

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号
特許第5259378号
(P5259378)

(45) 発行日 平成25年8月7日(2013.8.7)

(24) 登録日 平成25年5月2日(2013.5.2)

(51) Int.Cl.
F 1
FO4C 18/02 (2006.01)

FO4C 18/02 311N

請求項の数 4 (全 17 頁)

(21) 出願番号	特願2008-327349 (P2008-327349)	(73) 特許権者	000141901 株式会社ケーヒン 東京都新宿区西新宿一丁目2 6番2号
(22) 出願日	平成20年12月24日(2008.12.24)	(74) 代理人	100077665 弁理士 千葉 剛宏
(65) 公開番号	特開2010-150944 (P2010-150944A)	(74) 代理人	100116676 弁理士 宮寺 利幸
(43) 公開日	平成22年7月8日(2010.7.8)	(74) 代理人	100142066 弁理士 鹿島 直樹
審査請求日	平成23年9月6日(2011.9.6)	(74) 代理人	100149261 弁理士 大内 秀治
		(72) 発明者	泉 大樹 栃木県塩谷郡高根沢町宝積寺2021番地 8 株式会社ケーヒン 栃木開発センター 内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スクロール型圧縮機

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

固定スクロールと、
前記固定スクロールに噛み合いながら旋回され、前記固定スクロールと共に圧縮室を形成する可動スクロールと、
回転駆動軸から偏心した駆動ピンを中心として偏心ブッシュをスイング運動させることにより、前記可動スクロールを旋回半径可変に旋回させるスイングリンク機構と、
を備えたスクロール型圧縮機であって、
前記スイングリンク機構は、前記回転駆動軸と前記偏心ブッシュとの対向面のいずれか一方に形成された突起と、
前記対向面の他方に形成され、前記突起が挿入されると共に該突起と当接することで前記スイング運動を規制する凹部と、
前記突起と前記凹部との嵌め合い部分に設けられ、前記突起と前記凹部とが当接する際の衝撃を緩衝する衝撃緩衝部と、
を有し、
前記衝撃緩衝部は、前記嵌め合い部分に形成された環状空間と、該環状空間に収容可能な環形状からなる弾性部材とを有し、前記突起の前記凹部に当接する外周面の半径をrと称し、前記凹部の前記外周面に当接する内周面の半径をRと称し、前記環状空間の半径方向での幅寸法をAと称し、 $R > r$ とすると、

$$A > R - r$$

の関係式を満たし、且つ、前記環状空間の外径を D_o と称すると、

$$D_o > 2 \cdot R$$

の関係式を満たし、

前記弾性部材は、前記偏心ブッシュのスイング運動に伴って前記突起と前記凹部との間で圧縮されると共に、該弾性部材が所定の圧縮率となった際、前記突起と前記凹部とが当接することにより前記スイング運動の限界位置が画定されることを特徴とするスクロール型圧縮機。

【請求項 2】

請求項 1 記載のスクロール型圧縮機において、

前記環状空間の内径を D_i と称すると、

$$D_i > 2 \cdot r$$

の関係式を満たすことを特徴とするスクロール型圧縮機。

【請求項 3】

請求項 1 又は 2 記載のスクロール型圧縮機において、

前記突起の基端部に径を拡大した補強部を形成し、

前記補強部を、前記環状空間との対向面まで延在させることにより、該環状空間の一部に幅狭部を設けたことを特徴とするスクロール型圧縮機。

【請求項 4】

請求項 1 ～ 3 のいずれか 1 項に記載のスクロール型圧縮機において、

前記環状空間と、前記突起及び前記凹部の当接面との間で形成される角部に、面取り部を設けたことを特徴とするスクロール型圧縮機。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、可動スクロールの旋回半径を可変にするスイングリンク機構を備えたスクロール型圧縮機に関する。

【背景技術】

【0002】

一般に、スクロール型圧縮機は、ハウジングの内部に、渦巻状の固定ラップを有する固定スクロールと、前記固定ラップに噛み合う渦巻状の旋回ラップを有する旋回スクロールとを備えて構成されている。そして、モータやエンジン等の駆動源で回転駆動軸を回転駆動し、該回転駆動軸の軸心から偏心して設けられた駆動ピンを介して旋回スクロールを旋回させることにより、固定スクロールと旋回スクロールとの間で圧縮室を形成し、該圧縮室を外周部位から徐々に中央部位へと移動させることで流体を圧縮する。

【0003】

ところで、この種のスクロール型圧縮機では、旋回スクロールの旋回半径を可変にする旋回半径可変機構を設けた構成が用いられることがある。該旋回半径可変機構を設けると、液圧縮等による高負荷時での固定ラップや旋回ラップの破損防止や、固定ラップと旋回ラップとの接触性向上等の効果を得ることができる。

【0004】

このような旋回半径可変機構において、スイングリンク機構と呼ばれる方式は、前記駆動ピンで軸支した偏心ブッシュを介して旋回スクロールを旋回させると共に、偏心ブッシュと回転駆動軸との間に突起及び該突起が挿入される凹部を介在させる。これにより、偏心ブッシュ、つまり旋回スクロールの旋回半径を可変にすると共に、該旋回半径の変化量が所定範囲を超えようとした場合には、突起と凹部とが当接して規制される。すなわち、スイングリンク機構では、旋回スクロールの旋回半径を所定範囲内で可変に構成することで、該旋回スクロールの過度なスイング運動等による圧縮不足や、固定ラップと旋回ラップとの過大又は過少な接触等を回避することができる。

【0005】

スイングリンク機構を設けたスクロール型圧縮機として、特許文献 1 には、スイング運

10

20

30

40

50

動の範囲を規制する突起又は凹部のいずれか一方に軟質材を被着する構成が開示されている。圧縮機の起動時や停止時に発生する意図しないスイング運動に起因した突起と凹部との衝突による異音や振動を防止するためである。

【0006】

【特許文献1】実開昭59-107081号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0007】

ところで、上記特許文献1に記載の構成の場合、突起又は凹部の一方に被着された軟質材が他方に当接すること、換言すれば、合成樹脂等で形成された軟質材によってスイング範囲の限界が設定されている。このため、当該軟質材の潰れ等の変形や寸法のばらつき等を生じる可能性があり、スイング範囲を精度よく設定管理することが難しい。さらに、旋回スクロールの衝撃を最終的に受け止める部分が前記軟質材となるため、長期間の使用による当該軟質材の劣化や破損等を生じ易く、耐久性に劣る可能性がある。

【0008】

本発明は上記従来の課題を考慮してなされたものであり、スイング運動の範囲を高精度に設定可能であり、しかも耐久性を向上させることができるスイングリンク機構を備えたスクロール型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】

【0009】

本発明に係るスクロール型圧縮機は、固定スクロールと、前記固定スクロールに噛み合いながら旋回され、前記固定スクロールと共に圧縮室を形成する可動スクロールと、回転駆動軸から偏心した駆動ピンを中心として偏心ブッシュをスイング運動させることにより、前記可動スクロールを旋回半径可変に旋回させるスイングリンク機構とを備えたスクロール型圧縮機であって、前記スイングリンク機構は、前記回転駆動軸と前記偏心ブッシュとの対向面のいずれか一方に形成された突起と、前記対向面の他方に形成され、前記突起が挿入されると共に該突起と当接することで前記スイング運動を規制する凹部と、前記突起と前記凹部との嵌め合い部分に設けられ、前記突起と前記凹部とが当接する際の衝撃を緩衝する弾性部材を収容した衝撃緩衝部とを有し、前記弾性部材は、前記偏心ブッシュのスイング運動に伴って前記突起と前記凹部との間で圧縮されると共に、該弾性部材が所定の圧縮率となった際、前記突起と前記凹部とが当接することにより前記スイング運動の限界位置が画定されることを特徴とする。

【0010】

このような構成によれば、可動スクロールを旋回半径可変に旋回させるスイングリンク機構に衝撃緩衝部を設けたことにより、該衝撃緩衝部に収容した弾性部材で弾性的に偏心ブッシュのスイング運動を受けることができ、最終的には、弾性部材が所定の圧縮率となった場合に突起と凹部とが当接してスイング範囲を規定する。すなわち、最終的なスイング運動の限界位置が突起及び凹部の当接により画定されることから、スイング範囲を精度よく設定することができる。さらに、前記当接の衝撃を弾性部材のみで最後まで受け止める必要がないため、当該弾性部材を適宜任意の圧縮率範囲で使用することができ、その破損や劣化を有効に防止して耐久性を向上させることができる。

【0011】

また、前記衝撃緩衝部が、前記嵌め合い部分に形成された環状空間と、該環状空間に収容可能な環形状からなる前記弾性部材とを有し、前記突起の前記凹部に当接する外周面の半径を r と称し、前記凹部の前記外周面に当接する内周面の半径を R と称し、前記環状空間の半径方向での幅寸法を A と称し、 $R > r$ とすると、 $A > R - r$ の関係式を満たすように設定するとよい。すなわち、例えば、ゴム材料からなる弾性部材を収容した環状空間の幅寸法 A よりも突起のスイング範囲「 $R - r$ 」を小さく設定することにより、例えば、液圧縮等により偏心ブッシュから突起へとスイング方向で急激な力が生じた場合であっても、まず、突起がスイング範囲である「 $R - r$ 」内にある状態では、該突起が弾性部材の弾

10

20

30

40

50

性力によって衝撃を緩衝されつつ円滑にスイング運動され、次いで、弾性部材が所定の圧縮率まで圧縮されることにより、突起と凹部とが当接してスイング運動が規制される。従って、前記急激な力を弾性材料のみで最後まで受け止め、該弾性部材が破損することを有効に回避することができる。

【0012】

さらに、前記環状空間の外径を D_o と称すると、 $D_o > 2 \cdot R$ の関係式を満たすように設定することにより、例えば、弾性部材に一層大きな弾性力が必要とされるような条件下においても、凹部全体を大きくすることなく、弾性部材を収容する環状空間だけを大きく形成し、例えばゴム系弾性体からなる弾性部材の容積を増大させることが可能となる。また、突起を小径にするのではなく、環状空間を凹部側へと拡張することで弾性部材の容積増大を可能としているため、偏心ブッシュのスイング運動を受け止める突起の径を十分な大きさに確保し、その強度の確保及び向上が可能となる。

10

【0013】

またさらに、前記環状空間の内径を D_i と称すると、 $D_i > 2 \cdot r$ の関係式を満たすように設定することにより、例えば、弾性部材に一層大きな弾性力が必要とされる場合であっても、突起全体を大きくすることなく、根元の径である D_i だけを大きく形成し、弾性部材の容積を増大させることが可能となると共に、当該突起の強度を確保することができる。さらに、突起全体の径を大きくする必要がないため、相手側となる凹部も必要最低限の大きさで十分であり、過度に大きく孔加工する必要がなく、当該凹部を形成した部材の強度を確保することができ、さらに加工工数も削減することができる。

20

【0014】

なお、前記突起の基端部に径を拡大した補強部を形成し、前記補強部を、前記環状空間との対向面まで延在させることにより、該環状空間の一部に幅狭部を設けて構成すると、突起の強度を向上させることができると共に、前記幅狭部により弾性部材の環状空間外へのはみ出しを有効に防止することができる。

【0015】

また、前記環状空間と、前記突起及び前記凹部の当接面との間で形成される角部に、面取り部を設けて構成すると、例えば、突起がスイング限界までスイングされた状態から原点位置方向に戻る際、突起と凹部との間等に弾性部材が噛み込まれることを有効に回避することができる。

30

【発明の効果】

【0016】

本発明によれば、可動スクロールを旋回半径可変に旋回させるスイングリンク機構に衝撃緩衝部を設けたことにより、該衝撃緩衝部に収容した弾性部材で弾性的に偏心ブッシュのスイング運動を受けることができ、最終的には、弾性部材が所定の圧縮率となった場合に突起と凹部とが当接してスイング運動の限界位置を画定する。すなわち、最終的なスイング限界が突起及び凹部の当接により規定されることから、スイング範囲を精度よく設定することができる。さらに、前記当接の衝撃を弾性部材のみで最後まで受け止める必要がないため、当該弾性部材を適宜任意の圧縮率範囲で使用することができ、その破損や劣化を有効に防止して耐久性を向上させることができる。

40

【発明を実施するための最良の形態】

【0017】

以下、本発明に係るスクロール型圧縮機について好適な実施の形態を挙げ、添付の図面を参照して詳細に説明する。

【0018】

図1は、本発明の一実施形態に係るスクロール型圧縮機30の軸線方向に沿う断面図であり、図2は、図1に示すスクロール型圧縮機30の一部断面分解斜視図である。本実施形態に係るスクロール型圧縮機30は、例えば、車両や建物等の空調ユニットを構成し、図示しないエンジンやモータ等の駆動源の駆動作用下に所定のガス（冷媒ガス）を吸入及び圧縮し、吐出する圧縮機である。

50

【0019】

図1及び図2に示すように、スクロール型圧縮機30は、カップ状に形成されたフロントハウジング32と、冠状に形成されたリアハウジング34とを備える。フロントハウジング32の上部には、例えば、冷媒ガス等からなるガスをその内部へと導入する吸入口32aが形成されている。一方、リアハウジング34の上部には、スクロール型圧縮機30により前記ガスが圧縮された圧縮ガスを、例えば、冷媒循環系へと吐出する吐出口34aが形成されている。なお、フロントハウジング32には、スクロール型圧縮機30を、例えば、エンジンや外部機器等に取り付けるための複数の取付座32bが設けられている。

【0020】

フロントハウジング32の内部には、固定スクロール40と、該固定スクロール40に

10

【0021】

固定スクロール40は、フロントハウジング32とリアハウジング34とによって挟持される外周縁部40aを含む固定側基板部40bと、該固定側基板部40bから可動スクロール42側へと渦巻状に立設される固定側渦巻壁（固定ラップ）40cとを有する。可動スクロール42は、可動側基板部42aと、該可動側基板部42aから固定スクロール40側へと渦巻状に立設され、前記固定側渦巻壁40cに噛み合う可動側渦巻壁（可動ラップ）42bとを有する。

【0022】

固定スクロール40の固定側基板部40b及び固定側渦巻壁40cと、可動スクロール42の可動側基板部42a及び可動側渦巻壁42bとによって圧縮室（ガス圧縮室）44が形成される。該圧縮室44を封止するため、固定側渦巻壁40c及び可動側渦巻壁42bの各端部には、それぞれ可動側基板部42a及び固定側基板部40bに摺接するようにシール部材46が取着されている。シール部材46は、例えば、PPS（ポリ・フェニレン・サルファイド）、炭素繊維及び固体潤滑剤により構成される。

20

【0023】

固定スクロール40の背面40dには、環状に且つ薄板状に形成されたガスケット48を介してリアハウジング34が装着され、これにより、前記吐出口34aに連通するガス吐出室50が形成される。固定スクロール40の固定側基板部40bの略中心部には、圧縮室44からガス吐出室50へと連通する圧縮ガス導出孔40eが形成されている。

30

【0024】

なお、リアハウジング34、固定スクロール40及びガスケット48は、複数（例えば、4本）のボルト52によってフロントハウジング32に締結される。その際、固定スクロール40の固定側基板部40bに形成された環状溝40fには、固定スクロール40とフロントハウジング32とにより形成されるガス吸入室54を封止するOリング56が取着される。

【0025】

また、固定スクロール40の背面40dには、前記圧縮ガス導出孔40eを閉塞する一方、圧縮室44において圧縮された圧縮ガスが所定の高圧となった際、撓曲して開動作することでガス吐出室50へと圧縮ガスを導出する吐出弁58が備えられている。吐出弁58は、ガスケット48に形成されたリテーナ部48aによってその弁開度が規制される。該リテーナ部48aは、リアハウジング34の内側に形成された傾斜面からなる受部34bによって受け止められる。

40

【0026】

フロントハウジング32の縮径した端部の開口32cには、回転駆動軸（クランクシャフト）である回転シャフト60の一端の軸部60aが挿入される。軸部60aは、第1軸受61を介して開口32cによって回転自在に支承される。一方、回転シャフト60の他端には、拡径する支持体62が備えられている。支持体62は、外周側面の支持面62aが第2軸受64に嵌挿されることによって回転自在に支承される。第2軸受64は、フロントハウジング32に形成された肩部32dによって支持される。

50

【0027】

図3に示すように、支持体62には、その軸心Q0（回転シャフト60の軸心Q0）に偏心した軸心Q1を中心として駆動ピン66が固着されている。なお、回転シャフト60の軸部60aには、前記ガス吸入室54を封止するための封止部材68が嵌挿される。該封止部材68は、フロントハウジング32の開口肩部32eに支持され、例えば、金属材料からなるリング状のコアにゴム系材料、あるいは樹脂系材料を被覆することにより構成される。

【0028】

可動スクロール42の可動側基板部42aには、その前面42c側に開口した円形凹部42dが形成されている。該円形凹部42dには、旋回軸受70を介してブッシュ（偏心ブッシュ）72が回転可能に嵌挿される。ブッシュ72は、その軸心に偏心して形成された孔部72aに前記駆動ピン66が挿入されることで回転シャフト60によってスイング運動可能に旋回され、これにより、可動スクロール42を旋回半径可変に旋回させる。

10

【0029】

このようなブッシュ72は、後述するスイングリンク機構73によって旋回半径の変化量が所定範囲内で規制されつつスイング運動可能であり、すなわち、可動スクロール42はブッシュ72により所定範囲内で旋回半径可変に構成されている。

【0030】

駆動ピン66の先端には環状溝66aが形成され、該環状溝66aにC型止めリング74が嵌合される。従って、ブッシュ72は、C型止めリング74により駆動ピン66の軸方向への抜け止めがなされた状態で、当該駆動ピン66を中心として回転可能に構成されている。なお、駆動ピン66の根元近傍には、ブッシュ72を介してバランスウェイト76が装着される。

20

【0031】

可動スクロール42の可動側基板部42aとフロントハウジング32の内部に形成された環状の支持部32fとの間には、可動スクロール42を摺接面80aによって摺動可能（旋回可能）に支持するスラストプレート80と、可動スクロール42の自転を拘束する一方、該可動スクロール42の旋回を許容する自転拘束部材であるオルダムリング（orbiting ring）82と、回転シャフト60の軸方向に対して直交する一方向にオルダムリング82を往復移動可能に支持すると共に、可動スクロール42にかかる前記軸方向のスラスト（thrust）力を、スラストプレート80を介して受け止める回転拘束部材であるオルダムベース（orbiting base）84とが配設される。

30

【0032】

可動スクロール42の可動側基板部42aの前面42c側には、該可動スクロール42を一つの径方向にのみ往復移動可能とする一对の第1係合凹部90、90が形成されている。これら第1係合凹部90には、オルダムリング82の一つの径方向に形成された一对の第1係合凸部92、92が摺動可能に係合される。また、可動スクロール42を前記第1係合凹部90に対して直交する方向にのみ往復移動可能とするため、オルダムリング82には、前記第1係合凸部92に対して直交する径方向に突出する一对の第2係合凸部94、94が形成されている（図2参照）。これら第2係合凸部94は、オルダムベース84の一つの径方向に形成された一对の第2係合凹部96、96に摺動可能に係合される。

40

【0033】

なお、オルダムベース84には、該オルダムベース84の径方向に沿って延在すると共に、オルダムリング82の往復移動を許容しながら該オルダムリング82との干渉を回避する切欠84aが形成されている（図2参照）。一方、オルダムリング82の第1係合凸部92の背面側、すなわちオルダムベース84の切欠84a側には、該オルダムリング82の径方向に膨出し、且つ周方向に該第1係合凸部92の両側面から僅かに膨出する膨出部92aが形成されている。膨出部92aは、オルダムベース84の切欠84aに対向して配置されている。

【0034】

50

また、オルダムベース 84 は、シム (shim) 86 を間に介在して、前記切欠 84 a に形成された締結用の貫通孔 84 c に装着される複数 (例えば、2 本) のボルト 88 によって前記支持部 32 f に固定される。このように構成することで、ボルト 88 がスラストプレート 80 に干渉することを回避しつつ、フロントハウジング 32 の支持部 32 f にオルダムベース 84 を固定することができる。なお、シム 86 は、固定スクロール 40 と可動スクロール 42 との前記軸方向の隙間を所定値に調整するために介在されるものであり、前記隙間が適切に調整される場合には介在させなくてもよい。

【0035】

フロントハウジング 32 の開口 32 c の外周部には、第 3 軸受 100 を介してプーリ 102 が装着されている。すなわち、プーリ 102 に図示しないエンジン等の回転駆動源から回転力が伝達され、電磁クラッチ 104 が ON/OFF 動作されることにより、回転駆動軸である回転シャフト 60 への前記回転力の伝達及び切り離しが行われる。

10

【0036】

バランスウエイト 76 は、略半円形の板状に形成された外周部 76 a と、ブッシュ 72 に装着される部位である嵌挿部 76 b とを有する。該バランスウエイト 76 は、オルダムベース 84 の内周面 84 f 及びフロントハウジング 32 における支持部 32 f の内壁面 32 i によって形成され、且つオルダムリング 82 との干渉を回避した領域内で回転するように配設されている。これにより、可動スクロール 42 の回転と共にバランスウエイト 76 も回転し、すなわち、可動スクロール 42 の回転による遠心力に平衡する遠心力がバランスウエイト 76 によって発生され、可動スクロール 42 が過度に固定スクロール 40 側へと押し付けられて過度の摩擦力が生じること等を有効に回避して、可動スクロール 42 の回転を安定させることができる。なお、バランスウエイト 76 のブッシュ 72 への装着方法としては、上記のような嵌挿部 76 b による圧入以外にも、例えば、リベット止め等でもよく、さらにはブッシュ 72 と一体に形成してもよい。

20

【0037】

図 3 は、図 1 に示すスイングリンク機構 73 及びその周辺部を拡大した断面図である。また、図 4 A は、図 3 に示すスイングリンク機構 73 を拡大して模式的に示した説明図であり、図 4 B は、図 4 A に示す状態からブッシュ 72 が最大限にスイングされた状態を示す説明図である。図 5 は、図 4 A 中の V-V 線に沿う一部省略断面図である。

【0038】

スイングリンク機構 73 は、ブッシュ 72 における支持体 62 との対向面 72 b に突設された突起 (スイング範囲規制突起) 75 と、回転シャフト 60 の一端に固着された支持体 62 におけるブッシュ 72 との対向面 62 b に形成され、前記突起 75 が所定の嵌め合い交差 (間隙) を持って挿入される円柱状の凹部 (嵌合凹部) 77 と、ブッシュ 72 がスイング運動して突起 75 と凹部 77 とが当接する際の衝撃を緩衝する衝撃緩衝部 79 とを有する。

30

【0039】

突起 75 は、基端側に設けられた円柱状の基部 (小径部) 81 と、該基部 81 より大径で先端側に設けられた円板状の当接部 (大径部) 83 とからなる段付き形状の軸部材である。衝撃緩衝部 79 は、突起 75 と凹部 77 との嵌め合い部分において、凹部 77 の内周面 77 a と基部 81 の外周面 81 a との間に形成された環状空間 85 と、該環状空間 85 に介装された環形状の弾性部材 87 とから構成される。弾性部材 87 としては、例えば、環形状のゴム系弾性体や環形状の板ばね部材等を用いることができ、要はブッシュ 72 のスイング運動による突起 75 の衝撃を所定の圧縮率まで所定の弾性力で受け止めることができる部材であればよい。

40

【0040】

図 3 に示すように、本実施形態の場合、突起 75 と凹部 77 とは、ブッシュ 72 がスイング運動していない状態で軸心 Q2 が一致しているが、勿論、突起 75 と凹部 77 の軸心が互いに偏心していてもよいし、前記軸心 Q2 が回転シャフト 60 の軸心 Q0 と同軸であっても構わない。

50

【0041】

図4A、図4B及び図5から諒解されるように、このようなスイングリンク機構73では、突起75の外径（当接部83の外径）よりも凹部77の内径が十分に大きく設定されており、すなわち突起75と凹部77とが所定の交差を有する隙間嵌めにより嵌合されており、環状空間85内に介装された弾性部材87の弾性作用下に、突起75が凹部77内を移動可能である。従って、ブッシュ72は、弾性部材87が最大限に圧縮され、換言すれば弾性部材87が所定の圧縮率（圧縮量）まで圧縮され、当接部83の外周面（当接面）83aが凹部77の内周面（当接面）77aに当接するまでの範囲内でスイング運動することができる（図4B及び図5参照）。

【0042】

そこで、図4Aに示すように、スイングリンク機構73では、突起75において凹部77と当接する当接部83の外周面83aの半径を r と称し、凹部77において前記外周面83aと当接する内周面77aの半径を R と称し、環状空間85の半径方向での幅寸法を A と称した場合、「 $R > r$ 」を前提として、半径 r 、半径 R 及び幅寸法 A は、次式（1）の関係を満たすように設定されている。

$$A > R - r \quad (1)$$

【0043】

すなわち、上記関係式（1）は、弾性部材87を収容する環状空間85の幅寸法 A よりも、突起75（ブッシュ72）が弾性部材87の圧縮方向に動作できる範囲であるスイング範囲「 $R - r$ 」を小さく設定することを規定している。

【0044】

次に、基本的には以上のように構成される本実施形態に係るスクロール型圧縮機30の動作について説明する。

【0045】

電磁クラッチ104の動作作用下に、回転駆動軸である回転シャフト60に図示しないエンジン等から回転力が伝達されると、支持体62が第2軸受64を介して回転し、支持体62に固着された駆動ピン66が回転シャフト60の軸心に対して偏心した状態で旋回する。これにより、ブッシュ72が旋回して、オルダムベース84に摺動可能に支持されるオルダムリング82の摺動作用下、及び該オルダムリング82による自転拘束作用下、さらにスラストプレート80の摺接面80aによる摺動支持作用下に、可動スクロール42が自転を拘束されながら固定スクロール40に対して旋回する。このとき、バランスウェイト76は、可動スクロール42の旋回による遠心力に平衡する遠心力を発生させて旋回している。

【0046】

その結果、固定スクロール40と可動スクロール42との間で形成される圧縮室44が外周部位から徐々に中央部位へと進行し、シール部材46の封止作用下にガス吸入室54に導入されたガスが圧縮される。そして、圧縮された圧縮ガスが圧縮ガス導出孔40eからガス吐出室50へと導出され、吐出口34aを介して図示しない冷媒循環系へと吐出される。

【0047】

このような圧縮動作時（起動時や停止時も含む）、例えば、圧縮室44で液圧縮等が発生すると、可動スクロール42からブッシュ72へとスイング方向（図4B及び図5中の矢印参照）に急激且つ過度な力を生じ、この力を受け止める突起75にも同様な力が生じることになる。

【0048】

そこで、本実施形態に係るスクロール型圧縮機30では、上記関係式（1）に基づき、スイングリンク機構73において、弾性部材87を収容した環状空間85の幅寸法 A よりも突起75のスイング範囲「 $R - r$ 」を小さく設定している。これにより、スイングリンク機構73では、上記したような急激な力が生じた場合であっても、まず、突起75がスイング範囲「 $R - r$ 」内にある状態では、該突起75（ブッシュ72）が弾性部材87の

弾性力によって衝撃を緩衝されつつ円滑にスイング運動される。次いで、弾性部材 8 7 が所定の圧縮率（圧縮量）まで圧縮されると、突起 7 5 の当接部 8 3 の外周面 8 3 a と凹部 7 7 の内周面 7 7 a とが当接し、これにより前記スイング運動が規制される。

【0049】

すなわち、スイングリンク機構 7 3 では、衝撃緩衝部 7 9 を構成する弾性部材 8 7 の圧縮によりブッシュ 7 2 のスイング運動を弾性的に受けることができ、最終的には、突起 7 5 と凹部 7 7 とが当接することによりスイング運動の限界位置を画定している。従って、前記スイング範囲「 $R - r$ 」を適宜設定することによりブッシュ 7 2 のスイング範囲を精度よく設定することができる。なお、上記関係式（1）で、環状空間 8 5 の幅寸法 A に対してスイング範囲「 $R - r$ 」をどの程度小さく設定するかは、弾性部材 8 7 を形成するゴム材料等の寸法や特性を考慮して適宜設定すればよい。

10

【0050】

また、最終的なスイング限界は突起 7 5 及び凹部 7 7 の当接により規定されることから、上記の衝撃を弾性部材 8 7 のみで最後まで受け止める必要がなく、当該弾性部材 8 7 の破損や劣化を有効に防止することができる。換言すれば、スイングリンク機構 7 3 では、弾性部材 8 7 が所定の圧縮率になったときに突起 7 5 と凹部 7 7 とを当接させるように構成しているため、弾性部材 8 7 の耐久性や必要な弾性力等を考慮して、適宜任意の圧縮率範囲（弾性域）で使用することができ、その結果、弾性部材 8 7 の耐久性を向上させることができる。

20

【0051】

さらに、スイングリンク機構 7 3 では、環状空間 8 5 及び弾性部材 8 7 からなる衝撃緩衝部 7 9 を、突起 7 5 と凹部 7 7 との嵌め合い部分を利用して設けている。このため、例えば、衝撃緩衝部 7 9 をブッシュ 7 2 の外側面等に別途設ける必要がなく、省スペース化を図ることができ、スクロール型圧縮機 3 0 を小型化することができる。

【0052】

なお、本実施形態に係るスクロール型圧縮機 3 0 において、スイングリンク機構 7 3 は、例えば、図 6 に示すスイングリンク機構 7 3 a として構成することもできる。図 6 は、スイングリンク機構 7 3 の第 1 の変形例に係るスイングリンク機構 7 3 a 及びその周辺部の説明図である。図 6 中、図 1 ～図 5 に示される参照符号と同一の参照符号は、同一又は同様な構成を示し、このため同一又は同様な機能及び効果を奏するものとして詳細な説明を省略し、以下同様とする。

30

【0053】

図 6 に示すように、スイングリンク機構 7 3 a は、上記突起 7 5 に代えて、基部 8 1 の基端側にも当接部 8 3 と略同形状の当接部（大径部）110 を有する突起（スイング範囲規制突起）112 を設けた構成からなる。

【0054】

従って、スイングリンク機構 7 3 a では、一对の当接部 8 3、110 の当接面である外周面 8 3 a、110 a が、凹部 7 7 の当接面である内周面 7 7 a に同時に当接する。このため、上記の液圧縮等によりブッシュ 7 2 にスイング方向への急激な力が生じた場合であっても、突起 112 の基端側及び先端側の 2 つの当接部 8 3、110 でその力を受け止めることができるため、一層確実に且つ安定してスイング範囲を規制することができる。また、突起 112 では、凹部 7 7 との当接による負荷が軸方向でより均等に付与されるため、当該突起 112 の破損や変形等を一層有効に回避することができる。

40

【0055】

本実施形態に係るスクロール型圧縮機 3 0 において、スイングリンク機構 7 3 は、図 7 A に示すスイングリンク機構 7 3 b として構成することもできる。図 7 A は、スイングリンク機構 7 3 の第 2 の変形例に係るスイングリンク機構 7 3 b 及びその周辺部の説明図であり、図 7 B は、図 7 A に示す状態からブッシュ 7 2 が最大限にスイングされた状態を示す説明図である。

【0056】

50

図7Aに示すように、スイングリンク機構73bは、上記の突起75、凹部77及び衝撃緩衝部79に代えて、突起（スイング範囲規制突起）114、凹部（嵌合凹部）116及び衝撃緩衝部118を設けた構成からなる。

【0057】

突起114は、前記突起75のような段付き形状ではなく略円柱状の軸部材である。該突起114の外周面のうち、基端側の外周面114aが衝撃緩衝部118の環状空間122を構成する一方、先端側が凹部116と当接する当接面114bとして機能する。凹部116は、突起114の外周面114a側に位置する大径部（弾性部材配置部）119と、該大径部119より小径で、突起114の当接面114b側に位置する小径部（当接部）120とから構成された段付き形状である。衝撃緩衝部118は、突起114の外周面114a側と凹部116の大径部119との嵌め合い部分において、該外周面114aと該大径部119の内周面119aとの間に形成された環状空間122と、該環状空間122に介装された弾性部材87とから構成される。

10

【0058】

このようなスイングリンク機構73bでは、図7A及び図7Bから諒解されるように、突起114の先端側の当接面114bと、凹部116の小径部120の内周面120aとが互いに当接し、ブッシュ72のスイング限界が規定される。

【0059】

そこで、図7Aに示すように、スイングリンク機構73bでは、図4Aに示すスイングリンク機構73の場合と略同様に、突起114において凹部116と当接する当接面114b（外周面114a）の半径を r と称し、凹部116において前記当接面114bと当接する小径部120の内周面（当接面）120aの半径を R （直径は $2 \cdot R$ ）と称し、環状空間122の半径方向での幅寸法を A と称し、さらに、環状空間122の外径を D_o と称すると、上記関係式（1）に示す「 $A > R - r$ 」の関係と共に、半径 R 及び外径 D_o は、次式（2）の関係を満たすように設定されている。

20

$$D_o > 2 \cdot R \quad (2)$$

【0060】

すなわち、上記関係式（2）は、突起114との当接面を構成する凹部116の小径部120の内径「 $2 \cdot R$ 」よりも、弾性部材87を収容する環状空間122の外径 D_o を大きく設定することを規定している。換言すれば、上記関係式（2）は、凹部116において、突起114と当接する小径部120よりも弾性部材87が配設される環状空間122を構成する大径部119を大径に構成することを規定している。

30

【0061】

従って、例えば、スクロール型圧縮機30の使用条件等により、ブッシュ72が一層急激なスイング方向への力を受けることが予想され、弾性部材87に一層大きな弾性力が必要とされる場合であっても、当接面を含めた凹部116全体を大きくすることなく、弾性部材87を収容する環状空間122だけを大きく形成し、例えばゴム系弾性体からなる弾性部材87の容積を増大させることが可能となる。また、突起114を小径にするのではなく、環状空間122を凹部116側へと拡張することで弾性部材87の容積増大を可能としているため、ブッシュ72のスイング運動を受け止める突起114の径を十分な大きさに確保し、その強度の確保及び向上が可能となる。

40

【0062】

本実施形態に係るスクロール型圧縮機30において、スイングリンク機構73は、図8に示すスイングリンク機構73cとして構成することもできる。図8は、スイングリンク機構73の第3の変形例に係るスイングリンク機構73c及びその周辺部の説明図である。

【0063】

図8に示すように、スイングリンク機構73cは、上記の突起75、凹部77及び衝撃緩衝部79に代えて、突起（スイング範囲規制突起）124、凹部（嵌合凹部）126及び衝撃緩衝部128を設けた構成からなる。

50

【0064】

突起124は、基端側に設けられ、衝撃緩衝部128の環状空間130を構成する基部（大径部）132と、先端側に設けられ、基部132より小径の当接部（小径部）134とからなる段付き形状の軸部材である。凹部126は、突起124の基部132に対応する大径部（弾性部材配置部）136と、該大径部136より小径で、突起124の当接部134に対応する小径部（当接部）138とから構成された段付き形状である。衝撃緩衝部128は、突起124の基部132と凹部126の大径部136との嵌め合い部分において、該基部132の外周面132aと該大径部136の内周面136aとの間に形成された環状空間130と、該環状空間130に介装された弾性部材87とから構成される。

【0065】

このようなスイングリンク機構73cでは、図8から諒解されるように、突起124における当接部134の外周面（当接面）134aと、凹部126における小径部138の内周面（当接面）138aとが互いに当接し、ブッシュ72のスイング限界が規定される。

【0066】

そこで、図8に示すように、スイングリンク機構73cでは、図7Aに示すスイングリンク機構73bの場合と略同様に、突起124において凹部126と当接する外周面134aの半径を r （直径は $2 \cdot r$ ）と称し、凹部126において前記外周面134aと当接する小径部138の内周面138aの半径を R （直径は $2 \cdot R$ ）と称し、環状空間130の半径方向での幅寸法を A と称し、さらに、環状空間130の外径を D_o と称し、突起124の環状空間130を構成する基部132の外径を D_i と称すると、上記関係式（1）に示す「 $A > R - r$ 」の関係、及び上記関係式（2）に示す「 $D_o > 2 \cdot R$ 」の関係と共に、半径 r 及び外径 D_i は、次式（3）の関係を満たすように設定されている。

$$D_i > 2 \cdot r \quad (3)$$

【0067】

すなわち、上記関係式（3）は、凹部126との当接面を構成する突起124の当接部134の外径「 $2 \cdot r$ 」よりも、弾性部材87を収容する環状空間130の内径 D_i を大きく設定することを規定している。換言すれば、上記関係式（3）は、突起124において、凹部126と当接する当接部134よりも弾性部材87が配設される環状空間130を構成する基部132を大径に構成することを規定している。

【0068】

従って、例えば、スクロール型圧縮機30の使用条件等により、ブッシュ72が一層急激なスイング方向への力を受けることが予想され、弾性部材87に一層大きな弾性力が必要とされる場合であっても、当接面を含めた突起124全体を大きくすることなく、根元（基部132）の径である D_i だけを大きく形成し、例えばゴム系弾性体からなる弾性部材87の容積を増大させることが可能となる。また、突起124の基端側に基部132を形成することにより、弾性部材87や凹部126との当接でスイング方向に大きな力が加わる当該突起124の強度を確保することができる。同時に、突起124全体の径を大きくする必要がないため、相手側となる凹部126も必要最低限の大きさで十分であり、過度に大きく孔加工する必要がなく、当該凹部126を形成した支持体62の強度を確保することができる。さらに加工工数も削減することができる。

【0069】

ところで、このようなスイングリンク機構73、73a～73cでは、例えば、図9A及び図9Bに示すように、突起の根元や凹部の角部等にR形状や面取り部等を形成すると、その耐久性等を一層向上させることができる。図9Aは、図7Aに示すスイングリンク機構73bの変形例に係るスイングリンク機構73d及びその周辺部の説明図であり、図9Bは、図9Aに示す状態からブッシュ72が最大限にスイングされた状態を示す説明図である。

【0070】

図9Aに示すように、スイングリンク機構73dは、図7Aに示すスイングリンク機構

10

20

30

40

50

7 3 bを構成する突起 1 1 4、凹部 1 1 6 及び衝撃緩衝部 1 1 8 に代えて、突起 1 4 0、凹部 1 4 2 及び衝撃緩衝部 1 4 4 を設けた構成からなる。

【0 0 7 1】

突起 1 4 0 は、前記突起 1 1 4（図 7 A 参照）と略同形状であるが、根元（基端部）に R 形状やテーパ形状からなり拡径した補強部 1 4 6 が形成されている。凹部 1 4 2 は、前記凹部 1 1 6（図 7 A 参照）と略同形状であり、突起 1 4 0 の基端側に位置した大径部（弾性部材配置部）1 4 8 と、突起 1 4 0 の先端側に位置した小径部（当接部）1 5 0 とから構成された段付き形状である。環状空間 1 5 2 に臨む小径部 1 5 0 の角部（縁部）には、テーパ状の面取り部 1 5 4 が形成されている。衝撃緩衝部 1 4 4 は、突起 1 4 0 の基端側と凹部 1 4 2 の大径部 1 4 8 との嵌め合い部分において、突起 1 4 0 の外周面 1 4 0 a と大径部 1 4 8 の内周面 1 4 8 a との間に形成された環状空間 1 5 2 と、該環状空間 1 5 2 に介装された弾性部材 8 7 とから構成される。

10

【0 0 7 2】

図 9 A 及び図 9 B から諒解されるように、突起 1 4 0 の根元に形成された補強部 1 4 6 は、環状空間 1 5 2 との対向面である内周面 1 4 8 a まで延在するように形成されている。これにより、環状空間 1 5 2 は、突起 1 4 0 の外周面 1 4 0 a と大径部 1 4 8 の内周面 1 4 8 a との間での幅寸法 A からなる部分と共に、一部に補強部 1 4 6 と内周面 1 4 8 a との間で形成され、幅寸法 A より狭い幅寸法 B からなる幅狭部（狭幅部）1 5 6 を有して構成される。

【0 0 7 3】

20

従って、図 9 B に示すように、ブッシュ 7 2 がスイング限界までスイングされて突起 1 4 0 と小径部 1 5 0 とが当接した状態では、環状空間 1 5 2 は、弾性部材 8 7 を収容した幅寸法 A の部分が圧縮されて幅寸法 A 1 となる。そうすると、通常、弾性部材 8 7 は、外周面 1 4 0 a 及び内周面 1 4 8 a に沿う方向に延びるように潰されるが（図 9 B 参照）、スイング運動の状態等によっては、ブッシュ 7 2 と支持体 6 2 との間の隙間 G 1 へとはみ出すように移動する可能性がある。

【0 0 7 4】

そこで、当該スイングリンク機構 7 3 d では、補強部 1 4 6 により幅狭部 1 5 6 を設けていることから、図 9 B に示すようにブッシュ 7 2 が限界までスイング動作された場合、幅狭部 1 5 6 がさらに狭幅の幅寸法 B 1 となり、弾性部材 8 7 の前記隙間 G 1 へのはみ出しが有効に防止される。

30

【0 0 7 5】

また、突起 1 4 0 は、根元が補強部 1 4 6 によって拡径されて補強されているため、当該突起 1 4 0 の強度を向上させることができる。さらに、突起 1 4 0 全体の径を大きくせずに補強できるため、相手側となる凹部 1 4 2 も必要最低限の大きさで十分であり、過度に大きく孔加工する必要がない。このため、凹部 1 4 2 を形成した支持体 6 2 の強度を十分に確保することができ、さらに加工工数も削減することができる。

【0 0 7 6】

一方、凹部 1 4 2 には、面取り部 1 5 4 を設けているため、例えば、図 9 B に示すようなブッシュ 7 2 がスイング限界までスイングされた状態から、図 9 A に示すようなスイングしていない状態まで戻る際、図 9 B に示す突起 1 4 0 と凹部 1 4 2 との間に形成された隙間 G 2 に、弾性部材 8 7 が噛み込まれることを有効に回避することができる。

40

【0 0 7 7】

このような補強部や面取り部は、当然、図 4 A、図 6、図 7 A 及び図 8 に示す各形態に係るスイングリンク機構に適用可能であることは言うまでもない。例えば、図 4 A 及び図 6 に示すスイングリンク機構 7 3、7 3 a の場合、当接部 8 3、1 1 0 の環状空間 8 5 に臨む角部（縁部）に面取り部を形成すれば、上記したような弾性部材 8 7 の噛み込みを防止する効果があり、突起 7 5、1 1 2 の根元に補強部を設ければ上記したような強度向上や弾性部材のはみ出し防止の効果を得ることができる。図 8 に示すスイングリンク機構 7 3 c では、例えば、突起 1 2 4 の基部 1 3 2 の角部に補強部や面取り部を設けたり、凹部

50

126の小径部138の角部に面取り部を設けると、上記したような強度向上や弾性部材のはみ出し防止、噛み込み防止等の効果を得ることができる。

【0078】

なお、上記実施形態における旋回半径可変機構としてのスイングリンク機構73等では、ブッシュ72側に突起を設け、回転シャフト60の支持体62側に凹部を設けていたが、ブッシュ側に凹部を設け、支持体側に凸部を設けた構成としてもよい。例えば、図4Aに示すスイングリンク機構73の場合、図10に示すように、ブッシュ72側に凹部77を設け、該凹部77に支持体62から突出する突起75が嵌合されるように構成したスイングリンク機構73eとして構成することもでき、他のスイングリンク機構73a～73dについても同様である。

10

【0079】

本発明は、上記の実施の形態に限らず、本発明の要旨を逸脱することなく、種々の構成を採り得ることはもちろんである。

【0080】

例えば、突起と凹部との当接による衝撃を緩衝する衝撃緩衝部を構成する弾性部材は、環形状以外であってもよく、すなわち、環状空間に沿って複数の棒状の弾性部材を配列して構成してもよく、要は、突起と凹部とが当接するまでの間、適切にその衝撃を緩衝（吸収）できる形状及び材質であればよい。

【図面の簡単な説明】

【0081】

20

【図1】本発明の一実施形態に係るスクロール型圧縮機の軸線方向に沿う断面図である。

【図2】図1に示すスクロール型圧縮機の一部断面分解斜視図である。

【図3】図1に示すスイングリンク機構及びその周辺部を拡大した断面図である。

【図4】図4Aは、図3に示すスイングリンク機構を拡大して模式的に示した説明図であり、図4Bは、図4Aに示す状態からブッシュが最大限にスイングされた状態を示す説明図である。

【図5】図4A中のV-V線に沿う一部省略断面図である。

【図6】図4Aに示すスイングリンク機構の第1の変形例に係るスイングリンク機構及びその周辺部の説明図である。

【図7】図7Aは、図4Aに示すスイングリンク機構の第2の変形例に係るスイングリンク機構及びその周辺部の説明図であり、図7Bは、図7Aに示す状態からブッシュが最大限にスイングされた状態を示す説明図である。

30

【図8】図4Aに示すスイングリンク機構の第3の変形例に係るスイングリンク機構及びその周辺部の説明図である。

【図9】図9Aは、図7Aに示すスイングリンク機構の変形例に係るスイングリンク機構及びその周辺部の説明図であり、図9Bは、図9Aに示す状態からブッシュが最大限にスイングされた状態を示す説明図である。

【図10】図3に示すスイングリンク機構の第4の変形例に係るスイングリンク機構及びその周辺部を拡大した断面図である。

【符号の説明】

40

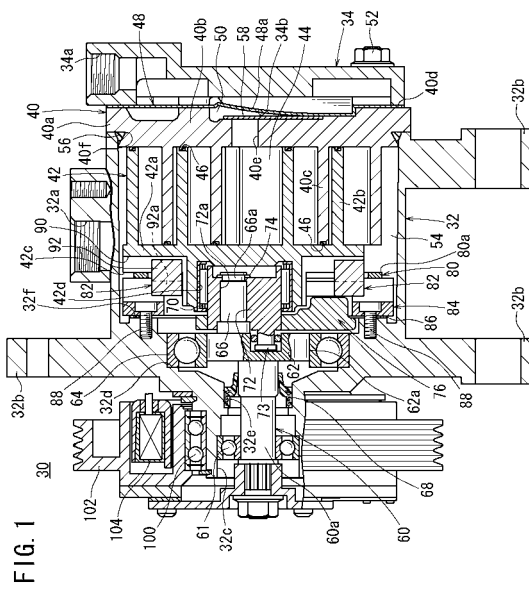
【0082】

30…スクロール型圧縮機	40…固定スクロール
40c…固定側渦巻壁	42…可動スクロール
42b…可動側渦巻壁	44…圧縮室
60…回転シャフト	62…支持体
62b、72b…対向面	66…駆動ピン
72…ブッシュ	
73、73a～73e…スイングリンク機構	
75、112、114、124、140…突起	
77、116、126、142…凹部	

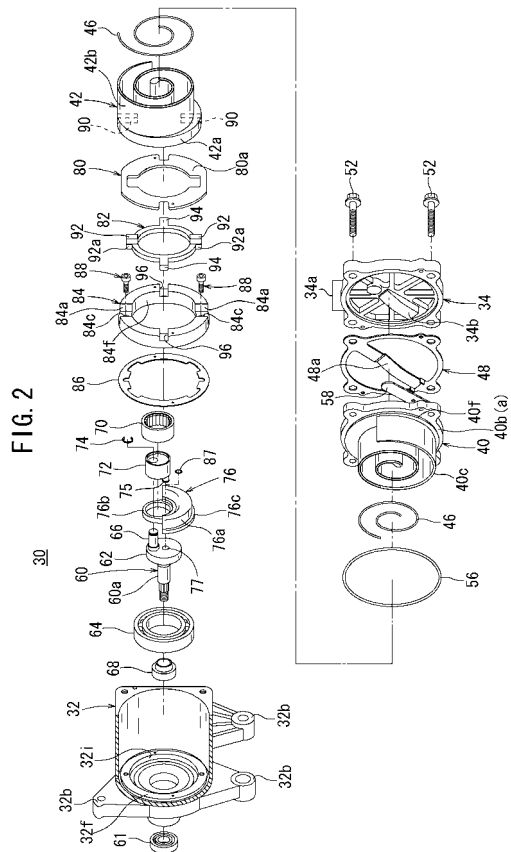
50

79、118、128、144…衝撃緩衝部
 85、122、130、152…環状空間
 87…弾性部材
 154…面取り部
 146…補強部
 156…幅狭部

【図1】



【図2】



【図 7】

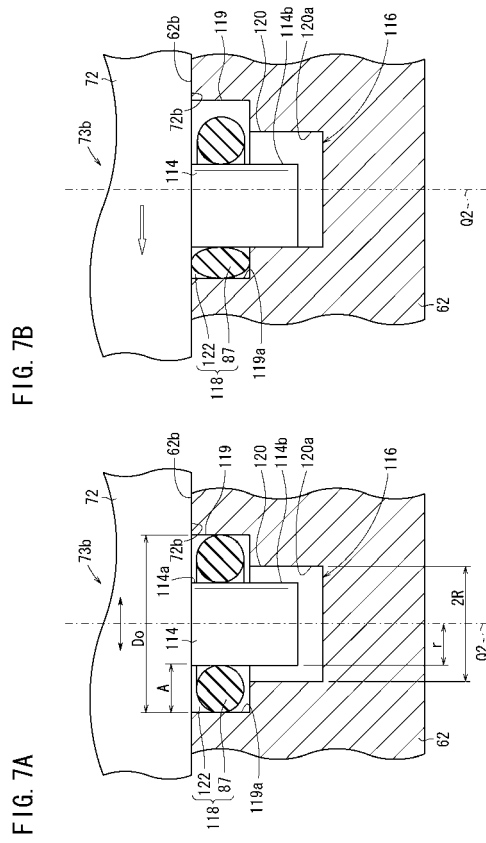


FIG. 7A

FIG. 7B

【図 8】

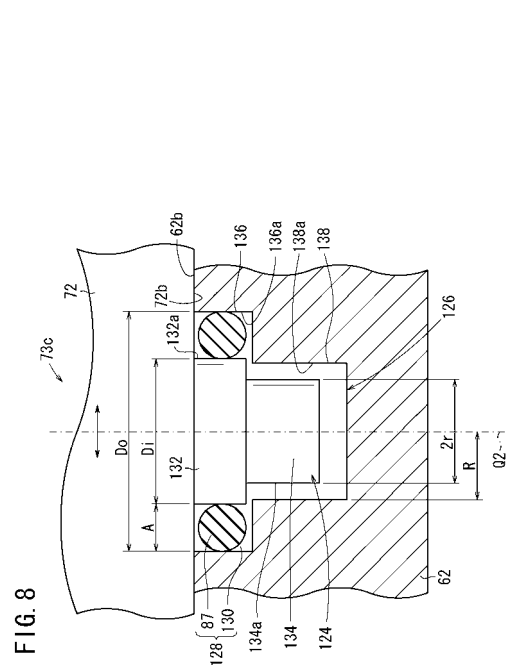


FIG. 8

【図 9】

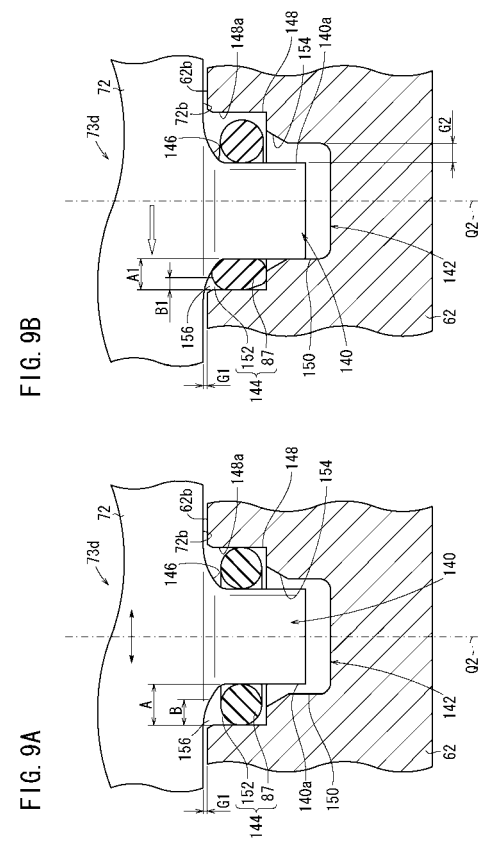
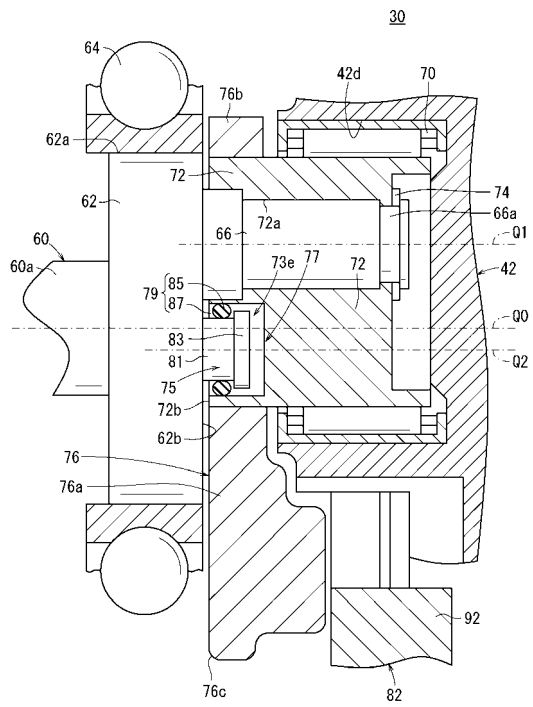


FIG. 9A

FIG. 9B

【図 10】

FIG. 10



フロントページの続き

(72)発明者 伊藤 正博

栃木県塩谷郡高根沢町宝積寺 2021 番地 8 株式会社ケーヒン 栃木開発センター内

(72)発明者 寺山 靖

栃木県塩谷郡高根沢町宝積寺 2021 番地 8 株式会社ケーヒン 栃木開発センター内

審査官 尾崎 和寛

(56)参考文献 特開 2008-208717 (JP, A)

特開 2006-234094 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F04C 18/02

F04C 27/00

F16J 15/06

F16J 15/10