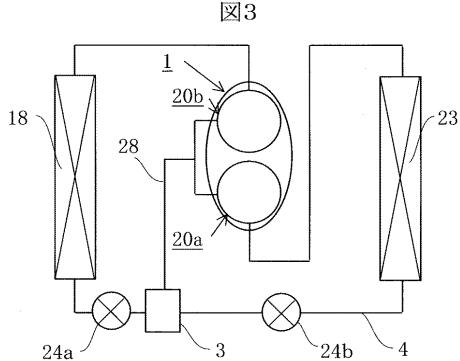
【図1】



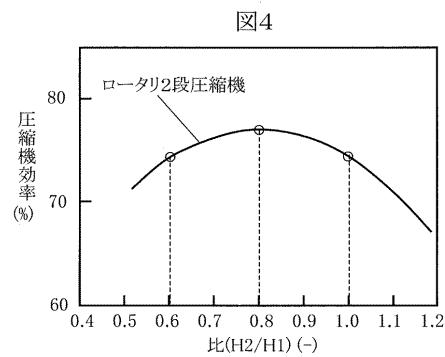
【 図 2 】



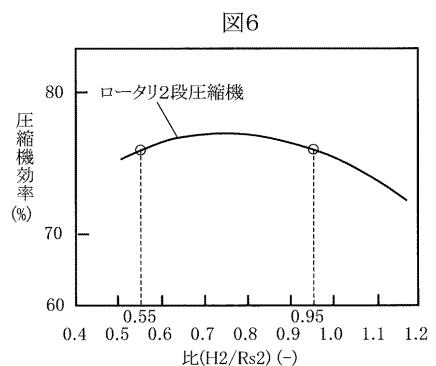
〔 3 〕



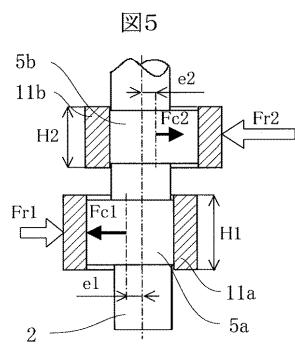
【図4】



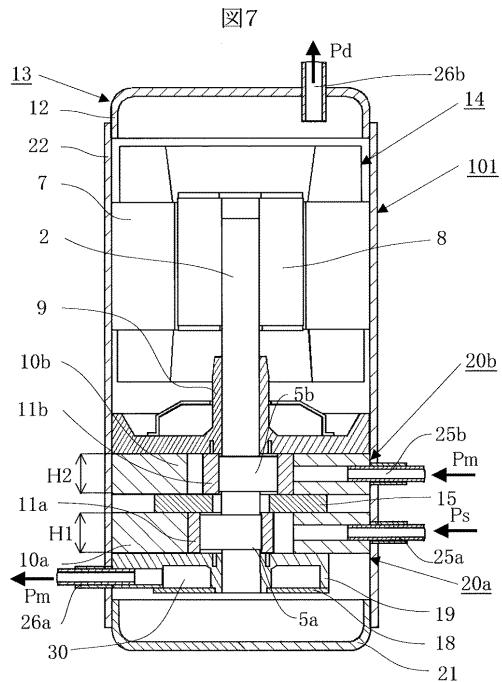
【図6】



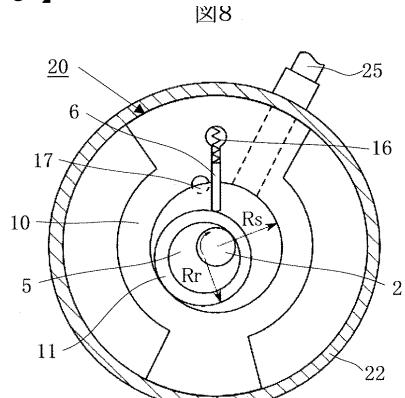
【図5】



【図7】



【図8】



フロントページの続き

(72)発明者 渡部 一孝

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
社冷熱事業部内

(72)発明者 岸 康弘

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
社冷熱事業部内

(72)発明者 津久井 和則

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
社冷熱事業部内

F ターム(参考) 3H029 AA04 AA09 AA13 AB03 BB43 CC02 CC03 CC04 CC05