

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6635095号  
(P6635095)

(45) 発行日 令和2年1月22日(2020.1.22)

(24) 登録日 令和1年12月27日(2019.12.27)

(51) Int. Cl.	F I
FO4C 29/06 (2006.01)	FO4C 29/06 D
FO4C 18/32 (2006.01)	FO4C 18/32
FO4C 29/00 (2006.01)	FO4C 29/00 C

請求項の数 2 (全 13 頁)

(21) 出願番号	特願2017-140066 (P2017-140066)	(73) 特許権者	000002853 ダイキン工業株式会社
(22) 出願日	平成29年7月19日(2017.7.19)		大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号 梅田センタービル
(65) 公開番号	特開2019-19779 (P2019-19779A)	(74) 代理人	110001427 特許業務法人前田特許事務所
(43) 公開日	平成31年2月7日(2019.2.7)	(72) 発明者	清水 孝志 大阪府大阪市北区中崎西2丁目4番12号 梅田センタービル ダイキン工業株式会 社内
審査請求日	平成30年7月10日(2018.7.10)	審査官	角田 貴章

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 回転式圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

シリンダ室(51)を有するシリンダ(42)と、該シリンダ室(51)内で偏心回転するピストン(53)と、ヘルムホルツマフラ(70)とを有する圧縮機構(40)を備え、

上記ヘルムホルツマフラ(70)が、上記圧縮機構(40)に設けられた共鳴室(71)と、上記シリンダ室(51)から該共鳴室(71)に連通するように上記シリンダ(42)の端面に形成された連通溝(72)と、を有する回転式圧縮機であって、

上記連通溝(72)は、上記シリンダ(42)の端面側が開放された有底溝であって、一対の側壁部(73)と、各側壁部(73)の間に位置する底壁部(74)とを有し、

上記側壁部(73)は、上記連通溝(72)の開放側の第1部分(75)と、該連通溝(72)の底壁部(74)側の第2部分(76)とから構成され、

上記第1部分(75)の表面は平面で形成され、上記第2部分(76)の表面は上記第1部分(75)の表面と上記底壁部(74)の表面とにつながる所定曲率の湾曲面で形成され、

上記底壁部(74)の表面と、その両端につながる一対の第2部分(76)の表面が、円弧状断面の1つの湾曲面で形成され、

上記連通溝(72)の第1部分(75)の平面の高さをhとし、円弧状湾曲面の半径をrとすると、

$0.1 < h/r < 2.8$  の関係を満たしていることを特徴とする回転式圧縮機。

【請求項2】

請求項1において、

10

20

$h / r = 1$ であることを特徴とする回転式圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、回転式圧縮機に関し、特に、圧縮機構にヘルムホルツマフラを設けることにより生じる死容積を小さくして再膨張損失を低減する技術に関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、ローリングピストン型圧縮機や揺動ピストン型圧縮機のような回転式圧縮機は、シリンダ室を有するシリンダと、シリンダ室の中で偏心回転運動をするピストンとを有する圧縮機構を備えている。シリンダは、一般に環状の部材であり、該シリンダの軸方向の端面がフロントヘッド及びリアヘッドで閉鎖されている。

10

【0003】

この種の回転式圧縮機において、圧縮機構にヘルムホルツマフラが設けられたものがある（例えば、特許文献1参照）。この特許文献1の圧縮機のヘルムホルツマフラは、圧縮機構のシリンダに設けられた共鳴室（小容積空間）と、シリンダ室からこの共鳴室に連通するようにシリンダの端面に形成された連通溝（圧力導入路）とを有している。ヘルムホルツマフラは、シリンダ室から共鳴室にガスを導入して共鳴させることで、共鳴している所定帯域の周波数の音（のエネルギー）を吸収して消音する。

20

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特公昭62-011200号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、ヘルムホルツマフラの共鳴周波数  $f$  は、  
 $C$  : 音速、 $S$  : 通路面積、 $V$  : 共鳴室容積、 $L$  : 通路長さ、 $\alpha$  : 開口端補正とすると、  
 $f = (C / 2) (S / V (L + \alpha))^{1/2}$   
 で表される。

30

【0006】

したがって、近年採用されている地球温暖化係数の低い冷媒は比重が軽くなって音速が速くなる（R22で $C = 170\text{m/s}$ に対して、R32で $C = 230\text{m/s}$ ）ので、共鳴周波数  $f$  が高くなる傾向がある。これに対して、圧縮機の構造共振から生じる音の周波数は冷媒が異なっても変化しないので、ヘルムホルツマフラの設定周波数を、構造共振から生じる音の周波数に合わせる必要がある。

【0007】

共鳴周波数  $f$  を維持するためには、上式から、共鳴室容積  $V$  を大きくするか、通路面積  $S$  を小さくするか、通路長さ  $L$  を長くするとよいことが分かる。

40

【0008】

しかし、通路面積  $S$  を小さくすると、通路圧損が大きくなってヘルムホルツマフラが機能しなくなったり、加工が困難になってコストが高くなったりする問題が生じる。また、通路長さ  $L$  を長くすると、共鳴室をシリンダ室から遠ざける配置にすることになってシリンダが大きくなったり、通路圧損が大きくなってヘルムホルツマフラが機能しなくなったりする問題が生じる。

【0009】

このように、通路面積  $S$  を小さくしたり通路長さを長くしたりすることは実際には困難であり、一般には、共鳴室容積  $V$  を大きくすることで共鳴周波数  $f$  を維持し、消音効果を確保する構成が採用されていた。しかし、その場合には、死容積が大きくなるため、再膨

50

張損失によって圧縮機の効率が低下する問題が生じてしまう。

【0010】

本発明は、このような問題点に鑑みてなされたものであり、その目的は、冷媒の音速に関わらずヘルムホルツマフラの消音効果を得られるようにするとともに、圧縮機の効率低下も抑制できるようにすることである。

【課題を解決するための手段】

【0011】

第1の発明は、シリンダ室(51)を有するシリンダ(42)と、該シリンダ室(51)内で偏心回転するピストン(53)と、ヘルムホルツマフラ(70)とを有する圧縮機構(40)を備え、上記ヘルムホルツマフラ(70)が、上記圧縮機構(40)に設けられた共鳴室(71)と、上記シリンダ室(51)から該共鳴室(71)に連通するように上記シリンダ(42)の端面に形成された連通溝(72)とを有する回転式圧縮機を前提とする。

10

【0012】

そして、この回転式圧縮機は、上記連通溝(72)が、上記シリンダ(42)の端面側が開放された有底溝であって、一对の側壁部(73)と、各側壁部(73)の間に位置する底壁部(74)とを有し、上記側壁部(73)は、上記連通溝(72)の開放側の第1部分(75)と、該連通溝(72)の底壁部(74)側の第2部分(76)とから構成され、上記第1部分(75)の表面は平面で形成され、上記第2部分(76)の表面は上記第1部分(75)の表面と上記底壁部(74)の表面につながる所定曲率の湾曲面で形成されている。

【0013】

第1の発明は、上記底壁部(74)の表面と、その両端につながる一对の第2部分(76)の表面が、円弧状断面の1つの湾曲面で形成されていることを特徴とする。

20

【0014】

この第1の発明では、底壁部(74)の表面と、その両端につながる一对の第2部分(76)の表面が、円弧状断面の1つの湾曲面で形成されているので、この湾曲面に沿って流れるガスの流速が均一になり、渦の発生が抑制される。

【0015】

第1の発明は、上記連通溝(72)の第1部分(75)の平面の高さを $h$ とし、円弧状湾曲面の半径を $r$ とすると、 $0.1 < h/r < 2.8$ の関係を満たしていることを特徴とする。

30

【0016】

第2の発明は、第1の発明において、 $h/r = 1$ であることを特徴とする。

【0017】

上記第1, 第2の発明では、連通溝(72)は、図5に示すように上部が角形で下部が半円形状になり、且つ $0.1 < h/r < 2.8$ の関係を満たしているので、図6のグラフに示すように、正方形断面の場合と比べて周長が同等以下の長さになるから圧力損失も正方形断面の圧力損失以下になる。特に、第2の発明では、 $h/r = 1$ であるため、周長比が最も小さい値(0.95よりも小さい値)になるので、圧力損失も低減される。

【発明の効果】

【0018】

本発明によれば、連通溝(72)の側壁部(73)を構成する第1部分(75)の表面を平面とし、上記底壁部(74)の表面と、その両端につながる一对の第2部分(76)の表面を、円弧状断面の1つの湾曲面で形成しているので、通路面積を小さくしても圧力損失が大きくなるのを抑制できる。したがって、共鳴周波数 $f$ を従来と同じ値に維持するために、通路面積を小さくできるので、共鳴室(71)の容積 $V$ を大きくしたり、通路長さ $L$ を長くしたりすることが不要になる。そのため、死容積になる共鳴室(71)の容積を大きくしなくてもよいので、再膨張損失が大きくなるのを抑えられ、圧縮機の効率低下を抑制できる。また、比重の小さな冷媒であっても通路断面面積を大きくせずにヘルムホルツマフラ(70)の機能を維持できるから、冷媒の音速にかかわらずヘルムホルツマフラ(70)の消音効果を得ることが可能となる。

40

50

## 【0019】

上記第1, 第2の発明によれば、 $h/r$ が上記の範囲を満たしていれば、周長が同じ(圧力損失が同じ)場合は通路面積 $S$ を小さくできるから、共鳴室(71)の容積 $V$ を小さくすることができる。したがって、再膨張損失を小さくすることが可能になる。また、同等の圧力損失になる形状の場合は連通溝(72)の通路断面積を小さくできるので、再膨張室の容積を大きくせずにヘルムホルツマフラ(70)の設定周波数を下げることが可能である。

## 【0020】

さらに、連通溝(72)の底面が半円状なので渦が少なくなり、実際に共振するガス量が増えるから、脈動を小さくできる。このことにより、ヘルムホルツマフラ(70)の効率を高められる。

10

## 【図面の簡単な説明】

## 【0021】

【図1】図1は、実施形態に係る回転式圧縮機の全体構造を示す縦断面図である。

【図2】図2は、圧縮機構の横断面図である。

【図3】図3は、フロントヘッドを除いた状態の圧縮機構の平面図である。

【図4】図4は、ヘルムホルツマフラの構成を示す圧縮機構の要部断面図である。

【図5】図5は、図4のV-V線断面図である。

【図6】図6は、ヘルムホルツマフラの連通路の形状を変化させた場合に、各連通溝の断面積が同じで断面形状が異なる場合の周長比を示すグラフである。

20

【図7】図7は、連通溝の参考例を示す断面図である。

## 【発明を実施するための形態】

## 【0022】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて詳細に説明する。

## 【0023】

図1に示している本発明の実施形態に係る回転式圧縮機(10)は、空気調和装置、冷却装置、給湯装置等の冷凍装置に用いられる。この回転式圧縮機(10)は、凝縮器、膨張弁(減圧機構)、蒸発器とともに冷媒回路に接続される。冷媒回路では、冷媒が循環して冷凍サイクルが行われる。つまり、冷媒回路では、回転式圧縮機(10)で圧縮された冷媒が、凝縮器で凝縮し、膨張弁で減圧された後、蒸発器で蒸発する。

30

## 【0024】

## 回転式圧縮機の全体構成

回転式圧縮機(10)は、縦長の円筒形の密閉容器であるケーシング(11)を備えている。ケーシング(11)には、円筒形状の胴部(12)と、胴部(12)の上端及び下端にそれぞれ固定された上部鏡板(13)及び下部鏡板(14)が設けられている。上部鏡板(13)は、下側に開口する椀状に形成され、下端の外周縁部が胴部(12)の上端内周面に溶接される。下部鏡板(14)は、上側に開口する椀状に形成され、上端の外周縁部が胴部(12)の下端内周面に溶接される。

## 【0025】

上部鏡板(13)の中央部には、吐出管(20)が上下に延びて貫通している。また、上部鏡板(13)には、斜め上方に膨出する膨出部(15)が形成されている。膨出部(15)は、上面が平坦な面によって形成されている。膨出部(15)には、外部電源の電力を電動機(30)へ供給するためのターミナル(25)が取り付けられている。

40

## 【0026】

ケーシング(11)の内部には、電動機(30)と圧縮機構(40)とが設けられている。

## 【0027】

電動機(30)は、圧縮機構(40)の上側に配置されている。電動機(30)は、ステータ(31)とロータ(32)とを備えている。ステータ(31)は、ケーシング(11)の胴部(12)の内周面に固定されている。また、ロータ(32)は、ステータ(31)の内側に配置されている。ロータ(32)には、ケーシング(11)の内部を上下に延びる駆動軸(33)が連結

50

されている。ケーシング(11)の内部空間(S)は、電動機(30)の下側の一次空間(S1)と、電動機(30)の上側の二次空間(S2)とに区画される。これらの空間(S1,S2)は、いずれも圧縮機構(40)の吐出流体(高圧冷媒)で満たされる。つまり、圧縮機(10)は、いわゆる高圧ドーム式(ケーシング(11)の内部が高圧圧力になる形式)になっている。

**【0028】**

駆動軸(33)は、主軸部(33a)と偏心部(33b)とを備えている。主軸部(33a)は、圧縮機構(40)の主軸受け(48)及び副軸受け(49)によって回転自在に支持されている。

**【0029】**

駆動軸(33)の下部には、遠心式の油ポンプ(34)が取り付けられている。油ポンプ(34)は、ケーシング(11)の底部の油溜まり(16)に溜まる油に浸漬する。駆動軸(33)の内部には、油ポンプ(34)で汲み上げた油が流れる油流路(35)が形成されている。油流路(35)は、駆動軸(33)の中を軸方向に延び、その下流側が複数の給油穴(図示省略)に連続している。各給油穴は、始端が油流路(35)に連通する一方、終端が駆動軸(33)の外周側に向かって開口し、主軸受け(48)の内周面、後述のピストン(53)の内周面、及び副軸受け(49)の内周面に向かって開口している。

**【0030】**

駆動軸(33)とともに油ポンプ(34)が回転すると、油溜まり(16)の油が油ポンプ(34)に吸い込まれる。この油は、油流路(35)から各給油穴へ分流し、各摺動部の潤滑に利用される。

**【0031】****圧縮機構**

図2に示すように、圧縮機構(40)は、圧縮室で冷媒を圧縮するように構成されている。また、圧縮機構(40)は、環状のシリンダ(42)の内部をピストン(53)が偏心回転する回転式の圧縮機構で構成されている。より詳細には、圧縮機構(40)は、ブッシュ(57)に保持されるブレード(55)とピストン(53)とが一体に形成され、シリンダ(42)の内部をピストン(53)が揺動しながら回転する、揺動ピストン式の圧縮機構で構成されている。

**【0032】**

圧縮機構(40)は、ケーシング(11)の胴部(12)の下部寄りに固定されている。圧縮機構(40)は、上側から下側へ向かって順に、第1シリンダヘッドであるフロントヘッド(41)、シリンダ(42)、及び第2シリンダヘッドであるリアヘッド(45)が積層されて構成されている。フロントヘッド(41)は、ケーシング(11)の胴部(12)の内周面に固定されている。フロントヘッド(41)の中央部には、上方に向かって突出した上記主軸受け(48)が形成されている。シリンダ(42)は上下に円形の開口面を有する環状に形成されている。リアヘッド(45)の中央部には、下方に向かって突出した上記副軸受け(49)が形成されている。

**【0033】**

圧縮機構(40)では、シリンダ(42)の上側の開口面(軸方向の上側の端面)がフロントヘッド(41)で閉塞され、シリンダ(42)の下側の開口面(軸方向の下側の端面)がリアヘッド(45)で閉塞され、シリンダ(42)の内部にシリンダ室(51)が区画されている。

**【0034】**

シリンダ室(51)には、偏心部(33b)が挿通される環状の上記ピストン(53)が収容されている。シリンダ(42)には、吸入管(21)が径方向に延びて接続されている。吸入管(21)は、シリンダ室(51)の吸入室(低圧室)に連通している。

**【0035】**

また、フロントヘッド(41)には、吐出ポート(63)が設けられている(図1では省略)。吐出ポートは、流入端がシリンダ室(51)の吐出室(高圧室)に連通している。吐出

10

20

30

40

50

ポートの流出端は、マフラ部材(46)の内部に開口している。マフラ部材(46)の内部は、連通口(図示省略)を通じて一次空間(S1)と連通している。

【0036】

次いで、シリンダ(42)の内部構造について説明する。

【0037】

シリンダ室(51)には、環状のピストン(53)が収容されている。ピストン(53)の内部には、偏心部(クランク軸(33b))が嵌挿されている。これにより、ピストン(53)の回転中心は、駆動軸(33)の主軸部(33a)の軸心O1に対して偏心することになる。ピストン(53)の外周面には、ブレード(55)が連結している。ブレード(55)は、ピストン(53)の外周面から径方向外方へ延びた縦長の直方体状に形成される。

10

【0038】

一方、シリンダ(42)には、略円形状のブッシュ孔(56)が形成されている。ブッシュ孔(56)は、シリンダ室(51)に連通するように該シリンダ室(51)の外周面の内側に形成されている。各ブッシュ孔(56)には、それぞれ一对のブッシュ(57,57)が嵌合している。ブッシュ(57)は、軸直角断面が、略弓形状に形成される。ブッシュ(57)は、ブッシュ孔(56)の内周面に摺接する円弧部(57a)と、平坦な面を形成する平坦部(57b)とを有している。そして、ブッシュ孔(56)では、一对のブッシュ(57,57)の平坦部(57b,57b)同士が対向するように配置され、平坦部(57b,57b)の間にブレード溝(58)が形成される。上述したブレード(55)は、このブレード溝(58)に挿通される。これにより、ブレード(55)は、ブッシュ(57,57)によって径方向に摺動自在に保持され、且つ

20

ブッシュ孔(56)では、ブッシュ(57,57)が、円弧部(57a)の円弧中心O2を支点に揺動自在となる。この結果、ピストン(53)は、シリンダ室(51)の内周面と摺接しながら、該内周面に沿って偏心回転運動を行う。

【0039】

シリンダ室(51)は、ブレード(55)によって低圧室(L-P)と高圧室(H-P)とにそれぞれ区画されている。具体的に、シリンダ室(51)では、ブレード(55)の一方の側面(図2の右下側面)側に低圧室(L-P)が区画され、ブレード(55)の他方の側面(図2の左上側面)側に高圧室(H-P)が区画される。

【0040】

シリンダ(42)には、上述した吸入管(21)が接続される吸入ポート(61)が形成される。吸入ポート(61)は、一对のブッシュ(57)のうち低圧室(L-P)寄りのブッシュの近傍に形成される。吸入ポート(61)は、一端がシリンダ室(51)に開口し、他端がシリンダ(42)の外部に開口するように径方向に延びている。吸入ポート(61)は、流入端が吸入管(21)に連通し、流出端がシリンダ室(51)の低圧室(L-p)に連通する。

30

【0041】

シリンダ室(51)の高圧室(H-p)の上側には、上述した吐出ポート(63)が形成されている。即ち、吐出ポート(63)は、流入端がシリンダ室(51)の高圧室(H-p)と連通し、流出端がマフラ部材(46)の内部に連通するように、フロントヘッド(41)を軸方向に貫通している。

【0042】

#### ヘルムホルツマフラ

この圧縮機(10)の圧縮機構(40)には、ヘルムホルツマフラ(70)が設けられている。ヘルムホルツマフラ(70)は、シリンダ室(51)から共鳴室(71)にガスを導入して共鳴させることで、共鳴している所定帯域の周波数の音(のエネルギー)を吸収して消音するものである。以下、図3~図6を用いて本実施形態のヘルムホルツマフラ(70)について説明する。

40

【0043】

図3は、圧縮機構(40)をシリンダ(42)の上面から見た図(フロントヘッド(41)を除いた状態の圧縮機構(40)の平面図)、図4はヘルムホルツマフラ(70)の構成を示す圧縮機構(40)の要部断面図、図5は図4のV-V線断面図、図6はヘルムホルツマフラ

50

(70)の連通溝(72)の断面積が同じで断面形状が異なる場合の周長比を示すグラフである。

【0044】

上記ヘルムホルツマフラ(70)は、上記圧縮機構(40)のシリンダ(42)の端面に形成された共鳴室(71)と、上記シリンダ室(51)から共鳴室(71)に連通するように上記シリンダ(42)の端面に形成された連通溝(72)とを有している。

【0045】

共鳴室(71)は、上記シリンダ(42)の端面側が開放された空間である。また、上記連通溝(72)は、上記シリンダ(42)の端面側が開放された有底溝である。上記シリンダ(42)の端面がフロントヘッド(41)で塞がれると、上記共鳴室(71)と連通溝(72)のシリンダ端面側が塞がれて、共鳴室(71)が連通溝(72)を介してのみシリンダ室(51)と連通する状態となる。

10

【0046】

上記連通溝(72)は、一对の側壁部(73)と、各側壁部(73)の間に位置する底壁部(74)とを有している。この側壁部(74)は、上記連通溝(72)の開放側の第1部分(75)と、該連通溝(72)の底壁部(74)側の第2部分(76)とから構成されている。一对の第1部分(75)の表面は互いに平行な平面で形成され、第2部分(76)の表面は上記第1部分(75)の表面と上記底壁部(74)の表面とにつながる所定曲率の湾曲面で形成されている。

【0047】

20

上記第1部分(75)及び第2部分(76)の表面は、上記連通溝(72)を流れるガスの流速を実質的に均一化して渦の発生を抑制するように滑らかにつながった面により構成されている。

【0048】

具体的には、上記底壁部(74)の表面と、その両端につながる一对の第2部分(76)の表面は、所定曲率を有する円弧状断面の1つの湾曲面(77)で形成されている。この湾曲面(77)は、具体的には断面形状が半円(半径 $r$ )の湾曲面である。つまり、本実施形態の連通溝(72)は、図5に示すように、上部が角形で下部が半円の断面形状になっている。また、第2部分(76)の表面は、上記連通溝(72)を流れるガスの流速を実質的に均一化して渦の発生を抑制するような湾曲面で形成されている。つまり、この湾曲面は、曲率が比較的小さい曲面、言い換えると半径が比較的大きな曲面になっている。

30

【0049】

一方、図4に示すように、上記フロントヘッド(41)に上記吐出ポート(63)が形成されている。フロントヘッド(41)には、この吐出ポート(63)を開閉するための吐出弁(リード弁)(64)と、吐出弁(64)のリフト量を規制するための弁押さえ(65)が設けられている。

【0050】

ここで、図5に示すように、上記第1部分(75)の平面の高さを $h$ とし、湾曲面(77)の半径を $r$ とすると、本実施形態の連通溝(72)は、

$$h/r = 1$$

に定められている。

40

【0051】

なお、第1部分(75)の平面の高さ $h$ と湾曲面(77)の半径 $r$ の関係は、

$$h/r = 1 \text{ に限らず、}$$

$$0.1 \leq h/r \leq 2.8 \text{ の関係を満たしていればよい。}$$

【0052】

- 運転動作 -

本実施形態に係る回転式圧縮機(10)の運転動作について図1～図3を参照しながら説明する。ケーシング(11)の外部の電源をONにすると、外部電力がターミナル(25)に供給される。その結果、ターミナル(25)からリード線を経由して、電動機(30)へ電流

50

が供給され、電動機（30）が運転される。

【0053】

電動機（30）が運転状態になると、ステータ（31）の内部でロータ（32）が回転する。これにより、駆動軸（33）が回転駆動され、ピストン（53）がシリンダ室（51）の内部で偏心回転運動を行う。この結果、シリンダ室（51）において冷媒が圧縮される。

【0054】

具体的に、シリンダ室（51）では、図2に示すピストン（53）の回転に伴い低压室（L-P）の容積が徐々に大きくなる。これにより、吸入管（21）及び吸入ポート（61）から低压室（L-P）へ低压低温の冷媒が吸入される。ピストン（53）が更に回転し、低压室（L-P）が吸入ポート（61）と遮断されると、この低压室（L-P）が高圧室（H-P）となる。そして、ピストン（53）が更に回転すると、高圧室（H-P）の容積が徐々に小さくなる。これにより、高圧室（H-P）で冷媒が圧縮される。この高圧室（H-P）が吐出ポート（63）と連通し且つ高圧室（H-P）の圧力が所定値を越えると、吐出ポート（63）の吐出弁が押し上げられ、吐出ポート（63）が開放される。

【0055】

吐出ポート（63）から上方に吐出された冷媒は、マフラ部材（46）の内部へ流出し、一次空間（S1）へ送られる。一次空間（S1）へ流出した冷媒は、電動機（30）のステータ（31）のスロットやコアカット内の隙間を通じて上方へ流れ、電動機（30）の上側の二次空間（S2）へ流出する。その際に、冷媒中に含まれる油が分離される。油が分離された冷媒は、吐出管（20）に流入し、吐出管（20）の外部へ送られる。

【0056】

ヘルムホルツマフラ（70）は、シリンダ室（51）から共鳴室（71）にガスを導入して共鳴させることで、共鳴している所定帯域の周波数の音（のエネルギー）を吸収して消音する。

【0057】

- 実施形態の効果 -

本実施形態の  $h/r$  の範囲は、図6のグラフに基づいて定められている。図6は、連通溝（72）の断面形状を、正方形、長辺：短辺 = 2：1の長方形、円形、及び本実施形態の形状（断面の上部が角形で下部が半円の溝形状）にし、すべての断面積を同じにした場合の周長比を表している。

【0058】

このグラフに示すように、長方形の場合は正方形に比べて、同じ断面積だと周長が長くなる（約1.06倍）。そのため、長方形断面は正方形断面よりもガスの接触面積が多くなり、圧力損失が大きくなる。また、円形の場合は正方形に比べて、同じ断面積だと周長が短くなる（約0.89倍）ので、圧力損失に関しては有利に働くが、加工が困難になってしまう。

【0059】

一方、本実施形態の形状（断面の上部が角形で下部が半円形状）の場合は、図6に示すように、 $0.1 < h/r < 2.8$  の関係を満たしていれば、正方形断面の場合と比べて周長が同等以下の長さになる。したがって、通路の圧力損失も正方形断面の通路の圧力損失以下になり、特に、 $h/r = 1$  であれば、周長比が最も小さい値（0.94）になるので、圧力損失も低減される。

【0060】

ここで、ヘルムホルツマフラの共鳴周波数  $f$  は、上述したように、 $C$ ：音速、 $S$ ：通路面積、 $V$ ：共鳴室容積、 $L$ ：通路長さ、 $\alpha$ ：開口端補正とすると、
$$f = (C / 2 \alpha) (S / V (L + \alpha))^{1/2}$$
 で表される。本実施形態では、 $h/r$  が上記の範囲を満たしているため、通路断面積が正方形断面と同じであれば周長が短くなって圧力損失が小さくなり、ヘルムホルツマフラの効率が向上する。また、本実施形態では、逆に、周長を同じにした場合（圧力損失が同じ場合）は通路面積  $S$  を小さくできる。したがって、共鳴室容積  $V$  を小さくすることができ

10

20

30

40

50

るので、本実施形態によれば、再膨張損失を小さくすることが可能になる。

【0061】

また、通路断面積を小さくしても、連通路が正方形断面の場合と同等の圧力損失に抑えられるから、死容積となる共鳴室(71)の容積を大きくしない設計をすることにより、ヘルムホルツマフラ(70)の設定周波数を下げることができる。

【0062】

また、この実施形態の連通溝(72)は底面が半円状なので渦が少なくなり、実際に共振するガス量が増えるから、脈動を小さくできる。このことにより、ヘルムホルツマフラ(70)の効率を高められる。

【0063】

さらに、この実施形態では、シリンダ(42)にのみ連通溝(72)を形成すればよいので、リアヘッド(下部軸受端板)に連通溝が設けられていた従来技術(特許文献1)の構成ではリアヘッドが薄くなって差圧により変形するおそれがあるのに対して、本実施形態では差圧によるシリンダヘッド(リアヘッド)の変形を抑えることができる。また、シリンダ(42)とフロントヘッド(41)の2部品にわたる溝を形成する場合は2つの部品に溝加工が必要になるが、本実施形態では、そのような場合と比べてコストを低減できる。また、本実施形態の連通溝(72)はボールエンドミルで加工できるので、低コストで加工でき、溝形状として1つの部品(シリンダ)に加工するのに適している。

【0064】

《その他の実施形態》

上記実施形態については、以下のような構成としてもよい。

【0065】

上記実施形態では、連通溝(72)の断面形状を上部が角形で下部が半円形状にしているが、参考例として、連通溝は、図7に示すように、側壁部(73)と底壁部(74)の全体が一つの円弧状断面の曲面で形成したものにしても、溝の内部を流れるガスの流速が均一化され、圧力損失を低減できるので、上記実施形態と同様の効果を得ることが可能である。

【0066】

また、場合によっては、図5において、側壁部(73)の第1部分(75)の一对の平面を平行ではなく、連通溝(72)の下方へ向かって広がる傾斜面にしてもよい。

【0067】

また、上記実施形態では、共鳴室(71)をシリンダ(42)に設けているが、設ける位置はシリンダ(42)に限定されず、圧縮機構(40)に設けておけばよい。

【0068】

また、上記実施形態では、ヘルムホルツマフラ(70)を吐出ポート(63)の位置に設けているが、共鳴室(71)が連通溝(72)を介してシリンダ室(51)と連通していれば、ヘルムホルツマフラを設ける位置は適宜変更してもよい。

【0069】

なお、以上の実施形態は、本質的に好ましい例示であって、本発明、その適用物、あるいはその用途の範囲を制限することを意図するものではない。

【産業上の利用可能性】

【0070】

以上説明したように、本発明は、回転式圧縮機の圧縮機構にヘルムホルツマフラを設けることにより生じる死容積を小さくして再膨張損失を低減する技術について有用である。

【符号の説明】

【0071】

- 10 回転式圧縮機
- 40 圧縮機構
- 42 シリンダ
- 51 シリンダ室
- 53 ピストン

10

20

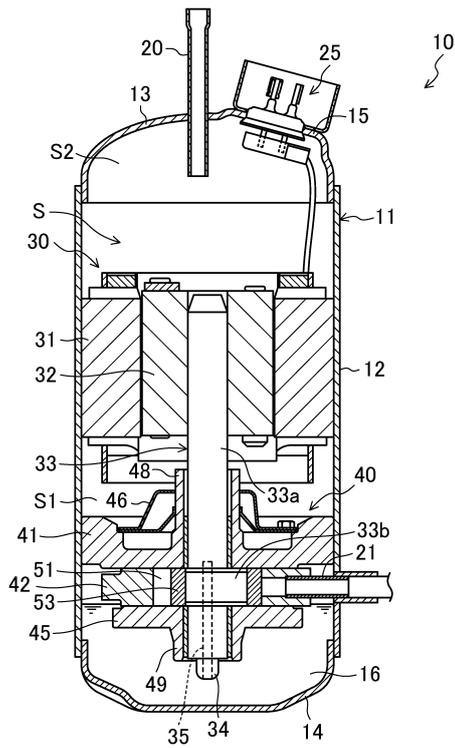
30

40

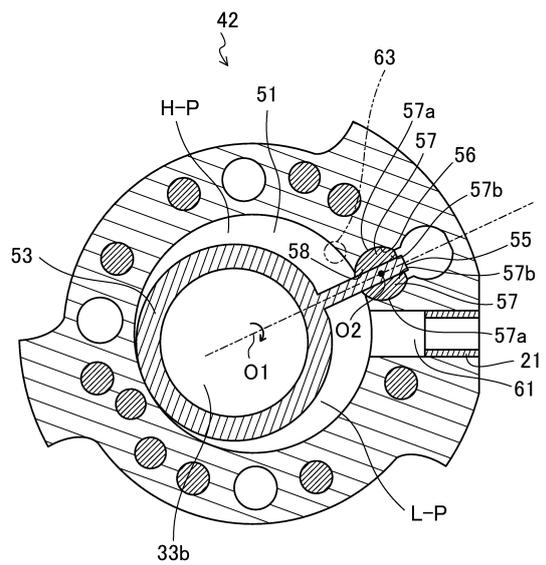
50

- 70 ヘルムホルツマフラ
- 71 共鳴室
- 72 連通溝
- 73 側壁部
- 74 底壁部
- 75 第 1 部分
- 76 第 2 部分

【図 1】

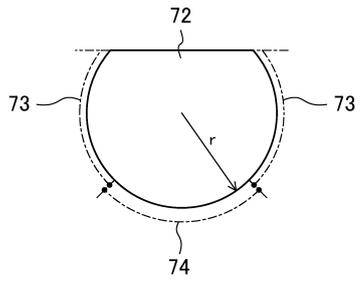


【図 2】





【図 7】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 中国特許出願公開第1499082(CN, A)  
米国特許第04427351(US, A)  
米国特許第06176687(US, B1)  
中国特許出願公開第101074671(CN, A)  
特開2016-134335(JP, A)  
特開2016-188760(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 18/32  
F04C 23/00 - 29/12