

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号
特許第6571026号
(P6571026)

(45) 発行日 令和1年9月4日 (2019.9.4)

(24) 登録日 令和1年8月16日 (2019.8.16)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 6 C 17/03 (2006.01)	F 1 6 C 17/03
F 1 6 C 33/10 (2006.01)	F 1 6 C 33/10 Z
F 0 1 D 25/16 (2006.01)	F 0 1 D 25/16 A
F 0 2 C 7/06 (2006.01)	F 0 1 D 25/16 D
	F 0 2 C 7/06 C
請求項の数 12 (全 17 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号 特願2016-36926 (P2016-36926)	(73) 特許権者 514030104 三菱日立パワーシステムズ株式会社 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号
(22) 出願日 平成28年2月29日 (2016.2.29)	
(65) 公開番号 特開2017-155755 (P2017-155755A)	
(43) 公開日 平成29年9月7日 (2017.9.7)	(74) 代理人 110000785 誠真 I P 特許業務法人
審査請求日 平成31年1月16日 (2019.1.16)	(72) 発明者 篠原 種宏 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
	(72) 発明者 貝漕 高明 東京都港区港南二丁目16番5号 三菱重工業株式会社内
	最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ジャーナル軸受および回転機械

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

キャリアリングと、
前記キャリアリングの下半領域の内周側に設けられ、ロータ軸を下方から支持するように構成された複数の軸受パッドと、
前記ロータ軸の軸方向における前記複数の軸受パッドの両側に設けられる一対のサイドプレートと、を備え、
各々の前記サイドプレートは、
前記複数の軸受パッドのうち最上流側に位置する第1軸受パッドの上流側の周方向範囲を含む第1領域と、
前記第1領域の上流側に位置し、前記サイドプレートの内周面と前記ロータ軸の外周面との間の間隔が前記第1領域よりも大きい第2領域と、
を含み、
各々の前記サイドプレートは、
前記第1領域を形成する下半部と、
前記下半部よりも内径が大きく、前記第2領域を形成する上半部と、
を含む
ことを特徴とするジャーナル軸受。

【請求項 2】

前記第2領域の周方向範囲内において前記キャリアリングの内周側に、前記キャリアリ

ングから径方向内方に向かって突出して設けられ、キャリアーオーバ油の下流側への流れを抑制するように構成された少なくとも一つのキャリアーオーバ抑制部をさらに備えることを特徴とする請求項 1 に記載のジャーナル軸受。

【請求項 3】

前記第 1 領域の周方向範囲内において前記第 1 軸受パッドの上流側に設けられ、前記第 1 軸受パッドに潤滑油を供給するための少なくとも一本の第 1 給油ユニットをさらに備えることを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のジャーナル軸受。

【請求項 4】

前記第 2 領域の周方向範囲内において、前記複数の軸受パッドのうち最下流側に位置する第 2 軸受パッドの下流側に設けられ、前記第 2 軸受パッドの後縁側に潤滑油を供給するための第 2 給油ユニットをさらに備えることを特徴とする請求項 1 乃至 3 の何れか一項に記載のジャーナル軸受。

10

【請求項 5】

前記第 1 領域の下流側端は、前記第 1 軸受パッドの後縁よりも下流側に位置することを特徴とする請求項 1 乃至 4 の何れか一項に記載のジャーナル軸受。

【請求項 6】

前記第 1 領域の下流側端および前記第 2 領域の上流側端の角度位置は、前記複数の軸受パッドのうち最下流側に位置する第 2 軸受パッドの張り角を θ とし、前記第 2 軸受パッドの後縁の角度位置を θ_E としたとき、 $\theta_E - 0.25$ $\theta_E + 0.25$ を満たすことを特徴とする請求項 1 乃至 5 の何れか一項に記載のジャーナル軸受。

20

【請求項 7】

各々の前記サイドプレート の前記下半部の内周面と前記ロータ軸の外周面との間に一定の第 1 隙間が形成され、

各々の前記サイドプレートの前記上半部の内周面と前記ロータ軸の外周面との間に前記第 1 隙間よりも大きくて一定の第 2 隙間が形成されることを特徴とする請求項 1 乃至 6 の何れか一項に記載のジャーナル軸受。

【請求項 8】

各々の前記サイドプレートは、前記下半部と前記上半部との接合面が水平面に対して傾斜していることを特徴とする請求項 1 乃至 7 の何れか一項に記載のジャーナル軸受。

【請求項 9】

前記接合面の前記水平面に対する傾斜角は、5 度以上 45 度以下であることを特徴とする請求項 8 に記載のジャーナル軸受。

30

【請求項 10】

前記第 1 領域における前記間隔を G_1 とし、前記第 2 領域における前記間隔を G_2 とし、前記サイドプレートの前記上半部の内径を D としたとき、 $G_1 = 0.01D$ 、且つ、 $G_2 = 0.02D$ を満たすことを特徴とする請求項 1 乃至 9 の何れか一項に記載のジャーナル軸受。

【請求項 11】

各々の前記サイドプレートは、隣接する一対の前記軸受パッド間の周方向位置において、潤滑油を排出するための少なくとも一つの開口を有することを特徴とする請求項 1 乃至 10 の何れか一項に記載のジャーナル軸受。

40

【請求項 12】

請求項 1 乃至 11 の何れか一項に記載のジャーナル軸受と、
前記ジャーナル軸受によって支持されるロータ軸と、
を備えることを特徴とする回転機械。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、ロータ軸を回転可能に支持するためのジャーナル軸受および回転機械に関する。

50

【背景技術】

【0002】

一般に、蒸気タービンやガスタービン等の回転機械に用いられる軸受装置として、ジャーナル軸受が知られている。

例えば特許文献1には、複数の軸受パッドによってロータ軸を支持するジャーナル軸受が記載されている。具体的には、特許文献1のジャーナル軸受は、キャリアリングと、キャリアリングに支持される上流側軸受パッド及び下流側軸受パッドと、各軸受パッドとロータ軸との間に潤滑油を供給する複数の給油ノズルと、を備えている。複数の給油ノズルは、上流側軸受パッドよりも上流側に配置された第1の給油ノズル（最上流ノズル）と、上流側軸受パッドの両端部に配置された第2及び第3の給油ノズルと、下流側軸受パッドの上流側端部に配置された第4の給油ノズルと、を含む。また、下半部キャリアリングの両端面にはサイドプレートが配置されており、給油ノズルから供給された潤滑油の軸受外部への漏出を抑制するようになっている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特許第4764486号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

20

ところで、特許文献1に記載されるように複数の軸受パッドを備えるジャーナル軸受においては、正常動作時、回転数の上昇に伴ってロータ軸と各軸受パッドの間にそれぞれ適正な厚さの油膜が形成され、これらの油膜圧力によってロータ軸が略直上に浮き上がるようになっている。

しかしながら、本発明者らの知見によれば、複数の軸受パッド間における負荷能力の適正なバランスを維持できないために、軸受性能が低下したり、異常振動が発生したりすることが起こり得る。例えば、上流側軸受パッドにおける油膜圧力が不足して上流側領域での十分な負荷能力を確保できず、ロータ軸が浮上する際に上流側へ寄ってしまうと、このことが異常振動の発生原因になり得る。

【0005】

30

上述の事情に鑑みて、本発明の少なくとも一実施形態は、複数の軸受パッド間における負荷能力のバランスを維持し、異常振動の発生を防止するとともに軸受性能を向上し得るジャーナル軸受および回転機械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】

【0006】

(1) 本発明の少なくとも幾つかの実施形態に係るジャーナル軸受は、

キャリアリングと、

前記キャリアリングの下半領域の内周側に設けられ、ロータ軸を下方から支持するように構成された複数の軸受パッドと、

前記ロータ軸の軸方向における前記複数の軸受パッドの両側に設けられる一対のサイドプレートと、を備え、

40

各々の前記サイドプレートは、

前記複数の軸受パッドのうち最上流側に位置する第1軸受パッドの上流側の周方向範囲を含む第1領域と、

前記第1領域の上流側に位置し、前記サイドプレートの内周面と前記ロータ軸の外周面との間の間隔が前記第1領域よりも大きい第2領域と、を含む。

【0007】

本発明者らによる鋭意検討の結果、最上流側に位置する第1軸受パッド（上流側軸受パッド）とロータ軸との間の油膜圧力が不足する原因として、第1軸受パッドにキャリーオ

50

ーバされる潤滑油への空気の混入があることを見出した。

すなわち、各々のサイドプレートの内周面とロータ軸の外周面との間に、一对のサイドプレートによって囲まれた軸受内部空間と軸受外部とを連通させるための隙間を有するジャーナル軸受では、下流側に配置された第2軸受パッド（下流側軸受パッド）から第1軸受パッドに至る領域で該隙間から吸い込まれた空気が潤滑油に混入し得る。このため、第1軸受パッドにキャリアーオーバーバされる潤滑油（以下、キャリアーオーバーバ油と称する）には多くの空気が含まれ、実質の潤滑油の油量が少ないと考えられる。したがって、第1軸受パッドの上流側直前の給油ユニットと、第2軸受パッドの上流側直前の給油ユニットとの吐出油量が同じであっても、第2軸受パッドに比べて第1軸受パッドでは潤滑油不足となりやすい。また、潤滑油は非圧縮性流体であるのに対して、潤滑油に含まれる空気は圧縮性流体であるため、上流側の第1軸受パッド（特に前縁近傍）において潤滑油に含まれる気泡が押しつぶされ、第1軸受パッドの前縁側において動圧が生じにくくなる。

10

これにより、第1軸受パッドの負荷能力が低下し、複数の軸受パッド間における負荷能力の適正なバランスが維持できなくなる。そのため、回転数の上昇に伴いロータ軸の軸心軌跡が鉛直線上から逸れてしまい、異常振動が発生したり、軸受性能が低下したりする可能性が高くなる。

【0008】

そこで、上記（1）のジャーナル軸受では、各々のサイドプレートが、複数の軸受パッドのうち最上流側に位置する第1軸受パッドの上流側の周方向範囲を含む第1領域と、第1領域の上流側に位置し、サイドプレートとロータ軸との間（具体的にはサイドプレートの内周面とロータ軸の外周面との間）の間隔が第1領域よりも大きい第2領域と、を含む構成となっている。

20

この構成において、サイドプレートの第2領域とロータ軸との間の間隔は比較的広いので、第2領域の周方向範囲において潤滑油は排出されやすい。そのため、回転するロータ軸に連れまわって第1領域側へ向けて搬送されるキャリアーオーバーバ油は、第1領域に到達する前にその大部分がジャーナル軸受の外部へ排出される。

また、サイドプレートの第1領域とロータ軸との間の間隔は比較的狭いので、第1領域の周方向範囲においては潤滑油が排出され難い。そのため、一对のサイドプレートの各第1領域とロータ軸とで囲まれる空間、すなわち第1軸受パッドの上流側の空間に、潤滑油の油溜まりが形成される。この油溜まりからの潤滑油が第1軸受パッドとロータ軸との間の隙間に流れ込んで油膜を形成するため、この油膜に気泡が含有することを抑制でき、第1軸受パッドにおける油膜圧力を十分に高く維持することができる。なお、上述したように第2領域の周方向範囲においてキャリアーオーバーバ油はその大部分が排出されるので、油溜まりまで到達するキャリアーオーバーバ油を少なくすることができ、これによっても油溜まりの潤滑油に混入する空気量を低減できる。

30

これらのことから、複数の軸受パッド間における負荷能力のバランスを適正に保つことができ、ジャーナル軸受における異常振動の発生防止および軸受性能の向上が図れる。

【0009】

（2）幾つかの実施形態では、上記（1）の構成において、

前記第2領域の周方向範囲内において前記キャリアリングの内周側に、前記キャリアリングから径方向内方に向かって突出して設けられ、キャリアーオーバーバ油の下流側への流れを抑制するように構成された少なくとも一つのキャリアーオーバーバ抑制部をさらに備える。

40

【0010】

上記（2）の構成によれば、第2領域の周方向範囲内においてキャリアリングの内周側に、キャリアリングから径方向内方に向かって突出したキャリアーオーバーバ抑制部が設けられている。このキャリアーオーバーバ抑制部によって、キャリアーオーバーバ油が第2領域よりも下流側へ流れることが抑制されるので、第1領域の周方向範囲に形成された油溜まりに流入するキャリアーオーバーバ油量を低減することができる。よって、第1軸受パッドとロータ軸との間の油膜に空気が混入することをより効果的に抑制できる。

【0011】

50

(3) 幾つかの実施形態では、上記(1)又は(2)の構成において、

前記第1領域の周方向範囲内において前記第1軸受パッドの上流側に設けられ、前記第1軸受パッドに潤滑油を供給するための少なくとも一本の第1給油ユニットをさらに備える。

【0012】

上記(3)の構成によれば、第1領域の周方向範囲内において第1軸受パッドの上流側に位置する第1給油ユニットによって、第1軸受パッドの上流側に確実に油溜まりを形成することができる。そのため、気泡の混入がない又は少ない油溜まりを第1軸受パッドの上流側に形成し、かかる油溜まりから第1軸受パッドに潤滑油を供給することで、潤滑油への気泡混入に起因した第1軸受パッドの負荷能力の低減を抑制することができる。

10

【0013】

(4) 幾つかの実施形態では、上記(1)乃至(3)の何れかの構成において、

前記第2領域の周方向範囲内において、前記複数の軸受パッドのうち最下流側に位置する第2軸受パッドの下流側に設けられ、前記第2軸受パッドの後縁側に潤滑油を供給するための第2給油ユニットをさらに備える。

【0014】

上記(4)の構成のように、第2給油ユニットが、最下流側パッド(第2軸受パッド)よりも下流側に設けられている場合、第2給油ユニットから第2軸受パッドの後縁側に供給された潤滑油は、キャリアーオーバーバ油として第1軸受パッド側へ搬送されやすい。この点、上記(4)の構成では、第2給油ユニットが第2領域の周方向範囲内に設けられているので、第2給油ユニットから供給された潤滑油の大部分は、サイドプレートとロータ軸との間の隙間から外部へ排出される。そのため、第2給油ユニットから供給された潤滑油がキャリアーオーバーバ油として第1軸受パッドまで到達することを抑制できる。

20

【0015】

(5) 幾つかの実施形態では、上記(1)乃至(4)の何れかの構成において、

前記第1領域の下流側端は、前記第1軸受パッドの後縁よりも下流側に位置する。

【0016】

上記(5)の構成によれば、第1軸受パッドの上流側及び該第1軸受パッドの周方向範囲内ではサイドプレートとロータ軸との間の間隔が比較的狭いので、油溜まりおよび第1軸受パッドに保持される潤滑油量を十分に確保することができる。よって、第1軸受パッドにおける油膜圧力を高く維持することができる。

30

【0017】

(6) 幾つかの実施形態では、上記(1)乃至(5)の何れかの構成において、

前記第1領域の下流側端および前記第2領域の上流側端の角度位置は、前記複数の軸受パッドのうち最下流側に位置する第2軸受パッドの張り角を θ_1 とし、前記第2軸受パッドの後縁の角度位置を θ_2 としたとき、 $\theta_1 - 0.25^\circ \leq \theta_2 \leq \theta_1 + 0.25^\circ$ を満たす。

【0018】

上記(6)の構成では、第1領域の下流側端および第2領域の上流側端が、複数の軸受パッドのうち最下流側に位置する第2軸受パッドの後縁付近に位置している。すなわち、サイドプレートとロータ軸との間の隙間が比較的狭い第1領域の周方向範囲が、複数の軸受パッドが設けられた領域を概ねカバーしており、各軸受パッドに保持される潤滑油量を十分に確保できる。また、サイドプレートとロータ軸との間の隙間が比較的広い第2領域の周方向範囲が、第2軸受パッドの後縁付近から始まっている。そのため、第2軸受パッドの直ぐ下流側において、第2領域におけるサイドプレートとロータ軸との間の比較的広い隙間から潤滑油を排出することで、キャリアーオーバーバ油を効果的に減らすことができる。

40

【0019】

(7) 幾つかの実施形態では、上記(1)乃至(6)の何れかの構成において、

各々の前記サイドプレートは、前記間隔が第1間隔で一定である前記第1領域を形成する下半部と、前記間隔が第2間隔で一定である前記第2領域を形成する上半部と、を含む

50

。

【0020】

上記(7)の構成では、一对のサイドプレートのそれぞれが、上半部および下半部を含む半割構造となっている。そのため、各サイドプレートの製造および取付けの作業性向上が図れる。なお、上半部及び下半部が占める角度範囲は特に限定されないが、例えば、上半部及び下半部がそれぞれ180度の角度範囲にわたって設けられていてもよい。

また、上半部および下半部は、それぞれ、ロータ軸との間に一定の隙間を形成するようになっており、上半部とロータ軸の間の第1隙間と、下半部とロータ軸の間の第2隙間とは間隔が異なっている。すなわち、第1領域を形成する下半部と、第2領域を形成する上半部とは別体で形成されているため、間隔の異なる第1隙間および第2隙間の調整が容易である。

10

【0021】

(8)一実施形態では、上記(7)の構成において、

各々の前記サイドプレートは、前記下半部と前記上半部との接合面が水平面に対して傾斜している。

【0022】

上記(8)の構成によれば、各軸受パッド、油溜まり、および軸受内部空間と外部空間とを連通する隙間のそれぞれの配置の自由度を向上させることができる。

またこの構成において、下半部の上流側の方がその下流側よりも上方に位置するように各々のサイドプレートを配置すれば、第1軸受パッドの直ぐ上流側における第1領域の延設範囲を広げることができ、第1軸受パッドの上流側における油溜まりが形成される領域を拡大できる。一方、最下流側パッドの直ぐ下流側まで第2領域の延設範囲を広げることができ、最下流側パッドの直ぐ下流側において、ロータ軸とサイドプレートとの間の隙間から潤滑油を外部に排出し、キャリアーオーバー油を効果的に減らすことができる。

20

【0023】

(9)一実施形態では、上記(8)の構成において、

前記接合面の前記水平面に対する傾斜角は、5度以上45度以下である。

【0024】

上記(9)の構成によれば、サイドプレートの上半部及び下半部の接合面の傾斜角を上記範囲内に設定することで、第1領域及び第2領域を適切に配置し、第1軸受パッドの上流側の油溜まり領域を広く確保するとともに、最下流側パッドの直ぐ下流側における潤滑油の排出を促進し、キャリアーオーバー油を効果的に減らすことができる。

30

【0025】

(10)幾つかの実施形態では、上記(1)乃至(9)の何れかの構成において、

前記第1領域における前記間隔を G_1 とし、前記第2領域における前記間隔を G_2 とし、前記サイドプレートの内径を D としたとき、 $G_1 = 0.01D$ 、且つ、 $G_2 = 0.02D$ を満たす。

【0026】

上記(10)の構成によれば、第1領域におけるサイドプレートの内周面とロータ軸の外周面との間隔を G_1 と、第2領域におけるサイドプレートの内周面とロータ軸の外周面との間隔を G_2 とを、上記範囲内に設定することにより、油溜まりの形成およびキャリアーオーバー油の排出をより効果的に行うことができる。

40

【0027】

(11)幾つかの実施形態では、上記(1)乃至(10)の何れかの構成において、

各々の前記サイドプレートは、隣接する一对の前記軸受パッド間の周方向位置において、潤滑油を排出するための少なくとも一つの開口を有する。

【0028】

上記(11)の構成によれば、軸受パッド間において開口から潤滑油が排出されるので、軸受パッド間に潤滑油が溜まってロータ軸の攪拌抵抗が増大してしまうことを回避できる。

50

【 0 0 2 9 】

(1 2) 本発明の少なくとも幾つかの実施形態に係る回転機械は、
上記 (1) 乃至 (1 1) の何れかーに記載のジャーナル軸受と、
前記ジャーナル軸受によって支持されるロータ軸と、
を備える。

【 0 0 3 0 】

上記 (1 2) の回転機械によれば、異常振動が発生しにくく且つ優れた軸受性能を有するジャーナル軸受を備えているので、信頼性の高い回転機械を提供することができる。

【 発明の効果 】

【 0 0 3 1 】

本発明の少なくとも一実施形態によれば、第 2 領域の周方向範囲においてキャリーオーバー油が積極的に軸受外部へ排出され、第 1 領域の周方向範囲において油溜まりが形成される。この油溜まりからの潤滑油が第 1 軸受パッドとロータ軸との間の隙間に流れ込んで油膜を形成するので、この油膜には気泡が殆ど含まれず、第 1 軸受パッドにおける油膜圧力を十分に高く維持することができる。よって、複数の軸受パッド間における負荷能力のバランスを適正に保つことができ、ジャーナル軸受における異常振動の発生防止および軸受性能の向上が図れる。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 2 】

【 図 1 】一実施形態に係るジャーナル軸受の軸方向に沿った断面図である。

【 図 2 】図 1 の A - A 断面図である。

【 図 3 】図 1 の B - B 矢視図である。

【 図 4 】一実施形態に係るサイドプレート及び給油ユニットを説明するための概略図 (図 3 に対応) である。

【 図 5 】一実施形態に係るサイドプレートの構成を説明するための概略図 (図 3 に対応) である。

【 図 6 】一実施形態に係るサイドプレートの他の構成を説明するための概略図 (図 3 に対応) である。

【 図 7 】他の実施形態に係るサイドプレートの構成を説明するための概略図である。

【 図 8 】さらに他の実施形態に係るサイドプレートの構成を説明するための概略図である。

【 発明を実施するための形態 】

【 0 0 3 3 】

以下、添付図面を参照して本発明の幾つかの実施形態について説明する。ただし、実施形態として記載されている又は図面に示されている構成部品の寸法、材質、形状、その相対的配置等は、本発明の範囲をこれに限定する趣旨ではなく、単なる説明例にすぎない。

【 0 0 3 4 】

最初に、図 1 ~ 図 3 を参照して、幾つかの実施形態に係るジャーナル軸受 1 0 の全体構成について説明する。

図 1 は、一実施形態に係るジャーナル軸受 1 0 の軸方向に沿った断面図である。図 2 は、図 1 の A - A 線断面図である。図 3 は、図 1 の B - B 矢視図である。なお、図 2 及び図 3 は、ロータ軸 2 の軸方向に直交する面を示している。

【 0 0 3 5 】

本実施形態の説明において、「軸方向」は、ジャーナル軸受 1 0 に支持されるロータ軸 2 の中心軸線 O の方向であり、「径方向」はロータ軸 2 の半径方向であり、「周方向」はロータ軸 2 の周方向である。なお、「周方向」は、キャリアリング 1 2 , 1 3 の周方向であってもよいし、サイドプレート 1 7 , 1 8 の周方向であってもよい。さらに、本実施形態において「上流側」又は「下流側」とは、ロータ軸 2 の回転方向における上流側又は下流側のことを言う。

【 0 0 3 6 】

図１～図３に示す実施形態において、ジャーナル軸受１０は、潤滑方式（給油方式）として直接潤滑方式を採用した構成を備えており、下半領域に第１軸受パッド３０及び第２軸受パッド３２が配置された構成を有している。例えば、ジャーナル軸受１０は、ティルティングパッド軸受である。

以下、図示されるジャーナル軸受１０について例示的に説明するが、本実施形態に係るジャーナル軸受１０はこの構成に限定されるものではない。例えば、他の実施形態においては、上半領域にもさらに２個の軸受パッドが配置され、周方向に計４個の軸受パッドが取り付けられた構成であってもよいし、下半領域に３個以上の軸受パッドが取り付けられた構成であってもよい。但し、何れの構成においても、ジャーナル軸受１０の作動中は主として下半領域の軸受パッドがロータ軸２の荷重を支持するようになっている。

10

【００３７】

幾つかの実施形態において、ジャーナル軸受１０は、キャリアリング１１と、キャリアリング１１の下半領域の内周側に設けられ、ロータ軸２を下方から支持するように構成された複数の軸受パッド３０、３２と、ロータ軸２の軸方向における複数の軸受パッド３０、３２の両側に設けられる一対のサイドプレート１７、１８と、を備える。

【００３８】

以下、ジャーナル軸受１０の各部材の具体的な構成例について説明する。

キャリアリング１１は、不図示の軸受ケーシングに支持されており、上半部キャリアリング１２及び下半部キャリアリング１３を含む。上半部キャリアリング１２及び下半部キャリアリング１３は、それぞれ、軸方向に直交する断面が半円弧状となるような内周面及び外周面を有している。なお、図示される例では、キャリアリング１１が上半部キャリアリング１２及び下半部キャリアリング１３に分割された構成を示しているが、キャリアリング１１は一体構造であってもよいし、３以上に分割された構成であってもよい。

20

【００３９】

キャリアリング１１の軸方向の両端側には、ロータ軸２の外周に沿って、一対のサイドプレート１７、１８が配置されている。サイドプレート１７、１８は、円板状に形成されており、中央にロータ軸２が貫通する穴が形成されている。これらのサイドプレート１７、１８によって、後述する給油ユニット２５～２９から供給される潤滑油の外部への漏出を適度に抑制するようになっている。

【００４０】

30

図１に示すように、上半部キャリアリング１２は、主としてロータ軸２の跳ね上がりを上方から押え込むために、内周面にガイドメタル（半円環軸受部）２０、２１が取り付けられていてもよい。例えば、上半部キャリアリング１２の軸方向の両端側で且つサイドプレート１７、１８よりも軸方向において内側に、一対のガイドメタル２０、２１が取り付けられている。ガイドメタル２０、２１は、半円形状に形成されている。

このように、上半部キャリアリング１２の内周側にガイドメタル２０、２１が設けられることで、ガイドメタル２０、２１によってロータ軸２の跳ね上がりを押さえ込むことができ、ロータ軸２の跳ね上がりによる部品の破損等を防止できる。なお、キャリアリング１１が、上半部キャリアリング１２及び下半部キャリアリング１３に分割された構造ではなく一体構造である場合、あるいは３以上に分割された構造である場合、ガイドメタル２０、２１は、キャリアリング１１の上半領域に設けられていればよい。

40

【００４１】

上半部キャリアリング１２及び下半部キャリアリング１３には、少なくとも一本の給油ユニット２５～２９が設けられている。例えば、給油ユニット２５～２９は、給油ノズルである。

図２に示す例では、ロータ軸２が図中矢印Ｓに示すように時計回りに回転する場合、ロータ軸２の回転方向Ｓにおいて上流側から給油ユニット（後述する第１給油ユニット）２５、給油ユニット（後述する第１給油ユニット）２６、給油ユニット２７、給油ユニット２８、給油（後述する第２給油ユニット）２９を含む計５本の給油ユニットが設けられている。

50

具体的には、給油ユニット 25, 26 は、最上流に位置する第 1 軸受パッド 30 よりも上流側に、周方向に並んで配置されている。給油ユニット 27, 28 は、第 1 軸受パッド 30 と、該第 1 軸受パッド 30 よりも下流側に位置する第 2 軸受パッド 32 との間に、周方向に並んで配置されている。給油ユニット 29 は、第 2 軸受パッド 32 よりも下流側に配置されている。

【0042】

キャリアリング 11 の内部には、潤滑油供給路（不図示）が形成されている。潤滑油供給路に供給された潤滑油は各給油ユニット 25 ~ 29 に送られて、各給油ユニット 25 ~ 29 から軸受パッド 30, 32 の近傍に噴出される。

【0043】

第 1 軸受パッド 30 および第 2 軸受パッド 32 は、下半部キャリアリング 13 の内周側に設けられ、ロータ軸 2 を下方から支えるように構成されている。

第 1 軸受パッド 30 は、下半部キャリアリング 13 の内周側においてロータ軸 2 の外周に沿って設けられている。

第 2 軸受パッド 32 は、下半部キャリアリング 13 の内周側において第 1 軸受パッド 30 よりもロータ軸 2 の回転方向 S の下流側にロータ軸 2 の外周に沿って設けられている。

このように、下半部キャリアリング 13 に第 1 軸受パッド 30 および第 2 軸受パッド 32 が設けられているので、第 1 軸受パッド 30 および第 2 軸受パッド 32 によってロータ軸 2 を適切に支持できる。

【0044】

なお、キャリアリング 11 が、上半部キャリアリング 12 及び下半部キャリアリング 13 に分割された構造ではなく一体構造である場合、あるいは 3 以上に分割された構造である場合、第 1 軸受パッド 30 および第 2 軸受パッド 32 は、キャリアリング 11 の下半領域に設けられていればよい。

【0045】

次に、図 2 ~ 図 6 を参照して、サイドプレート 17, 18 とのその周辺構造の具体的な構成について説明する。

なお、図 4 は、一実施形態に係るサイドプレート 17, 18 及び給油ユニット 25 ~ 29 を説明するための概略図である。図 5 は、一実施形態に係るサイドプレート 17, 18 の構成を説明するための概略図である。図 6 は、一実施形態に係るサイドプレート 17, 18 の他の構成を説明するための概略図である。図 4 ~ 図 6 は、何れも図 3 に対応した図であるが、これらの図においてキャリアーオーバー抑制部 34, 36 は省略している。

【0046】

幾つかの実施形態に係るジャーナル軸受 10 では、図 4 ~ 図 6 に例示的に示すように、ロータ軸 2 の軸方向（中心軸線 O に沿った方向）における複数の軸受パッド 30, 32 の両側に一对のサイドプレート 17, 18 が設けられており、各々のサイドプレート 17, 18 が、複数の軸受パッド 30, 32 のうち最上流側に位置する第 1 軸受パッド 30 の上流側の周方向範囲を含む第 1 領域と、第 1 領域の上流側に位置し、サイドプレート 17, 18 の内周面とロータ軸 2 の外周面との間の間隔が第 1 領域よりも大きい第 2 領域と、を含む。言い換えれば、このジャーナル軸受 10 では、各々のサイドプレート 17, 18 の第 2 領域とロータ軸 2 との間の第 2 隙間 42 が、各々のサイドプレート 17, 18 の第 1 領域とロータ軸 2 との間の第 1 隙間 40 よりも大きい。

【0047】

本発明者らによる鋭意検討の結果、最上流側に位置する第 1 軸受パッド 30 とロータ軸 2 との間の油膜圧力が不足する原因として、第 1 軸受パッド 30 にキャリアーオーバーされる潤滑油への空気の混入があることを見出した。

すなわち、各々のサイドプレート 17, 18 の内周面とロータ軸 2 の外周面との間に、一对のサイドプレート 17, 18 によって囲まれた軸受内部空間と軸受外部とを連通させるための隙間 40, 42 を有するジャーナル軸受 10 では、下流側の第 2 軸受パッド 32 から上流側の第 1 軸受パッド 30 に至る領域で該隙間 40, 42 から吸い込まれた空気が

10

20

30

40

50

潤滑油に混入し得る。このため、第1軸受パッド30にキャリーオーバーされる潤滑油には多くの空気が含まれ、実質の潤滑油の油量が少ないと考えられる。したがって、第1軸受パッド30の上流側直前の給油ユニット25, 26と、第2軸受パッド32の上流側直前の給油ユニット27, 28との吐出油量が同じであっても、第2軸受パッド32に比べて第1軸受パッド30では潤滑油不足となりやすい。また、潤滑油は非圧縮性流体であるのに対して、潤滑油に含まれる空気は圧縮性流体であるため、第1軸受パッド30（特に前縁近傍）において潤滑油に含まれる気泡が押しつぶされ、第1軸受パッド30の前縁30a側において動圧が生じにくくなる。

これにより、第1軸受パッド30の負荷能力が低下し、複数の軸受パッド30, 32間における負荷能力の適正なバランスが維持できなくなる。そのため、回転数の上昇に伴いロータ軸2の軸心軌跡が鉛直線上から逸れてしまい、異常振動が発生したり、軸受性能が低下したりする可能性が高くなる。

【0048】

そこで、上記実施形態に係るジャーナル軸受10では、各々のサイドプレート17, 18が、複数の軸受パッド30, 32のうち最上流側に位置する第1軸受パッド30の上流側の周方向範囲を含む第1領域と、第1領域の上流側に位置し、サイドプレート17, 18とロータ軸2との間（具体的にはサイドプレート17, 18の内周面とロータ軸2の外周面との間）の間隔が第1領域よりも大きい第2領域と、を含む構成となっている。

この構成において、サイドプレート17, 18の第2領域とロータ軸2との間の間隔（第2隙間42）は比較的広いので、第2領域の周方向範囲において潤滑油は排出されやすい。そのため、回転するロータ軸2に連れまわって第1領域側へ向けて搬送されるキャリーオーバー油は、第1領域に到達する前にその大部分がジャーナル軸受10の外部へ排出される。

また、サイドプレート17, 18の第1領域とロータ軸2との間の間隔は比較的狭いので、第1領域の周方向範囲においては潤滑油が排出され難い。そのため、一对のサイドプレート17, 18の各第1領域とロータ軸2とで囲まれる空間、すなわち第1軸受パッド30の上流側の空間に、潤滑油の油溜まりが形成される。この油溜まりからの潤滑油が第1軸受パッド30とロータ軸2との間の隙間に流れ込んで油膜を形成するため、この油膜に気泡が含有することを抑制でき、第1軸受パッド30における油膜圧力を十分に高く維持することができる。なお、上述したように第2領域の周方向範囲においてキャリーオーバー油はその大部分が排出されるので、油溜まりまで到達するキャリーオーバー油を少なくすることができ、これによっても油溜まりの潤滑油に混入する空気量を低減できる。

これらのことから、複数の軸受パッド30, 32間における負荷能力のバランスを適正に保つことができ、ジャーナル軸受10の異常振動の発生防止および軸受性能の向上が図れる。

【0049】

図2及び図3に例示的に示すように、幾つかの実施形態では、第2領域の周方向範囲内においてキャリアリング12, 13の内周側に、キャリアリング12, 13から径方向内方に向かって突出して設けられ、キャリーオーバー油の下流側への流れを抑制するように構成された少なくとも一つのキャリーオーバー抑制部34, 36をさらに備える。

具体的には、キャリーオーバー抑制部34, 36は、一对のサイドプレート17, 18の間の少なくとも一部において軸方向に延在している。あるいは、図1に示すようにジャーナル軸受10がガイドメタル20, 21を備える場合、少なくとも一つのキャリーオーバー抑制部34, 36は、一对のガイドメタル20, 21間に設けられていてもよい。

また、キャリーオーバー抑制部34, 36は、ロータ軸2の回転に伴って下流側へ流れるキャリーオーバー油を堰き止めるためのダム、又は、ロータ軸2の回転に伴って第1領域の周方向範囲に侵入しようとするキャリーオーバー油をロータ軸2からそぎ落とすためのスクレーパであってもよい。例えば、第2領域の周方向範囲のうち第2軸受パッド32に近い位置に、キャリーオーバー抑制部34としてのダムが設けられ、第2領域の周方向範囲のうち第1軸受パッド30に近い位置に、キャリーオーバー抑制部36としてのスクレーパが設

10

20

30

40

50

けられる。

【 0 0 5 0 】

図 2 及び図 3 に示す実施形態では、一のキャリアオーバー抑制部 3 4 は、第 2 軸受パッド 3 2 の後縁 3 2 b の下流側に設けられている。より具体的には、キャリアオーバー抑制部 3 4 は、最下流の給油ユニット（後述する第 2 給油ユニット）2 9 の下流側であり給油ユニット 2 9 の近傍に設けられていてもよい。

他のキャリアオーバー抑制部 3 6 は、第 1 軸受パッド 3 0 の前縁 3 0 a の上流側に設けられている。より具体的には、キャリアオーバー抑制部 3 6 は、最上流の給油ユニット（後述する第 1 給油ユニット）2 5 の上流側であり給油ユニット 2 5 の近傍に設けられていてもよい。

10

【 0 0 5 1 】

上記実施形態では、第 2 領域の周方向範囲内においてキャリアリング 1 2 , 1 3 の内周側に、キャリアリング 1 2 , 1 3 から径方向内方に向かって突出したキャリアオーバー抑制部 3 4 , 3 6 が設けられている。このキャリアオーバー抑制部 3 4 , 3 6 によって、キャリアオーバー油が第 2 領域よりも下流側へ流れることが抑制されるので、第 1 領域の周方向範囲に形成された油溜まりに流入するキャリアオーバー油量を低減することができる。よって、第 1 軸受パッド 3 0 とロータ軸 2 との間の油膜に空気が混入することをより効果的に抑制できる。

【 0 0 5 2 】

図 2 及び図 4 に示すように、一実施形態におけるジャーナル軸受 1 0 は、第 1 領域の周方向範囲内において第 1 軸受パッド 3 0 の上流側に設けられ、第 1 軸受パッド 3 0 に潤滑油を供給するための少なくとも一本の第 1 給油ユニット 2 5 , 2 6 をさらに備える。図示される構成例では、2 本の第 1 給油ユニット 2 5 , 2 6 が周方向に配列されている。

20

【 0 0 5 3 】

上記実施形態によれば、第 1 領域の周方向範囲内において第 1 軸受パッド 3 0 の上流側に位置する第 1 給油ユニット 2 5 , 2 6 によって、第 1 軸受パッド 3 0 の上流側に確実に油溜まりを形成することができる。そのため、気泡の混入がない又は少ない油溜まりを第 1 軸受パッド 3 0 の上流側に形成し、かかる油溜まりから第 1 軸受パッド 3 0 に潤滑油を供給することで、潤滑油への気泡混入に起因した第 1 軸受パッド 3 0 の負荷能力の低減を抑制することができる。

30

【 0 0 5 4 】

一実施形態では、第 2 領域の周方向範囲内において、複数の軸受パッド 3 0 , 3 2 のうち最下流側に位置する第 2 軸受パッド 3 2 の下流側に設けられ、第 2 軸受パッド 3 2 の後縁 3 2 b 側に潤滑油を供給するための第 2 給油ユニット 2 9 をさらに備える。

【 0 0 5 5 】

上記実施形態のように、第 2 給油ユニット 2 9 が、最下流側に位置する第 2 軸受パッド 3 2 よりも下流側に設けられている場合、第 2 給油ユニット 2 9 から第 2 軸受パッド 3 2 の後縁側に供給された潤滑油は、キャリアオーバー油として第 1 軸受パッド 3 0 側へ搬送されやすい。この点、上記構成では、第 2 給油ユニット 2 9 が第 2 領域の周方向範囲内に設けられているので、第 2 給油ユニット 2 9 から供給された潤滑油の大部分は、サイドプレート 1 7 , 1 8 とロータ軸 2 との間の隙間から外部へ排出される。そのため、第 2 給油ユニット 2 9 から供給された潤滑油がキャリアオーバー油として第 1 軸受パッド 3 0 まで到達することを抑制できる。

40

【 0 0 5 6 】

図 4 に示すように、第 1 領域の下流側端は、第 1 軸受パッド 3 0 の後縁 3 0 b よりも下流側に位置していてもよい。なお、第 1 軸受パッド 3 0 において、前縁 3 0 a は上流側に位置する縁部であり、後縁 3 0 b は下流側に位置する縁部である。

この構成によれば、第 1 軸受パッド 3 0 の上流側及び該第 1 軸受パッド 3 0 の周方向範囲内ではサイドプレート 1 7 , 1 8 とロータ軸 2 との間隔が比較的狭いので、油溜まりおよび第 1 軸受パッド 3 0 に保持される潤滑油量を十分に確保することができる。よっ

50

て、第 1 軸受パッド 30 における油膜圧力を高く維持することができる。

【0057】

図 5 を参照して、一実施形態に係るジャーナル軸受 10 は、第 1 領域の下流側端および第 2 領域の上流側端の角度位置は、複数の軸受パッド 30, 32 のうち最下流側に位置する第 2 軸受パッド 32 の張り角を θ とし、第 2 軸受パッド 32 の後縁 32b の角度位置を θ_{TE} としたとき、 $\theta_{TE} - 0.25 < \theta < \theta_{TE} + 0.25$ を満たす。なお、第 2 軸受パッド 32 において、前縁 32a は上流側に位置する縁部であり、後縁 32b は下流側に位置する縁部である。

【0058】

上記実施形態では、第 1 領域の下流側端および第 2 領域の上流側端が、複数の軸受パッド 30, 32 のうち最下流側に位置する第 2 軸受パッド 32 の後縁 32b 付近に位置している。すなわち、サイドプレート 17, 18 とロータ軸 2 との間の隙間が比較的狭い第 1 領域の周方向範囲が、複数の軸受パッド 30, 32 が設けられた領域を概ねカバーしており、各軸受パッド 30, 32 に保持される潤滑油量を十分に確保できる。また、サイドプレート 17, 18 とロータ軸 2 との間の隙間が比較的広い第 2 領域の周方向範囲が、第 2 軸受パッド 32 の後縁 32b 付近から始まっている。そのため、第 2 軸受パッド 32 の直ぐ下流側において、第 2 領域におけるサイドプレート 17, 18 とロータ軸 2 との間の比較的広い第 2 隙間 42 から潤滑油を排出することで、キャリーオーバー油を効果的に減らすことができる。

【0059】

図 3 ~ 図 6 に示す実施形態では、各々のサイドプレート 17, 18 は、サイドプレート 17, 18 とロータ軸 2 との間の間隔が第 1 間隔（第 1 隙間 40 の大きさ）で一定の第 1 領域を形成する下半部サイドプレート 17B, 18B（単に下半部と称する場合もある）と、サイドプレート 17, 18 とロータ軸 2 との間の間隔が第 2 隙間 42 で一定の第 2 領域を形成する上半部サイドプレート 17A, 18A（単に上半部と称する場合もある）と、を含む。

【0060】

上記実施形態では、一对のサイドプレート 17, 18 のそれぞれが、上半部サイドプレート 17A, 18A および下半部サイドプレート 17B, 18B を含む半割構造となっている。そのため、各サイドプレート 17, 18 の製造および取付けの作業性向上が図れる。なお、上半部サイドプレート 17A, 18A 及び下半部サイドプレート 17B, 18B が占める角度範囲は特に限定されないが、例えば、上半部サイドプレート 17A, 18A 及び下半部サイドプレート 17B, 18B がそれぞれ 180 度の角度範囲にわたって設けられていてもよい。

また、上半部サイドプレート 17A, 18A および下半部サイドプレート 17B, 18B は、それぞれ、ロータ軸 2 との間に一定の隙間を形成するようになっており、上半部サイドプレート 17A, 18A とロータ軸 2 の間の第 1 隙間 40（第 1 間隔）と、下半部サイドプレート 17B, 18B とロータ軸 2 の間の第 2 隙間 42（第 2 間隔）とは間隔が異なっている。すなわち、第 1 領域を形成する下半部サイドプレート 17B, 18B と、第 2 領域を形成する上半部サイドプレート 17A, 18A とは別体で形成されているため、間隔の異なる第 1 隙間 40 および第 2 隙間 42 の調整が容易である。

【0061】

また、図 5 に示す実施形態では、各々のサイドプレート 17, 18 は、下半部サイドプレート 17B, 18B と上半部サイドプレート 17A, 18A との接合面 50 が水平面に対して傾斜している。なお、図 5 には、水平方向が X 軸であり、鉛直方向が Y 軸である座標系を示している。

同図において、下半部サイドプレート 17B, 18B 及び上半部サイドプレート 17A, 18A は、それぞれ、中心角が 180 度の半円環形状をなしており、互いの接合面 50 が、水平面を表す X 軸に対して傾斜している。

これにより、各軸受パッド 30, 32、油溜まり、および軸受内部空間と外部空間とを

10

20

30

40

50

連通する隙間 4 2 のそれぞれの配置の自由度を向上させることができる。

【 0 0 6 2 】

また、上記実施形態において、下半部サイドプレート 1 7 B , 1 8 B の上流側の方がその下流側よりも上方に位置するように各々のサイドプレート 1 7 , 1 8 を配置すれば、第 1 軸受パッド 3 0 の直ぐ上流側における第 1 領域の延設範囲を広げることができ、第 1 軸受パッド 3 0 の上流側における油溜まりが形成される領域を拡大できる。一方、最下流側パッド（図では第 2 軸受パッド 3 2 ）の直ぐ下流側まで第 2 領域の延設範囲を広げることができ、最下流側パッドの直ぐ下流側において、ロータ軸 2 とサイドプレート 1 7 , 1 8 との間の隙間 4 2 から潤滑油を外部に排出し、キャリアオーバー油を効果的に減らすことができる。

10

【 0 0 6 3 】

さらに、上記実施形態において、接合面 5 0 の水平面（図 5 の X 軸）に対する傾斜角は、5 度以上 4 5 度以下であってもよい。

このように、上半部サイドプレート 1 7 A , 1 8 A と下半部サイドプレート 1 7 B , 1 8 B の接合面 5 0 の傾斜角 を上記範囲内に設定することで、第 1 領域及び第 2 領域を適切に配置し、第 1 軸受パッド 3 0 の上流側の油溜まり領域を広く確保するとともに、最下流側パッド（図では第 2 軸受パッド 3 2 ）の直ぐ下流側における潤滑油の排出を促進し、キャリアオーバー油を効果的に減らすことができる。

【 0 0 6 4 】

図 6 に示すように、一実施形態では、第 1 領域における間隔（第 1 隙間 4 0 の大きさ）を G_1 とし、第 2 領域における間隔（第 2 隙間 4 2 の大きさ）を G_2 とし、サイドプレート 1 7 , 1 8 の内径を D としたとき、 $G_1 = 0.01D$ 、且つ、 $G_2 = 0.02D$ を満たす。なお、サイドプレート 1 7 , 1 8 の内径 D とは、サイドプレート 1 7 , 1 8 のうちロータ軸 2 を囲む内周縁と、サイドプレート 1 7 , 1 8 の中心軸との距離である。

20

【 0 0 6 5 】

上記実施形態によれば、第 1 領域におけるサイドプレート 1 7 , 1 8 の内周面とロータ軸 2 の外周面との間隔を G_1 と、第 2 領域におけるサイドプレート 1 7 , 1 8 の内周面とロータ軸 2 の外周面との間隔を G_2 とを、上記範囲内に設定することにより、油溜まりの形成およびキャリアオーバー油の排出をより効果的に行うことができる。

【 0 0 6 6 】

図 2 に示すように、一実施形態において各々のサイドプレート 1 7 , 1 8 は、隣接する一对の軸受パッド 3 0 , 3 2 間の周方向位置において、潤滑油を排出するための少なくとも一つの開口 5 2 を有する。例えば、開口 5 2 は、ロータ軸 2 の軸方向に沿って、軸受内部空間と軸受外部空間とを連通するように延設される。

30

上記構成によれば、軸受パッド間において開口 5 2 から潤滑油が排出されるので、軸受パッド 3 0 , 3 2 間に潤滑油が溜まってロータ軸 2 の攪拌抵抗が増大してしまうことを回避できる。

【 0 0 6 7 】

上述したように、本発明の少なくとも幾つかの実施形態によれば、第 2 領域の周方向範囲においてキャリアオーバー油が積極的に軸受外部へ排出され、第 1 領域の周方向範囲において油溜まりが形成される。この油溜まりからの潤滑油が第 1 軸受パッド 3 0 とロータ軸 2 との間の隙間に流れ込んで油膜を形成するので、この油膜には気泡が殆ど含まれず、第 1 軸受パッド 3 0 における油膜圧力を十分に高く維持することができる。よって、複数の軸受パッド 3 0 , 3 2 間における負荷能力のバランスを適正に保つことができ、ジャーナル軸受 1 0 の異常振動の発生防止および軸受性能の向上が図れる。

40

【 0 0 6 8 】

なお、図 1 に示すように、本実施形態に係るジャーナル軸受 1 0 が適用される回転機械 1 としては、ガスタービンや蒸気タービン（例えば原子力プラントの蒸気タービン）や機械駆動用タービン等のタービン、風力発電装置等の風力機械、送風機、過給機、又は圧縮機などが挙げられる。

50

【 0 0 6 9 】

ここで、回転機械 1 は、回転駆動されるロータ軸 2 と、ロータ軸 2 を収容する軸受ハウジング（不図示）と、ロータ軸 2 を支持するためのジャーナル軸受 1 0 と、を備える。

この回転機械 1 によれば、異常振動が発生しにくく且つ優れた軸受性能を有するジャーナル軸受 1 0 を備えているので、信頼性の高い回転機械 1 を提供することができる。

【 0 0 7 0 】

本発明は上述した実施形態に限定されることはなく、上述した実施形態に変形を加えた形態や、これらの形態を適宜組み合わせた形態も含む。

【 0 0 7 1 】

例えば、上述した実施形態では、中心角が 1 8 0 度の半円環形状を有するサイドプレート 1 7 , 1 8 を備えたジャーナル軸受 1 0 について説明したが、サイドプレート 1 7 , 1 8 の構成はこれに限定されるものではない。例えば、図 7 に示す実施形態では、サイドプレートは、中心角が 1 8 0 度より大きい上半部サイドプレート 1 7 A , 1 8 A と、中心角が 1 8 0 度より小さい下半部サイドプレート 1 7 B , 1 8 B と、を有する半割形状となっている。あるいは、図 8 に示す実施形態では、サイドプレートは、第 1 領域を含む下半部サイドプレート 1 7 B , 1 8 B と、第 2 領域を含む上半部サイドプレート 1 7 A , 1 8 A と、第 1 領域及び第 2 領域の何れも含まない他のサイドプレート 1 7 C , 1 8 C と、を備える 3 分割形状となっている。

【 0 0 7 2 】

例えば、「ある方向に」、「ある方向に沿って」、「平行」、「直交」、「中心」、「同心」或いは「同軸」等の相対的或いは絶対的な配置を表す表現は、厳密にそのような配置を表すのみならず、公差、若しくは、同じ機能が得られる程度の角度や距離をもって相対的に変位している状態も表すものとする。

例えば、「同一」、「等しい」及び「均質」等の物事が等しい状態であることを表す表現は、厳密に等しい状態を表すのみならず、公差、若しくは、同じ機能が得られる程度の差が存在している状態も表すものとする。

例えば、四角形状や円筒形状等の形状を表す表現は、幾何学的に厳密な意味での四角形状や円筒形状等の形状を表すのみならず、同じ効果が得られる範囲で、凹凸部や面取り部等を含む形状も表すものとする。

一方、一の構成要素を「備える」、「含む」、又は、「有する」という表現は、他の構成要素の存在を除外する排他的な表現ではない。

【 符号の説明 】

【 0 0 7 3 】

- 1 回転機械
- 2 ロータ軸
- 1 0 ジャーナル軸受
- 1 2 上半部キャリアリング
- 1 3 下半部キャリアリング
- 1 7 , 1 8 サイドプレート
- 1 7 A , 1 8 A 上半部サイドプレート
- 1 7 B , 1 8 B 下半部サイドプレート
- 2 0 , 2 1 ガイドメタル
- 2 5 , 2 6 第 1 給油ユニット
- 2 7 , 2 8 給油ユニット
- 2 9 第 2 給油ユニット
- 3 0 第 1 軸受パッド
- 3 2 第 2 軸受パッド
- 3 4 , 3 6 キャリーオーバ抑制部
- 4 0 第 1 隙間
- 4 2 第 2 隙間

10

20

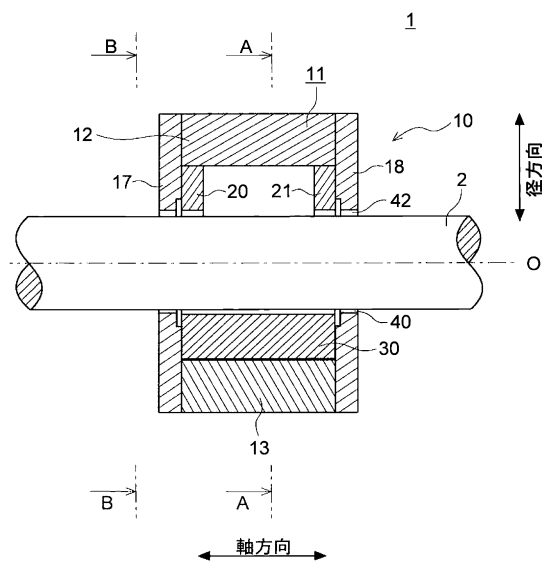
30

40

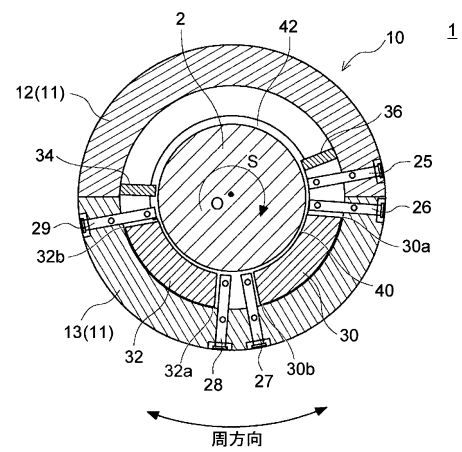
50

5 0 接合面
5 2 開口

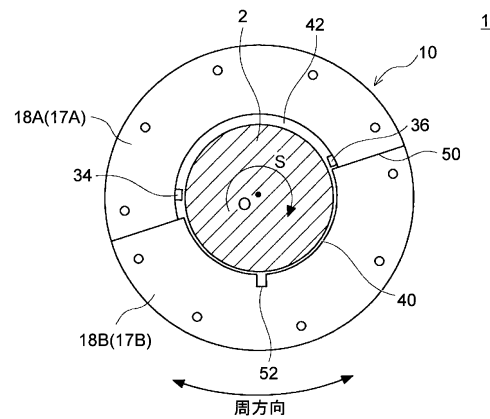
【図 1】



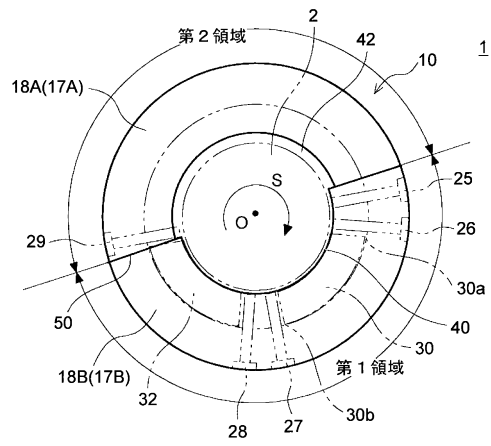
【図 2】



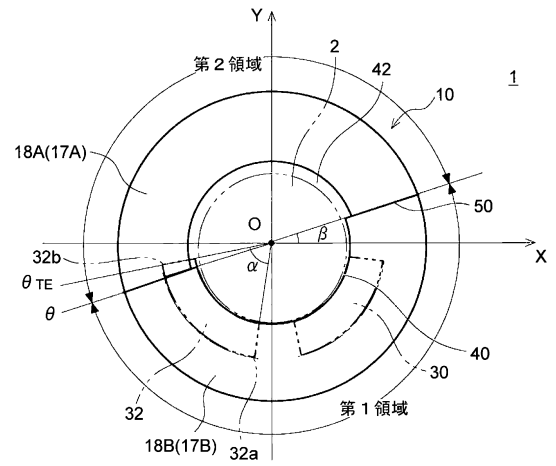
【図 3】



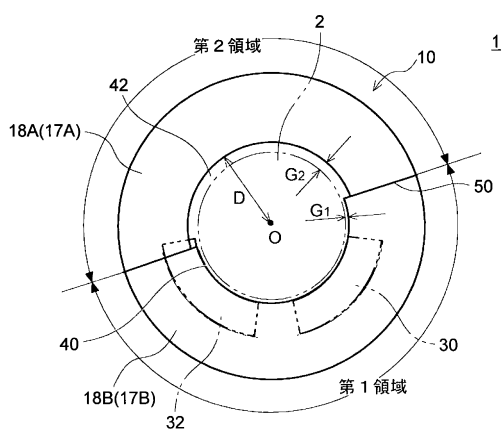
【図 4】



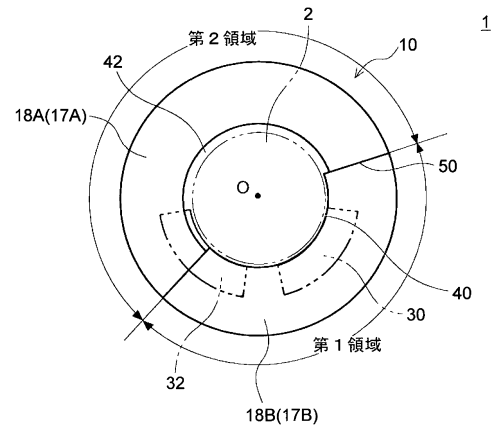
【図 5】



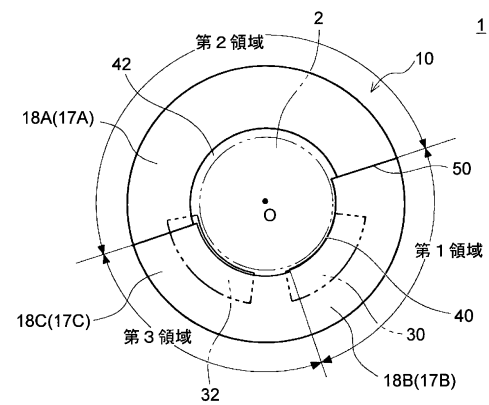
【図 6】



【図 7】



【図 8】



 フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
 F 0 2 C 7/06 D
 F 0 2 C 7/06 Z

(72)発明者 中野 隆
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内
 (72)発明者 脇 勇一朗
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内
 (72)発明者 小澤 豊
 兵庫県高砂市荒井町東本町1-7 三陽テクノサービス株式会社内
 (72)発明者 杼谷 直人
 神奈川県横浜市西区みなとみらい三丁目3番1号 三菱日立パワーシステムズ株式会社内

審査官 横山 幸弘

(56)参考文献 特開2013-204651(JP,A)
 特開2015-031331(JP,A)
 特開2011-179609(JP,A)
 特開2014-202268(JP,A)
 特開2014-196788(JP,A)
 特開2010-101362(JP,A)
 特開平9-126228(JP,A)
 特開2003-176818(JP,A)
 米国特許第8123409(US,B2)
 米国特許第6485182(US,B2)
 米国特許第4686403(US,A)
 米国特許第5738445(US,A)
 米国特許第3687510(US,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
 F 1 6 C 1 7 / 0 3
 F 0 1 D 2 5 / 1 6
 F 0 2 C 7 / 0 6
 F 1 6 C 3 3 / 1 0